

ЎЗБЕКИСТОН RESPUBLIKASI FANLAR АКАДЕМИЯСИ
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

ЎЗБЕКИСТОН
ЖУРНАЛИ

4
2020

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2020

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

Члены редколлегии: докт. техн. наук, проф. А. АБДУСАТТАРОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Р.А. АБДУКАРИМОВ, докт. техн. наук, проф. Ш.П. АЛИМУХАМЕДОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. А.Б. АХМЕДОВ, докт. техн. наук, проф. Г.А. БАХАДИРОВ,
докт. техн. наук С.И. ИСМОИЛОВА, докт. физ.-мат. наук, проф. Н.А. КОРШУНОВА,
докт. техн. наук, проф. А.Е.ЛУГАЧЕВ, докт. техн. наук, проф. Р.К. МАМАЖОНОВ,
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, канд. физ.-мат. наук Ш.М. ТОХИРОВ, докт. техн. наук, проф. М. ТОШБОЛТАЕВ,
докт. техн. наук, проф. А.Т. ТУХТАКУЗИЕВ, докт. техн. наук, проф. А.З. ХАСАНОВ,
докт. техн. наук, проф. И.К. ХУЖАЕВ, докт. физ.-мат. наук, проф. Б.Х. ХУЖАЁРОВ,
PhD. А.С. ЮВМИТОВ, докт. техн. наук, проф. Ш.С.ЮЛДАШЕВ

Адрес редакции:
100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 33.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений 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.

Сдано в набор 18.03.2021. Подписано в печать 07.04.2021.
Формат 60×84 1/8. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. 10.23. Уч.-изд. л. 16.87. Тираж 100. Заказ № 649.
Цена договорная.

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

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ СИСТЕМ С НЕИДЕАЛЬНЫМИ СВЯЗЯМИ В ИЗБЫТОЧНЫХ КООРДИНАТАХ

Рассматриваются вопрос распространения уравнений движения в избыточных координатах М.Ф. Шульгина при помощи метода комбинирования связей, предложенного П. Пенлеве для систем с неидеальными геометрическими связями, и метод составления этих уравнений [1, 2]. Как известно, указанные уравнения были введены для преодоления трудоемких аналитических вычислений при составлении уравнений Лагранжа для некоторых классов задач с геометрическими связями.

Ранее при разработке общей теории, аналогичной, например, той, которую дают уравнения в обобщенных координатах Лагранжа в применении к системам с неидеальными связями, основополагающие результаты были получены в работах П. Пенлеве и др., рассматривающих механические системы с трением.

При составлении уравнений движения систем с трением, помимо заданных сил, необходимо знать также силы трения, или, по крайней мере, сумму элементарных работ реакций на возможных перемещениях [3].

В этом случае, как известно, сумма элементарных работ сил реакций на любом возможном перемещении не равна нулю:

$$\sum_{k=1}^N \bar{R}_k \delta \bar{r}_k = \tau \neq 0.$$

Следуя работам [1, 2], силу реакции связей \bar{R}_k можно единственным образом разложить на составляющие \bar{R}_k^n и \bar{R}_k^r такие, что обе системы сил обладают следующими свойствами:

1. При всяком возможном перемещении системы выполняется

$$\sum_{k=1}^N \bar{R}_k^n \delta \bar{r}_k = 0.$$

2. Векторы $\frac{\bar{R}_k^r \delta t}{m_k}$ находятся среди возможных перемещений, причем

$$\sum_{k=1}^N \bar{R}_k^r \delta \bar{r}_k = \tau \neq 0,$$

\bar{R}_v^r – сила трения (определение П. Пенлеве). Силы связей и силы трения имеют вид

$$R_v^n = \sum_{\rho=1}^m \lambda_{\rho} \frac{\partial f_{\rho}}{\partial x_v}, \quad R_v^r = \sum_{j=1}^n \mu_j \frac{\partial (m_v \dot{x}_v)}{\partial \dot{q}_j}.$$

При вышеуказанных утверждениях можно получить уравнения движения системы в избыточных координатах, распространенных на системы с трением, где силы реакций не зависят от трения. Эти уравнения имеют следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - E_i(T) = Q_i + Q_i^r,$$

где $E_i(T) = \frac{\partial T}{\partial q_i} + \sum_{\beta} B_{i\beta} \frac{\partial T}{\partial q_{\beta}}$. Q_i^r – обобщенные силы, соответствующие силам трения.

В правую часть полученных уравнений входят обобщенные силы, которые соответствуют силам трения. Далее покажем на конкретном примере, как с помощью комбинирования связей определить закон трения системы и обобщенные силы, соответствующие силам трения. В качестве примера рассмотрим следующую задачу. Две материальные точки M_1 и M_2 с массами m_1 , m_2 соединены стержнем неизменной длины l с пренебрежимо малой массой. Материальная точка M_1 движется по горизонтальной прямой с коэффициентом трения, равным f , лежащей в вертикальной плоскости, под действием силы, направленной по касательной к траектории. Система может двигаться только в вертикальной плоскости и только так, что скорость середины стержня направлена вдоль стержня. Требуется определить закон трения системы и составить уравнения движения системы. Уравнениями связей для данной системы являются следующие:

$$f_1 = y_1 = 0,$$

$$f_2 = \frac{1}{2}((y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2 - l^2) = 0, \quad (1)$$

$$(x_2 - x_1)(\dot{y}_2 + \dot{y}_1) - (y_2 - y_1)(\dot{x}_2 + \dot{x}_1) = 0. \quad (2)$$

Следуя общей теории, определим закон трения системы. Для этого сначала введем силы связей:

для точки M_2 : $\vec{R}'_{21} + \vec{R}'_{22}$ (положительное направление от M_1 к M_2),

для точки M_1 : $\vec{Y} - \vec{R}'_{21} + \vec{R}'_{22}$.

Силами трения будут:

$$\text{для точки } M_2: \vec{R}_{21} - \vec{R}'_{21} + \vec{R}_{22} - \vec{R}'_{22} = \vec{\rho}_{21} + \vec{\rho}_{22} \Rightarrow \vec{\rho}_2 = \vec{\rho}_{21} + \vec{\rho}_{22} \quad (3)$$

$$\text{для точки } M_1: \vec{\rho}_1 = \vec{R} - \vec{Y} - \vec{\rho}_{21} + \vec{\rho}_{22},$$

где \vec{R}'_{21} – сила связи (1), направленная вдоль стержня, при этом считается, что положительное направление от M_1 к M_2 ; \vec{R}'_{22} – сила связи (2), направленная перпендикулярно стержню; \vec{Y} – сила связи, направленная перпендикулярно к оси Ox ; $\vec{R}, \vec{R}_{21}, \vec{R}_{22}$ – силы реакций связей; $\vec{\rho}_1, \vec{\rho}_{21}, \vec{\rho}_{22}$ – силы трения.

Следуя общей теории, виртуальные перемещения системы выберем $\vec{\rho}_1 \delta \vec{r}_1 / m_1 = \delta \vec{r}_1$ для точки M_1 , а $\vec{\rho}_2 \delta \vec{r}_2 / m_2 = \delta \vec{r}_2$ для точки M_2 . Тогда очевидно $\delta \vec{r}_1$ будет иметь направление по горизонтальной оси Ox . Поэтому $\vec{\rho}_1 \delta \vec{r}_1 \vec{j} = 0$, или, проектируя, имеем

$$R_y - Y - \rho_{21} \sin \theta + \rho_{22} \cos \theta = 0, \quad (4)$$

где θ – угол между горизонтальной осью Ox и M_1M_2 .

Если иметь в виду уравнение связи (1), то проекции виртуальных перемещений $\delta \vec{r}_1$, $\delta \vec{r}_2$ в направлении M_1M_2 равны, откуда имеем:

$$\frac{1}{m_1} n p_{M_1M_2} \vec{\rho}_1 = \frac{1}{m_2} n p_{M_1M_2} \vec{\rho}_2 \Rightarrow \frac{1}{m_1} (R_x \cos \theta + (R_y - Y) \sin \theta - \rho_{21}) = \frac{1}{m_2} \rho_{22}, \quad (5)$$

или

$$\frac{1}{m_1} \rho_1 \cos \theta = \frac{1}{m_2} \rho_2. \quad (6)$$

В силу уравнений связей (2) сумма проекций виртуальных перемещений точек в направлении, перпендикулярном M_1M_2 , также равна нулю. Следовательно, получим

$$n p_x \left(\frac{1}{m_1} \vec{\rho}_1 + \frac{1}{m_2} \vec{\rho}_2 \right) \Rightarrow \frac{1}{m_1} (R_x \sin \theta - (R_y - Y) \cos \theta - \rho_{22}) - \frac{1}{m_2} \rho_{22} = 0. \quad (7)$$

После простых преобразований уравнения (5) и (7) примут вид

$$R_x \cos \theta = \left(\frac{m_1}{m_2} + \cos^2 \theta \right) \rho_{21} + \rho_{22} \cos \theta \sin \theta, \quad (8)$$

$$R_x \sin \theta = \left(\frac{m_1}{m_2} + \sin^2 \theta \right) \rho_{22} + \rho_{21} \sin \theta \cos \theta. \quad (9)$$

Исключая из этих уравнений R_x , получим

$$\rho_{22} = \tan \theta \rho_{21}. \quad (10)$$

Таким образом, для составляющих сил трения ρ_1 , ρ_{21} и ρ_{22} будем иметь

$$\rho_{21} = \frac{m_2 R_x \cos \theta}{m_1 + m_2}, \quad (11)$$

$$\rho_{22} = \frac{m_2 R_x \sin \theta}{m_1 + m_2}, \quad (12)$$

$$\rho_1 = \frac{m_1 R_x}{m_1 + m_2}. \quad (13)$$

Вводя обозначения

$$Y = \lambda, \quad R'_{21} = \lambda_1, \quad R'_{22} = \lambda_2, \quad \mu = \frac{R_x}{m_1 + m_2}, \quad (14)$$

перепишем составляющие сил трения в следующем виде:

для точки M_1 $\rho_{1x}=m_1\mu$, $\rho_{1y}=0$, а для точки M_2

$$\rho_{2x} = \rho_{21} \cos \theta - \rho_{22} \sin \theta, \quad \rho_{2y} = \rho_{21} \sin \theta + \rho_{22} \cos \theta,$$

или с учетом соотношения (10) будем иметь

$$\rho_{2x} = m_2 \mu \cos 2\theta, \quad \rho_{2y} = m_2 \mu \sin 2\theta. \quad (15)$$

Соответственно силы связей для точек $M_1 M_2$ можно записать в следующем виде:

$$R'_{1x} = \lambda - \lambda_1 \cos \theta - \lambda_2 \sin \theta,$$

$$R'_{1y} = -\lambda_1 \sin \theta - \lambda_2 \cos \theta,$$

$$R'_{2x} = \lambda_1 \cos \theta - \lambda_2 \sin \theta,$$

$$R'_{2y} = \lambda_1 \sin \theta + \lambda_2 \cos \theta.$$

Что касается закона Кулона, связывающего R_x и R_y , то эту зависимость запишем в виде соотношения $|R_x| = f|R_y|$ (направление противоположно скорости точки M_1).

Имея в виду уравнение (7), получим

$$\mu = \frac{\varepsilon \lambda}{m_1 + m_2} \quad (\varepsilon = \pm 1), \quad (16)$$

где значение ε подбирается в зависимости от направления скорости точки M_1 , то есть соотношение (16) распадается на два случая

$$\mu = -\frac{f\lambda}{m_1 + m_2} \quad (\dot{x}_1 > 0), \quad \mu = \frac{f\lambda}{m_1 + m_2} \quad (\dot{x}_1 < 0). \quad (17)$$

Теперь составим уравнения движения системы в виде уравнений Лагранжа. В качестве обобщенной координаты примем угол θ . В этом случае уравнение связи (2) примет вид

$$\dot{x}_1 = \frac{l\dot{\theta}}{2\sin \theta}. \quad (18)$$

Это уравнение интегрируется в квадратурах и представляет собой геометрическую связь

$$\operatorname{tg} \frac{\theta}{2} = C e^{\frac{2x_1}{l}}.$$

Кинетическая энергия системы имеет вид

$$T = \frac{1}{8} \frac{(m_1 + m_2)l^2}{\sin^2 \theta} \dot{\theta}^2. \quad (19)$$

Вычислим обобщенные силы, соответствующие активным и пассивным силам:

$$\delta A_{ак} = X \delta x_1 + m_2 g l \cos \theta \delta \theta = \left(X \frac{l}{2 \sin \theta} + m_2 g l \cos \theta \right) \delta \theta = (X + 2m_2 g \cos \theta \sin \theta) \delta x_1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q_{ак} = \frac{Xl}{2 \sin \theta} + m_2 g l \cos \theta, Q_{x_1} = X + 2m_2 g \cos \theta \sin \theta.$$

Что касается обобщенной силы Q_{mp} , соответствующей силам трения, то все выкладки проведем подробным образом. Так как равнодействующая сил реакций для точки M_1 равна $(\bar{R} - \bar{R}_{21} + \bar{R}_{22})$, а для точки $M_2 - (\bar{R}_{21} + \bar{R}_{22})$, то сумма элементарных работ системы сил $\bar{R}_{21}, -\bar{R}_{21}$ будет равна нулю, поскольку эти силы распространены вдоль стержня в противоположных направлениях. Для остальных составляющих сил реакций с учетом (18) имеем

$$\delta A_{mp} = \frac{\rho_1 l}{2 \sin \theta} \delta \theta = \rho_1 \delta x_1.$$

Таким образом,

$$Q_{mp} = \frac{\rho_1 l}{2 \sin \theta} = \frac{m_1 \mu l}{2 \sin \theta}, Q_{x_1} = \rho_1 = m_1 \mu,$$

а уравнение Лагранжа примет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{Xl}{2 \sin \theta} + m_2 g l \cos \theta + \frac{m_1 \mu l}{2 \sin \theta}, \quad (20)$$

где значение μ определяется из соотношения (17), т. е.

$$\mu = \frac{\varepsilon f \lambda}{m_1 + m_2} = \frac{\varepsilon f}{m_1 + m_2} \left(-(m_1 + m_2)g - m_2 \left(\frac{l\dot{\theta}^2}{\sin \theta} - 2g \cos^2 \theta \right) \right).$$

$$\lambda = -(m_1 + m_2)g - m_2 \left(\frac{l\dot{\theta}^2}{\sin \theta} - 2g \cos^2 \theta \right).$$

Подставляя μ в (20), будем иметь

$$\frac{1}{4}(m_1 + m_2)l^2 \left[\frac{\ddot{\theta}}{\sin^2 \theta} - \frac{\cos \theta \dot{\theta}^2}{\sin^3 \theta} \right] = lm_2 g \cos \theta + \frac{lX}{2 \sin \theta} + \frac{l f \varepsilon}{2 \sin \theta} \left(-(m_1 + m_2)g - m_2 \left(\frac{l\dot{\theta}^2}{\sin \theta} - 2g \cos^2 \theta \right) \right).$$

Как видно, уравнение движения имеет достаточно сложную структуру, поэтому в данной ситуации удобно не исключать переменную x_1 , т. е. составить уравнения движения в избыточных координатах

$$(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 = X + 2m_2 g \cos \theta \sin \theta + m_1 \mu, \quad 2\dot{x}_1 \sin \theta = l\dot{\theta}.$$

Выше при составлении уравнения движения мы оставили в стороне случай, когда $\dot{x}_1 = 0$, т. е., когда скорость точки M_1 равна нулю. В этом случае возможны два варианта.

Пусть скорость и ускорение точки M_1 одновременно равны нулю. Тогда для силы трения покоя имеет место следующее соотношение:

$$R_x = R_{12} \cos \theta + R_{22} \sin \theta - X = (\lambda_1 + m_2 \mu \cos \theta) \cos \theta +$$

$$+ (\lambda_2 + m_2 \mu \sin \theta) \sin \theta - X = \lambda_1 \cos \theta + \lambda_2 \sin \theta + m_2 \mu - X.$$

С другой стороны, $R_x = (m_1 + m_2)\mu$. Отсюда следует, что

$$m_1 \mu = \lambda_1 \cos \theta + \lambda_2 \sin \theta - X.$$

Подставляя $\dot{x}_1 = 0, \dot{\theta} = 0$ в выражение λ_1, λ_2 , будем иметь:

$$\lambda_2 = \frac{m_2}{m_1(m_1 + m_2)} (m_1 X \sin \theta - m_1 g \cos \theta (m_1 + m_2 \cos^2 \theta) + m_1 m_2 g \sin^2 \theta \cos \theta),$$

$$\lambda_1 = \frac{m_2}{m_1(m_1 + m_2)} (m_1 X \cos \theta - m_1 m_2 g \cos^2 \theta \sin \theta + m_1 (m_1 + m_2 \sin^2 \theta) g \sin \theta),$$

$$\lambda = -(m_1 + m_2)g + m_2 2g \cos^2 \theta.$$

Таким образом, $\lambda_1 \cos \theta + \lambda_2 \sin \theta = \frac{m_2}{m_1 + m_2} [X - m_1 g \sin 2\theta]$,

$$m_1 \mu = \lambda_1 \cos \theta + \lambda_2 \sin \theta - X = \frac{m_2}{m_1 + m_2} [X - m_1 g \sin 2\theta] - X = -\frac{m_1}{m_1 + m_2} [X + m_2 g \sin 2\theta].$$

Полученное из последнего соотношения μ подставим в неравенство

$$|R_r| \leq f|\lambda|,$$

будем иметь: $|X + m_2 g \sin 2\theta| \leq f|(m_1 + m_2)g - m_2 2g \cos^2 \theta|$.

Если неравенство выполняется, то x_1 остается постоянной, и наоборот, если неравенство не выполняется, то $R_r = (m_1 + m_2)\mu = \varepsilon f (-(m_1 + m_2)g + 2m_2 g \cos^2 \theta)$, где знак ε выбирается противоположным знаком выражения

$$\lambda_1 \cos \theta + \lambda_2 \sin \theta + m_2 \mu - X.$$

Следовательно, для составления полной системы уравнений движения систем с трением часто необходимо знание не только элементарных работ активных сил и сил трения на виртуальных перемещениях системы, но и сил связей, действующих на механическую систему. Полученные результаты позволяют рассмотреть также вопрос реализации условных связей в системах с неидеальными связями.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Пенлеве П. Лекции о трении // Пер. с франц. М.: Гостехиздат, 1954. – 316 с.
- [2] Ш у л ь г и н М. Ф. О некоторых уравнениях аналитической динамики и методах их интегрирования. Ташкент: САГУ, 1958.
- [3] А н д р о н о в В. В., Ж у р а в л ь е в В. Ф. Сухое трение в задачах механики. М.: Ижевск: НИЦ, 2010.

М.Н. Сидиков. Ноидеал боғланишли ортиқча координатли системаларнинг ҳаракат тенгламалари

Ноидеал геометрик боғланишли механик системалар учун ортиқча координатлардаги М.Ф.Шульгин тенгламаларини П. Пенлевенинг комбинациялаш усули ёрдамида тузиш масаласи кўриб чиқилган. Аниқ масалада система шиқаланиш қонуни аниқланиб, уларга тегишли умумлашган кучлар аниқланган ва ҳаракат тенгламалари олинган.

M.N. Sidikov. Equations of motion for systems with imperfect constraints in redundant coordinates

The problem of propagation of equations of motion in redundant coordinates of M.F. Shulgin using the method of combining constraints proposed by P. Painlevé for systems with imperfect geometric constraints and the method of compiling these equations. In a specific example, using a combination of constraints, the friction forces are determined and the equations of motion of the system are drawn up.

УДК 532

З.М.МАЛИКОВ, М.Э.МАДАЛИЕВ, Д.П.НАВРУЗОВ

СРАВНЕНИЕ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ ЗАДАЧИ АСИММЕТРИЧНОГО ДВУМЕРНОГО ПЛОСКОГО ДИФФУЗОРА

Введение. В настоящее время высокопроизводительные компьютеры позволяют инженерам моделировать турбулентные течения в областях со сложной геометрией путем численного решения уравнений гидродинамики, включающих уравнения импульса, неразрывности и энергии с использованием одного из существующих методов вычислительной гидродинамики CFD (Computational Fluid Dynamics). Коды CFD являются мощным инструментом для исследования практических задач и дают удовлетворительные результаты. Как правило, CFD стал базой для понимания основ потоковых процессов, таких как поток жидкости, теплопередача, массоперенос, и недавно нашел применение в медицинских областях.

В статье исследуется турбулентное течение в асимметричном двумерном диффузоре. Во многих приложениях важно знать, будет ли пограничный слой (ламинарный или турбулентный путем вычисления числа Рейнольдса, которое представляет собой отношение силы инерции к вязкой силе потока жидкости) отделяться от поверхности или внутри конкретного тела. Если это происходит, также важно точно знать, где произойдет разделение потока. Разделение может быть внутренним или внешним [1]. Это довольно важно во многих задачах.

Разделение потока происходит, когда пограничный слой проходит достаточно далеко от неблагоприятного градиента давления, так что скорость пограничного слоя относительно объекта падает практически до нуля [2, 3]. Поток жидкости отрывается от поверхности объекта и в результате принимает форму вихрей. Пограничный слой, ближайший к стене или передней кромке, переворачивается в направлении потока. Точка между прямым и обратным потоком называется точкой разделения, где напряжение сдвига равно нулю. Первоначально весь пограничный слой быстро сгущается в точке отрыва, а затем отталкивается от поверхности обратным потоком [4]. Т. Себечи и др. [5] точно рассчитали точки разделения в несжимаемых турбулентных потоках, используя четыре метода предсказания, методы Голдшмида, Стратфорда, Хеда и Чебечи-Смита, а затем подтвердили их экспериментально. М.Кноб и др. [6] изучили динамику разделения пограничного слоя, используя метод PIV и биортогонального разложения с временным разрешением, чтобы теоретически изучить быструю структуру области разделения, ее развитие и когерентные структуры, а также простой случай неблагоприятного градиента давления. Д.Густавссон [7] и З.Ян и др. [8] экспериментально изучили разделение потока с использованием системы PIV (Particle Image Velocimetry) с высоким разрешением для изучения быстрой структуры области разделения, ее развития и присоединения турбулентного потока. Полученные результаты были сопоставлены с обычными измерениями с использованием отводов статического давления [8], анемометра с горячей проволокой и трубки Престона. В.Чандавари и др. [9] исследовали течение потока в плоском диффузоре путем изменения угла конусности диффузора для осесимметричного расширения, чтобы задержать разделение. О.Торнблом и др. [10] экспериментально и численно изучили новый подход управления разделением потока с помощью продольных вихрей. Исследования потоков в диффузорах или каналах с внезапным расширением важны с точки зрения фундаментальной механики жидкости и многих практических применений, так как в них присутствуют все сложности разделения и повторного присоединения турбулентного потока при наличии неблагоприятного градиента давления [11–13]. Турбулентные потоки текучей среды через асимметричную геометрию или канал внезапного расширения распространены во многих технических приложениях, таких как камеры сгорания, самолеты, трубопроводы, ядерные реакторы, теплообменники турбомашин, обтекатели зданий и т. д. [12, 13]. Ц.Буис и Д.Итон [14] экспериментально исследовали поток в асимметричном плоском диффузоре, и их диффузор до сих пор имеет широкое при-

знание в качестве эталона. Численно были проведены многочисленные исследования потока в асимметричном плоском диффузоре с использованием различных моделей турбулентности. Берданье [13] впервые применил однопараметрическую модель турбулентности Спаларта–Алмареса. Затем были использованы такие модели, как $k-\varepsilon$, $k-\omega$ и модель напряжений Рейнольдса с пятью уравнениями. Салехи и др. [15] использовали низкорейнольдсовую модель $k-\varepsilon$, $k-\omega$, v^2-f и модифицированный вариант модели Рейнольдсовых напряжений. Точно так же, Ц.Кумар и А.Каббур [16] использовали $k-\varepsilon$, $k-\omega$ и RNG модели. Elbehery [14] и Г.Лассарино [17] использовали низкорейнольдсовые модели $k-\varepsilon$, $k-\omega$. В аналогичном исследовании М.Джамиль и др. [18] пришли к выводу о возможности использования моделей турбулентности применительно к течению в прямоугольном канале и в канале с перегородками. Все модели согласованы очень близко с экспериментальными данными. В исследовании М.Сагг и др. [19] численно изучили ограниченный вихревой поток с использованием модифицированной модели турбулентности $k-\varepsilon$. Модифицированная модель $k-\varepsilon$ -турбулентности показывает лучшую производительность по сравнению с RNG $k-\varepsilon$ и стандартной моделью $k-\varepsilon$. С.Оби и др. [20] экспериментально и вычислительно изучили разделение в асимметричном плоском диффузоре, и их работа привлекла широкое внимание. Другие, кто изучал это явление как экспериментально, так и вычислительно, включают У.Клистафани [21] и О.Торнблом [22], и их результаты согласуются с этими двумя методами при сравнении.

Насколько известно авторам, недостаточно проведены исследования потока в стандартном асимметричном двумерном диффузоре Вуисе. Поэтому целью данного исследования является численный анализ потоковых асимметричных двумерных диффузоров с использованием различных моделей турбулентности и сравнение их результатов. Результаты этого исследования могут быть полезны для понимания турбулентности, разделения и присоединения, а также для выбора подходящих моделей турбулентности, которые важны для исследования практических инженерных приложений.

Математические постановки и вычислительные методы. Для численного исследования поставленной задачи используется система уравнений, осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса, которая имеет вид

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{\rho v_i' u_j'} \right), \\ \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь \bar{U}_i – скорости воздушного потока; \bar{p} – гидростатическое давление; $\overline{v_i' u_j'}$ – компоненты тензора Рейнольдсовых напряжений; ρ – плотность газа; μ – молекулярная вязкость газа. Эта система уравнений является незамкнутой и для замыкания ее используются полуэмпирические модели турбулентности. Во многих моделях для замыкания системы уравнений (1) используется обобщенная гипотеза Буссинеска, которая называется линейным подходом:

$$-u_i' u_j' = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}.$$

Здесь ν_t – турбулентная вязкость, которую необходимо определить.

В настоящей статье для определения турбулентной вязкости использовались семь моделей турбулентности, которые заложены в пакет программ COMSOL Multiphysics.

Модели турбулентности. Модель Спаларта–Алмараса. Эта модель относится к классу однопараметрических моделей турбулентности. Здесь появляется только одно дополнительное уравнение для расчета кинематического коэффициента вихревой вязкости:

$$(\mathbf{U} \cdot \nabla) \tilde{\nu} = C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu} - C_{w1} f_w \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 + \frac{1}{\sigma_v} \nabla \cdot [(\nu + \tilde{\nu}) \nabla \tilde{\nu}] + \frac{1}{\sigma_v} C_{b2} \nabla \tilde{\nu} \nabla \tilde{\nu}. \quad (2)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется из выражения $\nu_t = \tilde{\nu} f_{\nu_1}$.

$k-\varepsilon$ модель турбулентности. В $k-\varepsilon$ модели турбулентности записываются два дополнительных уравнения для расчета кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации кинетической энергии ε :

$$\begin{cases} (\mathbf{U} \cdot \nabla) k = \nabla \cdot \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \varepsilon, \\ (\mathbf{U} \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - G_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{cases} \quad (3)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется из формулы $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$.

SST-модель. SST-модель представляет собой комбинацию k-ε и k-ω моделей турбулентности: для расчета течения в свободном потоке используются уравнения k-ε модели, а в области вблизи стенок – уравнения k-ω модели:

$$\begin{cases} (U \cdot \nabla)k = \nabla[(v + \sigma_k \nu_t) \nabla k] + P - \beta^* \omega k, \\ (U \cdot \nabla)\omega = \nabla[(v + \sigma_\omega \nu_t) \nabla \omega] + \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \nabla \omega \nabla k. \end{cases} \quad (4)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется следующим образом: $\nu_t = \frac{ak}{\max(a\omega, Sf)}$.

k-ω модель турбулентности. Модель k-ω похожа на k-ε, только здесь решается уравнение для удельной скорости диссипации кинетической энергии ω:

$$\begin{cases} (U \cdot \nabla)k = \nabla[(v + \sigma_k \nu_t) \nabla k] + P - \beta^* \omega k, \\ (U \cdot \nabla)\omega = \nabla[(v + \sigma_\omega \nu_t) \nabla \omega] + \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \omega^2. \end{cases} \quad (5)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется из $\nu_t = k/\omega$.

L-VEL и yPlus. Алгебраические модели турбулентности L-VEL и yPlus позволяют рассчитать коэффициент турбулентной вязкости в зависимости от локальной скорости жидкости и расстояния от стенки. Никаких дополнительных уравнений переноса в этих моделях решать не требуется. При этом они могут использоваться для расчета всей области течения:

$$\mu_t = \mu \left(\left(\frac{df}{dl_w^+} \right)^{-1} - 1 \right), \quad \mu_t = \mu \left(\frac{df}{du^+} - 1 \right). \quad (6)$$

v²-f модель турбулентности. Около твердых стенок интенсивность флуктуаций скорости в направлении по касательной к стенке обычно намного превышает интенсивность флуктуаций в направлении по нормали к стенке. Другими словами, флуктуациям скорости свойственна анизотропия. По мере удаления от стенки интенсивность флуктуаций во всех направлениях становится одинаковой. Флуктуации скорости становятся однородными или изотропными. Анизотропия турбулентных флуктуаций в пограничном слое описывается v²-f моделью турбулентности за счет введения двух дополнительных уравнений, решаемых совместно с уравнениями для кинетической энергии турбулентности (k) и скорости диссипации кинетической энергии (ε):

$$\begin{cases} (U \cdot \nabla)k = \nabla \left[\left(v + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P - \varepsilon, \\ (U \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \left[\left(v + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{1}{\tau} (C_{\varepsilon 1}(\zeta, \alpha) P_k - C_{\varepsilon 2}(k, \varepsilon, \alpha) \varepsilon), \\ (U \cdot \nabla)\zeta = \nabla \left[\left(v + \frac{\nu_t}{\sigma_\zeta} \right) \nabla \zeta \right] + \frac{2}{k} \left[\alpha^3 v + \frac{\nu_t}{\sigma_\zeta} \right] \nabla k \nabla \zeta + (1 - \alpha^3) f_w + \alpha^3 f_h - \frac{\zeta}{k} P_k, \end{cases} \quad (7)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется из $\nu_t = C_\mu k \zeta \tau$.

Начальные и граничные условия. Геометрия двумерного асимметричного плоского диффузора показана на рис. 1, где размеры были в соответствии с Vuise и Eaton [14]. Длина входного канала – 15H. Поток считается несжимаемым, равномерным, при этом значение U_o на входе таково, что число Маха меньше 0.3. Здесь Re – число Рейнольдса 20000; ρ – плотность (1.225 kg/m²), H – высота входа диффузора (0.01 м), а μ – вязкость 1.789×10^{-5} . Значения плотности и вязкости были получены из свойств воздуха в COMSOL.

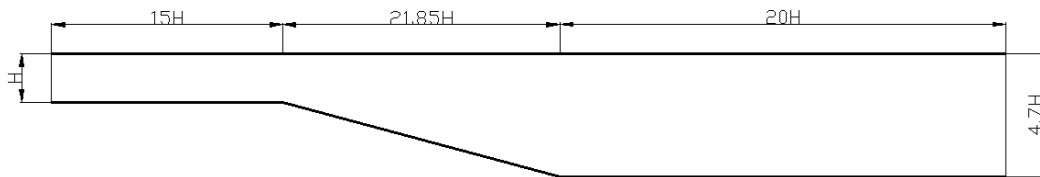


Рис. 1. Схема расчетной области плоского асимметричного диффузора

Область расчета была разделена на три части. Первая вертикальная стенка является входной и настроена на граничное условие притока. Последняя вертикальная стенка является выходом и установлена в граничное условие оттока. Верхняя и нижняя (горизонтальные) стены устанавливаются в

граничное состояние стены. Одинаковые граничные условия были использованы для всех моделей турбулентности.

Метод решения. Для уравнения импульса и турбулентных величин использовалась схема дискретизации против потока первого порядка. Как правило, свойства численной схемы – удовлетворительная точность или согласованность, стабильность и сходимость были обеспечены. L.Caretto et al. [23] S.Patankar и D.Spalding [24] и S.Patankar [25] разработали алгоритм SIMPLE, определенный как используемый для связи давление–скорость.

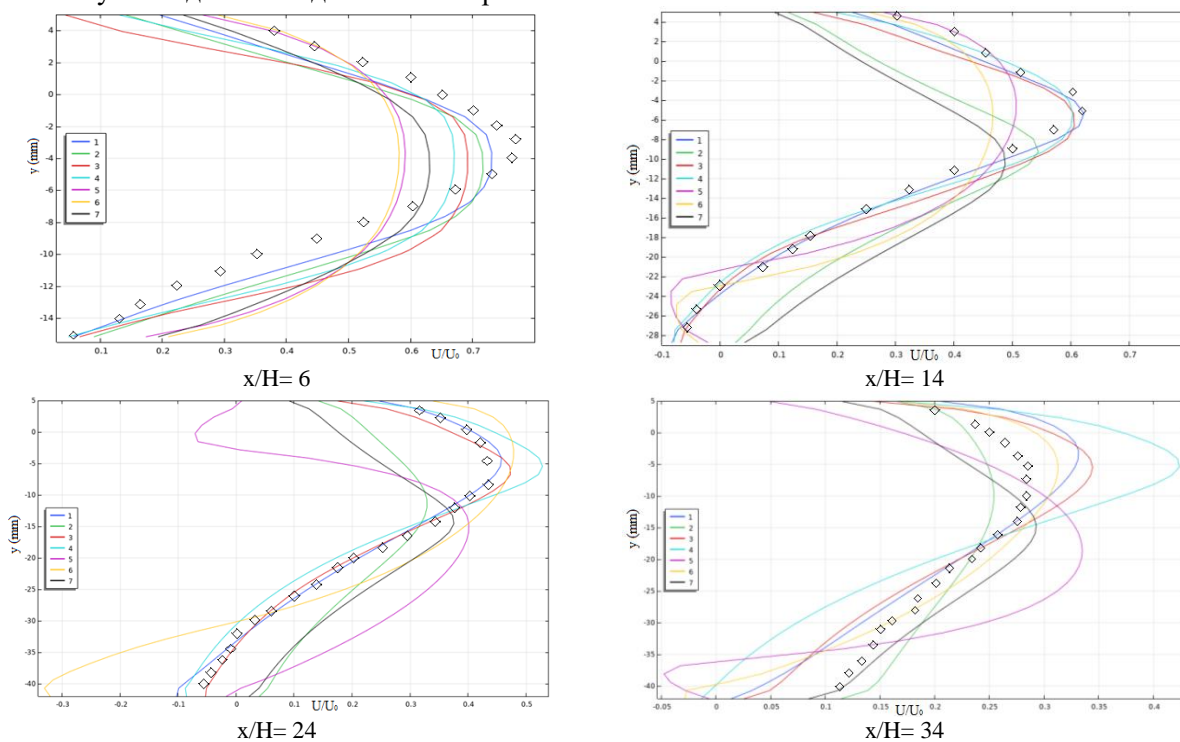


Рис.2. Сравнение результатов моделей турбулентности с экспериментальными данными (ромбики): 1–SA; 2– k-ε; 3–SST; 4– k-ω; 5– L-VEL; 6– yPlus; 7– v²-f

Значения U/U_0 на различных сечениях или длинах кривой, а именно: при $x/H=6$, $x/H=14$, $x/H=24$ и $x/H=34$, измеренные от точки расширения, различных моделей турбулентности сравниваются с экспериментальными результатами для 2D асимметричного диффузора и представлены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что на сечении $x/H=6$ результаты всех моделей турбулентности плохо описывают процесс, кроме модели SA. В сечении $x/H=14$ результаты моделей SA, k-ω и SST наиболее близки к экспериментальным результатам. Кроме того, результаты моделей турбулентности SA, k-ω и SST почти одинаковы. В сечении $x/H=24$ результаты моделей турбулентности SA и SST близки к экспериментальным данным. В сечении $x/H=34$ все семь моделей турбулентности плохо описывают процесс.

Выводы. Основной целью данного исследования является анализ различных моделей турбулентности программы COMSOL для численного изучения асимметричного двумерного диффузора турбулентного потока. Численное исследование было проведено такими моделями турбулентности, как SA, k-ε, SST, k-ω, L-VEL, yPlus и v²-f. Полученные результаты сравнивались с экспериментальными данными. Из сравнений можно сделать следующие выводы:

Модели турбулентности SA, SST и k-ω показывают лучшие характеристики на сечениях $x/H=14$ и $x/H=24$. Разделение пограничного слоя более значимо на дистанциях $x/H=14$, а $x/H=24$. Результаты моделей турбулентности SA и SST на сечении $x/H=24$ практически одинаковы. Вдали от диффузора, а именно: в сечении $x/H=34$ все модели турбулентности неудовлетворительно описывают процесс течения.

Различия между численными результатами и экспериментальными данными связаны с тем фактом, что ошибки численных результатов могут исходить из множества различных источников, включая модели турбулентности. Разумеется, это неформальное ранжирование моделей турбулентности в значительной степени зависит от пользователя и информации, представляющей интерес. Тем не менее, эти результаты представили значительное понимание возможности моделей турбулентности, которые действительно неопределимы, чтобы выяснить, какую модель турбулентности CFD можно использовать для задач промышленного проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Chang Paul K. Separation of flow. Elsevier, 2014.
- [2] John David. Introduction to Flight. McGraw Hill, New York: USA, 2004.
- [3] Clancy L. J. Aerodynamics. 1st Edition. John Wiley & Sons, New Jersey: USA, 1975.
- [4] White F. M. Fluid Mechanics. 7th Edition. McGraw Hill, New York: USA, 2010.
- [5] Cebeci Tuncer, Mosinskis G. J., Osmith A. M. Calculation of separation points in incompressible turbulent flows. // Journal of Aircraft. Vol. 9. 1972. No. 9. P. 618–624.
- [6] Knob M., Uruba V. Dynamics of Boundary Layer Separation. Engineering Mechanics. Vol. 16. 2009. No. 1. P. 29–38.
- [7] Gustavsson Jonas. Experiments on Turbulent Flow Separation // Master's thesis. Royal Institute of Technology Department of Mechanics, 1998.
- [8] Yang Zifeng, Fred Haan, Hui Hu, Hongwei Ma. An experimental investigation on the flow separation on a low-Reynolds-number airfoil // 45th AIAA aerospace sciences meeting and exhibit, 2007. P. 275.
- [9] Chandavari Vinod, Sanjeev Palekar. Diffuser angle control to avoid flow separation // International Journal of Technical Research and Applications. Vol. 2. 2014. No. 5. P. 16–21.
- [10] Tornblom Olle, Astrid Herbst, Arne V. Johansson. Separation control in a plane asymmetric diffuser by means of streamwise vortices experiment, modelling and simulation // The 5th Symposium on Smart Control of Turbulence, February, 2004.
- [11] Hashim G. A., Wong M. K., Sheng L. C., Azwadi C. S. Numerical Study of Turbulent Flow in Pipe with Sudden Expansion // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. Vol. 6. 2015. No. 1. P. 34–48.
- [12] Berdanier Reid A. Turbulent flow through an asymmetric plane diffuser // Masters Purdue University. West Lafayette, Indiana, US 2011.
- [13] El-Behery, Samy M., Mofreh H. Hamed. A Comparative Study of Turbulence Models Performance for Turbulent Flow in a Planar Asymmetric Diffuser // World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering. Vol. 3. 2009. No. 5.
- [14] Buice Carl U., John K. Eaton. Experimental investigation of flow through an asymmetric plane diffuser. 1995.
- [15] Salehi Saeed, Mehrdad Raisee, Cervantes M. J. Computation of developing turbulent flow through a straight asymmetric diffuser with moderate adverse pressure gradient // Journal of Applied Fluid Mechanics. Vol. 10. 2017. No. 4. P.1029–1043.
- [16] Kumar C., Kabbur A. S. Numerical Studies of a Two Dimensional Symmetric Diffuser in a Turbulent Flow Using CFD // The Asian Review of Civil Engineering. Vol. 2. 2013. No. 2. P.30–34.
- [17] Laccarino Gianluca. Predictions of a turbulent separated flow using commercial CFD codes // Journal of Fluids Engineering. Vol. 123. 2001. No. 4. P.819–828.
- [18] Jamil M. M., Adamu M. I., Ibrahim T. R., Hashim G. A. Numerical Study of Separation Length of Flow through Rectangular Channel with Baffle Plates // Journal of Advanced Research Design. Vol. 7. 2015. No. 1. P.19–33.
- [19] Saqr Khalid M., Hossam S. Aly, Malzan A. Wahid, Mohsin M. Sies. Numerical simulation of confined vortex flow using a modified k-epsilon turbulence model // CFD letters Vol. 1. 2010. No. 2. P.87–94.
- [20] Obi S., Aoki K., Masuda S. Experimental and computational study of turbulent separating flow in an asymmetric plane diffuser // Ninth Symposium on Turbulent Shear Flows. Hyoto. Japan. 1993. P.305–1.
- [21] Klistafani Y. Experimental and Numerical Study of Turbulent Flow Characteristics in Assymmetric Diffuser // International Conference ADRI - 5 Scientific Publications towards Global Competitive Higher Education. 2017. P. 285–291.
- [22] Tornblom Olle. Experimental and computational studies of turbulent separating internal flows. PhD dis. KTH, 2006.
- [23] Caretto L.S., Gosman A.D., Patankar S.V., Spalding D.B. Two calculation procedures for steady, three-dimensional flows with recirculation // Proceedings of the third international conference on numerical methods in fluid mechanics. Springer, Berlin, Heidelberg, 1973. P.60–68.
- [24] Patankar Suhas V., Spalding D. Brian. A Calculation Procedure for Heat Mass and Momentum Transfer in Three Dimensional Parabolic Flows // International Journal of Heat Mass Transfer. Vol. 15. 1972. P.1787–1806.
- [25] Patankar Suhas V. A calculation procedure for two-dimensional elliptic situations // Numerical heat transfer. Vol. 4. 1981. No. 4. P.409–425.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
03.12.2020

З.М. Маликов, М.Э. Мадалиев, Д.П. Наврузов. Турбулент моделлари асимметрик икки ўлчовли диффузор масаласида таққослаш

Мақолада турли хил турбулентлик моделлари (SA, k-ε, k-ω, L-VEL, v²-f, yPlus, SST) ёрдамида асимметрик икки ўлчовли диффузорларда оқим ўрганилади. Турли хил CFD турбулентлик моделларининг самарадорлигини баҳолаш учун уларнинг тезлик профиллари бўйича сонли натижалари маълум экспериментал маълумотлар билан таққосланади.

Z.M. Malikov, M.E. Madaliev, D.P. Navruzov. Comparison of turbulence models for the problem of an asymmetric two-dimensional plane diffuser

The paper studies the flow in asymmetric two-dimensional diffusers using various turbulence models (SA, k-ε, k-ω, L-VEL, v²-f, yPlus, SST). To evaluate the effectiveness of various CFD turbulence models, their numerical results for velocity profiles are compared with known experimental data.

Характерной особенностью грунтов при увеличении нагрузок является рост значительных пластических перемещений и развитие неравномерных реактивных усилий под нагруженной поверхностью. Несмотря на незначительные расхождения между УЕО - φ_0 двух видов грунтов, значительные перемещения поверхности откосов наблюдаются при засыпке откоса из крупнозернистых песков. Предельные нагрузки для таких грунтов меньше более чем в 2 раза. Графики зависимости экспериментальных результатов представлены на рис. 3.

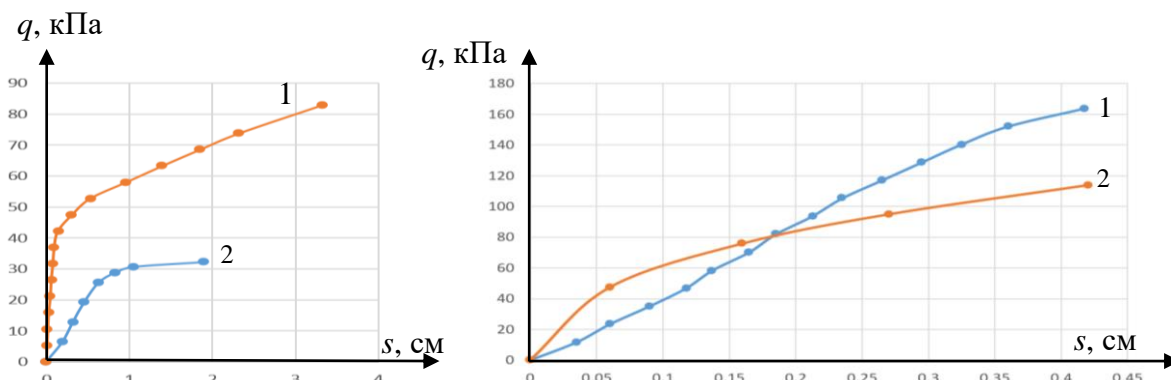


Рис. 3. Графики зависимости между средними напряжениями и перемещениями: а – песчаные; б – гравелистые грунты; 1– нормальные нагрузки на горизонтальную и 2– на наклонную поверхности откоса

Основные расчетные показатели откоса и грунта

Вид грунта	Удельный вес кН/м ³	Угол внутреннего трения φ , градус	УЕО φ_0 , градус	Коэффициент бокового давления ξ	Предельные напряжения, кПа			
					экспериментальные		расчетные	
					P	q	P	q
Крупнозернистый песок	15	39	37	0.25	33	84	42	88
Гравийный грунт	20	43	39	0.17	130	160	65	168

Рассмотрим расчетную модель для определения предельных напряжений на поверхности грунта, допустимых расстояний от бровки откоса и его высоты. Геометрические размеры откоса:

$$\Delta h = \frac{b}{\operatorname{tg} \varphi}, ab = \frac{\Delta h}{\operatorname{tg} \varphi_0} = \frac{b}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \operatorname{tg} \varphi_0}; \quad ce = \frac{b}{\sin \varphi}.$$

Предполагается, что под нагруженной поверхностью сдвиг произойдет по площадкам dc , отклоненной на угол $\theta = (\pi/2 - \varphi_0)$, $\theta^* = \varphi_0$ и ac , отклоненной на угол $\theta^* = k(\varphi + \alpha_\xi)$. Такая расчетная ломаная поверхность сдвига в действительности образует криволинейную acd (см. рис. 1, заштрихованная область откоса). В соответствии с принятой расчетной схемой определим предельное сопротивление массива воздействию нормальной распределённой нагрузки P , действующее на наклонную поверхность ec (рис. 2,а). Массив eac является упором, обеспечивающим устойчивость нагруженного клина ecd .

Предельные распределенные нагрузки на наклонный пласт P определяются на основании бокового давления ξ , полученного по результатам трехосных испытаний грунтов:

$$P_x = k\gamma\Delta h = k\gamma \frac{b}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad P = \sigma_{a1} = \frac{P_x}{k_{st}\xi} = \frac{k\gamma}{k_{st}\xi} \cdot \frac{b}{\operatorname{tg} \varphi},$$

где k – коэффициент, учитывающий влияния внешних сил на поверхность сдвига и распределяющий грунт. Далее определим условие предельного напряженного состояния прямоугольной призмы $benc$, на которую действуют распределенные внешние силы q . Будем считать их главными максимальными напряжениями $q = \sigma_1$. В соответствии с условием прочности грунтов, предложенным авторами [5] при известных нормальных напряжениях $P = \sigma_{a1}$, действующих на наклонной площадке dc с углом отклонения $\theta^* = (\pi/2 - \varphi_0)$, определим главные напряжения $q = \sigma_1$. Для этого воспользуемся диаграммой,

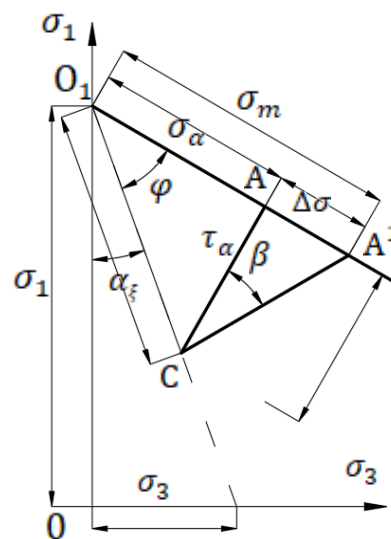


Рис.4. Диаграмма прочности грунта

представленной на рис. 4. С вертикальной оси σ_1 с произвольной точки O_1 проведем две прямые линии с углами α_ξ и φ . На второй линии $O_1 A$ с углом θ^* отметим отрезок, равный $P=\sigma_{\alpha 1}$. С точки A под прямым углом проведем линию AC и она будет соответствовать предельным касательным напряжениям, действующим на поверхности ec :

$$\tau_\alpha = P(\sigma_{\alpha 1}) \operatorname{tg} \varphi.$$

Для определения средних напряжений σ_m с точки C под углом $\beta = (2\theta^* - \pi/2)$ проведем другую линию до пересечения с линией OA' :

$$\Delta\sigma = \tau_\alpha \cdot \operatorname{tg} \left(2\theta^* - \frac{\pi}{2} \right) = P(\sigma_{\alpha 1}) \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \left(2\theta^* - \frac{\pi}{2} \right).$$

Определим среднее напряжение, действующее на площадке, отклоненной на угол $\theta = 45^\circ$:

$$\sigma_m = P(\sigma_{\alpha 1}) + \Delta\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = \sigma_1 \left(\frac{1 + \xi}{2} \right).$$

Отсюда и определим предельные нормальные напряжения на поверхности грунта:

$$\sigma_1 = \frac{2\sigma_m}{k_{st}(1 + \xi)},$$

где k_{st} – коэффициент надежности.

Пример. Определить критически распределенные нагрузки на поверхности откоса для рассмотренных двух разновидностей грунта. $b=0.38$ м. $q=50$ кПа. Результаты расчетов по предлагаемой методике для песков: $P=42$ кПа, $q^*=88$ кПа и $a=0.21$ м (рис. 5). Для гравийных грунтов $P=65$ кПа, $q^*=167$ кПа и $a=0.12$ м. Расчет по методике [3] для гравелистых грунтов: при $(\varphi_0 - \varphi) = (50 - 44) = 6^\circ$ и $\beta = 40^\circ$, $a = 0.07$ м.

Заключение. 1. Предложенная расчетная модель позволяет аналитически определять по заданным величинам параметров прочности, физическим свойствам грунтов и внешним распределенным нагрузкам предельное сопротивление грунтов q^* , безопасное расстояние a и высоту откоса h .

2. Установлено, что, несмотря на небольшое расхождение УЕО песчаных и гравелистых грунтов, перемещение s , предельное сопротивление грунтов q^* , безопасное расстояние a и высота откоса h во втором случае увеличиваются более чем на два раза.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Соколовский В. В. Статика сыпучей среды. М.: Физматгиз, 1960. – 240 с.
- [2] Федеров И. В. Методы расчета устойчивости склонов и откосов. М.: Стройиздат, 1962. – 204 с.
- [3] Богомолов А. Н. Расчет несущей способности оснований и сооружений и устойчивости грунтовых массивов в упругопластической постановке. Пермь: Пермский гос. тех. ун-т. 1996. – 150 с.
- [4] Справочник геотехника. Основания, фундаменты и подземные сооружения. Изд. второе, доп. и перераб / Под общей редакцией Ильичева В.А. и Мангушева Р.А. М.: Изд-во АСВ, 2016. С. 594–599.
- [5] Khasanov A. Z., Khasanov. Z. A. Experimental and Theoretical Study of Strength and Stability of Soil. Taylor & Francis Group Boca Raton London. A Belkima book. 2020. – 139 p.

Самаркандский государственный
архитектурно-строительный институт

Дата поступления
07.11.2020

А.З.Хасанов, З.А.Хасанов, Б.Курбонов, Н.А.Набиева, А.Саматов. Тўзри чизиқли қиялик юзасидаги чегаравий юкни аниқлаш

Мақолада юзага тақсимланган юк билан юкланган яхлит бўлмаган тупроқларнинг қияликлари устуворлиги масаласи кўриб чиқилган. Ушбу муаммони ҳал қилиш учун икки турдаги тупроқлар (шагал тошлар ва йирик донали қумлар) билан кенг миқёсда тажрибалар ўтказилди. Қабул қилинган ҳисоблаш моделига мувофиқ, тупроқдаги нормал юклар чекланган ҳолатга келгунча горизонтал сирт бўйлаб ўтказилди. Тажрибалар натижасида олинган якуний юкларнинг қийматлари, аналитик ифодалар орқали ҳисоблаш натижалари билан таққосланди.

A. Z.Khasanov, Z.A.Khasanov, B.Qurbanov, N.A.Nabieva, A.Samatov. *Determination of the ultimate load on the surface of straight slopes*

The article deals with the issue of stability of slopes of non-cohesive soils loaded from the surface with a distributed load. To solve this problem, full-scale experiments were carried out with two types of soils (gravelly soils and coarse-grained sands). In accordance with the accepted design model, normal loads on the soil were transferred along an inclined and horizontal surface until the limiting state was reached. The values of the ultimate loads obtained by the experiments are compared with the proposed calculated analytical expressions.

УДК 624.042

А.А. ИШАНХОДЖАЕВ, М.Х. МИРАЛИМОВ, М.З. АХМАДЖОНОВ

РАСЧЕТ НА СЕЙСМОСТОЙКОСТЬ ОДНОСВОДЧАТЫХ СТАНЦИЙ МЕТРОПОЛИТЕНА МЕЛКОГО ЗАЛОЖЕНИЯ

Расчет на сейсмостойкость конструкций тоннелей мелкого заложения, сооружаемых открытым способом, отличается от расчета обделок тоннелей глубокого заложения, поскольку в данном случае не выполняется одно из обязательных граничных условий, связанных с наличием достаточной мощности толщи грунта над тоннелем [1]. Масса грунта, расположенного между коренным грунтом откоса выемки и стенами тоннеля, а также засыпанного на перекрытии, при землетрясении будет воздействовать на элементы обделки как внешняя нагрузка. В связи с этим необходимо оценить ее воздействие на обделку при колебаниях, а также инерционное воздействие массы элементов самой обделки. В решении данной задачи возможны два подхода.

При первом рассматривают инерционное давление грунта на обделку в предположении вертикального и горизонтального квазистатического сейсмического воздействия. Сейсмические силы складываются из инерционных нагрузок S_i от собственной массы элементов обделки тоннеля и инерционных нагрузок Q_i от массы грунта за обделкой и решение задачи заключается в оценке этих воздействий с последующим расчетом конструкций тоннеля на эти внешние воздействия, как на детерминированную нагрузку [2].

Второй подход учета инерционных свойств грунта для расчета конструкции обделки основан на рассмотрении колебаний элементов обделки с грунтом как некоторой присоединенной массы. В этом случае составляют дифференциальные уравнения колебаний элементов с учетом граничных условий (вида внешнего колебательного воздействия) и условий сопряжения силовых и кинематических факторов в стыках между элементами конструкции [3].

Динамическая теория сейсмостойкости подземных сооружений, разработанная академиком Т.Р. Рашидовым применительно к тоннелям метрополитена, позволяет решать задачи, связанные с обеспечением сейсмостойкости конструкций транспортных тоннелей с учетом напряженно-деформированного состояния обделок при деформации элементов в поперечном сечении [3].

Согласно этой теории, рассматриваются колебания отдельных элементов конструкции в предположении поперечного к оси тоннеля направления сейсмического воздействия в виде прямоугольного импульса. В зависимости от принятых моделей грунта учитывающие реакцию грунта на деформации элементов конструкции, т.е. свойства грунта за обделкой тоннеля, могут быть выражены в различных сложных или простых формах. Например, для реакции грунта может быть принята линейная зависимость между смещением грунта $P_0(t)$ и давлением его на элементы обделки.

Для силы взаимодействия можно записать:

$$\vec{P}_0(t) = k^* \vec{U}(t), \quad k^* = \begin{bmatrix} k_x & 0 \\ 0 & k_y \end{bmatrix}, \quad \vec{U}(t) = \begin{Bmatrix} u(t) \\ v(t) \end{Bmatrix}, \quad (1)$$

где k^* – коэффициент, определяемый экспериментально с учетом упругих и реологических (вязкоупругих) свойств, либо задаваемый коэффициентом постели грунта; $\vec{U}(t)$ – вектор перемещения сооружения в плоской области.

Однако, если известны собственные частоты и формы колебаний конструкции тоннеля, то с использованием спектральной кривой, приведенной на рис.1, можно будет определить сейсмические усилия, соответствующие i -той массе k -той формы собственных колебаний системы:

$$\vec{S}_{ik} = AK_1K_2K_\psi Q_i \beta_k(t) \eta_{ik}. \quad (2)$$

Здесь A – коэффициент, учитывающий расчетную сейсмичность строительной площадки; $K_1=0.25$ – коэффициент, учитывающий допусковое повреждение обделки; K_2 – коэффициент, учиты-

вающий конструктивные решения тоннелей (при отсутствии данных, равных единице); K_{ψ} – коэффициент, учитывающий диссипативные характеристики конструкции (при отсутствии данных, равных единице); $\beta_k(t)$, η_{ik} – коэффициент динамичности, соответствующий k -той форме собственных колебаний системы, и коэффициент, зависящий от k -той формы колебаний системы и места расположения нагрузки [4].

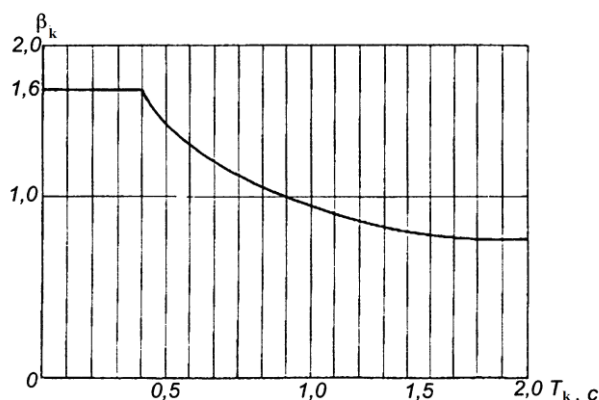


Рис. 1. Спектральная кривая для конструкций тоннелей метрополитена

Впервые в мировой практике эта спектральная кривая была составлена на основе собранных данных в течение нескольких лет в инженерно-сейсмометрической станции Ташкентского метрополитена [4]. Коэффициент динамичности, соответствующей k -той форме собственных колебаний систем $\beta_k(t)$, определяется по формуле $\beta_k(t) = \frac{1}{\sqrt{T_k}}$ или по графику от периодов собственных колебаний

обделки в грунте T_k (рис. 1). Коэффициент, зависящий от k -той формы колебаний системы и места расположения нагрузки η_{ik} , вычисляется из расчета через векторы собственных форм и обобщенных масс. Сейсмические усилия получены по каждому степеням свободы.

В разработанной нами методике расчета тоннелей мелкого заложения на сейсмические воздействия при её численной реализации на ПЭВМ можно будет получить перемещения и силовые факторы по каждому степеням свободы системы [5].

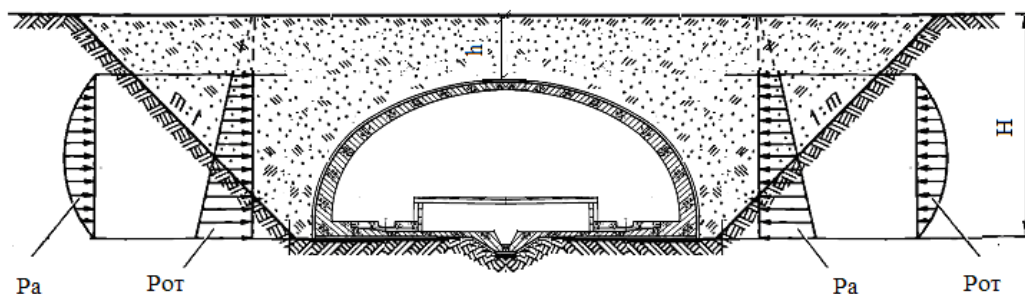


Рис.2. Существующая односводчатая станция открытого способа работ из монолитного железобетона

Рассмотрим поведение односводчатых конструкций станции метрополитена при сейсмическом воздействии. Железобетонная монолитная обделка станции представляет собой однопролетную раму со сводчатым ригелем в середине толщиной 40 см. Свод толщиной в пяте 90 см опирается на жесткие опоры на упругом основании, а плоский лоток выполняет роль затяжки. Подъем свода от поверхности платформы принимается равным 625 см, пролет станции – 2050 см (рис.2). Техническое решение новой односводчатой станции из сборных железобетонных элементов в настоящее время одобрено проектировщиками Ташкентского метрополитена (рис.3).

При этом станция собирается из двух железобетонных элементов – свод шириной 150 см и толщиной 40 см, пустотная опора–пята высотой 220 см и шириной 150 см в поперечном направлении станции. Лоток станции может быть как монолитным, так и сборным, а сечение свода имеет толщину 40 см. Подъем свода от поверхности платформы – 625 см, пролет станции – 2050 см.

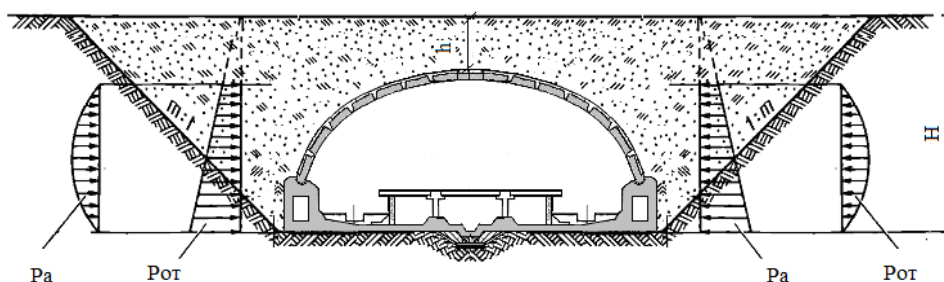
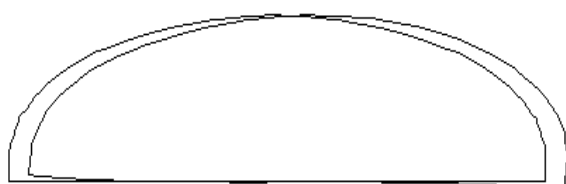


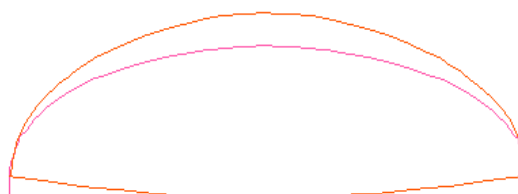
Рис.3. Новая одноводчатая станция открытого способа работ из сборного железобетона

За начальную величину активного давления при сооружении станции в котловане с откосами можно принимать вертикальное давление от веса дорожного покрытия и слоя грунта обратной засыпки. При этом в расчете учтены: $H=8.4$ м, $h=1.3$ м, $\delta=25$ см, $\gamma=0.019$ МН/м³, $\gamma_n=0.021$ МН/м³, $E_b=30.3 \cdot 10^3$ МПа, $k_x=12.5$ МПа, $k_y=50$ МПа, сейсмичность района строительства – 9 баллов. При этом приняты: $A=0.4$, $K_1=0.25$, $K_2=1$, $K_\psi=1$.

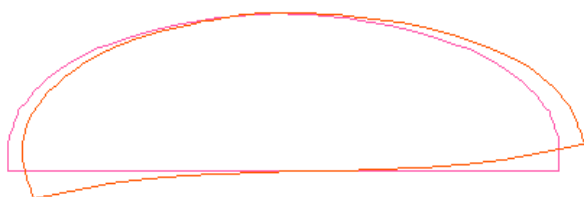
1 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ



2 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ



3 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ



4 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ

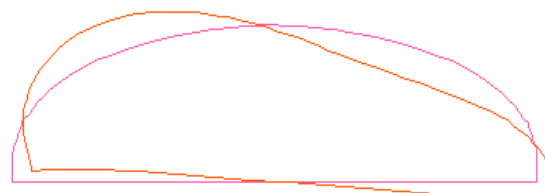
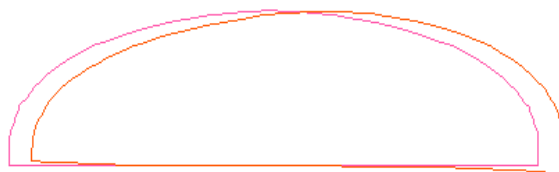
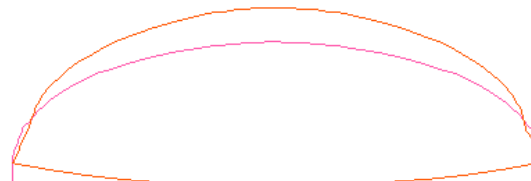


Рис. 4. Формы колебаний при собственных частотах для монолитной конструкции:
1 – $\omega_1=5.18$ рад/с; 2 – $\omega_2=15.34$ рад/с; 3 – $\omega_3=22.14$ рад/с; 4 – $\omega_4=31.43$ рад/с

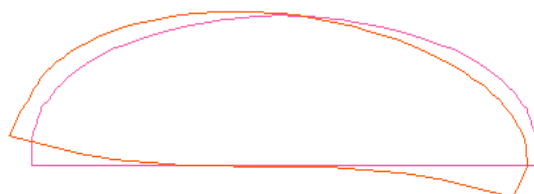
1 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ



2 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ



3 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ



4 - я ФОРМА КОЛЕБАНИЯ

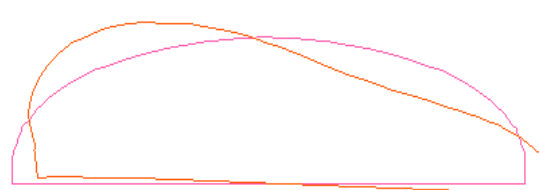
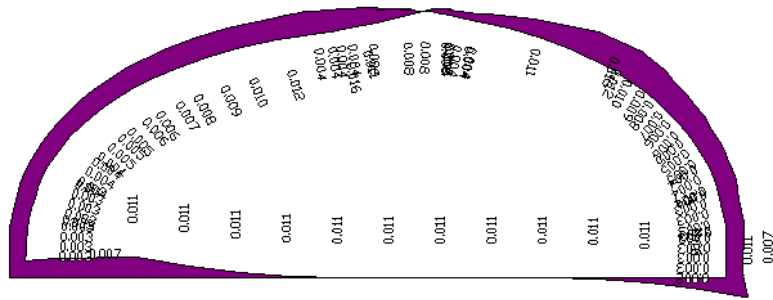


Рис. 5. Формы колебаний при собственных частотах для сборной конструкции:
1 – $\omega_1=4.29$ рад/с; 2 – $\omega_2=6.71$ рад/с; 3 – $\omega_3=14.32$ рад/с; 4 – $\omega_4=23.69$ рад/с

На рис. 4, 5 приведены формы колебаний для низших 4-х частот. Картины форм колебаний для двух станций близки, однако, они отличаются в значениях частот.

a



б

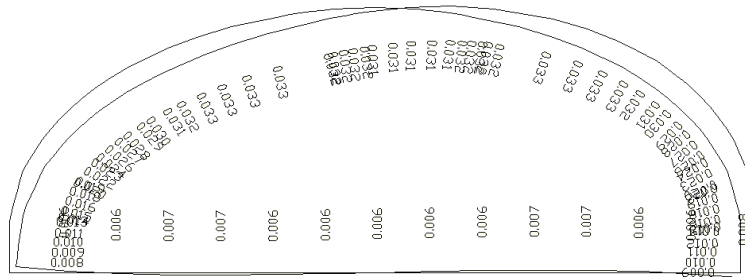
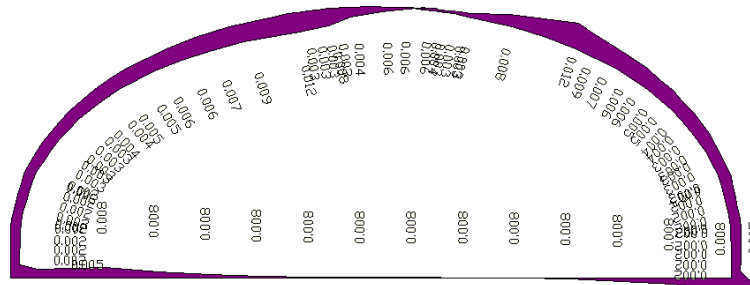


Рис.6. Эпюры для 1-го тона собственных колебаний монолитной обделки:
a – сейсмические усилия, МПа; *б* – сейсмические перемещения, м

Согласно результатам анализа, максимальные сейсмические усилия в горизонтальном направлении приходятся на 1-ю форму колебаний, а максимальные вертикальные – 2-ю форму колебаний. Но для всех форм колебаний в сборной обделке с шарнирным соединением внутренние усилия меньше на 12–15%, чем на существующей станции. Для наглядности на рис. 6, 7 приведены полученные из расчета сейсмические усилия и перемещения в сечениях двух станций для 1-й формы колебаний.

a



б

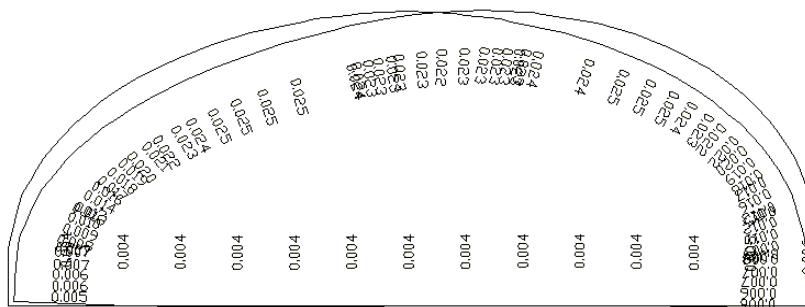


Рис.7. Эпюры для 1-го тона собственных колебаний сборной обделки:
a – сейсмические усилия, МПа; *б* – сейсмические перемещения, м

Таким образом, сравнительные расчеты для двух типов станций мелкого заложения показывают, что наиболее приемлемым в условиях г. Ташкента является предложенный вид односводчатой станции.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Барбакадзе В.Ш., Мураками С. Расчет и проектирование строительных конструкций и сооружений в деформируемых средах. М.: Стройиздат, 1989. – 472 с.

- [2] Булычев Н.С., Фотиева Н.Н. Оценка устойчивости породы, окружающей горные выработки // Шахтное строительство. 1977. №3. С. 15–21.
- [3] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 138 с.
- [4] Дорман И.Я. Сейсмостойкость транспортных тоннелей. М.: Стройиздат, 2000. – 307 с.
- [5] Ишанходжаев А.А., Миралимов М.Х., Хапизов Д. Новые направления в проектировании подземных транспортных конструкций и сооружений // Труды Меж. н-техн. конф. "Проблемы развития автотранспорта и транзитных коммуникаций в Центральноазиатском регионе, 15-17 октября, 1996. Ташкент, 1996. Т.1. С. 99–102.

Ташкентский государственный транспортный университет

Дата поступления
9.10.2020

А.А. Ишанходжаев, М.Х. Миралимов, М.З. Ахмаджонов. Саёз жойлашган бир гумбазли метрополитен станцияларини зилзилабардошликка ҳисоблаш

Мазкур мақолада очиқ усулда барпо этилувчи саёз жойлашган қўйма ва йиғма темирбетондан ташкил топган бир гумбазли метрополитен станцияларини зилзилабардошликка ҳисоблаш ишлари келтирилган. Станциялар конструкцияларининг хусусий тебраниш частоталари ва шаклларини таҳлил қилинган ҳамда уларнинг кесимларида пайдо бўлувчи сейсмик кучларга баҳо берилган.

A.A. Ishankhodjaev, M.Kh. Miralimov, M.Z. Akhmadjonov. The seismic resistance calculation of single-vaulted shallow underground stations

This article presents the seismic resistance calculations for single-vaulted shallow underground stations which made by cast-in situ and prefabricated reinforced concrete and erected by an open-cut method. The natural frequencies and modes of vibrations of stations structures are analyzed, an assessment of seismic forces arising in their sections is given.

УДК 531.38, 675.055

Г.А. БАХАДИРОВ, М.У. МУСИРОВ

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ПЛОСКОГО МАТЕРИАЛА В ЗОНУ ОБРАБОТКИ

На качество обрабатываемого плоского материала, например, готовой кожи, оказывают влияние все технологические процессы. Следовательно, после осуществления каждого из них необходимо проводить анализ состояния обрабатываемого материала. Экспериментальные исследования в кожевенной промышленности направлены на решение сложных многофакторных задач, результатом которых определяются рациональные режимы проведения технологических процессов обработки кожевенного сырья. Физико-механические свойства кожевенного полуфабриката меняются в зависимости от содержания влаги в нем [1, 2].

В работе [3] исследованы условия подачи и захвата кожевенного полуфабриката между валковой парой. Определено влияние крутящего момента валов на условия захвата обрабатываемого материала.

Для ориентированной и плавной подачи плоского материала 1 в зону обработки валковой парой нами разработано устройство, состоящее из струнного транспортера 2 для перемещения плоского материала 1, огибающего валки транспортера 3 и 4, снабженного средством 5 для направления плоского материала 1, выполненного из металлического листа с выемками для прохода струн 6 и установленного на станину 7 (рис. 1) [4]. Средство 5 для направления плоского материала 1 выполнено криволинейной, с вогнутой поверхностью. При работе плоский материал 1, находясь на струнах 6, транспортера 2 перемещается и переходит на средство 5 для направления в зону контакта рабочих валов 8 и 9.

Рассмотрим направляющую поверхность. В первом приближении принимаем плоский материал в виде материальной точки, движущейся по направляющей поверхности. Систему сил, действующих на материальную точку, определяем, используя II закон Ньютона (рис. 2):

$$m\vec{w} = \vec{Q} + \vec{F}_{mp} + \vec{N}, \quad (1)$$

где \vec{Q} – сила тяжести; \vec{F}_{mp} – сила трения; \vec{N} – сила нормальной реакции.

Уравнение (1) проецируем по касательным и нормальным направлениям и получаем следующие уравнения:

$$\vec{\tau} : m \frac{dv}{dt} = Q \sin \alpha - F_{mp}. \quad (2)$$

$$\vec{n} : m \frac{v^2}{R} = -Q \cos \alpha + N. \quad (3)$$

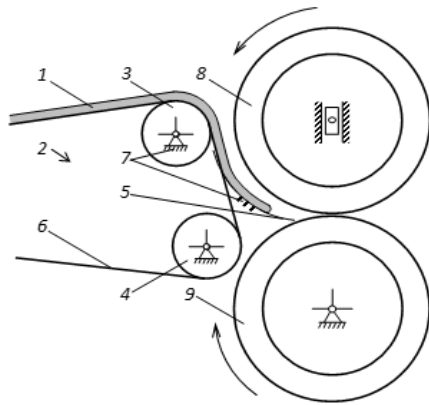


Рис. 1. Схема валковой машины с направляющим устройством плоского материала в зону обработки

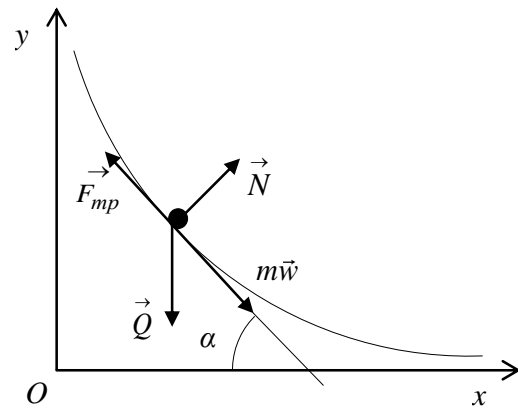


Рис. 2. Расчетная схема для определения сил, действующих на материальную точку движущуюся по направляющей поверхности

Из уравнения (3) находим силу нормальной реакции

$$N = m \frac{v^2}{R} + Q \cos \alpha. \quad (4)$$

Нам известно, что сила трения определяется законом Кулона

$$F_{mp} = fN. \quad (5)$$

Подставляя выражения (4) и (5) в (2), получим следующее уравнение движения материальной точки по касательной линии:

$$m \frac{dv}{dt} = -Q \cos \alpha (f - tg \alpha) - m \frac{v^2}{R} f. \quad (6)$$

Для определения радиуса кривизны кривой направляющей поверхности на плоскости Oxy (см. рис. 2), запишем

$$R^{-1} = \pm \frac{y''}{(1 + y'^2)^{3/2}}, \quad (7)$$

где y' – угловой коэффициент кривой, имеющий следующий вид:

$$y' = tg \alpha. \quad (8)$$

Так как мы рассматриваем вогнутую поверхность, выбираем отрицательное значение этого выражения.

Используя выражения (7) и (9), формулу (6) запишем в следующем виде:

$$m \frac{dv}{dt} = -\frac{Q}{\sqrt{1 + y'^2}} (f - y') + mf v^2 \frac{y''}{(1 + y'^2)^{3/2}}. \quad (9)$$

Согласно нашим условиям, плоский материал совершает движение по вогнутой поверхности с постоянной скоростью. Поэтому для левой стороны уравнения (9) будет уместно равенство $m \frac{dv}{dt} = 0$.

В результате упрощения получаем следующее уравнение:

$$y'' = \frac{Q}{mf v^2} (f - y') (1 + y'^2). \quad (10)$$

Для нормального протекания процесса полученное решение (10) должно подчиняться следующим условиям:

1. Функция должна быть убывающей, т.е. $y' < 0$, которая обеспечивает снижение кривой линии по оси Ox .
2. Для обеспечения вогнутости кривой должен быть $y'' \geq 0$.

Для решения дифференциального уравнения (10) в первом приближении запишем удовлетворяющие его граничные условия:

$$\begin{cases} y(0) = h, \\ y(l) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

и составим функцию прямой линии $y = f(x)$:

$$y = h \left(1 - \frac{x}{l} \right), \quad (12)$$

$$y' = \frac{h}{l}. \quad (13)$$

Используя выражения (12) и (13), запишем дифференциальное уравнение (10) в следующем виде:

$$y'' = \frac{Q}{mfv^2} \left(f + \frac{h}{l} \right) \left(1 + \frac{h^2}{l^2} \right) \equiv Q_0 > 0. \quad (14)$$

Находим решение, удовлетворяющее граничным условиям (11):

$$y' = Q_0 x + C_1, \quad (15)$$

$$y = Q_0 \frac{x^2}{2} + C_1 x + C_2, \quad (16)$$

$$C_1 = -\frac{h}{l} - \frac{1}{2} Q_0 l, \quad C_2 = h.$$

В результате получим уравнение параболы

$$y = \frac{1}{2} Q_0 x^2 - \frac{h}{l} \left(1 + \frac{Q_0 l^2}{2h} \right) x + h, \quad (17)$$

где снижение кривой линии по оси Ox будет как

$$y'(0) = C_1 = -\frac{h}{l} - \frac{1}{2} Q_0 l, \quad y'(l) = Q_0 l + C_1 = -\frac{h}{l} + \frac{1}{2} Q_0 l < 0.$$

Имея в виду, что кривая должна сближаться с осью Ox , получим следующее условие:

$$Q_0 \leq \frac{2h}{l^2}. \quad (18)$$

Таким образом, при выполнении условия (18) направляющая поверхность обеспечивает плавную подачу плоского материала в зону обработки.

Во втором приближении производные первого порядка полученного решения в первом приближении (17) подставим в правую сторону дифференциального уравнения (10) и после некоторых преобразований получим

$$y'' = \frac{Q}{mfv^2} (f - Q_0 x - C_1) \left(1 + (Q_0 x + C_1)^2 \right). \quad (19)$$

Упрощая это равенство, получаем следующее:

$$y'' = \frac{Q}{mfv^2} \left\{ (f - C_1)(1 + C_1^2) + [2Q_0 C_1(f - C_1) - Q_0(1 + C_1^2)]x + [(f - 3C_1)Q_0^2]x^2 - Q_0^3 x^3 \right\} \quad (20)$$

Введем обозначения и запишем полученное выражение (20) в следующем упрощенном виде:

$$y'' = Q_1 + Q_2 x + Q_3 x^2 + Q_4 x^3, \quad (21)$$

где

$$Q_1 = \frac{Q}{mfv^2} (f - C_1)(1 + C_1^2), \quad Q_2 = \frac{Q}{mfv^2} (2Q_0 C_1(f - C_1) - Q_0(1 + C_1^2)), \quad Q_3 = \frac{QQ_0}{mfv^2} (f - 3C_1), \quad Q_4 = -\frac{QQ_0^3}{mfv^2}. \quad (22)$$

Интегрируя два раза подряд дифференциальное уравнение (21), получим следующее результирующее решение:

$$y = \frac{1}{2} Q_1 x^2 + \frac{1}{6} Q_2 x^3 + \frac{1}{12} Q_3 x^4 + \frac{1}{20} Q_4 x^5 + C_3 x + C_4. \quad (23)$$

В полученном решении значения интегрированных постоянных C_3 и C_4 находятся из граничных условий (11).

При $x = 0$, $y = h$ $C_4 = h$;

при $x = l$, $y = 0$,

$$C_3 = -\frac{h}{l} - \left(\frac{1}{2} Q_1 l + \frac{1}{6} Q_2 l^2 + \frac{1}{12} Q_3 l^3 + \frac{1}{20} Q_4 l^4 \right),$$

$$y'(0) = C_3 = -\frac{h}{l} - \left(\frac{1}{2} Q_1 l + \frac{1}{6} Q_2 l^2 + \frac{1}{12} Q_3 l^3 + \frac{1}{20} Q_4 l^4 \right) < 0, \quad y'(l) = -\frac{h}{l} + \frac{1}{2} Q_1 l + \frac{1}{3} Q_2 l^2 + \frac{1}{4} Q_3 l^3 + \frac{1}{5} Q_4 l^4 < 0.$$

На рис. 3 приведены графики зависимости y от x , построенные по формулам (17) и (23) при

равных значениях.

Итак, плоский материал движется, скользя с постоянной скоростью под действием внутренних и внешних сил, таких как сила тяжести, сила трения и внутренние напряжения (рис. 4).

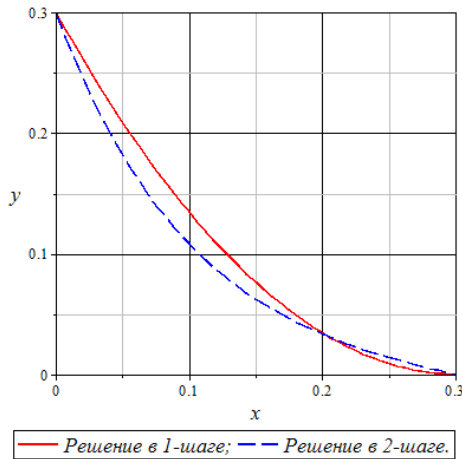


Рис. 3. Сопоставительные графики зависимости y от x , построенные по формулам (17) и (23)

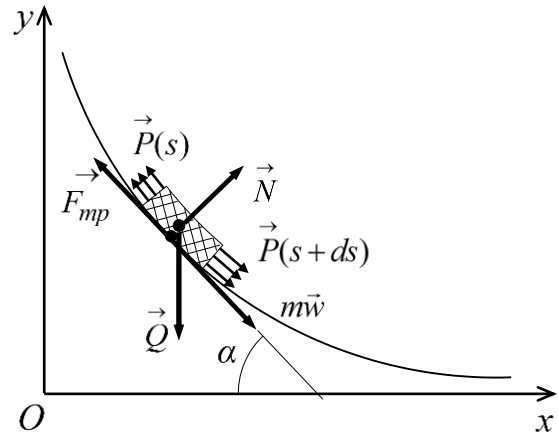


Рис. 4. Система сил, действующих на плоский материал

В рассматриваемой нами задаче принимаем во внимание внутренние силы. Эти силы выражают действие остатка плоского материала на выделенный кусок от этого материала.

Запишем все силы, действующие на кусок плоского материала, в следующем виде:

$$\rho \vec{w} ds = (\vec{P}(s+ds) - \vec{P}(s)) + \vec{N} ds + \vec{F}_{mp} ds + \vec{Q} ds, \quad (24)$$

где $\vec{P}(s)$ – внутреннее напряжение плоского материала, соответствующее расстоянию s ; $\vec{P}(s+ds)$ – внутреннее напряжение плоского материала, соответствующее расстоянию $s+ds$; \vec{N} – сила нормальной реакции; \vec{F}_{mp} – сила трения; \vec{Q} – сила тяжести.

Упростив выражение (24), запишем проекции по касательным и нормальным осям.

Учитывая, что $P = E \frac{dy}{dx}$ и $\frac{dP}{dx} = E \frac{d^2 y}{dx^2}$, напомним проекции сил на касательную и нормальную оси, из уравнения (24):

$$\vec{\tau} : \rho ds \frac{dv}{dt} = E \frac{d^2 y}{dx^2} + F_{mp} ds + \rho g ds \sin \alpha, \quad (25)$$

$$\vec{n} : \rho ds \frac{v^2}{R} = N ds - \rho g ds \cos \alpha. \quad (26)$$

Так как во время движения куска плоского материала его скорость будет постоянной, следовательно, выполняется следующее условие:

$$\frac{dv}{dt} = 0. \quad (27)$$

Используя выражения (5), (7), (8), (26) и (27), запишем дифференциальное уравнение кривой направляющей поверхности (25) на плоскости Oxy в следующем виде:

$$y'' = \frac{g(f - y')(1 + y'^2)}{fv^2 + \frac{E}{\rho}(1 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (28)$$

Выбираем функцию прямой линии $y = f(x)$, удовлетворяющую первоначальные условия $y(0) = h$ и $y(l) = 0$:

$$y = h \left(1 - \frac{x}{l} \right). \quad (29)$$

Подставляя выбранную функцию прямой линии (29) на правую сторону дифференциального уравнения (28), получим следующее выражение:

$$y'' = \frac{g\left(f - \frac{h}{l}\right)\left(1 + \frac{h^2}{l^2}\right)}{fv^2 + \frac{E}{\rho}\left(1 + \frac{h^2}{l^2}\right)^{\frac{3}{2}}} \equiv G_0. \quad (30)$$

Из этого видно, что выражение (30) всегда будет иметь положительное значение. Следовательно, описанная поверхность будет вогнутой, т.е.

$$G_0 > 0. \quad (31)$$

Интегрируя два раза полученное дифференциальное уравнение (31), получим уравнение параболы и определяем постоянные интегрирования из граничных условий:

$$y = \frac{1}{2}G_0x^2 + C_1x + C_2, \quad (32)$$

$$y(0) = h, \quad C_2 = h,$$

$$y(l) = 0, \quad C_1 = -\frac{h}{l} - \frac{1}{2}G_0l.$$

Учитывая, что с увеличением значения x кривая приближается к оси Ox , напишем следующее:

$$y'(0) = C_1 = -\frac{h}{l} - \frac{1}{2}G_0l < 0, \quad (33)$$

$$y'(l) = -\frac{h}{l} + \frac{1}{2}G_0l < 0. \quad (34)$$

В результате получим условие, которое должно выполняться постоянно при данных значениях h и l :

$$G_0 < \frac{2h}{l^2}. \quad (35)$$

Построим график при заданных нами значениях: $v = \frac{1}{3}$ м/с, $E = 10^5$ Н/м², $\rho = 1$ кг/м³, при $f = 0.5$, $h = 0.3$ м, $l = 0.3$ м (рис. 5).

Далее дифференцируя один раз выражение (32) в зависимости от x , подставим в правую сторону равенства (28). Пользуясь численным методом Рунге–Кутты, вычислим дифференциальное уравнение (28) с помощью программы «Maple» (см. рис. 5).

Уравнение (32) подставляем в (28) и после упрощений получаем следующее дифференциальное уравнение:

$$y'' = \frac{g(G_1 + G_2x + G_3x^2 + G_4x^3)}{fv^2 + \frac{E}{\rho}\left(1 + C_1^2 + 2G_0C_1x + G_0^2x^2\right)^{\frac{3}{2}}}. \quad (36)$$

Тогда

$$G_1 = g(f - C_1)(1 + C_1^2), \quad G_2 = g(2G_0C_1(f - C_1) - G_0(1 + C_1^2)), \quad G_3 = gG_0^2(f - 3C_1), \quad G_4 = -gG_0^3.$$

При решении дифференциальных уравнений направляющей поверхности (28) и (36) в графической программе «Maple» получили одинаковые решения.

Итак, в такой последовательности проводя вычисления шаг за шагом, можно получить все частные решения.

Проведенные нами предварительные эксперименты показали, что наличие устройства для направления плоского материала предотвращает его скопление, скручивание и задержку между подающим транспортером и нижним рабочим валом и обеспечивает его плавный переход в зону обработки (рис. 6) [2].

Для обоснования параметров направляющей поверхности задачу необходимо решать с учетом коэффициента трения трущихся пар и скорости движения этого материала.

Выведенные нами уравнения (10), (28) будут использованы при определении и выборе рациональных параметров направляющей поверхности технологических машин с учетом свойств обрабатываемого материала.

В зависимости от требований обработки плоского материала и разнообразия выполняемых технологических процессов, используя эти уравнения, можно получать различные виды и формы направляющей поверхности.

Решена задача плавной подачи плоского материала в зону обработки валковой пары. Выведе-

ны дифференциальные уравнения (10) и (28) для выбора кривой направляющей поверхности плоского материала в зону обработки валковой парой. На основе решения составленного дифференциального уравнения (28) получена форма изгиба направляющей поверхности в виде параболической линии (см. рис. 5).

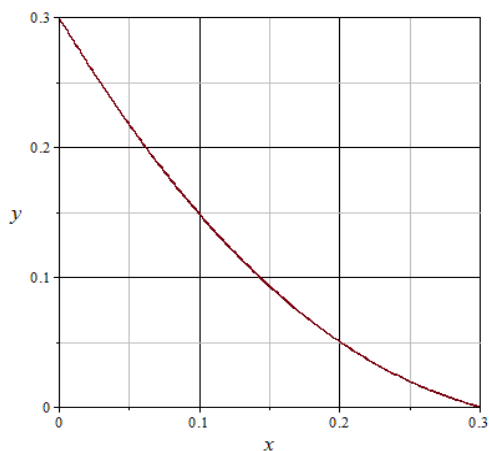


Рис. 5. Графическое решение, полученное для плоского материала



Рис. 6. Экспериментальный стенд валковой машины с устройством для направления плоского материала в зону обработки

Полученное графическое решение численным методом (рис. 6) совпадает с графиком решения, полученного шаг за шагом (см. рис. 4). Полученные графические решения за счет влияния модуля Юнга будут иметь вид прямой линии. Это графическое решение дает нам возможность определить необходимые параметры направляющей поверхности транспортирующего устройства, обеспечивающего плавную подачу плоского материала в зону рабочей валковой пары.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бурмистров А. Г. Машины и аппараты производства кожи и меха. М.: КолосС, 2006. –384 с.
- [2] Бахадиров Г. А. Механика отжимной валковой пары. Ташкент: Фан, 2010. –156 с.
- [3] Bahadirov G.A., Nabiev A.M., Umarov A.A. Investigation of the process of squeezing a wet leather semi-finished product between a roller pair // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. India. Vol. 6. Issue 7. July 2019. P. 10240–10246.
- [4] Бахадиров Г.А., Хусанов К.Б., Абдукаримов А., Бахадиров К.Г., Касимов Х.Х. Устройство управления подачи материала в зону обработки // Патент Республики Узбекистан. № FAP 00773. 2012. Бюл. № 11 (139). С. 63.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т.Уразбаева АН РУз

Дата поступления
14.12. 2020

Г.А. Бахадиров, М.У. Мусиров. Ясси материални ишлов бериш зонасига йўналтирувчи сиртнинг параметрларини асослаш

Мақолада ясси материални ишлов бериш зонасига йўналтирувчи сиртнинг параметрларини аниқлаш учун назарий тадқиқотларнинг натижалари келтирилган. Бунда ясси материални ишчи валлар орасида ишлов бериш учун раван узатишни таъминлайдиган торли транспортловчи қурилма йўналтирувчи сиртнинг зарур параметрларини аниқлашни имконини берувчи график боғлиқликлар келтириб чиқарилган.

G.A. Bahadirov, M.U. Musirov. Justification of guiding surface parameters flat material in the processing area

The paper provides theoretical prerequisites for determining the type (shape) of the guide surface of a flat material to the processing zone. Graphical dependencies have been derived that allow one to determine the required parameters of the guide surface of the conveying device, which ensures smooth feeding of flat material into the processing zone of the working roll pair.

Р.Д. МАТЧАНОВ, А.А. РИЗАЕВ, А.Т. ЙУЛДАШЕВ, Д.А. КУЛДОШЕВ,
Ш.А. АХМЕДОВ, Ж.Р. ТЕМИРОВ

ЭФФЕКТИВНАЯ ПНЕВОТРАНСПОРТНАЯ СИСТЕМА ПОЛУПРИЦЕПНОЙ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Хлопкоуборочные машины полуприцепного типа МХ-1,8 и МХ-2,4 оснащены всасывающе-нагнетательной пневмотранспортной системой (ПТС) для транспортировки хлопка из уборочного аппарата (УА) в бункер. Все движущиеся агрегаты, узлы машины получают вращения от заднего ВОМ трактора (энергетический модуль) посредством раздаточного редуктора. Далее вращения от редуктора двумя карданными валами передаются на конические редукторы уборочного аппарата и вентилятора. От шкивов, установленных на валу конического колеса редуктора, вращения посредством ременных передач передаются к валам лопастных колес вентиляторов. У машин полуприцепного типа уборочные аппараты расположены за трактором и один блок – под бункером машины. Поэтому передаточные механизмы уборочных аппаратов, расположенных уступом, за трактором усложнили конструкцию ПТС. Жестяные, телескопические всасывающие трубопроводы на отдельных участках жестко соединены между собой и имеют колени, повышающие местные аэродинамические сопротивления системы [1–4].



а



б

Рис. 1. Различные положения эллиптического бокового входа в вентилятор: *а* – перевернутое; *б* – экваториальное

В настоящее время Ташкентским заводом сельскохозяйственной техники выпускаются хлопкоуборочные машины с пневмотранспортной системой, которые имеют различные местоположения соединения трубы с центробежным вентилятором (рис.1. *а*, *б*). Кроме того, на выпускаемых хлопкоуборочных машинах скорость вращения крыльчатки центробежного вентилятора составляет свыше 1450 об/мин. Это приводит к повышению потребляемой мощности двигателя, увеличению повреждаемости семян хлопчатника и засоренности собранного хлопка.

Кроме того, вследствие неудачной схемы воздухопроводов (рис.1.*а*) скорость воздушного потока некоторых трубопроводов ниже нормы. В результате потери хлопка на землю чрезмерно выше. С целью подтверждения этого проведены замеры скорости воздушного потока (рис.2).

Анализ табл. 1 показывает, что для воздухопроводов точек 22 и 23 скорость воздуха соответственно равна 5.0 м/с и 5.1 м/с. По рекомендациям авторов [6,7], для транспортирования хлопкоуборочного сырья без потерь на землю скорость для нижней точки приемной камеры, т.е. точек 22 и 23, должна быть не менее 6 м/с. В связи с этим для повышения скорости потоков был модернизирован центробежный вентилятор. На основе проведенных исследований [8] экспериментально составлена рациональная схема расположения входного патрубка к вентилятору (рис.3).

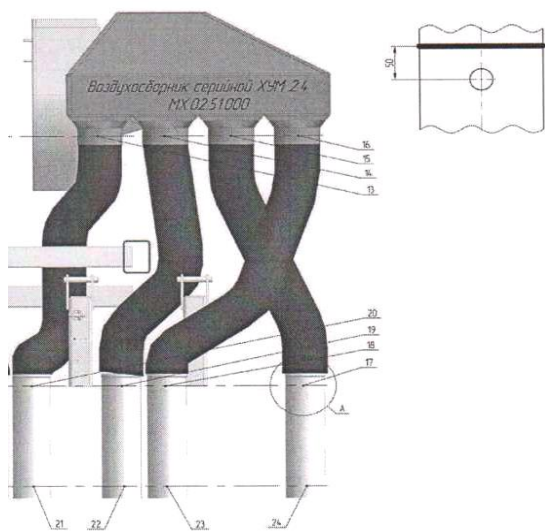


Рис. 2. Места замеров скоростей воздушного потока в пневмотранспортной системе хлопкоуборочной машины МХ-2,4

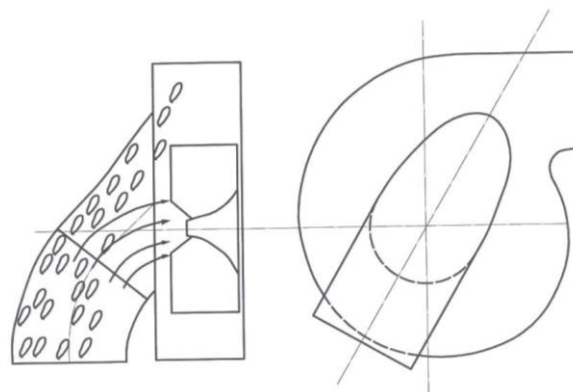


Рис. 3. Рациональное расположение входного патрубка к вентилятору

В проведенных исследованиях [5] для рис.1, а и рис.2 было получены показатели скорости воздуха в проходах, представленные в табл. 1.

Таблица 1

Результаты замеров при $n_{\text{вент}}=1540 \text{ мин}^{-1}$ вентилятора

Точки замера	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Средняя скорость, м/с	20.8	20.8	19.7	18.0	13.3	13.8	17.8	16.7	7.5	5.0	5.1	6.2

В результате такого расположения входного патрубка к вентилятору производительность центробежного вентилятора увеличилась в 1.2 раза [8].

Для уменьшения местных сопротивлений были усовершенствованы воздуховоды. Для проведения полевых испытаний подготовлен хлопкоуборочная машина МХ-2,4, оснащенная усовершенствованными воздуховодами и центробежными вентиляторами (рис.4) .



Рис. 4. Хлопкоуборочная машина МХ-2,4, оснащенная усовершенствованными воздуховодами и конструкциями центробежного вентилятора

Сопоставительные результаты замера скоростей всасывания воздуха до и после модернизации машины усовершенствованной пневмотранспортной системой представлены в табл. 2.

Таблица 2

Сопоставительные результаты замера скоростей всасывания воздуха до и после модернизации усовершенствованной пневмотранспортной системой

$\frac{n_{\text{оиг.}}}{n_{\text{вент.}}}$	Замеры точки (рис.2,3)	17	18	19	20	21	22	23	24
$\frac{2200}{1540}$	Серийная ПТС, м/с	13.3	13.8	17.8	16.7	7.5	5.0	5.1	6.2
$\frac{1900}{1520}$	Улучшенная ПТС, м/с	22	24.2	21.0	22.0	8.0	7.1	8.4	8.5

Анализ графика на рис. 5 показывает, что средняя скорость воздуха для точек 17, 18, 19, 20 серийного варианта ПТС составляет $v_{cp}=15.4$ м/сек, а улучшенного варианта $v_{cp}=22.3$ м/сек.

Анализ графика на рис. 6 показывает, что средняя скорость воздуха для точек 21, 22, 23, 24 серийного варианта ПТС составляет $v_{cp}=5.95$ м/с, а улучшенного варианта $v_{cp}=8$ м/с.

Согласно экспериментальным данным табл. 2, построены графики на рис. 5 и рис. 6.

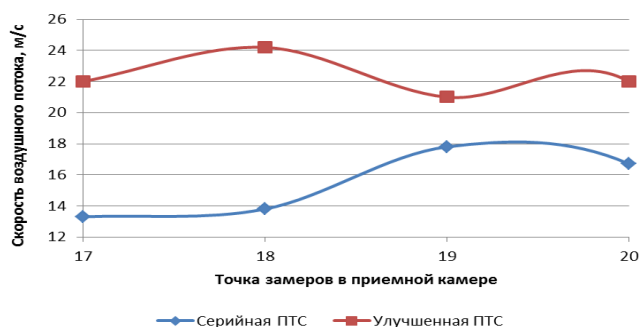


Рис. 5. Изменение скорости воздушного потока в приёмных камерах с серийным и улучшенным вариантами ПТС (при точках замеров в приемной камере 17, 18, 19, 20)

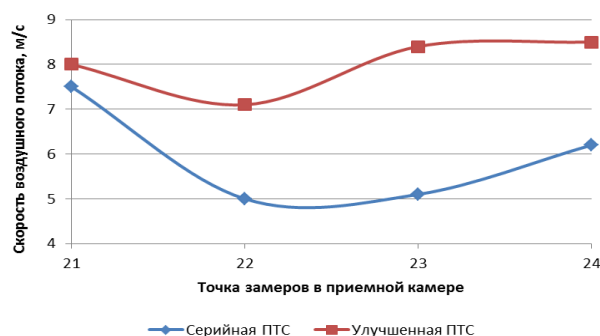


Рис. 6. Изменение скорости воздушного потока в приёмных камерах с серийным и улучшенным вариантами ПТС (при точках замеров в приемной камере 21, 22, 23, 24)

Повышение производительности системы по всасываемому воздушному потоку при применении данного улучшенного эффективного пневмотранспорта составляет 32.15% по сравнению с серийным вариантом. Из них, согласно [8], совпадение с центробежным вентилятором составляет 20%.

Заключение. Таким образом, в результате применения разработанной конструкции пневмотранспортной системы общая производительность повышается на 32.15%, из неё доля рационального расположения бокового эллиптического входного патрубка составляет 20.0%, остальные—12.5% за счет уменьшения местных сопротивлений трубопроводов с применением рационального расположения схемы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Матчанов Р. Д. Хлопкоуборочные машины 1929–2010 гг. Ташкент: «Fan va texnologiyalar», 2013. –352 с.
- [2] Ризаев А. А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [3] Шполянский Д. М., Горн В. Н. и др. Механизированная уборка и переработка семенного хлопка. Ташкент: Узбекистан, 1980. –63 с.
- [4] Kılıçkan A., Güner M. Pneumatic Conveying Characteristics of Cotton Seeds// Biosystems Engineering. Vol. 95. Issue 4. December, 2006. P. 537–546.
- [5] Отчеты о НИР «Разработка и уточнения параметров работы уборочного аппарата с ресурсосберегающими рабочими органами (шпиндели, барабаны и др.), пневмосистемы четырехрядной машины» (промежуточные) по проекту МВ-Атех-2018-92+БВ-Атех-2018-13. /Рук.проекта А.А.Ризаев. Ташкент: ИМиСС АН РУз, 2018. –104 л.; 2019. –82 л.
- [6] Сабликов М. В. Хлопкоуборочные машины. М.: Агропромиздат, 1985. С.152–174.
- [7] Matchanov R.D., Rizaev A.A., Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A., Akhmedov Sh.A. Pneumatic Transport System of a Cotton Picker // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE). Vol. 9. Issue-4. February, 2020. P. 2267–2270.
- [8] Rizaev A.A., Malikov Z.M., Yuldashev A.T., Temirov D.A., Borotov A.N. Bench-scale study of centrifugal fan parameters./ 2020 VII International Scientific Conference “Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education”. IPICSE, 2020.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
23.12.2020

Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, А.Т. Йўлдашев, Д.А. Қўлдошев, Ш.А. Ахмедов, Ж.Р.Темиров. Ярим тиркамали пахта териш машинасининг самарали пневмотранспорт тизими

Мақола ярим тиркама пахта териш машинасининг пневмотранспорт тизимини ўрганиши ва такомиллаштиришига бағишланган. Юқори тезликда ҳаво оқимларини ўлчаши натижасида амалда ишлаб чиқарилаётган ва такомиллаштирилган тизимлар учун ён томонидаги эллипсоидли қувур орқали ҳаво киришининг мақбул жойлаштирилганлиги ҳамда пневмотранспорт тизимини қувурларида маҳаллий аэродинамик қаришилиқни камайиши туфайли тизимнинг иш унуми 31.15% га оширишига эришилган.

R.D. Matchanov, A.A. Rizaev, A.T. Yuldashev, D.A. Kudashev, Sh.A. Akhmedov, J.R. Temirov. Efficient pneumatic conveying system semi-trailer cotton harvesting machine

The article is devoted to the study and modernization of the pneumatic transport system of a semi-trailer cotton harvesting machine. As a result of measurements of high-speed air flows in serial and upgraded systems, due to the rational arrangement of the ellipsoid side entrance of the fan and the reduction of local aerodynamic drag in the pipelines of pneumatic transport systems, an increase in system performance by 31.15% was achieved.

УЗАТИШ ЮРИТМАСИДА ТАРКИБЛИ РОЛИКЛИ ЗАНЖИРЛИ МЕХАНИЗМИ БЎЛГАН КОНВЕЙЕР МАШИНА АГРЕГАТИ ДИНАМИК ТАҲЛИЛИ

Кириш. Ҳозирда турли соҳалар ишлаб чиқаришида қўлланиладиган технологик машиналарда ишлатиладиган эгилувчан таркибий механизмларнинг кинематик ва динамик таҳлил қилишнинг назарий асослари асосида ресурстежамкор конструкциялар ишлаб чиқилган. Лекин ушбу тадқиқотларда айнан занжирли узатмаларни янги ресурстежамкор конструкцияларини яратиш, кинематик ва динамик имкониятлари кенгайтириш ҳамда уларни ҳисоблаш методлари ўрганилмаган. Шунингдек, технологик машиналарни эксплуатацион хусусиятларини инобатга олган ҳолда юритмалар таркибидаги занжирли узатмаларнинг ресурстежамкор конструктив ечимлари олинмаган. Юқорида аниқланган техник-технологик муаммолар ечимини аниқлаш учун кинематик ва динамик имкониятлари кенг, самарали ресурстежамкор занжирли узатма конструкцияларини ишлаб чиқиш ҳамда ҳисоблашнинг назарий асосларини ривожлантириш зарурдир [1–3].

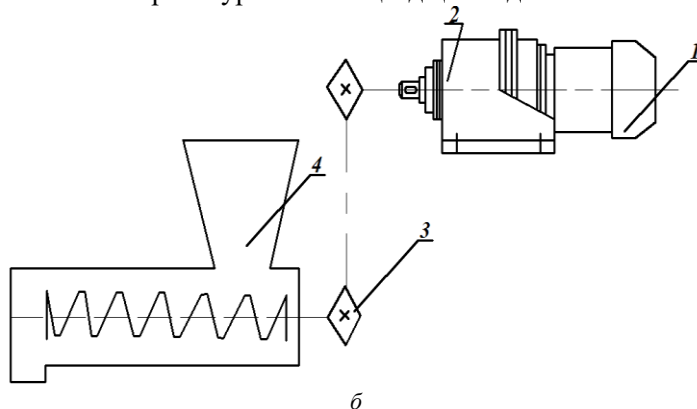
Занжирли узатмаси бўлган редлер конвейери схемаси ва ишлаш принципи. Маълумки қатор технологик машиналар ишчи органлари ҳаракатини барқарорлаштиришда қайишқоқ элементли юлдузчали ва занжири бўлган узатмалар қўлланилади [4–6]. Ўсимликлардан мой ишлаб чиқариш технологик машинасида қўлланиладиган Редлер конвейери юритмасида тавсия этилган занжирли узатма жорий қилинган.

1-расмда редлерли конвейерни ҳаракатга келтирувчи юритма тасвирланган бўлиб, у электродвигател 1, редуктор 2 ва занжирли узатма 3 дан иборат. Тадқиқотлар давомида шунини хулоса қилиш мумкинки, корхонадаги энг кўп таъмирланадиган ва ишдан чиқадиган узатма редлерни етакчи юлдузчасини ҳаракатга келтирувчи занжирли узатма 3 ҳисобланади. Кузатувлар натижасида юқори ҳароратга эга бўлган маҳсулот (кунжарани) ташишда редлер ва конвейер деворлари орасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучлари ёки маҳсулот миқдорини кескин ортиши ҳисобига юзага келадиган тикилишлар занжир роликларида ёриклар ва пачоқланиш ҳолатлари кузатилади. Айрим ҳолларда занжир валикларини узилиб кетиши ҳолатлари ҳам кузатилади. Деформацияга учраган занжир роликлари кейинги ишлаш давомида нотекис илашувни келтириб чиқаради. Натижада занжирнинг ишлаш муддати кескин камайиб кетади. Таклиф этилаётган занжирли узатманинг кинематик ва динамик имкониятлари редлер конвейерини ҳаракатга келтирувчи узатма сифатида қўллаш имконини тақдим этади.

Юқорида келтирилган технологик машиналар юритмаларида, жумладан линтер машинаси таъминлагичини ёки чиқиндилардан тозалашда пресслаш қурилмасида, кунжара таркибидаги ёғ миқдорини камайтириш ускунаси, вертикал шнекли транспортер ва тостер ускунаси юритмаларида занжирли узатмаларни схемалари таҳлил этиш мобайнида улар учун умумий бўлган занжирли узатмалар конструкцияларини яратиш муҳим аҳамият касб этади. Ўсимликлардан ёғ ишлаб чиқариш технологик машиналари бўйича илмий изланишлар ҳамда занжирли узатмаларнинг конструктив хусусиятлари таҳлили асосида янги самарали занжирли узатмаларнинг конструкциялари ишлаб чиқиш ва уларни кинематик ва динамик имкониятларини ўрганиш мақсад қилинди.



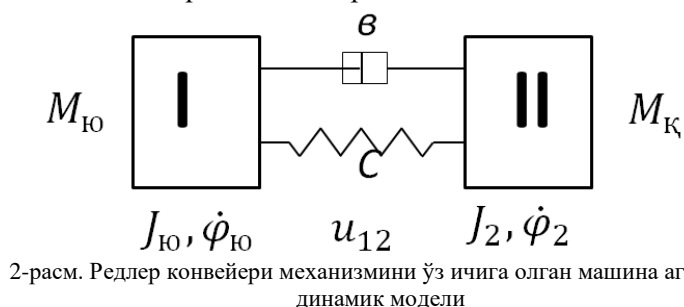
а



1-расм. Редлер конвейери: а – умумий кўриниши, б – редлер конвейери юритмасининг кинематик схемаси; 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – занжирли узатма; 4 – нов; 5 – редлер

Машина агрегати динамик ва математик моделлари. Юқорида таъкидланганидек мой ишлаб чиқариш технологик тизимида юқори ҳароратли ёғли кунжарани ташишда Редлер конвейери қўлланилади (1-расмга қаранг). Конвейернинг энг кўп ишдан чиқишининг асосий сабаби редлерни ҳаракатга келтирувчи етакчи юлдузча ва занжирнинг тез едирилиши ҳисобига бўлиши аниқланди. Бу ҳолат етакловчи юлдузчадаги буровчи момент тебраниш амплитудасини кескин ортиб кетиши ҳисобига бўлади. Ушбу система учун динамик модель 2-расмда келтирилган.

Ушбу машина агрегати учун математик моделни Лагранжнинг II-тартибли тенгласидан фойдаланиб, электр юритгичнинг динамик механик характерис-тикасини аниқлашда А.Е.Левин [7] тавсия қилган математик моделдан фойдаланилди. Машина агрегати ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенгламалар системаси қуйидагича бўлади:

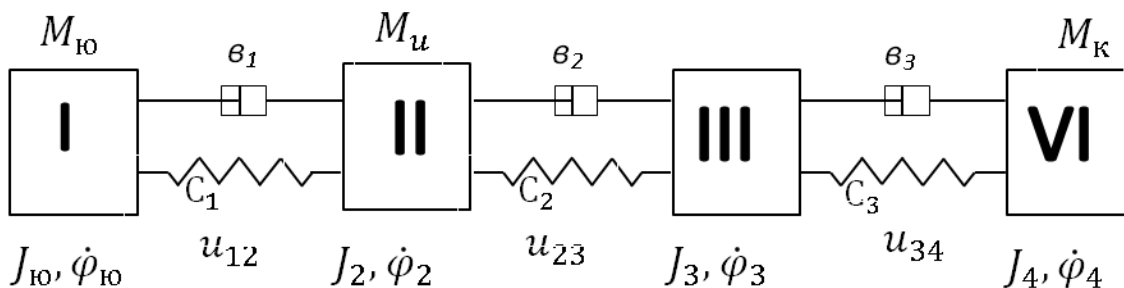


2-расм. Редлер конвейери механизмини ўз ичига олган машина агрегати динамик модели

$$\begin{aligned} \frac{dM_{ю}}{dt} &= \psi \left(w_c - \rho \frac{d\varphi_{ю}}{dt} \right) - \frac{M_{ю}}{T_3}; \quad \frac{d\psi}{dt} T_3 = 2M_k - \psi - \left(w_c - \rho \frac{d\varphi_{ю}}{dt} \right) M_{ю} \cdot T_3; \\ T_3 &= (w_c \cdot S_k)^{-1}; \quad \psi = S_k \frac{M_{ю} + T_3 \frac{dM_{ю}}{dt}}{S}; \quad J_{ю} \frac{d^2\varphi_{ю}}{dt^2} = M_{ю} - c(\varphi_{ю} - u_{12}\varphi_2) - \epsilon \left(\frac{d\varphi_{ю}}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= u_{12} c (\varphi_{ю} - u_{12}) + u_{12} \epsilon \left(\frac{d\varphi_{ю}}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - M_k. \end{aligned} \quad (1)$$

бу ерда $M_{ю}$, M_k – электр юритгичнинг буровчи моменти ва унинг критик қиймати; $\varphi_{ю}$, φ_2 – электр юритгич ротори ва редлер конвейери ишчи органи бурилиш бурчаклари; c , ϵ – занжирли узатманинг бикирлик ва диссипация коэффицентлари; u_{12} – узатманинг узатиш нисбати; $J_{ю}$, J_2 – электр юритгич ва ишчи органнинг келтирилган инерция моментлари; ρ – полюслар жуфтлиги сони; w_c – электр таъминлагич айланишлар частотаси; T_3 – электр юритгичнинг электромагнит ўзгармас вақти; ψ – қўшимча ўзгарувчи, S , S_k – электр юритгичдаги сирпаниш ва унинг критик қиймати; M_k – технологик қаршилиқ (ташилаётан кунжарадан келаётган).

Худди шунингдек тукли чигитларни туксизлантириш учун линтерлаш машиналарига тақсимлагич барабани орқали тақсимланади. 2-расмдаги тақсимловчи барабан юритмаси схемаси келтирилган. Тавсия қилинган таркибли (роликли) етакланувчи юлдузчали занжирли узатма қўлланилганда, ушбу машина агрегати 4 массали системадан иборат бўлади. Бунда биринчи массага электр юритгич ротори, муфта ярим бўлаги, иккинчи массага муфта иккинчи ярим бўлаги ва редуктор элементлари келтирилган массалари ҳамда занжирли узатма етакловчи юлдузчаси массаси киради, учинчи массага занжирли узатма етакланувчи юлдузчаси ички қисм массаси, тўртинчи массага етакланувчи юлдузча ташқи гардиши ва тақсимловчи барабан массаси киради. Ушбу машина агрегати динамик модели 3-расмда келтирилган.



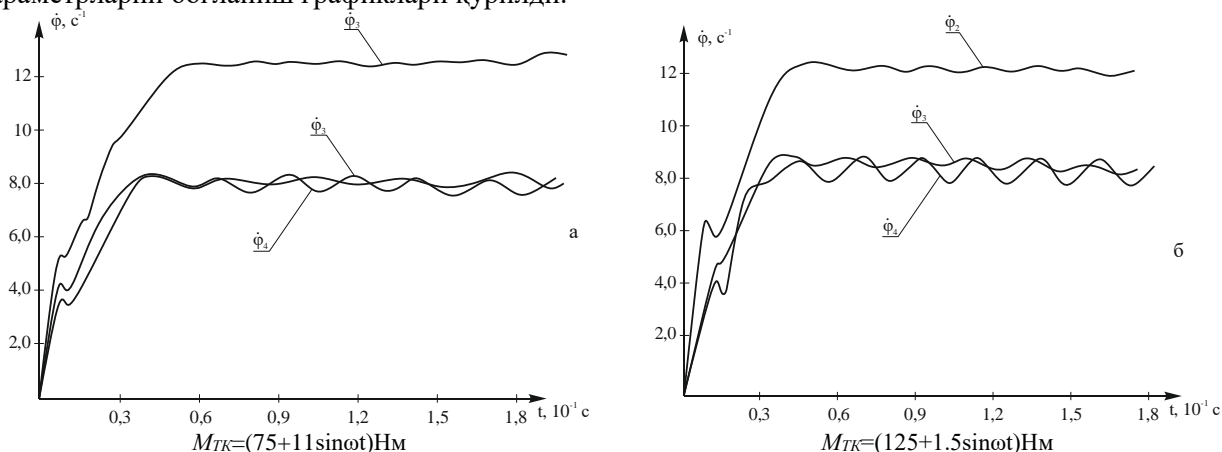
3-расм. Таъминловчи барабан юритгич механизмини ўз ичига олган динамик модели

Ушбу агрегатнинг математик модели қуйидагича:

$$\begin{aligned}
\frac{dM_{ю}}{dt} &= \psi \left(w_c - \rho \frac{d\varphi_{ю}}{dt} \right) - \frac{M_{ю}}{T_3}; \quad \frac{d\psi}{dt} T_3 = 2M_{\kappa} - \psi - \left(w_c - \rho \frac{d\varphi_{ю}}{dt} \right) M_{ю} \cdot T_3; \\
T_3 &= (w_c \cdot s_k)^{-1}; \quad \psi = S_k \frac{M_{ю} + T_3 \frac{dM_{ю}}{dt}}{S}; \quad (J_p + J_m) \frac{d^2\varphi_{ю}}{dt^2} = M_{ю} - C_1(\varphi_{ю} - u_{12}\varphi_2) - \epsilon_1 \frac{d\varphi_{ю}}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt}; \\
& \left(J_m + u_{p2}^2 \cdot J_{pe\delta} + u_{p2}^2 \cdot u_{ю2}^2 \cdot J_{ю1} \right) \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = u_{12} C_1(\varphi_2 - u_{12}\varphi_2) + \\
& + u_{12}\epsilon_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - u_{12} \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - M_u - C_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) - \epsilon_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - u_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) \\
J_{ю2} &= \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} = u_{23} \cdot C_2(\varphi_2 - u_{23}\varphi_3) + u_{23}\epsilon_3 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - u_{23} \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - C_3(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) - \epsilon_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - u_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right); \\
& \left(J'_{ю2} + J_{\delta} \right) \frac{d^2\varphi_4}{dt^2} = C_3 U_{34}(\varphi_3 - u_{34}\varphi_4) + u_{34}\epsilon_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - u_{34} \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - M_{TK}. \quad (2)
\end{aligned}$$

бу ерда J_p, J_m – юритгич ротори ва муфта ярим қисми инерция моментлари; $J_{pe\delta} + J_{ю1}$ – редуктор элементлари ва етакланувчи юлдузча инерция моментлари; $J_{ю2}$ – етакловчи юлдузча ички вал қисми инерция моменти; J_{δ} – тақсимловчи барабан инерция моменти; $\dot{\varphi}_{ю}, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$ – мос равишда массалар бурчак тезликлари; u_{12}, u_{23}, u_{34} – мос массалар орасидаги узатиш нисбатлари; C_1, C_2, C_3 – қайишқоқ элементлар айланма бикрлик коэффициентлари; $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ – қайишқоқ элементлар (муфта, занжирли узатма, таркибли етакланувчи юлдузчанинг қайишқоқ элементи); M_u – ишқаланиш кучлари моменти; M_{TK} – технологик қаршилик кучлари моменти. (2) системани ечими қуйидаги бошланғич шарт ва параметрларнинг қийматларида амалга оширилган: Электр юритгич $P=4.0$ кВт; $n=970$ айл/мин; $M_n/M_u=1.8$; $\lambda=M_{max}/M_u=2.2$; $CD^2=0.371$ Нм²; $\omega_2=314$ с⁻¹; $\omega_u=101.53$ с⁻¹; $\omega_0=104$ с⁻¹. Асинхрон электр юритгич ротори инерция моменти: $J_p=CD^2/4g=0.019$ Нмс²; $S_H=0.039$; $S_k=0.129$; $J_H=0.023$ Нмс²; $J'_{ю2}=0.176$ Нмс²; $J_{\delta}=3.192$ Нмс²; $u_{12}=7.5$; $u_{23}=1.5$; $u_{34}=1.0$; $n_2=970$ айл/мин; $n_3=129$ айл/мин; $n_4=86.2$ айл/мин; $C_1=560$ Нмс/рад; $C_2=621.0$ Нмс/рад; $\epsilon_2=5.60$ Нмс/рад; $M_u=10.82$ Нм; $M_{TK}=(110 \pm 12 \sin \omega t)$ Нм; $t=0$ да, $\dot{\varphi}_{ю} = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = 0$.

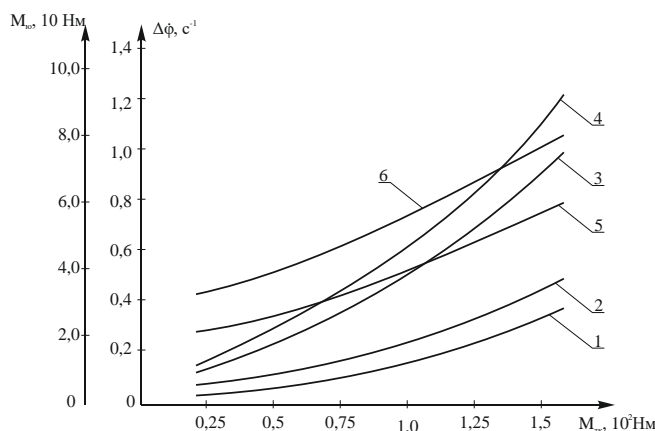
Масаланинг сонли ечими ва натижалари таҳлили. Масалани сонли ечими асосида машина агрегати юритгич ротори, тақсимловчи барабани ва юлдузчалардаги бурчак тезликларни ўзгариш қонуниятлари олинди. Ушбу қонуниятлар 4-расмда келтирилган. Олинган ҳаракат қонунари таҳлилга асосан, шунини таъкидлаш мумкинки, системанинг барқарор ҳаракати ўртача 0.32–0.35 с оралигида чиқади. Бунда юритгич ротори бурчак тезлиги ўртача 98.5 с⁻¹ да бўлса, етакловчи юлдузча вали 12.5 с⁻¹, ҳамда етакланувчи юлдузча вали ва тақсимловчи барабан бурчак тезликлари 8.15 с⁻¹ атрофида ўзгаришини кўришимиз мумкин (4-расм, а, б-графиклар). Таъкидлаш лозимки, тақсимловчи барабан бурчак тезлиги тебраниши юлдузча валига таъсири резинали амортизатор орқали етарлича ютилиши аниқланди. Бунда юлдузчалар, ҳамда юритгич ротори бурчак тезлигини тебранишини камайишига олиб келади. Технологик қаршилик ортиши билан мос равишда $\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$, тебранишлари ҳам ортиб боради (4-расм, б). Олинган ҳаракат қонуниятларини қайта ишлаш натижасида параметрларни боғланиш графиклари қурилди.



4-расм. Тақсимловчи барабан вали ва етакланувчи юлдузча гардиши, етакланувчи юлдузча ички қисм вали, етакловчи юлдузча вали ва редуктор элементлари бурчак тезликларини ўзгариш қонуниятлари.

5-расмда тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари камровлари, юритгичдаги юкланишларни технологик қаршиликка боғлиқлик графиклари келтирилган. Бунда технологик қаршилик $0.25 \cdot 10^2 \text{Нм}$ дан $1.6 \cdot 10^2 \text{Нм}$ гача ортганида, юритгич валидаги буровчи момент ишқаланиш кучлари momenti 10.5Нм қилиб олинганда, $21.5 \cdot 10^2 \text{Нм}$ дан 60.5Нм гача ортади. Агарда M_u қиймати 15.17Нм гача кўпайганда ротор валидаги буровчи моментнинг қиймати $7.81 \cdot 10^2 \text{Нм}$ гача нозизиқлик қонуниятда ортиб боради. Шунинг учун ишқаланиш кучлари моментини 10Нм дан ошмаслигини, шунингдек технологик қаршиликни $1.25 \cdot 10^2 \text{Нм}$ дан ошмаслиги, мақсадга мувофиқ. Технологик қаршилик $1.6 \cdot 10^2 \text{Нм}$ гача ортиши тақсимловчи ва етакланувчи юлдузча валидаги бурчак тезликлар тебраниш камровини мос равишда 0.142с^{-1} дан 1.23с^{-1} гача ортишига олиб келади. Бунда маҳсулотни тарқалиш нотекислигини ошириб юборади, сифатига ҳам таъсир кўрсатади.

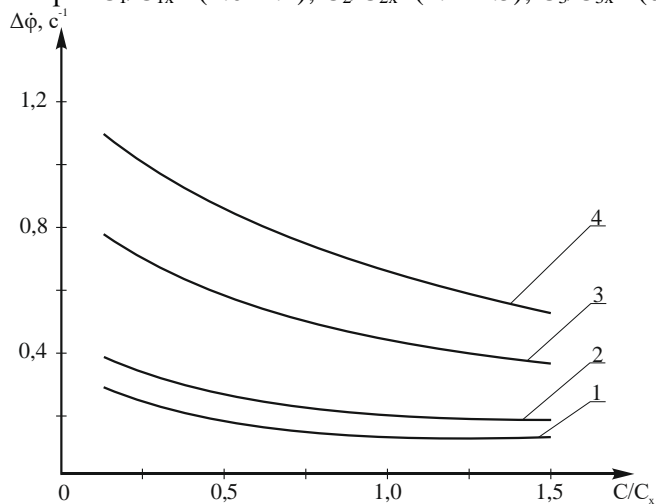
Шунинг учун технологик қаршилик $1.25 \cdot 10^2 \text{Нм}$ дан кичик қилиб олиш, иш унумини ундан оширмаслик тавсия этилади. Бурчак тезликларни тебранишлари камровини камайтириш учун мос равишда қайишқоқ элементларнинг биқирликларини танлаш муҳим ҳисобланади. 5-расмда тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари камровлари, юритгичдаги юкланишларни технологик қаршиликка боғлиқлик графиклари келтирилган.



$$\begin{aligned}
 1 - \Delta\dot{\varphi}_1 &= f(M_{TK}), 2 - \Delta\dot{\varphi}_2 = f(M_{TK}); \\
 3 - \Delta\dot{\varphi}_3 &= f(M_{TK}), 4 - \Delta\dot{\varphi}_4 = f(M_{TK}); \\
 5 - \Delta\dot{\varphi}_5 &= f(M_{TK}), 6 - \Delta\dot{\varphi}_6 = f(M_{TK}); \\
 5 - M_u &= 10,52 \text{Нм да,} \\
 6 - M_u &= 15,75 \text{Нм да}
 \end{aligned}$$

5-расм. Тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари тебраниш камровлари, юритгичдаги юкланишларни технологик қаршиликка боғлиқлик графиклари.

Олинган график боғланишлар таҳлиliga асосан етакланувчи юлдузча резина втулкасини солиштирма биқирлик коэффициентини C_3/C_{3x} қиймати 0.25 дан 1.5 гача орттирилганда $\Delta\dot{\varphi}_4$ қийматлари 1.12с^{-1} дан 0.56с^{-1} гача камаяди (6-расм). Етакловчи юлдузча валининг $\Delta\dot{\varphi}_3$ қийматлари C_2/C_{2x} қийматлари ўзгаришига қараб 0.42с^{-1} гача камайиши аниқланди. Шунингдек муфта қайишқоқ элементи биқирлиги C_1/C_{1x} қийматлари кўпайтмаси билан ротор валидаги $\Delta\dot{\varphi}_3 = 0.32 \text{с}^{-1}$ дан 1.14с^{-1} гача камайишига олиб келади. Демак тақсимловчи барабан бурчак тезлиги тебраниш камровини ($0.8 - 1.0$) с^{-1} дан ошмаслигини, ҳамда юритгич валини ровон ишлашини таъминлаш учун тавсия қийматлари: $C_1/C_{1x} = (1.0 \div 1.2)$; $C_2/C_{2x} = (1.2 \div 1.5)$; $C_3/C_{3x} = (0.85 \div 1.0)$.



Бунда

$$\begin{aligned}
 1 - \Delta\dot{\varphi}_1 &= f\left(\frac{C}{C_x}\right); 2 - \Delta\dot{\varphi}_2 = f\left(\frac{C}{C_x}\right); \\
 3 - \Delta\dot{\varphi}_3 &= f\left(\frac{C}{C_x}\right); 4 - \Delta\dot{\varphi}_4 = f\left(\frac{C}{C_x}\right); \\
 M_{TK} &= (110 + 12 \sin \alpha t) \text{Нм да}
 \end{aligned}$$

6-расм. Тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва юритгич ротори бурчак тезликлари тебраниш камровлари муфта қайишқоқ элементи, занжирли узатма ва таркибли етакланувчи юлдузча қайишқоқ элементларининг айланма биқирлик коэффициентларига боғлиқлик графиклари

Хулоса. Ўсимликлардан мой ишлаб чиқариш технологик машинаси таркибли қайишқоқ элементли занжирли узатмаси бўлган машина агрегатини динамик таҳлили юритгани механик характеристикасини, қайишқоқ элементларни бикрлик-диссипатив параметрларини, инерцион ва технологик куч моментларини инобатга олиб амалга оширилди. Масалани сонли ечими асосида тақсимловчи барабан, юлдузчалар валлари ва электр юритгич ротори ҳаракат қонунлари олинган. Валларнинг тезликлари тебраниш қамровлари ўзгаришини технологик қаршилиқ ва муфта, занжир ва етакланувчи юлдузча бикрлик коэффициентларига боғлиқлик графиклари қурилган. Тақсимловчи барабан бурчак тезлиги тебраниш қамровини $(0.85-1.0)c^{-1}$ дан ошмаслигини, ҳамда юритгич валини ровон ишлашини таъминлаш учун тавсия қийматлари: $C_1/C_{1x} = (1.0-1.2)$; $C_2/C_{2x} = (1.2-1.5)$; $C_3/C_{3x} = (0.85-1.0)$.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Джураев А., Давидбоев Б., Мамахонов А. Қайишқоқ элементли ва таранглаш қурилмали занжирли механизмларни кинематик ва динамик таҳлили. Монография. Тошкент: “Наврўз” нашриёти, 2014. “Poligraf super servis” МЧЖ босмахоноси, 138–бет.
- [2] Джураев А., Мамахонов А., Юлдашев К. Технологик машиналар занжирли узатмалари конструкцияларини такомиллаштириш ва параметрларини асослаш. Монография. Тошкент: “Фан ва технология” нашриёти, 2019. 235–бет.
- [3] Джураев А., Мамахонов А., Алиев Э. Цепная передача. Патент. Рес. Узб. № IAP05745,31.01.2019, Бюл. 2019. №1.
- [4] Мамахонов А. Ерга ишлов берувчи агрегатнинг занжирли механизминини кинематик ва динамик таҳлили. 05.02.18 –т.ф.н. диссертация. Тошкент, 2012.
- [5] Джураев А., Мамахонов А. Цепная передача. Патент. Рес. Узб. №IAP05760, 28.02.2019, Бюл. 2019. №2.
- [6] Глушенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1964. – 226 с.
- [7] Джураев А. Ротационные механизмы технологических машин с переменными передаточными отношениями. Ташкент: Мехнат, 1990. –223 с.
- [8] Мамахонов А., Джураев А. Цепная передача с автоматическим регулированием натяжения цепи // Сборник научных трудов 4-й Международной научно-практической конференции «Современные инновации в науке и технике». Курск, 2014. Т. 2. – С. 30–31.
- [9] Мамахонов А., Джураев А. Занжирли узатма етакланувчи тармоқ таранглигининг таркибли таранглаш ролиги бикрлигига таъсири назарий таҳлили // Пахта тозалаш, тўқимачилиқ ва енгил саноат ва технологияларини такомиллаштиришда инновацияларнинг роли. Наманган, 2015. Б. 298.
- [10] Мамахонов А., Джураев А. Занжирли узатма етакловчи тармоғи таранглигига таркибли таранглаш ролиги параметрларининг таъсири // Сборник научных трудов «Актуальные вызовы современной науки» Вып. 3. Ч. 1. Переяслав-Хмельницкий, 2016. С. 83–88.

Наманган муҳандислик-технология институти

06.01.2021 й.
қабул қилинган

А.Джураев, А.Мамахонов. Динамический анализ машинного агрегата с механизмом передачи с составным роликом цепи привода конвейера

В статье приведены принципиальная схема, принцип работы конвейера Редлер с цепной передачей в приводе с упругими элементами цепи в технологической машине для производства масла из растений. Составлены динамическая и математическая модели машинного агрегата с приводом конвейера Редлер. На основе численного решения системы дифференциальных уравнений получены закономерности движения рабочего органа на основе анализам построены графические зависимости параметров системы. Обоснованы их более существенные значения.

A.Djurayev, A.Mamakhonov. Dynamic analysis of a machine unit with a conveyor drive chain transfer with a composite roller.

The article presents the scheme and principle of operation of the technological machine for the production of vegetable oil, with a chain of elastic elements used in the conveyor Redler. Dynamic and mathematical models of machine assembly of the Redler conveyor are constructed. Based on the numerical solution of the system of differential equations, the law of motion of the working body is obtained. Based on the analysis of connection schedules, optimal parameter values are recommended.

ТИШЛИ-РИЧАГЛИ ДИФФЕРЕНЦИАЛ УЗАТИШ МЕХАНИЗМИНИНГ КИНЕМАТИК ТАҲЛИЛИ

Жаҳонда турли саноат тармоқларида валли машиналардан кенг миқёсда фойдаланилади [1–8]. Валли машиналарда асосан ишлов бериладиган материални турига боғлиқ ҳолда сиқиш, чўзиш, текислаш, майдалаш ва бошқа жараёнлар амалга оширилади [1–3, 9–11].

Валли машиналар ва уларнинг узатиш механизмлари устида олиб борилган илмий тадқиқотларни ўрганиш жараёнида, уларнинг афзалликлари билан бир қаторда камчиликлари ҳам мавжудлигини, айниқса ишчи валларининг ўқлараро масофаси ўзгарувчан аксарият валли машиналарнинг узатиш механизмлари ушбу машиналарни структуравий (тузилиш), кинематик, динамик хоссаларини ҳисобга олмасдан танланган ва лойиҳаланганлигини кўриш мумкин [1, 2].

Айрим кинематик тадқиқларда, ишчи валларининг ўқлараро масофаси ўзгарувчан валли машиналарнинг дифференциал узатиш механизмларни узатиш нисбатини аниқлаш, оддий кўп поғонали тишли узатиш механизмлари каби ўрганилган. Бунда етакловчи ва етакланувчи тишли ғилдиракларнинг ўқлараро масофаси ўзгариш натижасида узатиш нисбати ўзгариши ҳисобга олинмаган [2, 11].

Айнан ишчи валларнинг ўқлараро масофасининг ўзгариши натижасида уларни талаб этилган даражада айланмаслиги сабабли, ишчи валлар ва ишлов бериладиган материаллар орасидаги геометрик силжишнинг юзага келиши, мавжуд валли машиналарнинг камчиликларидан бири бўлиб ҳисобланади [2].

Механизмлар кинематикасида механизмлар ҳаракати билан боғлиқ кучларни ҳисобга олмаган ҳолда механизм бўғинларидаги нукталарнинг траекториялари, чизикли силжиши, тезлиги ва тезланишлари, бўғинларнинг эса бурчак силжиши, тезлиги ва тезланишлари ўрганилади [12, 13].

Кинематикани ўрганишда аналитик, график ва графоаналитик усуллардан фойдаланилади [12].

Ҳар қандай механизм таркибидаги ҳар бир бўғиннинг ҳаракат қонуларини билмай туриб, шу механизмга кинематик жиҳатдан тўғри баҳо бериб бўлмайди. Ҳар қандай механизм маълум тартибда ҳаракат қилиши шарт, бу ҳаракат механизм таркибидаги етакловчи бўғиннинг ҳаракат қонунига боғлиқ бўлади. Механизмлардаги ана шу ҳаракатларни ўрганиш механизмлар кинематикасининг асосий масаласидир [12, 13].

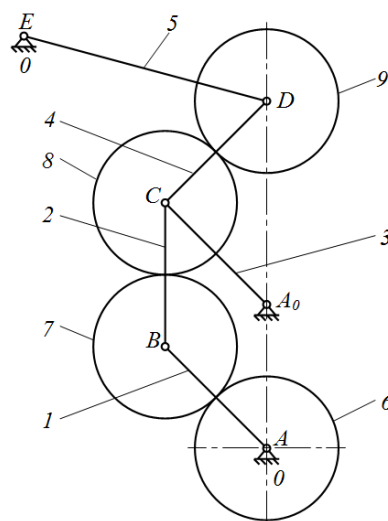
Юқоридагиларга асосан, 1-расмдаги 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмнинг кинематикасини ҳисоблаймиз.

1-расмда берилган механизмнинг $ABCDE$ нукталарига 1, 2, 3, 4, 5 – ричаглар кетма-кет, A , E ва A_0 нукталари O – таянчга қўзғалувчан қилиб маҳкамланган. Механизмнинг A , B , C , D нуктадаги боғланишларига 6, 7, 8, 9 – тишли ғилдираклар қўзғалувчан қилиб ўрнатилган, натижада 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизми ҳосил қилинган.

Ушбу узатиш механизмнинг кинематикасини ҳисоблашни соддалаштириш учун унинг ричагли контурини алоҳида ажратиш оламиз (2-расм).

Ричагли механизм бошланғич ҳолатида, 1 - ричаг A нуктада O - таянчга, 1, 2, 3, 4, 5 - ричаглар кетма-кет, 5 - ричаг E нуктада O - таянчга шарнирли маҳкамланган. X ўқига нисбатан 1 - ричаг φ_1 бурчак, 5 – ричаг β бурчак остида O - таянчга ўрнатилган. Технологик жараён бошланганда 5 – ричагни D нуктаси ёйсимон кўчади ҳамда бурчаклар φ_1 ва β ўзгаради. Шу сабабли уларнинг бири-бирига боғлиқ ҳолда ўзгаришини аниқлаймиз.

$$\beta = \arcsin \left(\frac{AE - BC + (AB + CD) \sin \varphi_1}{L} \right), \quad (1)$$



1-расм. 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизми схемаси. O - таянч; 1, 2, 3, 4, 5 – ричаглар; 6, 7, 8, 9 – тишли ғилдираклар

бу ерда: AE - A ва E нукталар орасидаги масофанинг Y ўқидаги проексияси, $L - D$ ва E нукталар орасидаги 5 - ричаг узунлиги, $AB - 1$ - ричагнинг узунлиги, $BC - 2$ - ричагнинг узунлиги, $CD - 4$ - ричагнинг узунлиги.

Механизмни 5 - ричаги ва 4 - ричаги D нуктада боғланганлигини ҳисобга олиб, 4 - ричагни C нуктасини тезлиги $\overline{V_C}$ топамиз. Бунинг учун учбурчак A_0CD ни ечиш орқали $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ бурчакларни топамиз.

$$\varphi_2 = 90^\circ - \varphi_1 \quad (2)$$

$C A_0$ ва CD катетлар тенг бўлгани учун $\varphi_3 = \varphi_2$ бўлади

$$\varphi_4 = 180^\circ - \varphi_3 - \varphi_2 \quad (3)$$

3 - ричаг A_0 нуктада O - таянч билан боғланганлиги сабабли ушбу ричагни оний айланиш маркази P_3 шу нуктада жойлашган бўлади. Шу сабабли 4 - ричагни C нуктасининг тезлигини йўналиши CA_0 чизикқа, D нуктасининг тезлигини йўналиши ED чизикқа перпендикуляр бўлишни инобатга олиб, уларни кесишган нуктасида 4 - ричагни оний айланиш маркази P_4 ҳосил бўлади.

Ҳосил бўлган учбурчак P_4DC ечиш орқали P_2D масофани топиб, 4 - ричагнинг бурчак тезлиги ω_4 ни топамиз

$$\omega_4 = \frac{\overline{V_D}}{P_4D} \quad (4)$$

Бу ерда P_4D масофа номаълум бўлганлиги сабабли ёрдамчи бурчак ва томонларни қийматларини аниқлаш орқали топамиз.

D нуктадан X ўқи бўйлаб чизик ўтказиб, P_4C чизик билан кесишган нуктани S билан белгилаймиз. Ҳосил бўлган учбурчак CDS нинг ички бурчакларини топамиз

$$\varphi_6 = 180^\circ - \varphi_4, \quad (5)$$

$$\varphi_5 = 90^\circ - \varphi_3, \quad (6)$$

$$\varphi_7 = 180^\circ - \varphi_5 - \varphi_6. \quad (7)$$

Учбурчак P_4DS нинг ички бурчакларини топамиз

$$\varphi_8 = 180^\circ - \varphi_7, \quad (8)$$

$$\varphi_9 = 180^\circ - \varphi_8 - \beta. \quad (9)$$

Учбурчак CDS нинг CS ва DS томонларини ҳамда учбурчак P_4DS нинг P_4D томонини синуслар теоремасига асосан топамиз

$$SC = \frac{d \sin \varphi_5}{\sin \varphi_7}, \quad (10)$$

$$SD = \frac{d \sin \varphi_6}{\sin \varphi_7}, \quad (11)$$

$$P_4D = \frac{SD \sin \varphi_8}{\sin \varphi_9}, \quad (12)$$

$$P_4S = \frac{SD \sin \beta}{\sin \varphi_9}. \quad (13)$$

(12) формулани (4) формулага қўллаб, 4 - ричагни бурчак тезлиги ω_4 аниқлаймиз.

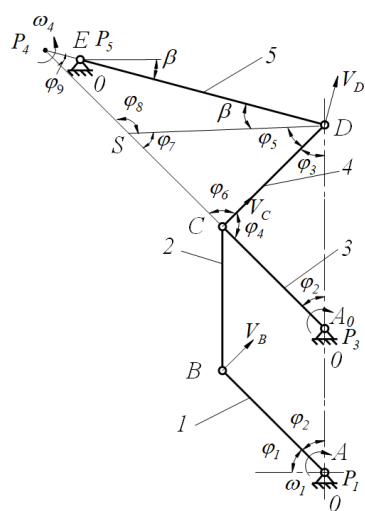
Шунингдек, учбурчак P_4DC дан P_4C масофани (10) ва (13) формулалар йиғиндиси орқали топамиз

$$P_4C = P_4S + SC. \quad (14)$$

P_4C масофани 4 - ричагни бурчак тезлиги ω_4 га кўпайтириб, C нуктанинг тезлиги $\overline{V_C}$ ни топамиз

$$\overline{V_C} = \omega_4 P_4C. \quad (15)$$

C нуктанинг тезлиги $\overline{V_C}$ орқали 3 - ричагнинг бурчак тезлиги ω_3 ни топамиз



2-расм. 10 бўғинли тишли ричагли дифференциал узатиш механизмнинг ричагли контурини. 1, 2, 3, 4, 5 – ричаглар

$$\omega_3 = \frac{\overline{V_C}}{d}. \quad (16)$$

2 - ричагни бурчак тезлиги 0 га тенглигни инобатга олиб, 3 - ричагнинг бурчак тезлиги $\omega_3 = \omega_1$ ва чизикли тезликлари $\overline{V_C} = \overline{V_B}$ тенг бўлади.

Ушбу аниқланган ричагли контурни кийматлари ёрдамидан 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг кинематикасини тўлиқлигича ҳисоблаймиз (3 - расм).

2 - расмдаги механизмнинг A, B, C, D нукталарига тишли ғилдираклар ўрнатамиз (3-расм). Тишли ғилдиракларнинг диаметрлари бир-бирига тенг $d_6 = d_7 = d_8 = d_9$, бундан келиб чиқиб $AB = BC = CD = d$ бўлади. Тишларнинг илашиш нукталарини M, N, F нукталар билан белгилаб оламиз.

Бу ерда 6 - тишли ғилдиракни бурчак тезлиги ω_6 маълумлигини инобатга олиб, 6 ва 7 - тишли ғилдиракларни илашиш нуктаси M нуктанинг тезлиги $\overline{V_{M_6}}$ ни топамиз

$$\overline{V_{M_6}} = \overline{V_{M_7}} = \omega_6 r, \quad (17)$$

1 - ричаг билан 7 - тишли ғилдирак B нуктада боғланганлигини инобатга олиб, B нуктанинг тезлиги $\overline{V_B}$ ни топамиз. 1 - ричагни бурчак тезлиги ω_1 (16) формулада аниқланганлиги сабабли B нуктанинг тезлиги $\overline{V_B}$ ни қуйидагича ёзиш мумкин

$$\overline{V_B} = \omega_1 AB \quad (18)$$

7 - тишли ғилдиракнинг B ва M нукталарини тезлик векторлари топилганлиги учун уларни учларини туташтириб чизик ўтказиб, B ва M нукталардан ўтган чизик билан кесишган нуктаси 7 - тишли ғилдиракни оний айланиш маркази P_7 бўлади. 7 - тишли ғилдиракнинг бурчак тезлиги ω_7 ни топиш учун B нуктасидан P_7 нуктагача бўлган масофани тезлик векторларини нисбати елкаларининг нисбатига тенглигидан фойдаланиб топамиз

$$BP_7 = \frac{\overline{V_B} \frac{d}{2}}{(\overline{V_M} - V_B)} \quad (19)$$

(18) ва (19) формулалардан фойдаланиб, 7 - тишли ғилдиракнинг бурчак тезлиги ω_7 топамиз

$$\omega_7 = \frac{\overline{V_B}}{BP_7} \quad (20)$$

7 ва 8 - тишли ғилдиракларнинг илашиш нуктаси N ни тезлиги $\overline{V_N}$ топиш учун P_7 нуктадан N нуктага тўғри чизик ўтказамиз. N нуктанинг тезлик вектори P_7N га перпендикуляр ва ω_7 бурчак тезлик йўналиши бўйлаб йўналган бўлади. Бу ерда ҳосил бўлган учбурчак BP_7N дан P_7N масофани косинуслар теоремасига асосан топамиз

$$P_7N = \sqrt{r^2 + BP_7^2 - 2rBP_7 \cos \varphi_{10}}. \quad (21)$$

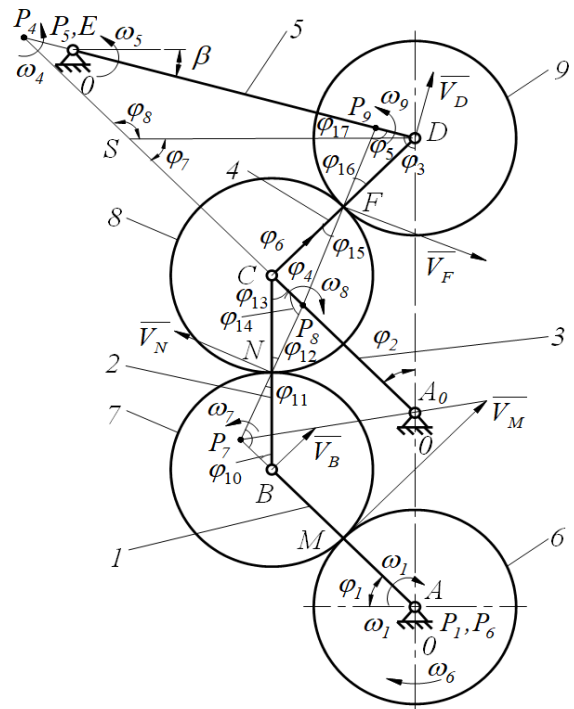
Учбурчак BP_7N дан φ_{10} бурчакни топамиз

$$\varphi_{10} = \varphi_2. \quad (22)$$

Учбурчак BP_7N дан P_7N масофани косинуслар, φ_{11} бурчакни синуслар теоремасидан фойдаланиб топамиз.

$$\varphi_{11} = \arcsin \left(\frac{BP_7 \sin \varphi_{10}}{P_7N} \right). \quad (23)$$

(20) ва (21) формулалар орқали 7 ва 8 - тишли ғилдираклар илашиш нуктаси N тезлиги $\overline{V_N}$ ни топамиз



3 - расм. 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизми схемаси. 0 - таянч; 1, 2, 3, 4, 5 - ричаглар; 6, 7, 8, 9 - тишли ғилдираклар.

$$\overline{V}_N = \omega_7 P_7 N \quad (24)$$

8 - тишли ғилдиракнинг N ва C нукталарининг чизикли тезликлари (15) ва (24) формулаларда аниқланганлиги сабабли уларни йўналишларига перпендикуляр чизиклар ўтказиб, чизиклар кесишган нуктасини 8 - тишли ғилдиракнинг оний айланиш маркази P_8 билан белгилаймиз ва ҳосил бўлган учбурчак NCP_8 дан бурчаклар φ_{12} , φ_{13} , φ_{14} ва P_8N масофани аниқлаш орқали 8 - тишли ғилдиракнинг бурчак тезлиги ω_8 ни топамиз.

Учбурчак P_8NC дан φ_{12} , φ_{13} , φ_{14} бурчакларни топамиз

$$\varphi_{12} = \varphi_{11}, \quad (25)$$

$$\varphi_{13} = 90^\circ - \varphi_1, \quad (26)$$

$$\varphi_{14} = 180^\circ - \varphi_{12} - \varphi_{13}. \quad (27)$$

Учбурчак P_8NC дан P_8N масофани синуслар теоремасидан фойдаланиб топамиз

$$P_8N = \frac{r \sin \varphi_{13}}{\sin \varphi_{14}}. \quad (28)$$

(24) ва (28) формулалардан 8 - тишли ғилдиракнинг бурчак тезлиги ω_8 ни топамиз

$$\omega_8 = \frac{\overline{V}_N}{P_8N}. \quad (29)$$

8 ва 9 - тишли ғилдиракларнинг илашиш нуктаси F ни тезлиги \overline{V}_F топиш учун P_8 нуктадан F нуктага тўғри чизик ўтказамиз. F нуктанинг тезлик вектори \overline{V}_F P_8F га перпендикуляр ва ω_8 бурчак тезлик йўналиши бўйлаб йўналган бўлади. Бу ерда ҳосил бўлган учбурчак P_8FC ни ечиш орқали F нуктани тезлиги \overline{V}_F ни топамиз.

Учбурчак P_8NC дан P_8C масофани синуслар теоремасидан фойдаланиб топамиз

$$P_8C = \frac{r \sin \varphi_{12}}{\sin \varphi_{14}}. \quad (30)$$

Учбурчак P_8FC дан P_8F масофани косинуслар теоремасидан фойдаланиб топамиз

$$P_8F = \sqrt{r^2 + P_8C^2 - 2rP_8C \cos \varphi_4}. \quad (31)$$

(29) ва (31) формулалар орқали F нуктани тезлиги \overline{V}_F ни топамиз

$$\overline{V}_F = \omega_8 P_8F. \quad (32)$$

9-тишли ғилдиракнинг F ва D нукталарининг чизикли тезликлари маълумлиги сабабли уларни йўналишларига перпендикуляр чизиклар ўтказиб, чизиклар кесишган нуктасини 9 - тишли ғилдиракнинг оний айланиш маркази P_9 билан белгилаймиз ва ҳосил бўлган учбурчак P_9FD дан бурчаклар φ_{15} , φ_{16} , φ_{17} ва P_9D масофани аниқлаш орқали 9 - тишли ғилдиракнинг бурчак тезлиги ω_9 ни топамиз.

Учбурчак $F P_8C$ дан φ_{15} масофани синуслар теоремасидан фойдаланиб топамиз

$$\varphi_{15} = \arcsin \left(\frac{P_8C \sin \varphi_4}{P_8h} \right). \quad (33)$$

Учбурчак P_9FD дан φ_{16} , φ_{17} бурчакларни топамиз

$$\varphi_{16} = \varphi_{15}, \quad (34)$$

$$\varphi_{17} = 180^\circ - \beta - \varphi_5 - \varphi_{16}. \quad \dots \quad (35)$$

Учбурчак P_9FD дан P_9D ва P_9F масофани синуслар теоремасидан фойдаланиб топамиз

$$P_9D = \frac{r \sin \varphi_{16}}{\sin \varphi_{17}}, \quad (36)$$

$$P_9F = \frac{P_9D \sin(\varphi_5 + \beta)}{\sin \varphi_{16}}. \quad (37)$$

9 - тишли ғилдиракнинг бурчак тезлиги ω_9 ни топамиз

$$\omega_9 = \frac{\overline{V}_F}{P_9F} \quad \text{ёки} \quad \omega_9 = \frac{\overline{V}_D}{P_9D}. \quad (38)$$

$\overline{V}_D \neq 0$ бўлганда $\omega_9 = \omega_6 \pm \Delta\omega$ бўлади. Сабаби 9 - тишли ғилдиракнинг D нуқтаси \overline{V}_D тезлик билан юқориға ёки пастга ҳаракатланганда қўшимча бурчак тезлик пайдо бўлади

$$\pm \Delta\omega = \omega_9 - \omega_6, \pm \Delta\omega = \frac{\omega_6 (rP_7NP_8F - P_7MP_8NP_9F)}{P_7MP_8NP_9F}. \quad (39)$$

Етакловчи бўғинни етакланувчи бўғинга узатиш нисбатини топамиз

$$U_{69} = \frac{\omega_6}{\omega_9}, U_{69} = \frac{\omega_6 P_9 D}{V_D} = \frac{\omega_6 r \sin \varphi_{16}}{V_D \sin \varphi_{17}}, \quad (40)$$

бу ерда: $U_{69} - 6$ – тишли ғилдиракни 9 – тишли ғилдиракка узатиш нисбати, $\omega_6, \omega_9 - 6$ ва 9 – тишли ғилдиракларнинг бурчак тезликлари.

Юқорида 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг бўғинларининг чизиқли тезлик, бурчак тезликлари ва узатиш нисбатлари аналитик усулда аниқладик. Шу сабабли ушбу аниқланган формулаларга сон қийматлар қўйиб, узатиш механизмнинг чексиз ҳолатлари учун бўғинларининг чизиқли тезлик, бурчак тезликлари ва узатиш нисбатларини натижаларини сон қийматда олишимиз мумкин.

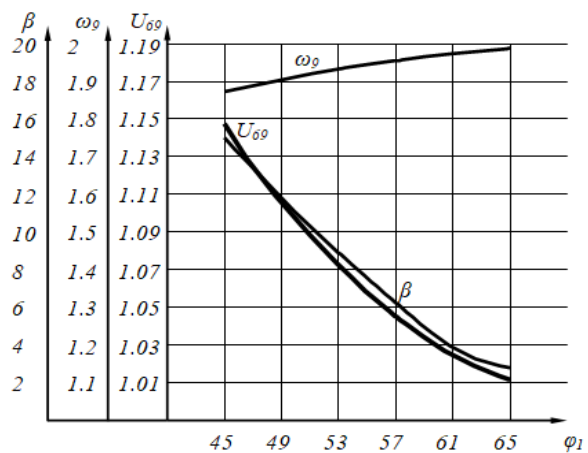
Хусусан, тадқиқ қилаётган 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг 1, 2, 3 ва 4 - ричагларининг узунлиги $AB=BC=CA_0=CD=40$ мм, 5 - ричаг узунлиги $DE=70$ мм, 6, 7, 8 ва 9 – тишли ғилдиракларининг диаметри $d_6=d_7=d_8=d_9=40$ мм тенг, бошланғич ҳолатда X ўқиға нисбатан 5 – ричаг $\beta=15^\circ$ бурчак, 1 - ричаг $\varphi_1=45^\circ$ бурчак остида ўрнатилган, 9 – тишли ғилдиракнинг D нуқтасини тезлиги $\overline{V}_D=14$ м/с деб олиб, 1 - ричагни бурчаги φ_1 ни $45^\circ - 65^\circ$ гача ўзгартириш орқали аниқланган формулаларга сон қийматларни қўйиб, механизмнинг ихтиёрий бўғинларининг чизиқли тезлик, бурчак тезликлари ва узатиш нисбатларини қийматлари олинди. Олинган натижалардан механизмнинг асосий параметри бўлган 6 – тишли ғилдирагини 9 – тишли ғилдиракка узатиш нисбати U_{69} ни қийматлари ва уларнинг ўзгариши қуйидаги жадвалга киритилди.

φ_1 бурчак $45^\circ - 65^\circ$ гача ўзгарганда 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг асосий параметрлари натижаларининг ўзгариш ҳолати

Асосий параметрлар	10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг ҳолати					
	1	2	3	4	5	6
V_D (м/с)	14	14	14	14	14	14
φ_1 (градус)	45	49	53	57	61	65
ω_6 (c^{-1})	2	2	2	2	2	2
β (градус)	15	11.80	8.87	6.23	3.87	2.79
ω_9 (c^{-1})	1.74372389	1.810347795	1.864779877	1.909423857	1.946028847	1.975887
U_{69}	1.146970579	1.104760094	1.072512646	1.047436374	1.027733994	1.012204

φ_1 бурчак $45^\circ - 65^\circ$ гача ўзгарганда 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг асосий параметрлари натижаларининг ўзгариш графиги (4-расм).

Жадвал ва графикдан кўриниб турибдики, дифференциал узатиш механизмининг етакловчи ва етакланувчи тишли ғилдиракларининг ўқлараро масофаси ўзгариши натижасида механизмнинг узатиш нисбаталари ўзгаради. Бу эса ишчи валлар ва ишлов бериладиган материаллар орасида геометрик силжишни юзага келтиради. Шу сабабли ишчи валларининг ўқлараро масофаси ўзгарувчан бўлган, ишчи валларидан бирининг айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи валли машиналарга узатиш механизми танлашда, кўриб чиқилган 10 бўғинли тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг узатиш нисбатини инобатга олиш мақсадга мувофиқ бўлади.



4-расм. Тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмининг асосий параметрлари натижаларининг ўзгариш графиги

АДАБИЁТЛАР

- [1] Абдукаримов А., Бахадиров Г.А., Сайдахмедова Н.Б., Сайдокулов И.Х. Анализ валковых машин с дугообразным движением центров вращения свободных рабочих валов // Республика илмий-амалий конференцияси профессор-ўқитувчилари илмий амалий анжумани. Фарғона, 2012. Б. 48–49.
- [2] Абдукаримов А. Анализ и синтез передаточных механизмов валковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов: Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент: ИМСС, 1995. –158 с.
- [3] Бахадиров Г. А. Механика отжимной валковой пары. Ташкент: Фан, 2010. С. 4–48.
- [4] Бахадиров Г. А. Анализ работы и классификация валковых машин кожевенного производства // Проблемы механики. 2005. №4. С. 45–50.
- [5] Каплин Л. А. Снижение виброактивности и совершенствование конструкций строгальных кожевенных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1984. – 28 с.
- [6] Кузнецов В. А. Обоснования конструктивных параметров высокопроизводительных валковых машин интенсивного отжима: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кострома, 1984. – 18 с.
- [7] Митленер А. Р. Исследования процесса отжима и разработка метода расчета валов валковых машин: Дис. ... канд. техн. наук. Кострома: КГТУ, 1996. – 150 с.
- [8] Подъячев А. В. Теоретические и прикладные аспекты проектирования валковых модулей машин текстильного отделочного производства : Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Кострома: КГТУ, 2003. – 32 с.
- [9] Фомин Ю. Г. Разработка теоретических основ и средств повышения эффективности обработки тканей валковыми модулями отделочных машин: Дис. ... докт. техн. наук. Иваново: Ив. гос. текстильная академия, 2001. – 441 с.
- [10] Шукуров М. М. Научные основы проектирования и расчета рабочих органов машин прядильного производства. Дис. ... докт. техн. наук. Ташкент, 2004. – 324 с.
- [11] Бурмистров А. Г. Машины и аппараты производства кожи и меха. М.: КолосС, 2006. С.5–10.
- [12] Усмонхўжаев Ҳ. Ҳ. Механизм ва машиналар назарияси. Тошкент: Ўқитувчи, 1970. – 576 б.
- [13] Jo‘raev A. D. Mexanizm va mashinalar nazariyasi. Toshkent: G‘.G‘ulom nomidagi nashriyot-matbaa ijodiy uyi, 2004. – 592 b.

ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва
иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти

24.12.2020 й.
қабул қилинган

А.Абдукаримов, И.Х. Сайдокулов, А.А. Абдуллажонов. Кинематический анализ зубчато-рычажного дифференциального передаточно механизма

В статье проведен аналитический расчет кинематического анализа зубчато-рычажного дифференциального передаточно механизма, состоящего из 10 звеньев. Получены результаты основных параметров при изменении угла φ_1 от 45° до 65° .

A. Abdukarimov, I.X. Saydokulov, A.A. Abdullajonov. Kinematic analysis of a gear-link differential transmission mechanism

In the article, an analytical calculation of the kinematic analysis of a gear-lever differential transmission mechanism consisting of 10 links is carried out and the results of the main parameters are obtained when the angle φ_1 changes from 45° to 65° .

УЎК 621.01

Д.М. МУХАММАДИЕВ, Х.А. АХМЕДОВ, И.О. ЭРГАШЕВ, Р.Т. БОЗОРОВ, Р.Х. РАСУЛОВ

АЛМАШИНУВЧИ ЭЛЕМЕНТНИ ЭГИШ ЖАРАЁНИДА МАТЕРИАЛНИНГ ОРҚАГА ҚАЙТИШ МИҚДОРНИ ҲИСОБЛАШ

Алмашинувчи элементни эгиш операциясини бажаришда ҳар доим материалнинг эластик деформацияси мавжудлигини ҳисобга олиш керак. Алмашинувчи элементни эгиш натижасида махсулотнинг кейинги шакли штамп шаклидан фарқ қилади. Шунинг учун алмашинувчи элемент штампини лойиҳалаш ва ишлаб чиқаришда, материалнинг орқага қайтиш миқдорини ҳисобга олиш керак.

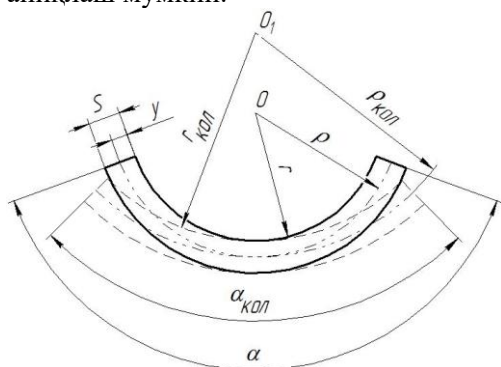
Алмашинувчи элементни эгишдан кейинги берилган бурчак ва радиусини олиш учун штампдаги бурчакни ва радиусни (пуансонда) материалнинг орқага қайтиш миқдорига камайтириш керак. Тажрибалар шуни кўрсатдики, алмашинувчи элементнинг орқага қайтиш миқдори материалнинг турига, қалинлигига, деталнинг шаклига, нисбий эгилиш радиусига, эгилиш бурчагига ва шунингдек таъсир кучига боғлиқ.

Алмашинувчи элемент материалнинг оқувчанлик даражаси $\sigma_{\text{ок}}$ қанча катта бўлса, нисбий радиус r/s шунчалик катта ва материалнинг қалинлиги s эса кичик ва эгилиш бурчаги α қанчалик катта бўлса, материалнинг орқага қайтиш миқдори ҳам катта бўлади (1-расм).

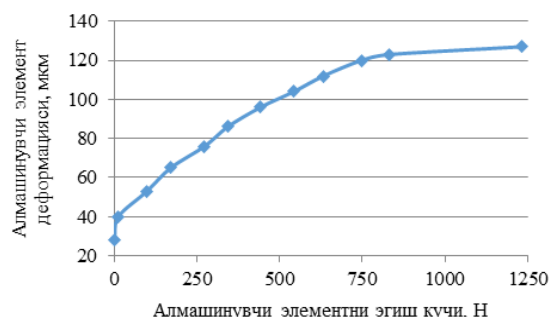
Бир бурчакли эгишда орқага қайтиш икки бурчаклигига қараганда каттароқ бўлади. Икки бурчакли эгишда материалнинг орқага қайтиш миқдорига матрица ва пуансон ўртасидаги оралик

масофага таъсир қилади; манфий оралиқ масофа бўлганда (оралиқ масофа материал қалинлигидан кам бўлса), орқага қайтиш минимал бўлади.

Алмашинувчи элементнинг орқага қайтиш бурчагини аналитик усулда кучланиш миқдори ва эластик деформация миқдорлари ёрдамида ҳисоблаш ҳамда тажрибавий синаш ва уни ўлчаш йўли билан аниқлаш мумкин.



1- расм. Алмашинувчи элементни эгилиши ва материалнинг орқага қайтиш жараёни схемаси



2- расм. Алмашинувчи элементни эгилиш деформациясининг эгиш кучига боғлиқ ўзгариш графиги

Алмашинувчи элементнинг эгрилик ва эгилиш бурчаги ўзгаришида намоён бўладиган қолдиқ кучланиш ва материалнинг орқага қайтишнинг аналитик миқдорини юкланишни тушириш теоремаси [1, 2] асосида аниқланиши мумкин, бу листларни штамплash билан боғлиқ бўлган [3] ишларда янада ривожлантирилган.

Ушбу теоремага кўра, юкланишни тушириш пайтида кучланишлар ва деформациялар ўртасидаги боғлиқлик Гук қонунига бўйсунди. Агар юклаш пайтида деталда ҳар хил деформациялар руй берган бўлса, унда юкланишни тушириш пайтида унда қолдиқ кучланишлар пайдо бўлади. Уларнинг миқдори фақат эластик деформация вақтида детал юкланганда таъсир қиладиган кучланишлар ва ташқи кучлар орасидаги фарқ сифатида аниқланади.

Алмашинувчи элементнинг (Пўлат 3) пластик эгилиш (эни b ва қалинлиги s бўлган тўғрибурчак) моменти тенглигидан мустақкамланмаган ва эгилиш деформациясининг ҳаёлий моментидан фойдаланиб, ишлов бериладиган қисмнинг сирт қатламларидаги кучланиш $\sigma_{эл}$ қийматини эластик эгилиш билан топамиз (бунда $y=s/2$ ва $\beta=1$).

$$(M_{пл} = \frac{bs^2\sigma_s}{4}) = (M_{эл} = \frac{bs^2\sigma_{эл}}{6}); \quad \sigma_{эл} = \frac{3\sigma_s}{2}. \quad (1)$$

Сўнгра ясамада эластик эгишнинг эластик моменти таъсиридан ҳосил бўладиган кучланиш қуйидаги ифодадан аниқланади

$$\sigma' = \frac{3}{2}\sigma_s \frac{2(\rho - \rho_c)}{s} = 3\sigma_s \frac{\rho - \rho_c}{s} = 3\sigma_s \frac{y}{s}, \quad (2)$$

бу ерда: ρ_c – ясаманинг сиртининг ўрта радиуси; y - ўрта сиртдан кўрилаётган қатламгача бўлган масофа ($\rho - \rho_c$).

Юклама туширилгандан кейинги қолдиқ кучланишларнинг ясама қалинлиги тақсимланишини қуйидаги ифодадан топамиз

$$\sigma_{кол} = \sigma_s - \sigma' = \sigma_s - 3\sigma_s \frac{y}{s} = \sigma_s (1 - 3\frac{y}{s}). \quad (3)$$

Ташқи қатламда эса ($y=s/2$ да) қолдиқ кучланишнинг қиймати қуйидагига тенг

$$\sigma_{колR} = \sigma_s - \frac{3}{2}\sigma_s = -\frac{\sigma_s}{2}. \quad (4)$$

Бундан келиб чиқадики, ясамани эгиш пайтида ташқи қатлами чузилиб, σ_s кучланиш таъсирида бўлади, юклама туширилгандан кейин, $-0.5 \sigma_s$ кучланиш билан сиқилади. Чунки юкланишнинг туширилиши эластик деформация шароитида содир бўлади ва бу вақтдаги эгилик радиусининг ўзгаришини қуйидаги тенглик билан аниқлаш мумкин. σ_s – кучланиш қийматини алмашинувчи элементни эгиш кучининг деформацияга боғлиқлиги (2-расм) графигидаги максимал куч қийматидан аниқлашимиз мумкин. Алмашинувчи элемент ўлчамларини ҳисоблашда [4–5] мақолалардан олинган.

$$\sigma_s = \frac{P_{\max}}{b \cdot L} = \frac{1200H}{0.0142m \cdot 0.05975m} = 1414343.8 \frac{H}{m^2}. \quad (4')$$

$$\frac{\Delta}{\rho_{\text{юк.м}}} = \frac{M}{EJ}, \quad (5)$$

бу ерда: $E=2 \cdot 10^5$ МПа – эластиклик модули; J – тўғри тўртбурчак чизигининг қўндаланг кесими майдонининг нейтрал юзага нисбатан инерция моменти.

Кўрилатган ҳолда $M=0.25 bs^2 \sigma_s$ ва $J=bs^3/12$, у ҳолда (5) формуладан қуйидагини оламиз

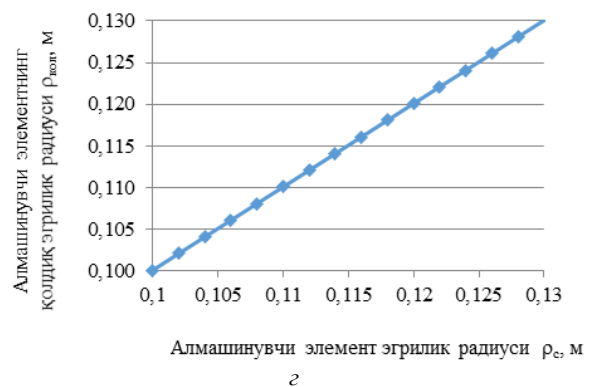
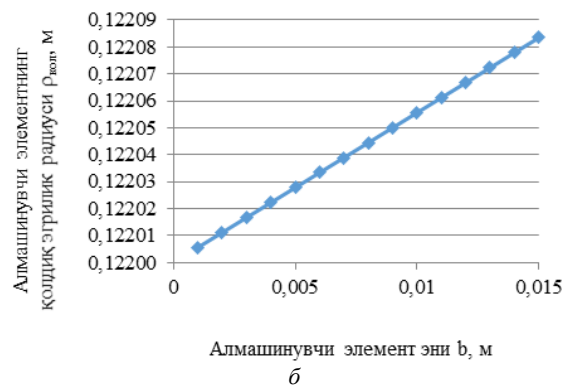
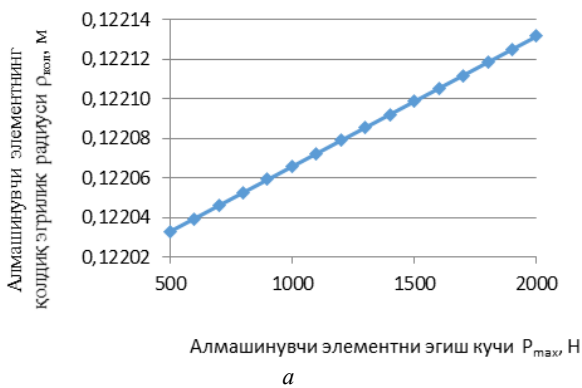
$$\frac{1}{\rho_{\text{юк.м}}} = \frac{3\sigma_s}{Es}. \quad (6)$$

Ясаманинг ўрта юзасининг якуний эгрилиги – юкланиш вақтидаги эгрилик ва юкланишни тушириш вақтида эгрилик ўртасидаги фарқ сифатида аниқланади.

$$\frac{1}{\rho_{\text{кол}}} = \frac{1}{\rho_c} - \frac{1}{\rho_{\text{юк.м}}} = \frac{1}{\rho_c} - \frac{M}{EJ}. \quad (7)$$

(7) тенгламани ҳисоблаш орқали $\rho_{\text{кол}}$ қолдиқ эгрилик радиусининг қийматини топамиз (3-расм)

$$\rho_{\text{кол}} = \frac{\rho_c}{1 - \frac{M\rho_c}{EJ}}. \quad (8)$$



3- расм. Алмашинувчи элементнинг қолдиқ эгрилик радиусининг эгиш кучига (*a*), алмашинувчи элемент энига (*b*), қалинлигига (*v*) ва эгрилик радиусига (*z*) боғлиқлик графиклари

Қолдиқ $\rho_{\text{кол}}$ эгрилик радиусининг қийматини билган ҳолда эгилишнинг қолдиқ бурчаги $\alpha_{\text{кол}}$ ни юкланишни тушириш вақтида ўртача нейтрал қатламидаги толанинг узунлиги ўзгармаслиги шартига асосан аниқлаш мумкин, у ҳолда

$$\rho_c \alpha = \rho_{\text{кол}} \alpha_{\text{кол}}. \quad (9)$$

Қолдиқ бурчак $\alpha_{\text{кол}}$ билан эгилиш бурчаги α орасидаги фарқ материалнинг орқага қайтиш бурчагини ифодалайди.

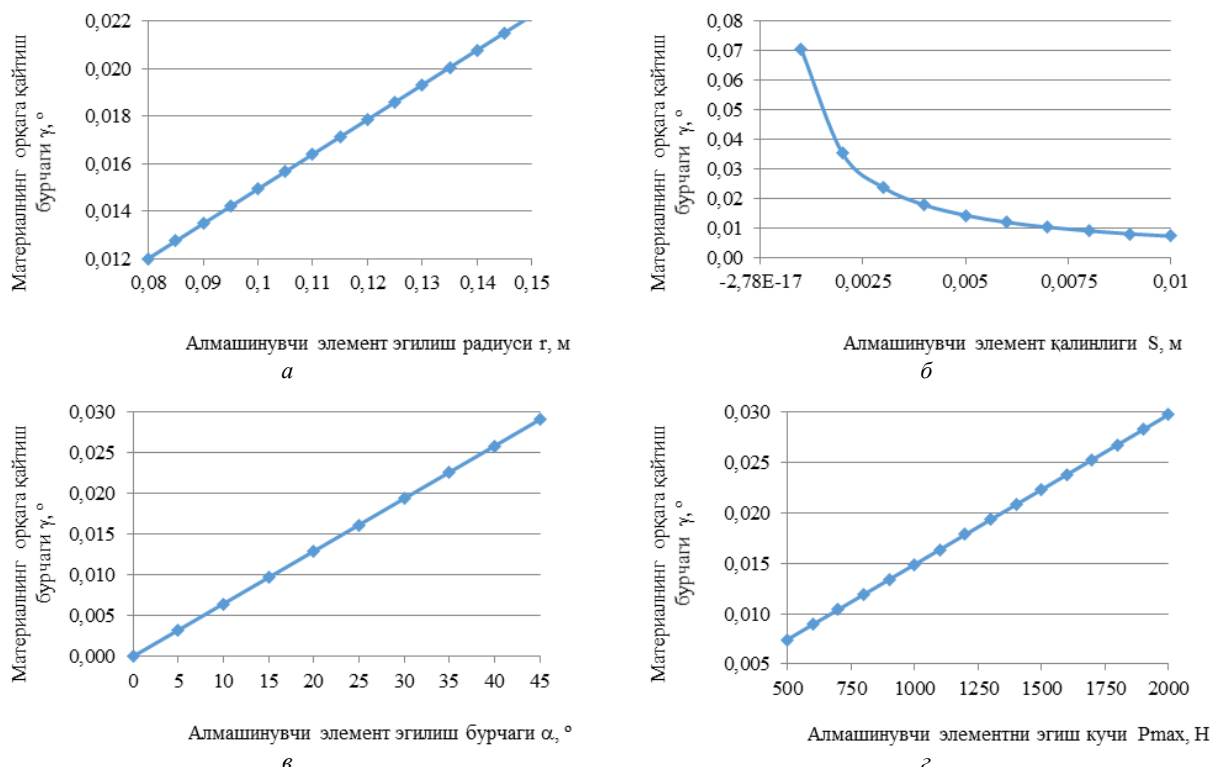
$$\Delta \alpha = \gamma = \alpha - \alpha_{\text{кол}}. \quad (10)$$

(9) тенгламадан $\alpha_{кол}$ ни, (8) тенгламадан эса $\rho_{кол}$ аниқлаб, (10) формуладаги қийматларини алмаштиргандан сўнг материалнинг орқага қайтиш бурчагини топиш мумкин бўлади

$$\Delta\alpha = \gamma = \left(1 - \frac{\rho_c}{\rho_{кол}}\right)\alpha = \frac{M\rho_c}{EJ}\alpha . \quad (11)$$

Шундай қилиб, тўғри тўртбурчак учун $1/\rho_{ок.м}=3\sigma_s/(Es)$ момент билан эгишни оддий ўзгаришлардан кейин материалнинг орқага қайтиш бурчагини аниқлаш формуласини олишимиз мумкин (4-расм)

$$\Delta\alpha = \gamma = 3\frac{\sigma_s}{E}\frac{\rho_c}{s}\alpha = 3\frac{\sigma_s}{E}\left(\frac{r}{s} + 0.5\right)\alpha . \quad (12)$$



4- Расм. Алмашинувчи элементнинг орқага қайтиш бурчагининг эгилиш радиусига (а), қалинлигига (б), эгилиш бурчагига (е) ва эгиш кучига (з) боғлиқлик графиклари

Юқорида келтирилган кетма-кетликдан фойдаланиб, мустаҳкамланган металл учун материалнинг орқага қайтиш бурчагини γ аниқлаш формуласини олиш мумкин. Бунда мустаҳкамланган металл эгрилик чизиғи чизиқли муносабат билан аппроксимацияланади.

Қабул қилинган металлнинг мустаҳкамлигини ҳисобга олувчи кучланиш эпюриси асосида (5-расм), ($b=1$ учун) эгувчи моментни топишимиз мумкин

$$M = \frac{\sigma_{ок} s^2}{4} + \frac{Ps}{6(2r+s)} s^2 , \quad (13)$$

бу ерда $P=(\sigma_s - \sigma_{ок})/0.5s$ – мустаҳкамланиш модули.

(13) тенгликдаги моментни юкланиш тушишини ҳаёлий моментига $M=\sigma_{эл}s^2/6$ ($b=1$ учун) тенглаштириб, қуйидагини аниқлаймиз

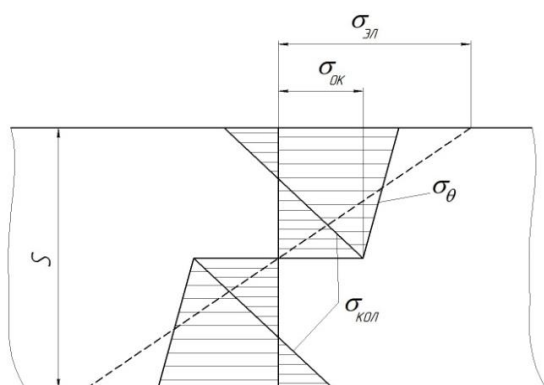
$$\sigma_{эл} = \frac{3\sigma_{ок}}{2} + \frac{Ps}{2r+s} . \quad (14)$$

Кейин, олдингилар билан таққослаганда, материалнинг орқага қайтиш бурчагини топишимиз мумкин

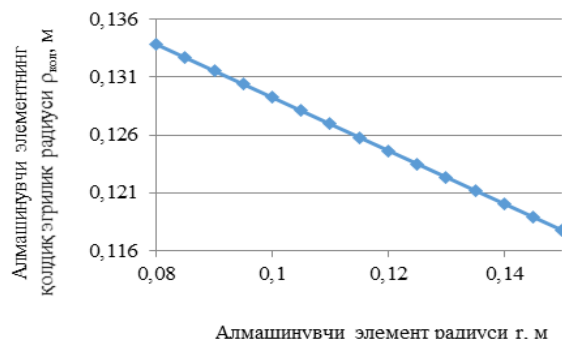
$$\Delta\alpha = \gamma = \frac{\frac{3\sigma_{ок}}{2} + \frac{Ps}{2r+s}}{E} \left(\frac{r}{s} + 0.5\right)\alpha . \quad (15)$$

(12) ва (15) формулаларнинг таҳлили (6-расм) шуни кўрсатадики, материалнинг орқага қайтиш бурчагига оқиш чегарасининг ва эластиклик модулига нисбати сезиларли таъсир этади.

Металлни мустаҳкамланиши оқиш чегарасини оширади, шунинг учун парчинланган металл булаклари товланганига нисбатан кўпроқ орқага қайтиши кўзатилади. Металллар қанча жадал мустаҳкамланган бўлса улар шунча орқага қайтишга мойил бўлади. Материалнинг орқага қайтиш α бурчаги ва нисбий радиуснинг r/s ортиши билан материалнинг орқага қайтиш хусусиятини оширади. Металлнинг орқага қайтишини тажриба ва амалий маълумотлардан фойдаланиб аниқлаш мумкин.



5-расм. Эгишдаги қолдиқ кучланиш эпюраси (σ_θ - тангенциаль кучланиш)



6- расм. Алмашинувчи элементнинг ($\rho_{кол}$) қолдиқ эгрилик радиусининг (r) эгилиш радиусига боғлиқлик ўзгариш графиги

Хулоса: Алмашинувчи элементни эгиш кучи 500 Н дан 2000 Н гача ўзгартирилганда қолдиқ эгрилик радиуси $\rho_{кол}$ 2.03 мм дан 2.14 мм гача, алмашинувчи элементнинг орқага қайтиш бурчаги $\alpha_{кол}$ эса 0.007° дан 0.03° гача ортади. Алмашинувчи элементнинг мавжуд конструкция учун қолдиқ эгрилик радиуси $\rho_{кол}$ 2.02 мм дан 2.08 мм гача, алмашинувчи элементнинг орқага қайтиш бурчаги $\alpha_{кол}$ эса 0.007° дан 0.018° оралиғида эканлиги аниқлаш имконини берди.

Алмашинувчи элемент улчамлари $b=0.0142$ м, $s=0.004$ м ва $r=0.12$ м бўлганда қолдиқ эгрилик радиуси $\rho_{кол}=0.1246$ м, алмашинувчи элементнинг орқага қайтиш бурчаги эса $\alpha_{кол}=0.0178^\circ$ ташкил этиши аниқланди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Москвитин В. В. Пластичность при переменных нагрузжениях. М.: МГУб, 1965. – 263 с.
- [2] Москвитин В. В. Циклические нагружения элементов конструкций. М.: Наука, 1981. – 344 с.
- [3] Зубцов М. Е. Листовая штамповка. Л.: Машиностроение, 1980. – 432 с.
- [4] Мухаммадиев Д. М., Эргашев И. О., Ахмедов Х. А., Мухаммадиев Т. Д. Определение технологических параметров гибки вставки для колосника пильного джина // Проблемы механики. Ташкент, 2020. №3. С.47–50.
- [5] Мухаммадиев Д. М., Ахмедов Х. А., Эргашев И. О., Мухаммадиев Т. Д. Колосник ва алмашинувчи элемент бирикмасини ҳисоблаш // Проблемы механики. Ташкент, 2020, №3. С.93–96.

ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти

17.12. 2020
қабул қилинган

Д.М. Мухаммадиев, Х.А.Ахмедов, И.О.Эргашев, Р.Т.Бозоров, Р.Х.Расулов. Расчет пружинения вставки после гибки

В статье представлены результаты расчета величины пружинения вставки для новой конструкции колосников пильного джина после процесса гибки. Экспериментально определена величина силы гибки вставки. Установлено максимальное значение силы гибки вставки 2000 Н. В результате определения значения радиуса остаточной кривизны вставки показано, что $\rho_{кол}=0.1246$ м и угол пружинения вставки $\alpha_{кол}=0.0178^\circ$.

D.M. Muhammadiev, Kh.A. Akhmedov, I.O. Ergashev, R.T. Bozorov, R.Kh. Rasulov. Calculation of the spring of the insert after bending

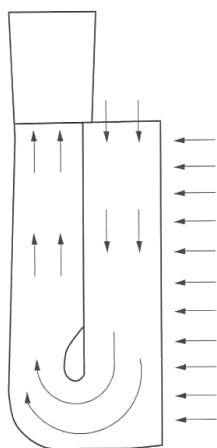
The article presents the results of calculating the value of spring inserts for the new design of saw gin grates after the bending process. The value of the flexible insertion force is determined experimentally. The maximum value of the force on the bending of the insert is brought to 2000 N. As a result, the values of the radius of the residual curvature of the insert $\rho_{кол}=0.1246$ m and the angle of the spring of the insert $\alpha_{кол}=0.0178^\circ$ were established.

РАСЧЕТНО-ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ СМЕСИ ВОЗДУХА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ СЕРИЙНОЙ И ОПЫТНОЙ ПРИЕМНЫХ КАМЕР

При машинной уборке актуальной задачей является транспортировка хлопка-сырца из приемной камеры уборочного аппарата до бункера хлопкоуборочной машины с сохранением его биологических качеств, с меньшими потерями на землю, а также меньшими затратами мощности на привод вентилятора. По повышению эффективности пневмотранспорта проводится значительное, число исследований [1 – 3].

Как известно, концентрация смеси воздуха при транспортировке хлопка-сырца составляет $\mu = 0.6 - 0.8$ [4]. При сборе хлопка хлопкоуборочными машинами концентрация смеси воздуха $\mu = 0.2 - 0.25$ [5]. В связи с этим необходимо повысить эффективность транспортировки хлопка в хлопкоуборочных машинах.

С учетом актуальности проблемы была разработана новая универсальная приемная камера [6]. Хлопкоуборочная машина МХ-1,8 с новыми опытными приемными камерами представлена на рисунке.



Хлопкоуборочная машина МХ-1,8 с опытной приемной камерой

По рекомендациям ГСКБ по машинам для хлопководства в целях обеспечения эффективной работы пневмотранспортной системы при применении серийной приемной камеры (щелевой) производительность вентилятора должна соответствовать $Q = 2.2 \text{ м}^3/\text{с}$, концентрация смеси воздуха $\mu = 0.2$ и объем воздуха в каждом воздуховоде $Q = 0.55 \text{ м}^3/\text{с}$. С целью проведения расчетно-численных исследований принимаем следующие исходные данные:

- $Q_1 = 0.55 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход воздушного потока одного трубопровода серийной рабочей камеры;
- $Q_2 = 0.425 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход воздушного потока одного трубопровода в опытной приемной камере, который определен экспериментальным путем на стендовых испытаниях;
- $d = 0.175 \text{ м}$ – диаметр трубопровода;
- $B = 0.6 \text{ м}, 0.9 \text{ м}$ – ширина между рядками;
- $G_p = 2000 - 5000 \text{ кг/га}$ – изменение раскрытой урожайности;
- $\Pi = 0.88 - 0.93$ – изменение полноты машинного сбора;
- $V_m = 4.2 \text{ км/ч} = 1.16 \text{ м/с}$ – рабочая скорость машины;
- $n = 2$ – количество трубопроводов для транспортировок хлопка, собранного с одного рядка;
- $\gamma = 1.184 \text{ кг/м}^3$ – удельный вес воздуха (при температуре $t = 25^\circ\text{C}$ и нормальном атмосферном давлении).

Вес собранного хлопка-сырца, проходившего по одному трубопроводу в одну секунду, определяем по формуле

$$G_m = \frac{G_p \cdot B \cdot V_m \cdot \Pi}{n \cdot 10^4}, \text{ кг/с.} \quad (1)$$

Вес воздушного потока, проходящего по одному трубопроводу за одну секунду по серийной приемной камере, определяем следующим образом:

$$G_s = Q_1 \cdot \gamma, \text{ кг/с.} \quad (2)$$

Вес воздушного потока, проходящего по одному трубопроводу за одну секунду по опытной приёмной камере, находим по формуле

$$G_g = Q_2 \cdot \gamma, \text{ кг/с.} \quad (3)$$

Согласно принятым исходным данным и по выражениям (2), (3) определяем вес воздуха, проходящего за одну секунду по одному трубопроводу:

$$G_g = Q_1 \cdot \gamma = 0.55 \cdot 1.184 = 0.651 \text{ кг/с} - \text{при применении серийной приемной камеры};$$

$G_g = Q_2 \cdot \gamma = 0.25 \cdot 1.184 = 0.503 \text{ кг/с} - \text{при применении опытной приемной камеры, согласно экспериментальным данным.}$

Весовую концентрацию воздуха вычисляем по формуле

$$\mu = \frac{G_m}{G_g}. \quad (4)$$

На основании вышеприведенных исходных данных и междурядья хлопчатника $B = 0.6 \text{ м}$, применяя выражения (1–4) составляем табл. 1.

Таблица 1

Влияние раскрытой урожайности хлопка-сырца на весовую концентрацию (μ) при использовании серийной и опытной приемных камер для междурядья $B = 0.6 \text{ м}$

G_p , кг/га		2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
G_g , кг/с		0.651 кг/с (серийная); 0.503 (опытная)						
G_m , кг/с	$\Pi=0.88$	0.060	0.076	0.091	0.106	0.121	0.136	0.152
	$\Pi=0.91$	0.062	0.078	0.093	0.109	0.125	0.141	0.157
	$\Pi=0.93$	0.064	0.080	0.096	0.112	0.128	0.144	0.160
μ , серийная приемная камера	$\Pi=0.88$	0.092	0.116	0.139	0.162	0.186	0.209	0.233
	$\Pi=0.91$	0.095	0.120	0.143	0.167	0.192	0.216	0.241
	$\Pi=0.93$	0.098	0.129	0.147	0.172	0.196	0.221	0.246
μ , опытная приемная камера	$\Pi=0.88$	0.119	0.151	0.181	0.211	0.241	0.270	0.302
	$\Pi=0.91$	0.123	0.155	0.185	0.217	0.248	0.280	0.312
	$\Pi=0.93$	0.127	0.159	0.191	0.223	0.254	0.286	0.318

При междурядье хлопчатника $B=0.9 \text{ м}$ и на основании вышеприведенных исходных данных, применяя выражения (1–4), составляем табл. 2.

Анализ табл. 1 и 2 показывает, что при одинаковом раскрытии коробочек хлопка-сырца урожай G_p (кг/га) концентрация смеси воздуха μ больше в 1.5 раза при сборе хлопка из междурядья 0.9 м по сравнению с междурядьем 0.6 м.

Анализ табл. 2 показывает, что для междурядья $B = 0.9 \text{ м}$ с увеличением урожая раскрытых коробочек $G_p = 2000 - 5000 \text{ кг/га}$ увеличивается концентрация смеси воздуха для серийной приемной камеры при полноте сбора $\Pi = 0.88 - 0.93$; $\mu = 0.138 - 0.369$, соответственно для опытной приемной камеры при полноте сбора $\Pi = 0.88 - 0.93$; $\mu = 0.179 - 0.477$.

Таблица 2

Влияние урожайности раскрытых коробочек хлопка-сырца на весовую концентрацию (μ) при использовании серийной и опытной приемных камер для междурядья $B = 0.9 \text{ м}$

G_p , кг/га		2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
G_g , кг/с		0.651 кг/с (серийная); 0.503 (опытная)						
G_m , кг/с	$\Pi=0.88$	0.090	0.114	0.136	0.159	0.181	0.204	0.228
	$\Pi=0.91$	0.093	0.117	0.139	0.163	0.187	0.211	0.235
	$\Pi=0.93$	0.096	0.120	0.144	0.168	0.192	0.216	0.240
μ , серийная приемная камера	$\Pi=0.88$	0.138	0.175	0.209	0.244	0.278	0.313	0.350
	$\Pi=0.91$	0.143	0.180	0.213	0.250	0.287	0.324	0.361
	$\Pi=0.93$	0.147	0.184	0.221	0.258	0.295	0.332	0.369
μ , опытная приемная камера	$\Pi=0.88$	0.179	0.226	0.270	0.324	0.360	0.405	0.453
	$\Pi=0.91$	0.185	0.233	0.276	0.324	0.372	0.419	0.467
	$\Pi=0.93$	0.191	0.238	0.286	0.334	0.382	0.429	0.477

Заключение. Расчетно-численные исследования показали, что при применении опытной приемной камеры концентрация смеси воздуха повышается в 1.3 раза по сравнению с серийной приемной камерой. С увеличением урожая раскрытых коробочек хлопка-сырца увеличивается концентрация смеси и становится максимальной $\mu = 0.477$ при $G_p=5000 \text{ кг/га}$, $\Pi = 0.93$ при применении опытной приемной камеры и соответственно для серийной приемной камеры – $\mu = 0.369$ для междурядий $B=0.9 \text{ м}$.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Rizaev A., Yuldashev A., Kuldoshev D., Ashurov N. Effect parameters of vertically spindle cotton

picker machines on the mechanical damage of cotton seeds during machine harvesting/IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. Vol. 883. 2020.

- [2] Matchanov R.D., Rizaev A.A., Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A., Akhmedov Sh.A. Pneumatic Transport System of a Cotton Picker. // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE). Vol. 9. Issue 4, February 2020. – P. 2267–2270.
- [3] Rizaev A.A., Malikov Z.M., Yuldashev A.T., Temirov D.A., Borotov A.N. Bench-scale study of centrifugal fan parameters//2020 VII International Scientific Conference “Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education” (IPICSE–2020).
- [4] Роганов Б.И., Джабаров Г.Д., Котов Д.А., Балтабаев С.Д., Соловьев Н.Д. Первичная обработка хлопка. М.: Легкая индустрия. 1965, С.406–417.
- [5] Артыков Н.А. Пневмотранспорт легкоповреждаемых материалов. Ташкент: Фан, 1984. –152 с.
- [6] Патент IAP2019 0507 UZ. Способ транспортирования хлопка-сырца из приемной камеры в бункер хлопкоуборочной машины и устройство для его осуществления / Авт. изобр. Ризаев А.А., Маликов З.М., Йулдошев А.Т., Кулдошев Д.А. и др. Заявитель ИМиСС АН РУз. Выдан 2019. 12 декабря.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
07.12. 2020

А.Т. Ёулдашев. Серияли ишлаб чиқарилган ва тажриба қабул камерасидан фойдаланганда ҳаво аралашмаси концентрациясининг ўзгаришини сонли ҳисоблаш тадқиқоти

Мақолада пахта териш машинасининг серияли ва тажриба қабул камерасидан фойдаланганда ҳаво аралашмаси концентрациясининг ўзгариши муҳокама қилинади. Ҳисоблаш ва рақамли тадқиқотлар очилган пахта ҳосилининг ўзгаришига ва машина теримининг тўлиқлигига қараб ҳаво аралашмаси концентрациясининг ўзгариши аниқланди. Ҳаво аралашмасининг концентрацияси маҳаллий ва тажриба қабул камераси билан таққослаганда ўртадаги фарқ 1.3 барабар юқори эканлиги аниқланди.

A.T. Yuldashev. Computational and numerical study of the change in the concentration of the air mixture when using a serial and experimental receiving chamber

The article discusses the change in the concentration of the air mixture when using a serial and experimental receiving chamber of a cotton picker. Computational studies have determined the change in the concentration of the air mixture depending on the change in the yield of opened raw cotton and the completeness of the machine harvest. It was determined that the concentration of the air mixture is 1.3 times higher when using the experimental receiving chamber compared to the serial one.

УДК 532.5

У.И. БЕГИМОВ, Н.А. УСМОНОВА, Х.М. ЯКУБОВА, С.И. ХУДАЙКУЛОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОГО ИМПУЛЬСА В ВОДОВЫПУСКНОМ ТРУБОПРОВОДЕ КАРКИДОНСКОГО ВОДОХРАНИЛИЩА

Безопасность гидротехнических сооружений зависит от удара течения потока в водовыпускных трубопроводах, который является источником вибрации, приводящим к разрушениям. Основным вопросом при гидравлическом ударе водовыпускных сооружений Каркидонского водохранилища являются изменения давления и импульса. Изменение давления непосредственно связано с изменением скорости жидкости в водовыпускном трубопроводе. В связи с этим в первую очередь необходимо выяснить действительный характер изменения скорости и импульса. Основная схема физического процесса гидравлического удара по теории Н.Е. Жуковского основывается на мгновенном ударе жидкости. При этом жидкость считается не вязкой, но сжимаемой и подчиняющейся закону Гука, трубопровод – абсолютно жестким. Скорость H напорного движения определяется по формуле $V_H = \sqrt{2gH}$ [1].

С дополнительным изменением давления во всех сечениях нагнетательного трубопровода мгновенно меняется напор и удар распространяется как упругая волна с большой скоростью к мембране. В нагнетательном трубопроводе создаётся перепад давления Δp , который определяется в виде разницы давлений [2]:

$$\Delta p = p_H - p_a = \rho \frac{\alpha V_H^2}{2},$$

где V – средняя скорость потока; $V=ui+\nu j$; α – коэффициент кинетической энергии или коэффициент Кориолиса. Скорость мгновенного удара во всех точках поперечного сечения равна средней скорости ($u=V$) и при $\alpha \approx 1.04$ определяется по интегральному соотношению [2]:

$$\alpha = \frac{1}{\omega_0} \int_{\omega} \left(\frac{u}{V} \right)^3 d\omega.$$

Таким образом, будем иметь следующее равенство для определения разниц давления Δp :

$$\Delta p = \alpha \rho \frac{V_H^2}{2} = \alpha \rho \frac{2gH}{2} = \alpha \gamma H, \quad (1)$$

где γ – удельный вес жидкости.

Из-за внезапного удара в нагнетательном трубопроводе с диаметром D_0 происходит гидравлический удар о сеточную мембрану с диаметром щели d_0 . Вследствие гидравлического удара в нагнетательном трубопроводе возникает напорное истечение из щели мембраны. Как отмечалось, мгновенный удар сопровождается возникновением напорного импульса I_0^* в трубопроводе [2]:

$$I_0 = P_0 + \gamma H.$$

Значение импульса потока определяется на основе использования уравнения Навье – Стокса для несжимаемой вязкой жидкости, т.е. для гидравлических жидкостей. При этом предполагается, что трубопровод, в котором происходит гидравлический удар, расположен горизонтально. Тогда уравнение количества движений вязкой жидкости примет вид

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u.$$

Уравнение неразрывности жидкости можно записать в виде

$$\frac{\partial(u\rho r)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r)}{\partial r} = 0. \quad (2)$$

Предположим, что труба круглая осесимметричная. Тогда имеем следующие начальные и граничные условия:

$$u(R_0) = 0, \quad \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=0} = 0, \\ \rho(0) = 0, \quad \rho(R_0) = 0.$$

Уравнение количества движения с учетом уравнения неразрывности (2) можно привести в виде [3]

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) + \frac{\partial(\rho u r)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u. \quad (3)$$

Для получения уравнения, усредненного по толщине круглой трубы, умножим уравнение на $rdrd\theta$ и проинтегрируем по r и θ от 0 до 2π , а внутренний интеграл от 0 до R_0 и тогда будем иметь следующее интегральное равенство для уравнения вязкой жидкости [3, 4]:

$$\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r dr \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) + \frac{\partial(\rho u r)}{\partial r} \right] = -\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} \frac{\partial p}{\partial x} r dr + \gamma \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} r \nabla^2 u dr \quad (4)$$

Отсюда получим равенство для импульса потока во внутренней части до гидравлического удара:

$$2\pi \frac{d}{dx} \int_0^{R_0} (\rho u^2 + p) r dr = \gamma \frac{1}{r} \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_0^{R_0}. \quad (5)$$

Как известно, импульс потока, т.е. внутренний интеграл формулы (4), является неизменным:

$$2\pi \left[\int_0^{R_0} \rho u^2 r dr + p \frac{R_0^2}{2} \right] = \text{const}.$$

Предположим, что в ударном трубопроводе потеря напора незаметна, т.е.

$$|p_{\text{вх}} - p_{\text{вх}}| \ll 1.$$

Как известно, первый интеграл выражения (5) определяет импульс потока, тогда будем иметь выражение для импульса потока в следующем виде:

$$I_0 = 2\pi \int_0^{R_0} \rho u^2 r dr = \text{const}.$$

Согласно формуле Пуазейля, расход жидкости определяется через перепад давлений, возникший в момент удара резким изменением давления (рисунок):

$$Q = 2\pi \frac{\Delta p R_0^4}{16\mu L}, \quad (6)$$

где $R_0 = D_0/2$ – начальный радиус внешней части трубопровода. При помощи формулы определим импульс потока в ударном трубопроводе (5), (6):

$$\begin{aligned}
I_0 &= \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{R_0} ru^2 \rho dr = 2\pi \int_0^{R_0} \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 [R_0^4 - r^2]^2 r dr = 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \int_0^{R_0} [R_0^4 - 2R_0^2 r^2 + r^4] r dr = \\
&= 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \int_0^{R_0} [R_0^4 r - 2R_0^2 r^3 + r^5] dr = 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \left[\frac{R_0^6}{2} - 2 \frac{R_0^6}{4} + \frac{R_0^6}{6} \right] = 2\pi \rho \left(\frac{\Delta p}{4\mu L} \right)^2 \frac{R_0^6}{6} = \\
&= \rho \left(\frac{\Delta p R_0^4}{16\mu L} 2\pi \right)^2 \frac{16}{6} \frac{1}{2\pi} \frac{1}{R_0^2}.
\end{aligned}$$

Для импульса потока имеем выражение

$$I_0 = \rho \frac{4}{3\pi} \frac{1}{R_0^2} Q, \quad (7)$$

где Q – расход жидкости, т.е. объем рабочей жидкости, протекающей через поперечное сечение ударной трубы, который определяется из уравнения (5). Из условия неразрывности имеем формулу

$$Q = \omega V = \pi R_0^2 V,$$

где R_0 – радиус поперечного сечения трубы. Сопоставлением равенств (5) и формулы (7) находим скорость потока, а для импульса потока имеем следующее выражение:

$$I_0 = \frac{4}{3\pi} \frac{1}{R_0^2} \rho [\pi R_0^2 V] = \frac{4\pi}{3} \rho R_0^2 V^2. \quad (8)$$

Из гидравлики известно, что максимальная скорость течения жидкости достигается при $r=0$, т.е. на оси трубы, а средняя скорость определяется через максимальную скорость [1 – 3]:

$$2V_{cp} = V_{max} \text{ или } V = \frac{V_{max}}{2}. \quad (9)$$

Учитывая формулу (9), выражение для импульса потока напомним в виде

$$I_0 = \frac{\pi}{3g} \gamma R_0^2 V_0^2 = 0.10680272 \cdot 1 \cdot \gamma \cdot R_0^2 V_0^2.$$

Для гидравлических жидкостей $\gamma=900$, а поток, ударяясь равномерно о мембрану, приобретает импульс, равный

$$I_{01} = k I_0,$$

где k – коэффициент восстановления. Удар неупругий и за коэффициент восстановления примем $k=0.8$ [3], кроме того, если конец трубы наклонен под углом $\beta\pi$ к оси симметрии трубы, то импульс потока определяется равенством

$$I_0 = -K \sin \beta\pi \cdot I_{01}.$$

После удара будет обратный поток с импульсом

$$I_{01} = K \sin \beta\pi \cdot I_0. \quad (10)$$

Кроме того, в нагнетательном трубопроводе происходит соударение двух потоков – набегающего с импульсом I_0 и обратного потока. Вследствие этого процесса происходит изменение диаметра и на измененный диаметр d_0^* набегающий поток с импульсом

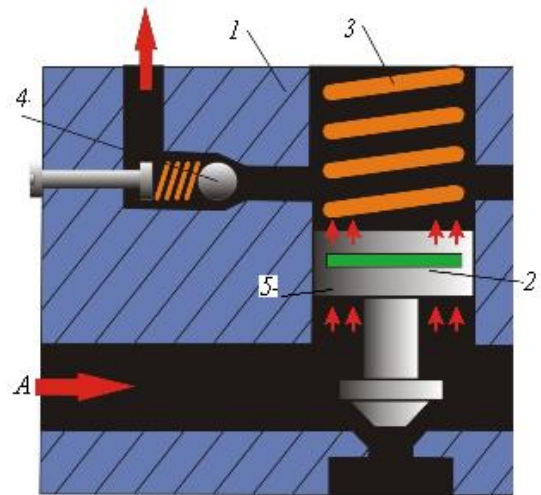
$$I_0^* = (I_0 + I_{01}) \cdot \frac{1}{1 + K_1}.$$

В процессе этого происходит соударение двух деформируемых эластических жидких сред. Удар будет считаться упругим, поэтому коэффициент восстановления $k=1$.

При этом получим

$$I_0^* = \frac{1}{2} [I_0 + I_{01}] = \frac{I_0}{2} [1 + K \sin \beta\pi].$$

За счет сжатия потока происходит потеря напора, откуда получаем окончательную формулу для импульса протекающего потока через мембрану (см. рисунок) и при открывающемся перепускном клапане имеем [1, 5, 6]



Работа перепускного клапана при гидравлическом ударе: A – нагнетательный канал; C – сливной канал; 2 – корпус; 4 – перепускной клапан; 3 – пружина; 1 – предохранительный клапан; 5 – мембрана

$$I_0 = k_c I_0^* , \quad (11)$$

где k_c – коэффициент сжатия, равный

$$k_c = \frac{\pi}{\pi + 2} \approx 0.611.$$

Учитывая равенство (11), получим выражение для импульса потока

$$I_0 = \frac{\pi}{\pi + 2} \cdot \frac{1 + K \sin \beta \pi}{2} \cdot 26.70068 \cdot D_0^2 \cdot V_0^2 = 8.157058(1 + K \sin \beta \pi) D_0^2 V_0^2.$$

Перепад давления при открытии перепускного клапана будет равен

$$\Delta p = \frac{4I_0^*}{\pi d_0^{*2}} = \frac{10.3911}{d_0^{*2}} \cdot V_0^2 D_0^2 \cdot (1 + K \sin \beta \pi). \quad (12)$$

В таблице приведены значения зависимости перепада давления от напора потока гидравлической жидкости при $\alpha \cong 1.04$ по формуле (1).

Значения зависимости перепада давления от напора потока гидравлической жидкости

H, м	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
атм	1.04	1.56	2.08	2.6	3.1	3.64	4.16	4.68	5.2	5.72	6.24
Δp	9.1728	13.759	18.345	22.932	27.184	32.104	36.691	41.2776	45.864	50.4504	55.037

Учитывая равенство (12), получим зависимость диаметра мембраны d^* от диаметра ударной трубы D_0 . Здесь β – угол наклона стенки трубы. Соотношение диаметра нагнетательного трубопровода и мембраны определяется как

$$\frac{d_0^*}{D_0} = \sqrt{\frac{10.3911}{1.04} (1 + k \sin \beta \pi)} \frac{V_0}{\sqrt{\rho g H}}. \quad (13)$$

При $H=10$ равенство (13) примет вид

$$\frac{d_0^*}{D_0} = 0.03161 \sqrt{\frac{1 + k \sin \beta \pi}{h}} V_0 \frac{V_0}{\sqrt{10 \gamma}}. \quad (14)$$

Пусть коэффициент восстановления будет равен $k=0.8$. Исследуем поведение ударной волны для двух значений угла наклона β : $\beta=45^\circ$ и $\beta=30^\circ$, тогда для равенства (14) получим следующее соотношение диаметров трубы и мембраны:

при $\beta = 30^\circ$ $\frac{d_0^*}{D_0} = 0.0374 \frac{V_0}{\sqrt{h}}$, а при $\beta = 45^\circ$ $\frac{d_0^*}{D_0} = 0.03955 \frac{V_0}{\sqrt{h}}$.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Аронович Г. В. Гидравлический удар и уравнительные резервуары. М.: Наука, 1968. – 248 с.
- [2] Киселев П. Г. Гидравлика и основы механики жидкости. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
- [3] Овсепян В. П. Гидравлический таран и таранные установки. М.: Машиностроение, 1968. – 123 с.
- [4] Рахматулин Х. А. Газовая волновая динамика. М.: МГУ, 1962.
- [5] Сурин А. А. Гидравлические удары в водопроводах и борьба с ними. М., 1946. – 372 с.
- [6] Хамидов А. А., Худайкулов С. Теория струй многофазной вязкой жидкости. Ташкент: Фан, 2005. – 120 с.

НИИ ирригации и водных проблем при ТИИМ

Дата поступления
16.09.2020

У.И. Бегимов, Н.А. Усмонова, Х.М. Якубова, С.И. Худайкулов. Каркидон сув омбори сув чиқариш кувурида вужудга келадиган зарба импульсини моделлаштириш

Мақолада Каркидон сув омбори сув чиқариш тизимида вужудга келадиган зарба импульсининг пайдо бўлиши қаралиб, босим ва босим импульсининг тарқалиши қонуниятлари ўрганилади.

U.I. Begimov., N.A. Usmonova., Kh.M. Yakubova, S.I. Khudaykulov. Modeling of simulation of a shock pulse in the water outlet of the Karkidon reservoir.

The article discusses the issues of occurrence of hydraulic shock in the water discharge structures of the Karkidon reservoir. The regularity of pressure change and pressure pulse propagation is found.

АСОСИ БЎШ ГРУНТДАН ИБОРАТ ЙЎЛ ПОЙИ КЎТАРМАСИ УСТУВОРЛИГИНИ ҲИСОБЛАШНИНГ ЎЗИГА ХОС ЖИҲАТЛАРИ

Бизга маълумки, йўл тузилмасини таркибий элементларидан бири, йўл пойи ҳисобланади. Йўл пойи ҳар доим ҳам мустаҳкам грунтли асосларда барпо этилмайди. Шу жиҳатдан қарайдиган бўлсак, асоси бўш грунтлардан иборат йўл пойини лойиҳалаш ва унинг устуворлигини ҳисоблашда ўзига хос ёндошувни тақазо этади. Кўтарманинг хусусий оғирлиги ёки транспорт воситаларнинг юкмаси таъсирида мустаҳкам ва бўш асосга эга бўлган кўтармаларнинг деформацияси кўринишлари билан танишишимиз мумкин (1-расм) [1].



1-расм. Мустаҳкам ва бўш асосга эга йўл кўтарма деформацияси: *a* – мустаҳкам асос; *б* – бўш асос

Бўш грунтларга табиий ётқизиқ шароитида айланма қирқувчи асбоб билан синашдаги силжишга қаршилик мустаҳкамлиги 0.075 МПа дан кам бўлган шунингдек 0.25 МПа юкламада чўкиш модули 50 мм/м (деформация модули 5 МПа дан кам) грунтлар киради [2].

Кўтарма асосида бўш грунтлардан фойдаланиб барпо этиладиган йўл пойига қуйидаги талаблар қўйилади.

-асос устуворлиги – кўтармани барпо этиш ва ундан фойдаланишда бўш грунтнинг бўртиб чиқиш имкониятини мавжуд эмаслиги;

-асосни бир меъёрдалиги–чўкишни жадал қисми қопламанинг монолит қатлами қурилгунча тугаши зарур;

-кўтарма асосида бўш грунтлар мавжуд ҳолатда йўл пойини эластик тебраниши қоплама тури учун қабул қилинган катталиқдан ошиб кетмаслиги лозим;

Шу билан бирга бўш грунтлардан барпо этилган йўл пойини лойиҳалашнинг қуйидаги тартиби мавжуд:

-муҳандислик геологик қидирув ишлари натижалари асосида бўш грунтларни ҳисобий-тавсифлари аниқланади;

-мазкур танланган ҳудудда кўтарманинг рухсат этилган минимал баландлиги танланади;

-ҳисоб ишлари орқали чўкиш катталиги аниқланади;

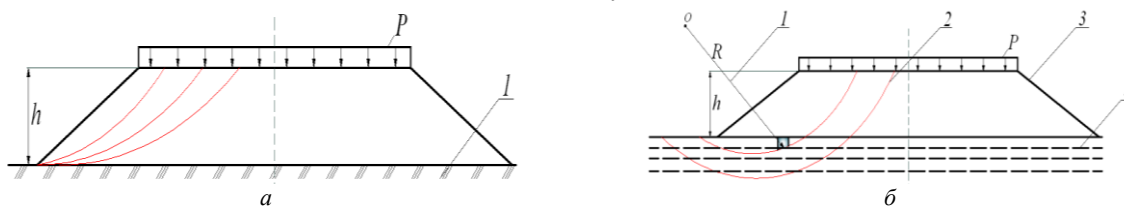
-асос устуворлиги текширилади;

-чўкишнинг тугаш давомийлиги башоратланади;

-чўкиш катталигини тезлаштириш ёки камайтириш, шунингдек зарур ҳолда устуворликни таъминловчи тузилмавий технологик ечим вариантлари белгиланади;

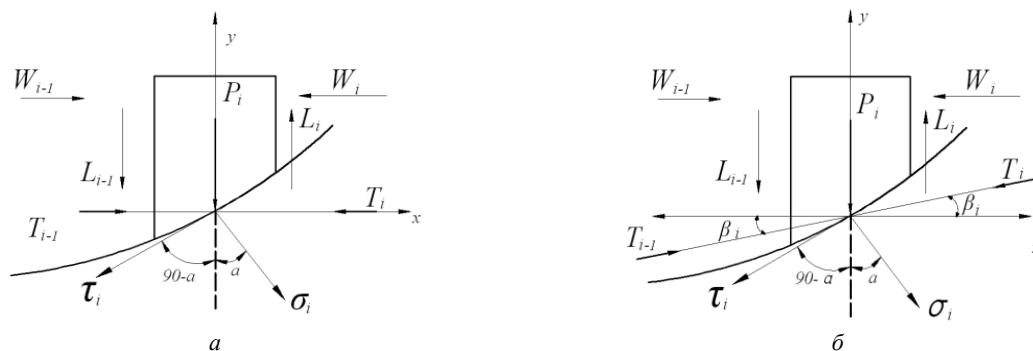
-техник – иқтисодий ҳисоблашлар асосида оқилона вариант танланади.

Мазкур талаблар асосида, асоси бўш бўлган кўтармаларни ҳисоблаш учун ҳисоб схема танлашимиз ва устуворлик коэффицентини ҳисоблаш учун ифодалар ишлаб чиқиш зарурати туғилади. Таклиф этилаётган яъни такомиллаштирилаётган вариантни изоҳлашдан олдин мустаҳкам асос ва бўш асосга эга бўлган кўтармалардаги сурилиш чизигини кўриб чиқамиз. Мустаҳкам асосдаги айланма цилиндрик сирт усулида аниқланган сурилиш чизиги асосни ўзини чегаралайди. Бўш асосдаги сурилиш чизиги кўтармани остки қисмидан ўтади (2-расм) [3].



2-расм. Мустаҳкам ва бўш асосдаги йўл пойи кўтармасини сурилиш чизиги кўриниши: *a* – мустаҳкам асосдаги кўтарма; *1* – мустаҳкам асос; *б* – бўш асосдаги кўтарма; *P* – йўл пойи кўтармасига таъсир этувчи юклама; *h* – йўл пойи кўтарма баландлиги; *I* – эгрилик радиуси; *2* – сурилиш чизиги; *3* – ён қиялик; *4* – геоматериал қатлам

Асоси бўш грунтлардан барпо этилган кўтармалар устуворлигини таъминлашда асосий чоратдбир сифатида геосинтетик материални қўллаш ҳисобланади. Шу жиҳатдан сурилиш чизигида танланган ажратилган i -элементдаги таъсир кучларини аниқлаймиз (3-расм).



3-расм. Танлаб олинган қисмдаги элементга таъсир этувчи кучлар схемаси: a – геосинтетик материални горизонтал тўшаш ҳолатидаги тортилиш кучини аниқлаш; b – геосинтетик материални горизонтал текисликка нисбатан бурчак остида тўшаш ҳолатидаги тортилиш кучини аниқлаш

P_i -грунт оғирлигини ҳисобга олган ҳолдаги элемент оғирлиги; L_{i-1} ва L_i элементлар орасидаги ўзаро таъсир кучини вертикал ташкил этувчиси; W_{i-1} ва W_i элементлар орасидаги ўзаро таъсир кучини горизонтал ташкил этувчиси; T_{i-1} ва T_i геоматериаллар орасидаги ўзаро тортилиш кучлари; σ_i ва τ_i элемент таглиги бўйича таъсир этувчи мос равишдаги нормал ва уринма кучланишлар.

а) схема бўйича:

$$\sum_{i=1}^n X = 0 \quad -T_i + \sigma_i \cos(90^\circ - \alpha_i) - \tau_i \cos \alpha_i + T_{i-1} + W_{i-1} - W_i = 0, \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n Y = 0 \quad -P_i - L_{i-1} + L_i - \tau_i \cos(90 - \alpha_i) - \sigma_i \cos \alpha_i = 0, \quad (2)$$

б) схема бўйича:

$$\sum_{i=1}^n X = 0 \quad -T_i \cos \beta_i + \sigma_i \cos(90^\circ - \alpha_i) - \tau_i \cos \alpha_i - T_{i-1} \cos \beta_i + W_{i-1} - W_i = 0, \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n Y = 0 \quad -P_i - L_{i-1} + L_i - \tau_i \cos(90 - \alpha_i) - \sigma_i \cos \alpha_i - T_i \cos \beta_i + T_{i-1} \cos \beta = 0. \quad (4)$$

Қуйидаги белгилашларни киритамиз.

$$T_i - T_{i-1} = \Delta T_i; \quad W_i - W_{i-1} = \Delta W_i; \quad L_i - L_{i-1} = \Delta L_i.$$

Натижада а – схема бўйича (1), (2) ифодалар қуйидаги кўринишга келади:

$$-\Delta T_i + \sigma_i \cos(90^\circ - \alpha_i) - \tau_i \cos \alpha_i - \Delta W_i = 0, \quad (5)$$

$$-P_i + \Delta L_i - \tau_i \cos(90 - \alpha_i) - \sigma_i \cos \alpha_i = 0, \quad (6)$$

б – схема бўйича (3),(4) ифодалар қуйидаги кўринишга келади:

$$-\Delta T_i \cos \beta_i + \sigma_i \cos(90^\circ - \alpha_i) - \tau_i \cos \alpha_i - \Delta W_i = 0, \quad (7)$$

$$-P_i - \Delta L_i - \tau_i \cos(90 - \alpha_i) - \sigma_i \cos \alpha_i - \Delta T_i \cos \beta_i = 0. \quad (8)$$

Баъзи алмаштиришдан сўнг (5) ва (6) ифодадан геосинтетик материалларни горизонтал тўшалган ҳолат учун σ_i ни аниқлаймиз:

$$\sigma_i = \frac{\tau_i \cdot \cos 2\alpha_i + \Delta W_i \cdot \cos \alpha_i + \Delta T_i \cdot \cos \alpha_i + P_i \cdot \sin \alpha_i - \Delta L_i \cdot \sin \alpha_i}{\sin 2\alpha_i}. \quad (9)$$

Агар қуйидаги 1-шартни киритсак:

$$\Delta W_i = 0; \quad \Delta T_i = 0; \quad \Delta L_i = 0.$$

У ҳолда (9) ифода қуйидаги кўринишга келади.

$$\sigma_i = \frac{\tau_i \cdot \cos 2\alpha_i + P_i \cdot \sin \alpha_i}{\sin 2\alpha_i}; \quad (10)$$

2-шартни киритсак:

$$\Delta W_i = 0; \quad \Delta L_i = 0, \quad (11)$$

$$\sigma_i = \frac{\tau_i \cdot \cos 2\alpha_i + \Delta T \cos \alpha + P_i \cdot \sin \alpha_i}{\sin 2\alpha_i}.$$

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ПРОЧНОСТЬ БАЛЛАСТНОЙ ПРИЗМЫ

Если рассматривать колебания рельса как балки бесконечной длины на упругом основании, которым служат шпалы и балластная призма, вполне обоснованно рассмотреть дифференциальное уравнение колебания балки, лежащей на упруговязком винклеровском основании, что подробно исследовано в работах С.П. Тимошенко и А.Я. Коган [1, 2]. Особенностью подобной модели являются предположения о постоянстве модуля упругости балки и массы основания, которые принимают участие в совместных колебаниях. Как показывают результаты наших экспериментов, затухания перемещений балки и массы основания уменьшаются с ростом частоты действующей гармонической нагрузки и скорости движения подвижного состава. Для этих условий более оправданно использование модели Винклера [3]. Вынужденные колебания рельса как балки бесконечной длины, лежащей на инерционном основании, имеют следующий вид дифференциального уравнения:

$$EJ \frac{d^4 u}{dx^2} + m_{np} \frac{d^2 u}{dt^2} - U_2 \frac{d^2 u}{dx^2} + U_1 \left(1 + \mu_0 \frac{d}{dt}\right) u = (\rho_0^{-wt} - m_k \frac{d^2 u}{dt^2}) \delta(x-vt). \quad (1)$$

где $u(x,t)$ – прогиб балки, которая является функцией, x,t ; x – координата; t – время; m_{np} – приведенная масса, приходящаяся на единицу длины рельса и колеблющаяся с ним масса шпалы и балластной призмы: $m_{np} = m_{\sigma} + m_0$; m_{σ} – погонная масса рельса.

Погонная масса упругого основания определяется по формуле

$$m_0 = \rho_0 \int_0^H \psi^2(y) b dy; \quad (2)$$

Модули упругости основания рельса при сжатии и сдвиге равны

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= \frac{E_0}{1 + \nu_0^2} \int_0^H (\psi')^2(y) b dy \\ U_2 &= \frac{E_0}{2(1 + \nu_0)} \int_0^H \psi^2(y) b dy \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где ν_0 – коэффициент Пуассона основания; ρ_0 – плотность основания; μ_0 – коэффициент рассеивания энергии в основании; ψ_0 – функция распределения перемещений по глубине y ; H – глубина, на которой затухают перемещения основания.

В правой части уравнения (1) приведена внешняя нагрузка при движении поезда,

где ρ_0^{-wt} – комплексная возмущающая сила; w – частота возмущающей силы; v – скорость движения силы и массы; $m_k \frac{d^2 u}{dt^2}$ – распределенная сила инерции; $\delta(x-vt)$ – импульсная функция первого порядка.

При действии подвижной нагрузки на упругую систему необходимо учитывать массу нагрузки m_k и массу упругой системы. В случае стационарного режима движения груза по бесконечной балке, лежащей на сплошном упругом основании, массой колеблющегося груза m_k можно пренебречь [4]. Тогда уравнение вынужденных изгибных колебаний рельса примет вид

$$EJ \frac{d^4 u}{dx^2} + m \frac{d^2 u}{dt^2} - U_2 \frac{d^2 u}{dx^2} + U_1 \left(1 + \mu_0 \frac{d}{dt}\right) u = \rho_0^{-wt} \delta(x-vt). \quad (4)$$

По закону распределения перемещений по глубине основания принята экспериментальная модель:

$$\psi(y) = e^{-\gamma y}, \quad (5)$$

где γ – коэффициент распределения по глубине [2].

$$\gamma = \gamma_0 \varpi; \quad (6)$$

$$K = \frac{\gamma \varpi}{\gamma_0}; \quad \varpi = \frac{\omega}{\omega_0}.$$

Здесь ω_0 – частота свободных колебаний рельса, лежащего на винклеровском основании; ω – частота возмущающей силы от подвижного состава.

С учетом (5) и (6) модули упругости основания при сжатии и сдвиге равны

$$U_1 = \frac{E_0 b \gamma}{2(1 - \nu_0^2)} = U_1^0 (1 + k \varpi), \quad (7)$$

$$U_2 = \frac{E_0 b}{4(1 - \nu^2)} = U_2^0 \left(\frac{1}{1 + k \varpi} \right), \quad (8)$$

где U_1^0, U_2^0 – параметры при $K=0$.

Масса основания является основной в колебательном процессе «поезд – рельсошпальная решетка – основание», что позволяет упростить приведенную массу:

$$m_{np} = \frac{m_{np}^0}{1 + k \omega}. \quad (9)$$

Для динамических параметров пути при частоте вынуждающей силы $\omega=9.15$ Гц построены упругие линии при $K=0$ и $K=0.5$ (рис 1).

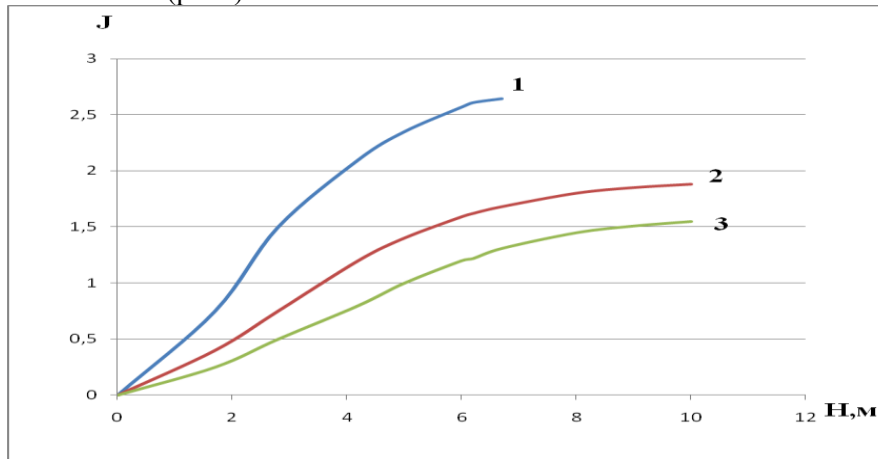


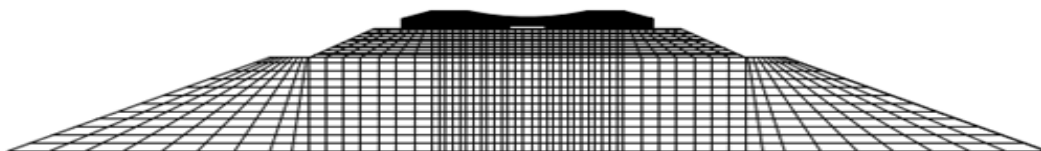
Рис. 1. Значения интегральных параметров при различных грунтах основания: 1 – барханный песок; 2 – супесь; 3 – суглинок

Исследуются напряженно-деформированные состояния верхнего строения железнодорожного пути с железобетонными шпалами в условиях скоростного движения. Рассматривается влияние величин модулей упругости на горизонтальные перемещения балластного слоя. Моделирование основано на методе конечных элементов применительно к решению задачи механики деформируемого твердого тела.

Поперечное сечение прямолинейного участка магистрального железнодорожного пути состоит из шпалы, балластного слоя и части основания насыпи. Проводятся расчеты напряженно-деформированного состояния верхнего строения магистрального железнодорожного пути с различными типами шпал. Рассматривается два вида шпал: модифицированные железобетонные с гладкой поверхностью и вогнутой поверхностью.

Шпала лежит на слое щебня, модуль упругости которого $E_0=60$ МПа и $\nu=0.35$. Боковые откосы верхнего строения пути имеют уклон $k=1:1.5$. Область, занимаемая основанием насыпи, представляет по форме трапецию с уклонами боковых сторон $k=1:2$.

а



б

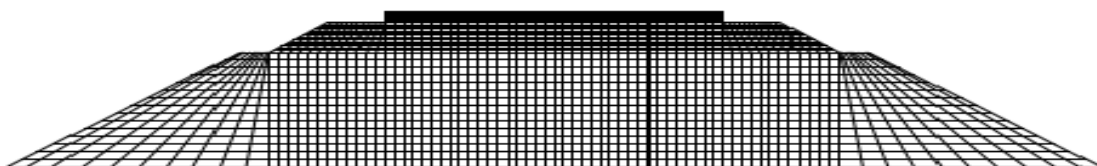


Рис. 2. Распределение напряжений в основании балласта: а – железобетонная шпала; б – деревянная шпала

К шпале на расстоянии ± 0.8 м от оси симметрии на площадках длиной 0.15 м, равном ширине подкладки промежуточного скрепления, приложена распределенная нагрузка постоянной интенсивности q , имитирующая воздействие колесной пары через рельс и скрепления. В расчетах принимается, что на рельс воздействует колесо силой $Q=120$ кН=0.12 МН. Распределяя эту нагрузку на площадь подкладки промежуточного скрепления, получаем следующую величину давления:

$$q = \frac{0.12}{0.15 \cdot 0.25} = 3.2 \text{ МПа}$$

Отметим, что предварительные расчеты по разработанной модели при условии абсолютно жесткого материала основания насыпи показали неравномерный характер распределения напряжений в основании балласта (рис 2).

Выводы:

1. Определено влияние высоты насыпи на прочность балластной призмы.
2. Уточнена нагрузка на балластную призму при различных грунтах земляного полотна.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. М., 1955. С.567.
- [2]. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: Транспорт, 1997. С.327.
- [3]. Абдужабаров А.Х., Бегматов П.А., Мехмонов М.Х. Движение поездов как источник сейсмических волн воздействия на верхнее строение пути и земляное полотно железных дорог // Вестник. ТашИИТ. 2019.
- [4]. Williams M. L. Bull of the seismological Society of America. Vol. 49. 1959. No. 2. P. 199–204.

Ташкентский государственный транспортный университет

Дата поступления
19.11.2020

А.Х. Абдужабаров, П.А. Бегматов. Баласт призмасининг кучига таъсир қиладиган темир йўл тебранишларини ўрганиши

Тўсин тебранишининг дифференциал тенгламаси кўриб чиқилади. Темир йўл-уятли панжарадаги таянч тизимидаги йўлнинг динамик параметрларининг таърифлари. Эластик чизиклар турли тупроқлар учун силжишлар чуқурлиги бўйича тарқалиш функциясини ҳисобга олган ҳолда аниқланади. Рейнинг мажбурий эгилиш тебранишлари тенгламаси олинган.

A.H. Abdujabarov, P.A. Begmatov. Studies of rail vibrations affecting the strength of the ballast prism

The differential equation of beam oscillation is considered. Determine the dynamic path parameters in the system of rail-sleeper lattice – basis. Elastic lines are determined taking into account the distribution function for the depth of displacements in different soils. The equation of forced bending vibrations of the rail is derived.

УДК 624.155:699.8

У. РАХМАНОВ, А.Б. КАРИМОВА

РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ГРУНТОВОГО МАССИВА, ОКРУЖАЮЩЕГО СВАЮ, ПРИ УЧЕТЕ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

При проектировании любого сооружения обязательно производят расчет основания на несущую способность. В нормативных документах имеются формулы для расчета устойчивости оснований, но они громоздкие и требуют применения сложного математического аппарата. В связи с этим мы предлагаем производить расчет устойчивости основания по более сокращенным и удобным для расчета формулам.

Расчет устойчивости основания, окружающего сваю, производят посредством особого или основного сочетания нагрузок при $d > 0.6$ м по условию ограничения расчетного давления σ_z , оказываемого на грунт боковыми поверхностями стенки сваи [1–3]:

$$\sigma_z \leq 4\eta_1\eta_2[\gamma_1 z t g(\varphi_1 - \varphi_0) + \xi C_1] / \cos(\varphi_1 - \varphi_0), \quad (1)$$

где σ_z – расчетное давление на грунт (кПа) боковой поверхности сваи, определяемое по формуле на следующих глубинах Z (м), отсчитываемых при низком ростверке – от его подошвы (при $Z \leq 2.5$ – на двух глубинах, соответствующих $Z=L/3$ и $Z=L$, при $Z > 2.5$ – на глубине $Z=0.85/\alpha_\epsilon$); d – поперечный размер сечения сваи (диаметр); L – длина сваи; φ_1 – угол внутреннего трения грунта; C_1 – удельное сцепление грунта; γ_1 – расчетный удельный вес грунта ненарушенной структуры, кН/м³, определяемый в водонасыщенных грунтах с учетом взвешивания в воде; ξ – коэффициент, принимаемый $\xi=0.3$; $\eta_1=1$; η_2 – коэффициент, учитывающий долю постоянной нагрузки в суммарной нагрузке, определяемый по формуле [4]

$$\eta_2 = (M_c + M_r) / (nM_c + M_r), \quad (2)$$

где M_c – момент от внешних постоянных нагрузок в сечении фундамента на уровне подошвы свай, кНм; M_t – то же, от внешних временных расчетных нагрузок, кНм; \bar{n} – коэффициент, принимаемый $\bar{n} = 2.5$ за исключением случаев расчета:

а) особо ответственных сооружений, для которых при $\bar{L} \leq 2.6$ принимается $\bar{n} = 4$ и при $\bar{L} \geq 5$ принимается $\bar{n} = 2.5$; при промежуточных значениях \bar{L} значение \bar{n} определяется интерполяцией;

б) фундаментов с однорядным расположением свай на внецентренно приложенную вертикальную сжимающую нагрузку, для которых следует принимать $\bar{n} = 4$ независимо от значения \bar{L} .

Расчетный изгибающий момент на глубине Z в сечении свай будет:

$$M_Z = (\alpha_\varepsilon^3 + EJU_p A_3 - \alpha_\varepsilon EJ\psi_0 B_3 + M_0 C_3 + H_0 C_3 + H_0 D_3) / \alpha_\varepsilon. \quad (3)$$

Расчетное давление σ_z кПа на грунт по контакту с боковой поверхностью свай, возникающее на глубине Z ,

$$\sigma_Z = \frac{K}{\alpha_\varepsilon} Z \left(U_p A_1 - \frac{\psi B_1}{\alpha_\varepsilon} + \frac{M_0 C_1}{\alpha_\varepsilon^2 EJ} + \frac{H_0 D_1}{\alpha_\varepsilon^3 EJ} \right), \quad (4)$$

где K – коэффициент пропорциональности, принимаемый по [5, прил.25], [6, табл. 7.12]; EJ – изгибная жесткость свай в грунте;

\bar{Z} – приведенная глубина расположения свай в грунте, равная

$$\bar{Z} = Z \alpha_\varepsilon. \quad (5)$$

Значения $A_1, B_1, D_1, A_3, B_3, D_3$ принимаются по [4, прил.1, табл. 4];

Расчетное значение горизонтального перемещения свай в уровне подошвы распределительной плиты U_p (м) можно определить по формуле (4)

$$U_p = U_0 + \psi_0 L_0 + HL_0^3 / 3EJ + ML_0^2 / 3EJ, \quad (6)$$

где U_0, ψ_0 – соответственно горизонтальное перемещение (м) и угол поворота ψ_0 (рад.) которые можно определить по формулам [4]:

$$U_0 = H_0 \varepsilon_{HH} + M_0 \varepsilon_{HM}, \quad (7)$$

$$\psi_0 = H_0 \varepsilon_{MH} + M_0 \varepsilon_{MM}, \quad (8)$$

Здесь H_0, M_0 – расчетные значения соответственно поперечной силы, (кН), и изгибающего момента (кНм) в рассматриваемом сечении свай, принимаемые равными

$$H_0 = H \text{ и } M_0 = M + HL_0. \quad (9)$$

$\varepsilon_{HH}, \varepsilon_{HM}, \varepsilon_{MH}, \varepsilon_{MM}$ – горизонтальные перемещения, определяемые по формулам [4]:

$$\varepsilon_{HH} = A_0 / \alpha_\varepsilon^3 E, \quad (10)$$

$$\varepsilon_{MH} = \varepsilon_{HM} = B_0 / \alpha_\varepsilon^2 EJ, \quad (11)$$

$$\varepsilon_{MV} = C_0 / \alpha_\varepsilon EJ, \quad (12)$$

где A_0, B_0, C_0 – безразмерные коэффициенты, принимаемые по [4, табл.5. прил. 1] в зависимости от приведенной глубины погружения свай в грунт, вычисляемой по формуле (5).

При значении \bar{L} , соответствующем промежуточному значению, указанному в [4, прил.1 табл.5], его следует округлить до ближайшего табличного значения. В формуле (1) принимают $\varphi_0 = 2, 4, 7^0$ расчетной сейсмичности соответственно 7, 8 и 9 баллов.

Учитывая кратковременность сейсмических воздействий, значения коэффициентов η_2 увеличивают на 10% для однорядных фундаментов из свай в грунте и на 30% для многорядных.

Вместо сложной формулы (3) при опирании свай в грунте на нескальный грунт их приведенная глубина заложения в грунте $\bar{L} \geq 2.6$ и при опирании на скалу $\bar{L} \geq 4$ допускается приближенный расчет фундаментов по формуле (13) или (14). При этом величину наибольшего изгибающего момента в поперечном сечении свай следует определять, как нам большую из двух величин [2]:

$$M = \rho_4 \beta - \rho_3 u, \quad (13)$$

$$M = M_0 - H_0 K_3 / \alpha_\varepsilon, \quad (14)$$

где K_3 – коэффициент, принимаемый в зависимости от приведенной глубины заложения свай в грунте: при $\bar{L} = 2.6, K_3 = 0.65$ при $\bar{L} \geq 3 K_3 = 0.7$ и при $\bar{L} \geq 3.5 K_3 = 0.75$.

Давление на грунт по боковой поверхности свай действующее на глубине $z = 0.85 / \alpha_\varepsilon$, вместо сложной формулы (4) допускается определять приближенно по формуле

$$\sigma_z = (4M_0 + 10H_0z)\xi / 9b_p z^2, \quad (15)$$

где ξ – коэффициент, принимаемый при $\bar{L} \geq 4$ равным 0.7, а в интервале $2.6 < \bar{L} < 4$

$$\xi = 1.5 - 0.2\bar{L}, \quad (16)$$

b_p – условная ширина стенки сваи, перпендикулярной действию нагрузки.

При $\bar{L} = 4$ дальнейшее заглубление сваи в грунт перестает влиять на величины боковых давлений, передаваемых сваями на грунт.

Коэффициент деформации α_c определяется по формуле

$$\alpha_c = \sqrt[5]{Kb_p / (\gamma_c EJ)}, \quad (17)$$

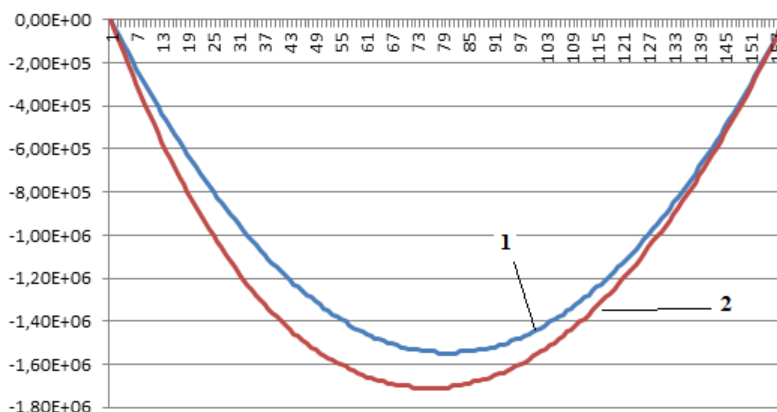
где γ_c – коэффициент условий работы, принимаемый равным $\gamma_c = 1.3$.

Значения условной ширины сваи определяются по формулам

$$\text{при } d \geq 0.8 \text{ м } b_p = d + 1, \quad (18)$$

$$\text{при } d < 0.8 \text{ м } b_p = 1.5d + 0.5. \quad (19)$$

Сравнительные значения напряжений σ_z , полученных по формулам (4) и (15), приведены на рисунке.



Значения изгибающих моментов сечения середины сваи полученные по формулам (3) и (14):
1 – значения М по формуле (3); 2 – значения М по формуле (14)

Из рисунка видно, что разница результатов, полученных по этим формулам, составляет примерно около 5%.

Заключение. Расчет устойчивости грунтового массива, окружающего сваю, при особом или основном сочетании нагрузок с применением сокращенных формул дает очень близкие результаты с нормативными: погрешность составляет около 5%. Поэтому мы предлагаем производить расчет устойчивости основания с учетом сейсмических воздействий с применением формул, предложенных нами, т.е. вместо формулы (3) использовать формулу (13) или (14), а вместо формулы (4) применить формулу (15).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Красин Н. А. Основания и фундаменты в специфических условиях. Ташкент: ТашИИТ, 2000. – 80с.
- [2] Красин Н. А. Расчет свайных фундаментов опор железнодорожных мостов на сейсмические нагрузки. Ташкент: ТашИИТ, 2001. – 64 с.
- [3] Расчет оснований и прочности фундаментов глубокого заложения промежуточных опор мостов на сейсмостойкость Составитель Красин Н.А. Ташкент: ТашИИТ, 2005. – 88 с.
- [4] СНиП 2.02.03-86. Свайные фундаменты. М.: ЦИТП Госстроя, 1986. – 46 с.
- [5] Костерин Э. В. Основания и фундаменты. Изд. 3-е. М.: Высшая школа, 1990. – 431 с.
- [6] Силин К. С., Глотов Н. М., Завриев К. С. Проектирование фундаментов глубокого заложения. М.: Транспорт, 1981. – 252 с.

Ташкентский государственный транспортный университет

Дата поступления
14.12.2020

У. Рахманов, А.Б. Каримова. Сейсмик таъсирларни ҳисобга олиб, қозиқ атрофи заминининг турғунлигини ҳисоби Ушбу мақола юкларнинг махсус ёки асосий бирикмаларида қозиқни ўраб турган заминнинг турғунлигини ҳисоблаш кўрсатилган. Сейсмик юкланиш махсус юк сифатида қабул қилинади. Жамланма юкдаги доимий юкнинг улушини ҳисобга олган ҳолда η₂ коэффициентини ҳақида тушуинтириш берилади. Маълум чуқурликда қозиқнинг ён юзаси бўйлаб грунтга бўладиган босимни тахминий аниқлаш формуласи ҳамда қозиқнинг шартли кенлиги қийматларини аниқлаш формулалари берилган.

U. Rakhmanov, A.B. Karimova. Calculation of the stability of the base surrounding the pile while taking into account seismic impacts

This article deals with the calculation of the stability of the foundation surrounding the pile under special or basic combinations of loads. The seismic load is taken as a special load. An explanation is given of the coefficient η_2 taking into account the share of constant load in the total load. A formula is given for the approximate determination of the pressure on the soil along the lateral surface of the pile at a certain depth, and formulas are also given for determining the values of the conditional width of the pile.

УЎК 624.013.36

А.А. ХОДЖАЕВ, З.Ш. ХОДЖАЕВА

ТЕРМОЗЎРИҚҚАН КОНСТРУКЦИЯНИНГ КУЧЛАНИШ ВА ДЕФОРМАЦИЯСИНИ АНИҚЛАШ

Курилиш саноати Ўзбекистон иқтисодиётининг устувор йўналишлардан бири бўлиб, аҳоли бандлиги ва иқтисодий барқарорликни таъминлашда катта имкониятларга эга бўлган “драйвер” соҳалардан бири ҳисобланади. Юртимизда сўнгги йилларда курилиш соҳасига алоҳида эътибор қаратилмоқда. Қабул қилинган қатор давлат дастурлари, соҳани янада такомиллаштириш чоратадбирлари тўғрисида Президент фармон ва қарорлари, уларнинг ижросини таъминлаш, шунингдек, соҳада олиб борилаётган ислохотларнинг самарадорлигини оширишга хизмат қилмоқда. Натижада юртимизда бунёдкорлик ишлари кенг авж олмоқда. Шиддат билан қад кўтараётган ижтимоий объектлар, кўп қаватли турар жойлар ва умуман олиб борилаётган барча турдаги бунёдкорлик ишлари ўз ўрнида турли хом ашёлардан тайёрланган курилиш конструкцияларга бўлган эҳтиёжни ошириб боришига сабаб бўлмоқда. Бу эса ўз навбатида курилиш конструкцияларни юқори самарали ҳисоблаш аппарати ва лойиҳалаш технологияларни яратиш учун эҳтиёж яратмоқда. Табиий иқлим шароитини темирбетон конструкцияларга таъсирини тўлиқ инobatга олиш такомиллаштирилган ҳисоблаш аппаратини яратиш муҳим муаммолардан бири ҳисобланади. Конструкцияга табиий иқлим шароити таъсирини инobatга олишда ҚМҚ 2.03.01-96 [1] га биноан IV «а» иқлимий ҳудудида бевосита қуёш нури таъсирида эксплуатация қилинадиган темирбетон конструкцияларни ҳисоблашда уларга қўшимча талаблар қўйилади.

Табиий иқлим шароити таъсирида эксплуатация қилинаётган бетон ва темирбетон конструкцияларни тадқиқотлар натижаларига асосан қуёш нурига қараган сирти иссиқ кунларда 70°C га қадар қизийди, ҳаво намлиги эса 20% га қадар пасаяди. Бетон ҳарорати 50°C дан ортганда унинг физик-механик хоссаларида жиддий ўзгаришлар юз беради, бетон 60°C га қадар қиздирилганда унинг мустаҳкамлиги 5–25% камайиши тажрибалардан аниқланган.

Иқлим шароитидаги бетоннинг мустаҳкамлиги меъёрий шароитда қотган бетонга нисбатан 15–20% кам. Бетон 60°C га қадар қиздирилганда унинг эластиклик модули 10–22% камаяди. Бундан кўринадики, бетон ҳароратининг ортиши, унинг эластиклик модули ва мустаҳкамлигига сезиларли даражада таъсир этади.

Иқлим бетоннинг киришиши ва тоб ташлашига ҳам таъсир этади. Жумладан, ҳаво намлигининг 70 фоиз (меъёрий намлик) дан 30 фоизга қадар пасайиши бетоннинг киришиши ва тоб ташлашини 50 фоизга оширишига олиб келади. Тажрибалар ҳароратнинг кўтарилиши темирбетон элементларнинг деформацияларига ҳам таъсир этишини кўрсатди. Масалан, олдиндан зуриқтирилган темирбетон тўсинни 60°C қиздирилганда унинг солқилиги 40% га қадар ортган. Шундай қилиб, илмий изланишлар натижаси, ҳарорат 50 °C дан ортганда бетоннинг мустаҳкамлиги ва эластиклик модулининг пасайишини, деформацияларнинг эса ортишини кўрсатди. Табиий иқлим шароити таъсири унинг эксплуатация даврига таъсир кўрсатади. Тадқиқотлар натижалари асосида шу нарса аниқландики, темир йўлларининг участкасида темирбетон шпаллар 7–9 йилда ишдан чиқа бошлаган, бироқ шпаллар меъёрий шароитда 70 йилдан ортиқ хизмат қилиши лозим эди. Ўзбекистан ҳудудидаги автомобиль йулларига бетон қопламалари ётқизилгандан сўнг маълум вақт ўтганидан сўнг бу қопламаларнинг бир қисми бузила бошлади. Бу эса йўлни таъмирлаш ишларини қимматлаштириб, хизмат муддатининг меъёрга нисбатан 2–3 маротаба қисқаришига олиб келди, бундан ташқари Солор тозалаш иншоотларининг суюқлик сақланадиган резервуарлари, Тошкент тўқимачилик комбинатига қарашли қатор иншоотлар ва бошқа конструкцияларда ҳарорат ўзгариши натижасида киришиш деформациялари ривожланади ва натижасида ёриқлар пайдо бўлган. Ушбу иқлим шароитда эксплуатация қилинадиган конструкциялар қўшимча талабларни ҳисобга олиш, унинг қимматлашувига олиб келади. Қимматлашув сабаблари шундан иборатки, иқлим шароитида ишлайдиган конструкцияларнинг деформацияланиши ва ёриқбардошлигини меъёрий шароитда ишлайдиган элементларга тенглаштириш учун бетоннинг мустаҳкамлигини бир синфга ошириш ва

арматура сарфини 10% га кўпайтиришга тўғри келади. Ёки темирбетон конструкциясининг ҳақиқий ҳолатини ва хизмат муддатини аниқлаш учун бундай иқлим шароитида ишлатиладиган конструкцияларни нафақат ташқи кучлар таъсирига, балки ҳарорат ва намликнинг таъсирига ҳам ҳисоблаш лозим. Ҳароратнинг элемент кесим юза бўйича нотекис тақсимланиши натижасида ички кучланишларни ҳосил қилади ва бунинг натижасида бетонда майда дарзларни ҳосил қилади. Бу дарзлар конструкциянинг бикрлигига ва дарзбардошлилигига катта таъсир кўрсатади ва эксплуатация даврида ривожланиб боради. Шунинг учун темирбетон конструкцияларни лойиҳалаш жараёнида ана шу омилларни эътиборга олиш зарур. Бетоннинг температура таъсирида деформация куйидагича аниқланади [2].

Деформация температуранинг ўзгаришига пропорционал равишда ўзгаради

$$\varepsilon_t = \alpha_t (t - t_0) = \alpha_t \Delta t, \quad (1)$$

бу ерда α_t – бетоннинг температура таъсирида чизикли кенгайиш коэффициентини; Δt – муҳит температурасининг ўзгаришидан ҳосил бўладиган фарқ, °С.

Температура фарқидан ҳосил бўладиган ички кучланиш куйидаги формула орқали аниқланади

$$\sigma_t = E_b \varepsilon_t = E_b \cdot \alpha_t \Delta t, \quad (2)$$

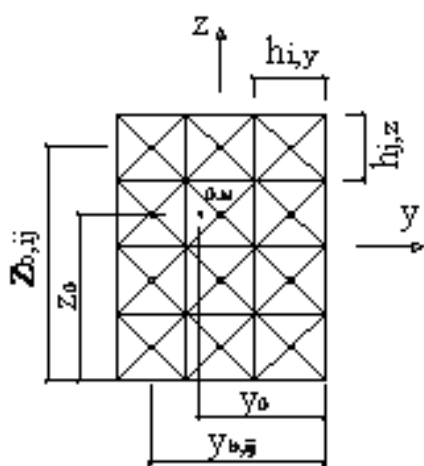
бу ерда E_b – бетоннинг эластиклик модули.

Бетоннинг иссиқлик таъсирида кесим юзаси бўйича юқоридан пастга қараб нотекис исиши конструкцияда ҳарорат фарқи (градиент)ни вужудга келтиради. Бу фарқ кесим юзасида ички кучланишларни пайдо бўлишига сабаб бўлади. Конструкция эксплуатация даврида турли хил таъсирлар ва юкларни қабул қилади. Ушбу таъсирлар куч воситаси билан (силовые) ва куч воситасисиз (несиловые) таъсир этиши мумкин.

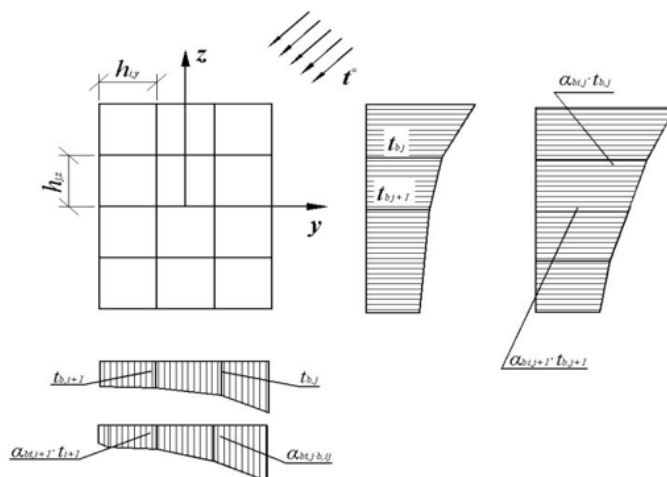
Қуруқ иссиқ иқлим шароитида қизийдиган элементларни ҳисоблаш чоғида ҚМҚ 2.03.04-98, кўрсатилган методини такомиллаштириб, элемент юзасини нафақат горизонтал балки вертикал юзачаларга бўлиб шу кесим юза учун оғирлик маркази, шунингдек статик ва инерция моментларини аниқланади. Бунинг учун кесим баландлик бўйлаб бир неча кесим юзаларга бўлиб чиқилади [3] Келтирилган юза A_{red} куйидаги формуладан топилади:

$$A_{red,i} = \frac{A_i \beta_{bi} \bar{V}_i}{\varphi_{bi}}, \quad (3)$$

бу ерда A_i – кесимнинг i -қисми юзаси; β_{bi} – бетон кесимининг i -қисми оғирлик марказидаги ҳароратга боғлиқ бўлган коэффициент; \bar{V}_i – қисқа муддатли қизиш учун бетон кесимининг i -қисми юзаси оғирлик марказидаги ҳароратга боғлиқ булган коэффициент; φ_{bi} – бетоннинг қисқа муддатли тоб ташлашини ҳисобга олувчи коэффициент.



1-расм. Элементнинг кесим юзаларга бўлиш: i, j – кичик юзачаларнинг координаталари: i – 1 дан n -у гача j – 1 дан n з гача



2-расм. Элементнинг кесим юзаси бўйича ҳарорат майдонини тақсимланиши

Қизиган чўзилувчи A_s ва сиқилуви A'_s арматураларнинг юзаси қизимаган, мустаҳкамлиги юқори бўлган бетон юза бирлигига келтирилади:

$$A_{s,red} = \frac{A_s E_s \beta_s}{E_b \varphi_{b1}}, \quad (4)$$

$$A'_{s,red} = \frac{A_s E_s \beta_s}{E_b \varphi_{b1}}, \quad (5)$$

бу ерда $A_{s,red}$ ва $A'_{s,red}$ чўзилган ва сиқилган арматураларнинг келтирилган юзалари; E_s – арматуранинг эластиклик модули; β_s – арматуранинг ҳароратига боғлиқ бўлган коэффициент.

Ҳисоблашда ҳарорат ва намлик берилган деб қаралади ва вақт мобайнида ўзгарувчан дейилади. Эластиклик модули, чизикли кенгайиш коэффициенти ҳамда бетоннинг киришиши ҳарорат ва намликнинг ўзгаришига боғлиқ ҳолда инobatга олинади. Олдиндан уйғотиладиган кучланишнинг миқдори ҳам қурук иссиқ иқлим шароитида ҳисобга олинади ва унинг қиймати атроф муҳит ҳарорати ва намлигининг ўзгаришига боғлиқ бўлади.

Кўёш нури таъсирида бўладиган темирбетон конструкциялар бошқа ҳисоблардан фаркли ўлароқ қуйидагича ҳисобланади:

Иссиқ иқлим шароитида ҳавонинг ёз мавсуми ҳарорат таъсирида қизиши ва узоқ ёз мавсуми давомида ҳароратнинг даврий қизиш ва қишки ҳисобий ҳарорат таъсирида совуши эътиборга олинади. Бундай масалани ечишда бетоннинг бир жинссизлик хоссалари ва ҳароратнинг нотекис ўзгариши ҳисобга олиниши керак. Иссиқлик оқими элементнинг бош ўқига бурчак остида таъсир этганда темирбетон элементларида баён этилган усул билан ҳисобланади.

Бунинг учун бутун юза «у» ва «z» ўқи бўйича кесим юзаларга бўлинади (1–расм). Ҳар бир юза ўзининг маълум ҳароратига эга (2–расм).

Темирбетон элементи нотекис қизиган ҳолда, қуйидаги тартибда деформацияланади (чўзилиш зонаси дарз кетмаган ҳол учун) – элемент ўқининг узайиши:

$$\varepsilon_t = \frac{\sum_{i,j=1,1}^{ny,nz} A_{red,ij} \cdot \varepsilon_{t,ij} + A_{s,red} \varepsilon_s + A'_{s,red} \varepsilon'_s}{A_{red}} \quad (6)$$

у ва z ўқларига нисбатан элемент ўқининг эгрилиги

$$\left(\frac{1}{r}\right)_{t,y} = \frac{K_y + \sum_{i,j=1,1}^{ny,nz} A_{red,ij} Z_{b,ij} \varepsilon_{t,ij} + \sum_{i,j=1,1}^{ne,nz} \left(\frac{1}{r}\right)_{f,ij,y} J_{red,ij,y}}{J_{red}}, \quad (7)$$

$$\left(\frac{1}{r}\right)_{t,z} = \frac{K_z + \sum_{i,j=1,1}^{ny,nz} A_{red,ij} Z_{b,ij} \varepsilon_{t,ij} + \sum_{i,j=1,1}^{ne,nz} \left(\frac{1}{r}\right)_{f,ij,y} J_{red,ij,z}}{J_{red}}. \quad (8)$$

Бетон кесимининг (i, j) қисмидаги узайиш ε_{ij} ва эгриликлар $1/r$ қуйидаги формулалардан аниқланади:

$$\varepsilon_{t,ij} = \frac{\alpha_{bt,i} t_{b,i} + \alpha_{bt,i+1} t_{bt,i+1} + \alpha_{bt,j} t_{b,j} + \alpha_{bt,j+1} t_{b,j+1}}{n}, \quad (9)$$

$$\left(\frac{1}{r}\right)_{t,i,j,y} = \frac{\alpha_{bt,j} t_{b,j} - \alpha_{bt,j+1} t_{b,j+1}}{h_{j,z}}, \quad (10)$$

$$\left(\frac{1}{r}\right)_{t,i,j,z} = \frac{\alpha_{bt,j} t_{b,j} - \alpha_{bt,j+1} t_{b,j+1}}{h_{j,y}}. \quad (11)$$

Арматуранинг узайиш: $\varepsilon_s = \alpha_{st} t_s$; $\varepsilon'_s = \alpha_{st'} t'_s$.

$A_{red}, A_{red,ij}, A_{s,red}, A'_{s,red}, y_{b,ij}, y_s, y'_s, Z_{b,ij}, Z_{s,ij}, J_{red}, J_{rtd,x}, J_{red,y}$,

қийматлар ҚМҚ 2.03.04-98 ҳамда ҳисоблаш схема асосида олинади (1, 2–расмлар).

i, j элементар участкадаги бетондаги кучланиш қуйидаги формула орқали аниқланади:

а) бетон қизиши оқибатида ҳосил бўладиган кучланиш:

$$\sigma_{bt,ij} = [\varepsilon_t - \varepsilon_{t,ij} + \left(\frac{1}{r}\right)_{t,ij,y} \cdot Z_{b,ij} + \left(\frac{1}{r}\right)_{t,ij,z} y_{b,ij}] \cdot E_b \cdot \beta_{b,ij} \cdot \sqrt{V_{b,ij}}, \quad (12)$$

б) қисқа муддатли иссиқ таъсир натижасида ҳосил бўладиган кучланиш:

$$\sigma_{b,ij} = \frac{N_x}{A_{red}} + \left(\frac{M_y}{B_y} \cdot Z_{b,ij} + \frac{M_z}{B_z} \cdot Y_{b,ij} \right) E_b \cdot \varepsilon_{b,ij} \cdot \bar{V}_{b,ij}, \quad (13)$$

в) бетоннинг тоб ташлаш ва киришиш натижасида ҳосил бўладиган кучланиш, совиш натижасида:

$$\sigma_{csc,ij} = [\varepsilon_{csc} - \varepsilon_{csc,ij} - \varepsilon_{c,ij} + \left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,y} \cdot Z_{b,ij} + \left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,z} \cdot Y_{b,ij}] \cdot b_b. \quad (14)$$

Бу ерда Y ва Z ўқлари бўйича эгувчи моментлар ва бўйлама куч M_y, M_z, N_x .

Темирбетон элементининг совиш натижасида ҳосил бўладиган деформация (ёриқларсиз, чўзилиш зонаси учун):

-элементнинг ўқининг деформацияси

$$\varepsilon_{csc} = \frac{\sum_{i,j=1,2}^{ny,nz} A_{red,ij} \cdot \varepsilon_{csc,ij}}{A_{red}}, \quad (15)$$

- Y, Z ўқлари бўйича темирбетон элементининг нотекис исиши натижасидаги эгрилик :

$$\left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,y} = \frac{\sum A_{red,y} \cdot \varepsilon_{csc,ij} \cdot z_{b,ij}}{J_{red}} + \frac{\sum (1/r)_{csc,ij,y} \cdot J_{red,ij,y}}{J_{red,y}}, \quad (16)$$

$$\left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,z} = \frac{\sum A_{red,z} \cdot \varepsilon_{csc,ij} \cdot z_{b,ij}}{J_{red}} + \frac{\sum (1/r)_{csc,ij,z} \cdot J_{red,ij,z}}{J_{red,y}}. \quad (17)$$

i, j кесим юза учун элементнинг совиши натижасида ҳосил бўладиган эгрилик $\left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,y}$, $\left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,z}$ ва

$\varepsilon_{csc,ij}$ деформация:

$$\varepsilon_{csc,ij} = \frac{\alpha_{cs,i} + \varepsilon_{c,i} + \alpha_{cs,i+1} \cdot t_{b,i+1} + \alpha_{cs,j} \cdot t_{b,j} + \alpha_{cs,j+1} \cdot t_{b,j+1} + \alpha_{cs,j} \cdot t_{b,j} + \varepsilon_{c,i+1} + \varepsilon_{c,j} + \varepsilon_{c,j+1}}{n}, \quad (18)$$

$$\left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,y} = \frac{(\alpha_{cs,j} \cdot t_{b,j} + \varepsilon_{c,j}) - (\alpha_{cs,j+1} \cdot t_{b,j+1} + \varepsilon_{c,j+1})}{h_{j,z}}, \quad (19)$$

$$\left(\frac{1}{r} \right)_{csc,ij,z} = \frac{(\alpha_{cs,i} \cdot t_{b,i} + \varepsilon_{c,i}) - (\alpha_{cs,i+1} \cdot t_{b,i+1} + \varepsilon_{c,i+1})}{h_{j,y}}. \quad (20)$$

Келтирилган кўндаланг кесим юза:

$$A_{red} = \sum_{i,j=1}^{ny,ny} A_{red,ij} + A_{s,red} + A'_{s,red}. \quad (21)$$

Оғирлик маркази координатаси Y_0, Z_0 куйидаги формула орқали аниқланади:

$$Y_0 = \frac{S_{red,y}}{A_{red}}, \quad Z_0 = \frac{S_{red,z}}{A_{red}}. \quad (22)$$

Келтирилган кесим юза учун статик момент :

$$S_{red,z} = \sum A_{red,ij} \cdot Y_{b,ij} + A_s \cdot y_{s,i} + A'_s \cdot y'_{s,i}, \quad (23)$$

$$S_{red,y} = \sum A_{red,ij} \cdot Y_{b,ij} + A_s \cdot y_{s,i} + A'_s \cdot y'_{s,i}. \quad (24)$$

Келтирилган кесим юза учун инерция моменти:

$$J_{red,y} = \sum J_{red,i,j,y} + \sum A_{red,ij} \cdot Z_{b,i,j}^2 + A_{s,red} \cdot Z_s^2 + A'_{s,red} \cdot (Z'_s)^2, \quad (25)$$

$$J_{red,z} = \sum J_{red,i,j,z} + \sum A_{red,ij} \cdot y_{b,i,j}^2 + A_{s,red} \cdot y_s^2 + A'_{s,red} \cdot (y'_s)^2, \quad (26)$$

бу ерда

$$y_{b,i,j} = y_{ij} - y_0, \quad Z_{b,i,j} = z_{ij} - z_0, \quad (27)$$

$$J_{red,ij,y} = \frac{A_{red,ij} \cdot h_{i,z}^2}{12}, \quad J_{red,ij,z} = \frac{A_{red,ij} \cdot h_{i,y}^2}{12}. \quad (28)$$

Шундай қилиб, тавсия этилаётган услуб асосида конструкциянинг вертикал ва горизонтал кесим юзага табиий иқлим шароити ҳарорат, қуёш нури таъсирини ҳисобга олган ҳолда юқори, конструкциянинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини аниқлаш имконини берди. Ҳисоблаш моделида келтирилганидек, элементар юзаларга бўлиш орқали ҳарорат майдонининг кесим юза бўйича нотекис тақсимланиши (элементнинг совиши ва исиши натижасида) ва чизиксиз деформация ва кучланишларни аниқлаш имконини берди. Ҳарорат майдонининг элемент кесим юзасида нотекис тақсимланиши оқибатида, элементнинг совиш ва исиши натижасида ўзгарувчан кучланиш ва деформацияни ҳисоблаш имконини беради.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Ходжаева З.Ш., Ходжаев А.А., Низомов Ш.Р. Темирбетон конструкцияларда табиий иқлим шароити таъсиридан вужудга келадиган деструктив жараёнларни аниқлаш // Архитектура. Строительство. Дизайн. журнал. Ташкент, 2018. № 3-4. С. 116–117.
- [2] Ходжаева З.Ш., Ходжаев А.А. Термонапряженное состояние железобетонных конструкций с учетом нелинейного деформирования. Монография. Ташкент, «Тафаккур бўстони». 2015. – 207 с.
- [3] Ходжаева З.Ш., Ходжаев А.А. Трансформирование температурных напряжений по сечению конструкции с течением времени в естественных условиях // Прочность конструкций, сейсмодинамика зданий и сооружений. Материалы международной научно-технической конференции. Ташкент: ИСС АН РУз. 2016. С. 208–210.

Тошкент архитектура-қурилиш институти

24.12.2020 й.
қабул қилинган

А.А. Ходжаев, З.Ш. Ходжаева. Определение упрочнения и деформации термической конструкции

В статье изложены усовершенствованный инженерный метод расчета по определению воздействия климатических факторов на железобетонные конструкции. Определены температурные деформации, напряжения и перемещения при изменчивом температурном поле на основе разработанных формул.

A.A. Xodjayev, Z.Sh. Xodjayeva. Determination of strengthening and deformation of thermal structure

This article examines the effect of natural climatic conditions on reinforced concrete structures. An improved engineering calculation method has been proposed that takes into account the destructive processes occurring in the structure as a result of this effect.

УДК 631.358:633.511

А.А. РИЗАЕВ, Г.К. АННАКУЛОВА, М.М. МИРЗАЕВА, Дж. ТЕМИРОВ, Н.Н. КАРИМОВ

РАБОЧАЯ ЩЕЛЬ УБОРОЧНОГО АППАРАТА ПРИ РАЗОВОМ СБОРЕ ХЛОПКА

Агротехнология возделывания, подготовка полей к машинному сбору и способы уборки урожая хлопчатника направлены на повышение эффективности и снижение затрат при работе отечественных хлопкоуборочных машин.

Цель статьи – анализ и обобщение существующих исследований, разработка усовершенствованной методики расчета величины рабочей щели вертикально-шпиндельного аппарата при разовом сборе хлопка.

В настоящее время в республике при уборке урожая хлопчатника широко внедряется мировой опыт машинного сбора при повышенном раскрытии коробочек [1]. При этом, исходя из технической возможности существующей вертикально-шпиндельной машины, разовый сбор осуществляется двумя проходами ее по рядкам посева хлопчатника. Эффективность данного сбора будет повышаться за счет внедрения в технологии заездов хлопкоуборочной машины способов «след по следу» [2] и так называемого «дробного», в котором один блок уборочных аппаратов выполняет основной сбор, а второй блок добывает остатки хлопка из уже обработанных коробочек [3].

В технологии уборки хлопка вертикально-шпиндельными машинами выбор рабочей щели, как и скорости движения, при разовом урожае остаются актуальными. С рабочей щелью уборочного аппарата взаимосвязаны качественные и количественные показатели работы машины. Регулирование рабочей щели зависит от урожайности, процента раскрытия коробочек, остатков листьев после дефолиации, габаритных параметров кустов хлопчатника. Поэтому изучению влияния рабочей щели на показатели работы машины и обоснованию ее оптимальных значений для конкретных условий посвящены работы многих исследователей [4–8]. Но деформации коробочек в рабочей камере уборочного аппарата не были включены при расчете рабочей щели, кроме работы [7].

Следует отметить то, что Д.М. Шполянский вместе с Х. Нуралиевым [5], Б. Тулаев [9] и А.С. Садриддинов с Т. Абдизовым [7] в своих исследованиях обосновали значения деформации коробочки в пределах 25–30% относительно поперечного сечения коробочки хлопчатника в виде условного круга с заданным радиусом. Развивая эти исследования, мы разработали методики расчета следа контакта в пространстве деформируемой коробочки с поверхностью шпинделя [10].

Опишем экспериментально-теоретическую методику расчета объемной деформации коробочки в виде шара во взаимодействии со шпинделем - цилиндром и определим величину рабочей щели между барабанами в аппарате.

Как известно, объем шара определяется по формуле [11]

$$V_{\kappa} = \frac{4\pi R_{\kappa}^3}{3}, \quad (1)$$

где R_{κ} – условный радиус раскрытой коробочки хлопчатника, м.

Экспериментальные исследования, выполненные в работах [5, 7, 9], показали, что только при сжатии коробочки от 1/4 до 1/3 от исходного ее радиуса (следовало принять как изменение объема) обеспечивается надежность захвата волокон хлопка зубьями шпинделя. Этот объем определяется как

$$V_{\kappa} = \frac{\pi}{6} \Delta (\Delta^2 + 3r_{ш}^2), \quad (2)$$

где Δ – глубина погружения металлического шпинделя (цилиндра) в пористую коробочку (шар), м;
 $r_{ш}$ – радиус шпинделя (цилиндра), м.

Объем деформированной части коробочки с учетом экспериментов равен

$$0.3 \cdot V_{\kappa} = \frac{4 \cdot 0.3 \cdot \pi R_{\kappa}^3}{3} = 0.4 \pi R_{\kappa}^3, \text{ или } 0.4 \pi \left(\frac{D_{\kappa}}{2} \right)^3 = 0.05 \pi D^3, \quad (3)$$

где $D_{\kappa} = 2R_{\kappa}$ – условный диаметр раскрытой коробочки, м.

Подставляя (3) в (2) и обозначая $\Delta = y$, получим

$$y^3 - 3D_{\kappa} y^2 + 0.15D_{\kappa}^3 = 0. \quad (4)$$

Получено уравнение (4), которое подобно следующему [11]:

$$a_1 x^3 + vx^2 + cx + d = 0, \quad (5)$$

где $a_1 = 1, v = -3D_{\kappa}, d = 0.15D_{\kappa}^3, c = 0$.

Чтобы получить решения уравнения (4) на основе известного уравнения (5), вводим следующие обозначения: $y = x + 2q$ и $a = D_{\kappa}$. Тогда, основываясь на [11], запишем

$$y = x + \frac{b}{3a}; \quad 2q = \frac{-2b^3}{27a_1^3} - \frac{b \cdot c}{3a_1^2} + \frac{d}{a_1}.$$

Отсюда следует $q = -0.26D_{\kappa}^3$ вводим следующие обозначения:

$$3p = \frac{3a_1 \cdot c - d}{3a_1} = -3D_{\kappa}^2 \text{ или } p = -D_{\kappa}^2.$$

Тогда уравнение (5) для нашего случая принимает вид

$$y^3 - 3D_{\kappa}^2 \cdot y - 0.52 \cdot D_{\kappa}^3 = 0. \quad (6)$$

Здесь $p < 0; q^2 + p^3 < 0$ и корень уравнения (6) равен

$$r_{1,2} = \pm \sqrt{|p|} = \pm \sqrt{D_{\kappa}^2} = \pm D_{\kappa},$$

так как $r_1 \sim q$ и $r_1 \sim -a$.

При условии $p < 0$ и $q^2 + p^3 < 0$ решения уравнения (6) не отражают физическую сущность процесса взаимодействия «шпиндель–раскрытая коробочка». Поэтому решение ищем при $q^2 + p^3 > 0$, тогда $\cos \varphi = q/r^3 = -0.26D_{\kappa}^3 / (-D_{\kappa})^3 = 0.26$ или $\varphi = 74^\circ$. Среди трех корней уравнения (6) один корень реально отражает объемную деформацию коробочки при внедрении в нее шпинделя на величину

$$y_3 = 0.1744D_{\kappa} \text{ или } \Delta = 0.1744D_{\kappa}. \quad (7)$$

Это уравнение прямой линии, наклоненной к оси, под углом 10° , и его результат согласуется с ранее известными экспериментальными данными, приведенными в работах [5, 7, 9].

В работах [12, 13] мы уточнили расчетную схему и методику расчета расстояния между противоположными шпинделями на парно-расположенных барабанах с учетом деформации коробочки хлопчатника в наиболее узкой части рабочей камеры уборочного аппарата. Если считать это расстоя-

ние равным $B=D_k-\Delta$ и углы поворота равными $\varphi=90^\circ$ для левого барабана, $\varphi_1=90^\circ-\gamma$ для правого барабана, где $2\gamma=360^\circ/z$ (z -количество шпинделей на барабане), то величина рабочей щели при $B=B_{min}$ для этих условий будет равна

$$e = \sqrt{[(D_k - \Delta) + 2r_{ш}]^2 - R^2 \sin^2 \gamma} - 2r_{ш} \quad (8)$$

Подставляя заданные значения радиусов барабана R , шпинделя r , центрального угла между соседними шпинделями на барабане 2γ , диаметра раскрытой коробочки D_k и ее деформации $\Delta=0.1744 \cdot D_k$, можно рассчитать соответствующую величину рабочей щели. Следует отметить, что в работах [5, 7] по результатам экспериментов определена взаимосвязь между диаметром D_k и раскрытостью коробочки, высотой ее расположения на кусте хлопчатника, а также между диаметром раскрытой коробочки и ее пористостью. Основываясь на эти результаты с учетом того, что раскрытие коробочки с диаметром 46 мм и выше имеют пористость более 90% [5] и их общее количество составляет более 90%, на основе выражения (8) установлена линейная связь между диаметром коробочки и величиной рабочей щели, и при этом с увеличением количества шпинделей z на барабане вероятность сбора хлопка из коробочек меньшего диаметра возрастает в 1.17 раза, что видно из графика на рис. 1. При этом установлена линейная связь между диаметром раскрытой коробочки и величиной рабочей щели в виде $e=f(D_{k \min})$ (см. рис.1). При этом с увеличением количества шпинделей z на барабане возрастает вероятность сбора хлопка из коробочек меньшего диаметра.

Увеличение z с 12 до 14 шт. способствует повышению вероятности захвата шпинделями $D_{k \min}$ на 17% и этим обеспечивается улучшение работы шпиндельных барабанов аппарата. Наиболее благоприятные значения $e=32-34$ мм для передних пар и $e=26-28$ мм для задних пар шпиндельных барабанов определены расчетно-экспериментальными исследованиями (см. рис.1).

Выражение (8) обобщает опыты, проведенные в УзГЦИТТ в 2017–2020гг. участниками разрабатываемого межотраслевого проекта. При этом были проведены лабораторные полевые испытания хлопкоуборочных машин по способам разового сбора «след в след» и «дробный» в сравнении с известным по ГОСТу 22587-91 двукратным последовательным сбором хлопка.

Увеличение ширины рабочей щели у вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин позволяет снизить энергоемкость процесса сбора хлопка и его засоренность. Кроме того, при заходе в рабочую щель аппарата кусты меньше угнетаются, что позволяет увеличить рабочую скорость машины. Поэтому важно подобрать для дробного сбора хлопка нужную скорость движения машины и ширину рабочей щели аппаратов.

Так, при дробном способе сбора хлопка на скорости 4.3 км/ч полнота сбора машинами МХ-1,8 при рабочей щели 36–32 мм составила 95.55%, а на скорости 5.6 км/ч она незначительно снизилась и составила 95.15%. Результаты опытов показаны на рис. 2 в виде гистограммы [14].

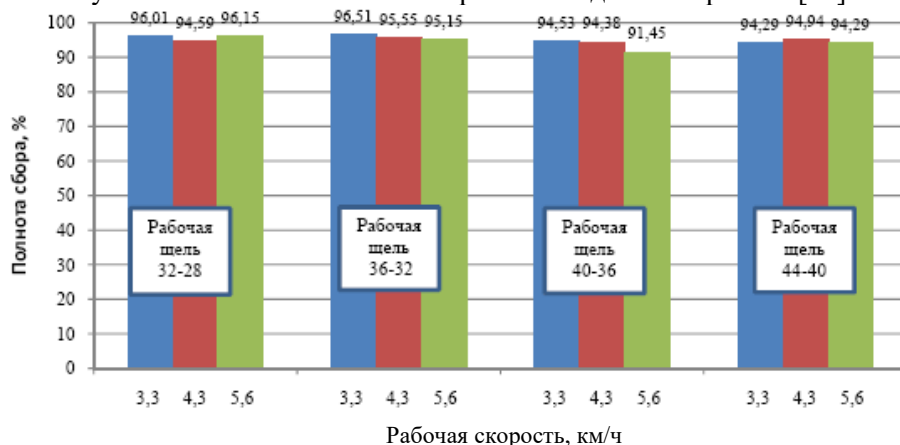


Рис. 2. Показатели работы комбинированной хлопкоуборочной машины МХ-1,8 ГВ с вертикально-шпиндельными аппаратами при дробном способе сбора хлопка

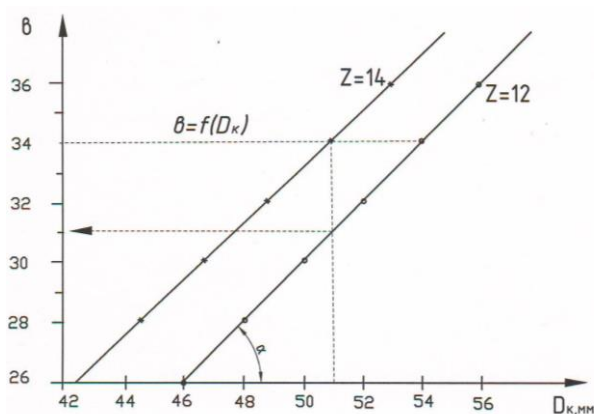


Рис. 1. График изменения рабочей щели в зависимости от диаметра раскрытой коробочки при количестве шпинделей $z=12$ и 14 шт.

Влияние количества шпинделей на барабанах машин МХ-1,8 и МХ-2,4 на полноту сбора хлопка по способу «след в след» показано на рис. 3. Эффективность работы 14-шпиндельных барабанов проявляется на первых проходах машин при их двукратном проходе (рис. 3).

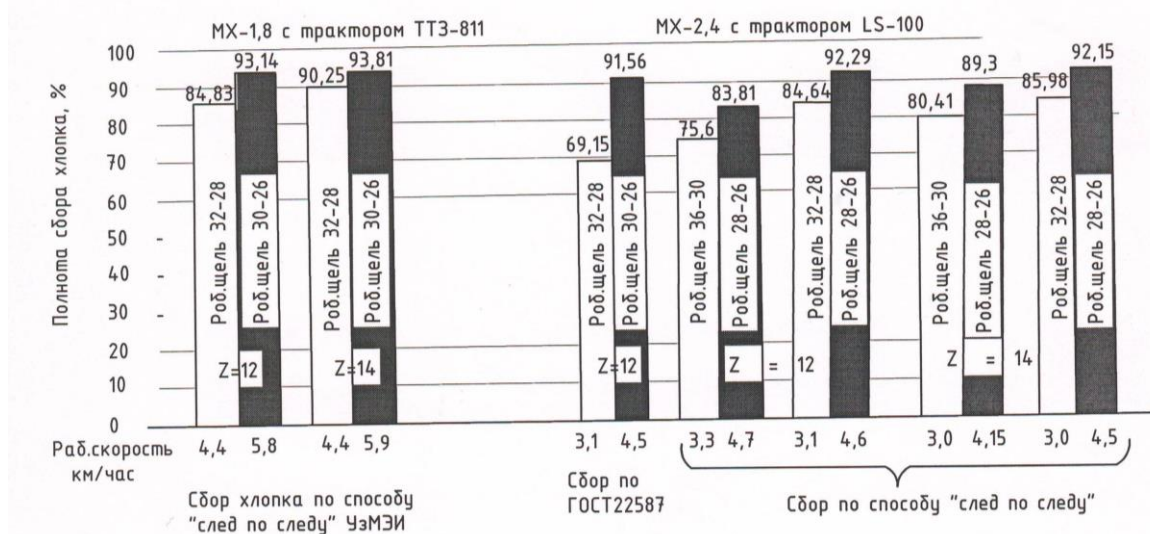


Рис. 3. Показатели работы вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин МХ-1,8 и МХ-2,4

Так, к примеру, машина МХ-1,8 с 12- и 14-шпиндельными барабанами за два прохода собрала хлопок 93.81–94.04% при раскрытых коробочках 92%. За первый проход машина с $z=12$ собрала 84.76%, а с $z=14$ – 90.25% от раскрытой части урожая, сбивая хлопок на землю соответственно 4.39 и 4.46%. При этом рабочая щель на первом проходе равнялась 32–28 мм и на втором – 30–26 мм. Общая засоренность собранного хлопка составляла 8.23% ($z=12$), 7.88% ($z=14$) [13]. Эта тенденция сохранялась при сборе хлопка машиной МХ-2,4 в опытах 2018–2020г.

Обобщая результаты исследований, можно сделать следующее заключение: способы сбора хлопка «след в след» и «дробный» во время раскрытия коробочек более 85–90% способствовали повышению эффективности машинного сбора урожая хлопчатника за счет:

- обеспечения общей полноты сбора хлопка на уровне 91.7–94.5%;
- обеспечения засоренности за два прохода машины по рядкам хлопчатника на уровне 8.85–10%, что ниже, чем нормативные пределы (10–12%);
- расширения рабочей щели от 32 мм до 36 мм на передней паре барабанов, что снижает засоренность собранного хлопка в 1,3 раза и полноту сбора до 5–8%, а в целом за счет второго прохода машины общая полнота сбора остается на уровне 92–95%;
- эффективности использования 14-шпиндельных барабанов по сравнению с существующими, при этом за первый проход машины дополнительно был собран хлопок с кустов на уровне 2.2–5.5%.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Матчанов Р. Д. и др. Анализ факторов, влияющих на работу хлопкоуборочных аппаратов // Ж. Проблемы механики. Ташкент, 2019. №4. С. 36–40.
- [2] Патент №5615 UZ. Способ уборки урожая хлопка/Авт. изобр. Спесваков Р.И., Аугамбаев М., Усаров С. // Расмий ахборотнома. 1999. №2.
- [3] Положительное решение на выдачу патента по заявке №2016 0115 от 30.02.2016. Способ уборки хлопка вертикально-шпиндельными аппаратами / Авт.изобр. Матчанов Р.Д. и др. АО БМКБ-Агромаш.
- [4] Сабликов М. В. Хлопкоуборочные машины. М.: Агропромиздат, 1985. –207 с.
- [5] Шполянский Д.М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. – 256 с.
- [6] Глуценко А. Д., Ташболтаев М. Т. Динамика и оптимизация хлопкоуборочного аппарата многократной обработки растения хлопчатника. Ташкент: Фан, 1990. –232 с.
- [7] Абдизов Т. Обоснование основных параметров хлопкоуборочного аппарата, оснащенного ступенчатыми шпинделями: Автореф. дис.... канд. техн. наук. Ташкент. 1989. –17 с.
- [8] Аугамбаев М. А. Шаг расстановки шпинделей на барабане серийного хлопкоуборочного аппарата // Ж. «Механизация хлопководства». 1976. №10. С.7.
- [9] Тулаев Б. Анализ и синтез параметров механизма уборочного аппарата хлопкоуборочной машины: Автореф. дис.... канд. техн. наук. Ташкент, 1975. – 25 с.
- [10] Ризаев А. А., Джураева Н. Б. Параметры следа контакта «хлопковая коробочка–шпиндель» в уборочном аппарате. // Ж. «Проблемы механики». Ташкент, 2018. №3. С.58–61.
- [11] Бронштейн И. А., Семязяев К. И. Справочник по математике. М.: ГИИТЛ, 1956. – 608 с.

- [12] Ризаев А.А., Омонов Н. К расчету количества шпинделей на барабанах хлопкоуборочного аппарата // Ж. «Проблемы механики». Ташкент, 2018. №2. С.108–110.
- [13] Ризаев А.А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [14] Matchanov R.D., Rizayev A.A., Astanakulov K., Tolibaev A.E., Karimov N.N. Combined cotton picker with interchangeable devices. (Комбинированная хлопкоуборочная машина со сменными аппаратами) // 2020 VII International Scientific Conference “Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education” (IPICSE–2020) will be held in Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers (ТИАМЕ). 11-14 noyabr 2020 year.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т.Уразбаева АН РУз

Дата поступления
11.09.2020

А.А. Ризаев, Г.К. Аннакулова, М.М. Мирзаева, Дж. Темиров, Н.Н. Каримов. Пахтанинг бир марталик терими учун терим аппарати ишчи турқиши

Мақолада шу йўналишдаги тадқиқотларни таҳлили асосида ва вертикал шпинделли терим аппаратидаги ишчи турқишини ўрнатилган, очилган пахта кўсагини шпиндел таъсирида деформациясини ҳисоби билан турқишини аниқлашнинг такомиллаштирилган услуби келтирилди.

A.A. Rizayev, G.K. Annakulova, M.M. Mirzaeva, J.Tamirov, N.N. Karimov. Working slot of harvesting apparatus in one-time cotton collection

The article analyzed the results of studies on the definition of the working slot in the vertical spindle harvesting apparatus and developed an improved procedure for calculating the value of the working slot taking into account the deformation of the porous box of cotton in interaction with spindles.

УДК 532.516

М.К. ХУДЖАЕВ, Э.Х. НЕМАТОВ, А.Р. КАРИМОВА, Д.Х. ХУРРАМОВ, Б.Б. ХАСАНОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В КАНАЛЕ, СОСТОЯЩЕГО ИЗ ТРЕХ СЕГМЕНТОВ С РАЗНЫМИ ФОРМАМИ

С целью улучшения параметров потока в некоторых каналах течения жидких средств устанавливаются сегменты с различными формами. Такие переходные участки встречаются в конструкциях машиностроения, в трубопроводном транспорте и используются с целью предотвращения вибрации.

В работе [1] представлены многочисленные исследования, направленные на улучшение гидравлических характеристик путем изменения геометрии сегмента в трубопроводе, в которых сравнивались их гидравлические характеристики с круглым и эллиптическим сечением этого участка. Чтобы избежать вибраций, вызванных потоком, и устранить застойные зоны рециркуляции, в работе [2] предлагается новый тип антивибрационной перегородки с квадратными витыми трубами.

В настоящей статье рассматривается истечение жидкости из канала, который имеет параболический входной, средний цилиндрический и гиперболический выходной участки, определяющиеся по зависимости:

$$R(x) = \begin{cases} ax^2 + c & \text{при } x \leq -x_{жк} \\ R_{жк} & \text{при } -x \leq x \leq x_{жк} \\ \frac{b}{a} \sqrt{x^2 + a^2} & \text{при } x > x_{жк} \end{cases} \quad (1)$$

и получены аналитические выражения гидродинамических характеристик потока в каждом сегменте.

Динамические изменения гидростатического давления и среднерасходной скорости в элементарном участке сегмента горизонтального трубопровода описывали уравнением движения жидкости Навье–Стокса в дивергентной форме [3]. Умножив его на $2\pi r$ и интегрируя по r от 0 до $R(x)$, можно получить

$$2\pi \frac{\partial U}{\partial x} \int_0^R (\rho U^2 + P) r dr = \frac{\partial Q}{\partial t} + \nu \frac{\partial^2 Q}{\partial x^2} + 2\pi R \tau_r. \quad (2)$$

Здесь U – продольная составляющая скорости; P – давление; ρ , ν – плотность и кинематическая вязкость жидкости; Q – расход жидкости; τ_r – касательное напряжение.

Заменив скорость U на ее среднерасходное значение

$$Q = 2\pi\rho\int_0^R urdr = \pi R^2 u \rho, \quad (3)$$

получим

$$\frac{\partial}{\partial x} [(\rho U^2 + P)R^2] = -\rho R^2 \frac{\partial U}{\partial t} + \mu \frac{\partial^2 R^2 U}{\partial x^2} + 2R\tau_R. \quad (4)$$

Предполагая, что движение соответствует пуазейлову течению

$$u(r) = \frac{\Delta P}{4\mu l} (R^2 - r^2), \quad Q = \frac{\pi \Delta P}{8\mu l} R^4, \quad (5)$$

получим

$$u = \frac{2Q}{\pi R^2} (R^2 - r^2). \quad (6)$$

Отсюда следует

$$\tau_R = -\frac{dvQ}{\pi R^3}. \quad (7)$$

Учитывая, что $Q = \pi\rho R^2 U = \pi\rho R_-^2 U_-$, из (5) можно получить

$$\frac{\partial P R^2}{\partial x} = -\frac{Q}{\pi} \frac{\partial U}{\partial x} - \frac{8\nu Q}{\pi R^2}. \quad (8)$$

Интегрируя (8) по x от x_- до x , определяем давление для канала R :

$$P(x) = \rho U \left(U_- - U + 8\nu \int_{x_-}^x \frac{dx}{R^2} \right). \quad (9)$$

Из уравнения сохранения массы, приведенной в интегральной форме $R^2 U = R_-^2 U_-$, следует формула для определения среднерасходной скорости во входном параболическом участке канала:

$$U(x) = \left(\frac{R}{ax^2 + c} \right)^2 U_-. \quad (10)$$

Изменение давления на этом участке канала определяется из (9) проведением интегрирования для $R = ax^2 + c$ и имеет вид

$$\frac{P(x)}{\rho U_-^2} = \left(\frac{R_-}{ax^2 + c} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_-}{ax^2 + c} \right)^2 - \frac{4R_-}{c \text{Re}} \left(\frac{x}{ax^2 + c} + \frac{1}{\sqrt{ab}} \arctg \sqrt{a/b} x \right) \right]_{x_-}^x. \quad (11)$$

Здесь $\text{Re} = \frac{R_- U_-}{\nu}$ – критерий Рейнольдса во входе в канал.

Далее наступает участок цилиндрического канала с постоянным радиусом $R_{\text{жс}}$, во входном сечении которого имеем условия

$$U(-x_{\text{жс}}) = \left(\frac{R_-}{R_{\text{жс}}} \right)^2 U_-.$$

Так как на участке $-x_{\text{жс}} \leq x \leq x_{\text{жс}}$ живое сечение канала не изменяется, то, согласно закону сохранения массы жидкости, среднерасходная скорость остается постоянной:

$$U(x) = \left(\frac{R_-}{R_{\text{жс}}} \right)^2 U_-. \quad (12)$$

На этом участке промежуточный интеграл уравнения движения упрощается в силу $R = \text{const}$, $\frac{\partial U}{\partial x} = 0$ и $Q = \rho U \pi R^2$ принимает вид

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{8\nu Q}{\pi R^4} = -\frac{8\nu \rho U}{R^2} \quad (13)$$

откуда следует зависимость

$$P(x) = P(-x_{жс}) - \frac{8\nu\rho U}{R^2} \Big|_{x_{жс}}^x. \quad (14)$$

Таким образом, в конце цилиндрического канала имеем:

$$U(x_{жс}) = U(-x_{жс}) = \left(\frac{R}{R_{жс}}\right)^2 U_- \quad (15)$$

$$P(x_{жс}) = P(-x_{жс}) - \frac{16\rho U_-^2}{\text{Re}_{жс}} \frac{x_{жс}}{R_{жс}}. \quad (16)$$

Эти значения гидродинамических параметров служат входными данными потока для третьего гиперболического участка канала.

Для определения давления на гиперболическом участке канала воспользуемся уравнением (9), проведя интегрирование для $R = \frac{b}{a} \sqrt{ab}$ от $x_{жс}$ до x . Для давления имеем:

$$P(x) - P(x_-) = \rho U_-^2 \left[\frac{x^2 L^2}{x^2 + a^2} - 8\nu \frac{a}{b^2} \left(\arctg \frac{x}{a} - \arctg \frac{x_-}{a} \right) \right]. \quad (17)$$

Таким образом, получены аналитические выражения гидродинамических параметров потока в канале трубопровода, состоящего из параболической входной, среднего цилиндрического и гиперболического выходных участков.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Sercan Dogan. Numerical comparison of thermal and hudraulic performances for heat exchangers having circular and elliptic cross-section // International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol.145. December, 2019. Article 118731.
- [2] S. M. A. Navqi. Numerical analusis on performances of sell side in segmental baffles and novel clamping anti-vibration baffles with square twisted tubes shell and tube heat exchangers. Enengu Procedia. Vol. 158. February, 2019. P 5770–5775.
- [3] Л о й ц я н с к и й Л. Г. . Механика жидкости и газа. М.: Изд. Дрофа, 2003. – 736 с.

Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова

Дата поступления
18.11.2020

М.К. Худжаев, Э.Х. Нематов, А.Р. Каримова, Д.Х. Хуррамов, Б.Б. Хасанов. Турли формага эга учта қисмдан иборат каналда оқим параметрларини аниқлаш

Мураккаб геометрияга эга каналдаги оқимнинг динамик характеристикалари аниқланган. Наве-Стокс ва узлуксизлик тенгламаларидан кириш қисми торайиб борувчи, ўрта қисми доимий радиусли ва чиқиш қисми кенгайиб борувчи қисмлардан иборат каналдан оқиб ўтувчи сууюқлик масаласининг аналитик ечими олинган.

M.K. Khudzhaev, E.K. Nematov, A.R. Karimova, D.Kh. Khurramov, B.B. Khasanov. Determination of flow parameters in a channel consisting of three segments with different shapes

The dynamic characteristics of the flow in the channel with complex geometry are determined. From the Navier-Stokes and continuity equations, an analytical solution to the problem of fluid outflow from a channel consisting of a narrowing inlet, a mean with a constant radius and an expanding outlet is obtained.

УЎК 677.21.021.2

Р. МУРАДОВ, А. КАРИМОВ, Ф. РАХИМОВ, Х. КОСИМОВ

ТОШТУТГИЧ ҚУРИЛМАСИДА ПАХТА БЎЛАКЧАСИНИНГ ЧЎНТАККА ТУШИБ ҚОЛИШНИ КАМАЙТИРИШ ЙЎЛЛАРИ

Пахтани тозаловчи машиналарда эса тозалаш самарадорлигининг пасайишига, ҳамда чиқиндилар таркибига пахта бўлакчаларининг кўпроқ кўшилиб кетишига сабабчи бўлади. Бундан ташқари оғир аралашмалар қайта ишловчи машиналарнинг металл ишчи органларига урилиши натижасида ёнғин чиқиб кетишига ҳам сабабчи бўлади. Шу сабабли, оғир аралашмаларнинг пахтани қайта ишловчи машиналар ишчи камераларига тушиб қолиши доимо шу соҳа олимлари ва ишлаб чиқаришдаги мутахассисларнинг диққат-эътиборида бўлган ва улар оғир аралашмаларни ҳаво ёрдамида ташувчи қурилмада тўла ушлаб қолиш йўллари кидирганлар.

Д.Л. Кельберт пахтани тозаловчи, жин ва линтер машиналарининг арра тишларида чигитдан толани ажратиш жараёнида ёнғин чиқиш сабабларини аниқлаган. Бунга асосан оғир аралашмалар таркибидаги металл парчалари (мих, гайка, шайба) сабабчи эканлиги аниқланган.

Т.Д. Махаметов [1] ўзининг илмий тадқиқот ишида линтер ва жин машиналарда арра тишларининг синиш сабабларини ўрганган. Муаллифлар томонидан ўтказилган тажрибалар арра тишларининг шикастланишига жиннинг ишчи камерасига тасодифий тушиб қолган металл бўлакчалари сабабчи бўлганини кўрсатган.

Пахта тозалаш корхоналарида оғир аралашмаларни ажратиш учун технологик жараёнда чизиқли тоштутгичлар кенг қўлланилади. Чизиқли тоштутгичларнинг бошқа тоштутгичлардан қатор афзалликлари бор, улар тузилишининг оддийлиги, ишлатишга қулайлиги, кам ҳаражатлилиги ва ишончилигидадир.

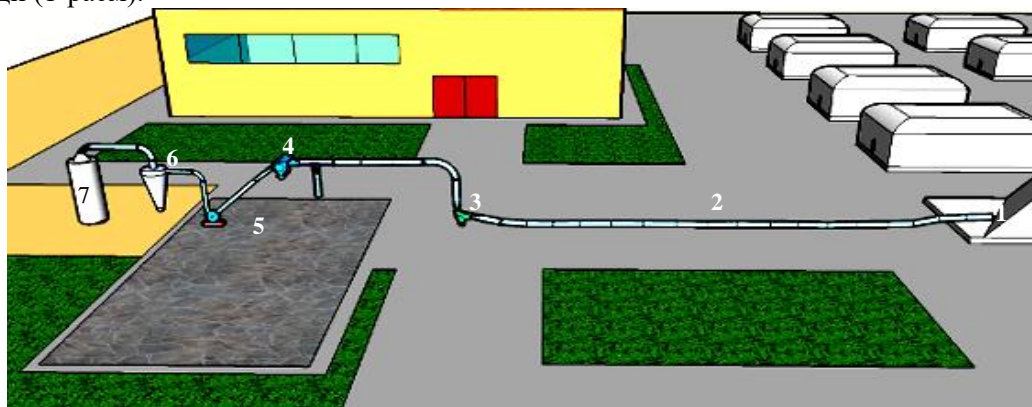
Лекин бугунги кунда чизиқли тоштутгичларнинг ҳар хил конструкциялари мавжуд бўлишига қарамадан, бу соҳа олим ва мутахассисларининг тадқиқотлари ҳозирги вақтда етарли самара берадиган ускунанинг йўқлигини, борлари эса талабга жавоб бермаслигини кўрсатди.

Бундан келиб чиққан ҳолда, ҳозирда янги, юқори самарали тоштутгичларни ишлаб чиқиш ва уни пахта тозалаш корхоналарининг технологик жараёнига татбиқ қилиш жуда зарур.

Оғир аралашмаларни пахта таркибидан ажратиш олувчи қурилмаларнинг тузилишини такомиллаштириш ва уларнинг самарадорлигини ошириш кўпинча кенг доирадаги олимлар томонидан ўтказилаётган тадқиқотлар натижасига боғлиқ.

Улар пахта билан аралашиб ҳаркатланаётган оғир аралашмаларни титиш йўли билан қурилмаларнинг самарадорлигини оширишда зарур бўлган қонуниятларни қидириб топиш йўлида бир қатор изланишлар олиб борган. Улар пахта ва оғир аралашмаларнинг физик-механик ва аэродинамик хусусиятларни инобатга олган ҳолда тоштутгич қурилмаларининг ишчи органлари ва уларнинг геометрик кўрсаткичларининг энг самарали турларини қидиришган.

Бу муаммоларни устида Т.Д. Махаметов, К.М. Қобулжонов, М.Т. Хасанов ва бошқалар илмий тадқиқот ишларини олиб боришган. Булардан ташқари Тошкент тўқимачилик енгил ва саноат институтида, «Пахтасаноатилм» илмий тадқиқот институтида, Конструкторлик бюраларида ҳам бир қатор олим ва мутахассислар томонидан илмий ишлар олиб борилмоқда [2]. Пахта тозалаш корхоналарида ҳар хил тузилишдаги тоштутгичлар яратилган. Улар технологик жараёнда пахта тозалаш корхоналарида пахтани ташиш учун асосан сўрувчи типдаги ҳаво ёрдамида қурилма қўлланилади (1-расм).



1 - расм. Корхона ичида чигитли пахтани ташиш жараёни: 1–пахта ғарами; 2–қувур; 3–тоштутгич; 4–сепаратор; 5–вентилятор; 6–циклон; 7–чанг камераси

Ҳаво ёрдамида ташувчи қурилманинг ишлаш тамойили шундан иборатки, босимлар фарқи туфайли ҳосил бўлувчи оқим остида атмосфера ҳавоси ўзи билан бирга ташилаётган материални эргаштириб қувурга сўради. Қувур ичида пахта муаллақ ҳолатда ҳаракатланиб, сепараторга етиб келади. Сепаратор эса материални ҳаво ёрдамида ташувчи қурилмадан ажратади ва технологик жиҳозга узатади.

Сўрувчи ҳаво ёрдамида ташувчи қурилманинг афзаллик томони - ишчи қувур тизимини пахта тозалаш корхоналарининг ғарамлар сақланадиган майдонлари жойлашишига қараб қийинчиликларсиз, осонлик билан ўзгартириш имкони борлигида, пневмотрасса узунлигини бошланғич қувурларга қўшимча қувурларни улаш орқали узайтириш мумкинлигидадир. Ҳаво ёрдамида ташувчи қурилманинг ишлаб чиқариш унумдорлиги пахта тозалаш корхонасининг ишлаб чиқариш қувватига боғлиқдир. Бир батареяли илғор пахта тозалаш корхонаси учун у соатига 1 тоннани ташкил қилади [3].

Пахта тайёрлаш суръатининг ўсиши, пахтани қайта ишлаш саноати олдига ишлаб чиқариш қувватларини ошириш, ускуналарнинг унумдорлигини кўтариш, маҳсулот сифатини яхшилаш вазифасини қўймоқда. Бу вазифалар ижроси, худудда ўрнатиладиган ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма

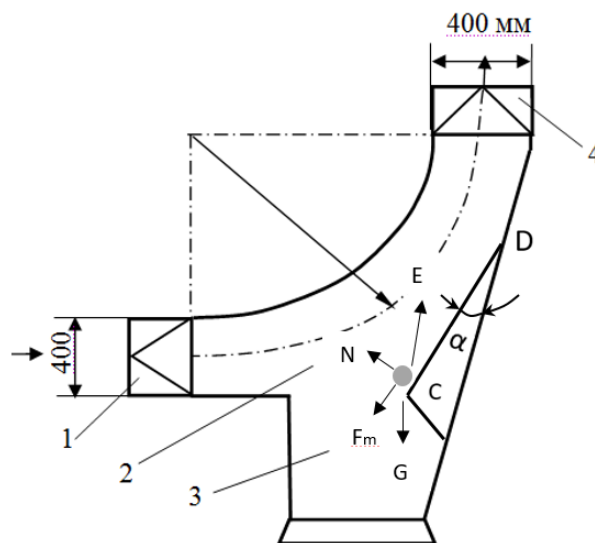
ишига кўпроқ боғлиқдир. Чунки, у тўғридан-тўғри пахта тозалаш корхонасининг узлуксиз технологик жараёнига қўшилиб, унинг дастлабки ва иш суръатини белгилаб берувчи муҳим қисми бўлиб ҳисобланади.

Ўрнатиладиган жойига қараб икки турга бўлинади. Биринчиси чизикли тоштутгичлар, дейилади. Улар ҳаво ёрдамида ташувчи қурилманинг чизигида жойлашган бўлиб, сепараторгача ўрнатилади. Иккинчиси чизикли бўлмаган тоштутгичлар бўлиб, улар сепаратордан кейин ўрнатилади.

Ҳаво ёрдамида ташувчи қурилманинг горизонтал жойлашган қувири вертикал йўналишдаги ҳолатга ўтиш жойига ўрнатиладиган тоштутгичнинг конструкцияси 2-расмда келтирилган.

Юқоридаги тоштутгич (2-расм) асосан кириш қувири (1), ажратиш камераси (2), чўнтак (3), чиқиш қувири (4) дан ташкил топган.

Бу тоштутгич қуйидагича ишлайди: ҳаво ёрдамида ташувчи қурилмада сўрувчи ҳаво ёрдамида ташиб келтириладиган пахта ва унинг таркибидagi оғир аралашмалар кириш қувири орқали ажратиш камерасига киради ва тезлиги бир оз пасайган ҳолда ажратиш камерасининг деворларига урилади. Натижада пахта таркибидан оғир аралашмалар пастга чўнтакка тушади.



2-расм. Радиал тоштутгич: 1—кириш қувири; 2—ажратиш камераси; 3—чўнтак; 4—чиқиш қувири

Оғир аралашмалардан тозаланган пахта чиқиш қувири орқали ҳаво оқими ёрдамида ўз йўналишини давом эттиради [4].

Оғир аралашмалардан ажратилган пахта ҳаво оқимида ўз ҳаракатини давом эттиради.

Пахта тозалаш корхоналарида ишлатиладиган тоштутгичларнинг асосий камчилиги унинг ишлаш жараёнида чўнтакларига маълум миқдорда пахтани тушиб қолишидир.

Мана шу камчиликни бартараф қилиш мақсадида (2-расм) тоштутгич ишчи камерасида кириш қувири қаршисига қия CD пластинка ўрнатиш таклиф қилинган. Ушбу мақолада муаллифлар томонидан пахта бўлакчасининг мана шу CD пластинка юза бўйича ҳаракатланишини назарий йўл билан ўрганилган. Ишда CD пластинканинг оптимал қиялик бурчагини аниқлашдан иборат. Аниқланган пластинканинг қиялик бурчаги унинг юзасидаги пахта бўлакчасини чиқиш қувири томон ҳаракатланишини таъминлашдан иборат.

Бу ҳолда пахта бўлакчаларига таъсир этувчи кучлар қуйидагича бўлади:

$$R_x = mk_p (v_x - \dot{x}(t))^2 - \text{пахта бўлакчаларини ҳаракатлантирувчи ҳавони босим кучи;}$$

$$G_p = mg - \text{пахта бўлакчасини оғирлик кучи; } F_{\text{инк}} = f_0 N = f_0 G_p \cos \theta - \text{пахта бўлакчаси билан}$$

пластинка орасидаги ишқаланиш кучи; θ – CD-пластинкани горизонтал билан ҳосил қилган бурчаги; v_x – ҳаво оқими тезлиги; xOy – Декарт координаталар системаси; k_p – пахтани пластинка сирти бўйича силжиш коэффициенти. Пахта бўлакчасини пластинкани сирти бўйлаб CD - йўналишидаги ҳаракатини, Даламбер принципига асосан текшираемиз. Бу ҳолда пахта бўлакчасини ҳаракат дифференциал тенгламаси қуйидагича ёзилади

$$\ddot{x} = mk_p (v_x - \dot{x}(t))^2 - g(f_0 \cos \theta + \sin \theta). \quad (1)$$

Пахта бўлакчаларини нисбий тезлигини қуйидагича белгилаймиз:

$$u(t) = v_x - \dot{x}(t). \quad (2)$$

У ҳолда $\dot{u}(t) = -\ddot{x}(t)$ бўлади. Бундан (1) ни қуйидагича ёзишимиз мумкин

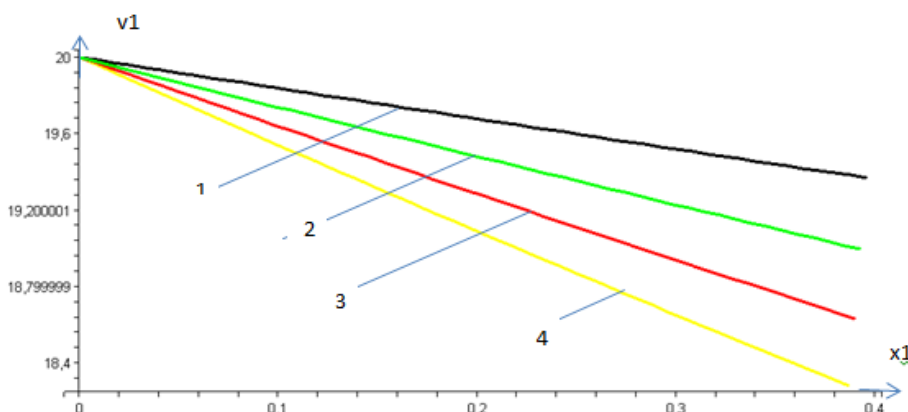
$$\dot{u}(t) = k_p (u(t))^2 - g(f_0 \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (3)$$

Қуйидагича белгилаш киритамиз $c^2 = \frac{g(f_0 \cos \alpha + \sin \alpha)}{k_p}$ ва (3) ни қайта ёзамиз

$$\dot{u}(t) = k_p (c^2 - (u(t))^2). \quad (4)$$

Бошланғич шартлар: $t=0, x(0)=0, u(0)=v_0$ (5)

(1) дифференциал тенглама нозиклиги бўлганлиги сабабли тегишли бошланғич шартлар асосида сонли усулда MAPLE-9.5 дастурида ечилган



3-расм. Пахта бўлакчасини пластинкани сирти бўйлаб CD - йўналишидаги ҳаракати тезлигини $n=k_p$ – пахтани учуш коэффициентига боғлиқ ҳаракат қонуни. 1– $n=0.1$; 2– $n=0.15$; 3– $n=0.2$; 4– $n=25$

Натижалар таҳлили. Оғир массали пахта бўлакчалари ҳаво оқими таъсирида етарли баландликка кўтарилиб, чиқиш камерасига ўта олмаганлари CD-пластинка юзасига тушади ва пластика сирти бўйлаб ҳаракатини давом эттиради. Олинган натижалар шуни кўрсатадики, пахта бўлакчаларини CD-йўналишидаги ҳаракатини таъминлаш, CD-пластинканинг қиялик бурчагига боғлиқлиги исботланди. Олинган тегишли графиклардан малум бўлдики, CD-пластинка юзасини горизонтал йўналиш билан оғиш бурчагини ошиб бориши билан, пахта бўлакчаларининг ҳаракат тезлигини ошиб борар экан. Яъни пахта бўлакчалари ҳаво оқими таъсирида пластинка юзасига кам босимсиз кейинги ҳаракатини давом эттиради.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Махаметов Т.Д., Котов Д.А. Исследование процесса выделения тяжёлых примесей из хлопка-сырца // Хлопковая промышленность. 1972. № 1.
- [2] Кобилжанов К.М. Исследование работы и выбор рациональной конструкции уловителя тяжёлых примесей для хлопковой промышленности: Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1960.
- [3] Хасанов М.Р. Повышение эффективности технологической надёжности элементов пневмотранспортных систем хлопка: Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1989.
- [4] Мурадов Р., Саримсаков О.Ш. Уловитель тяжёлых примесей из хлопка-сырца. Ташкент: УзНТИ. Информационный листок. 1988. № 640.

Наманган муҳандислик педагогика институти

04.11.2020
қабул қилинган

Р. Мурадов, А. Каримов, Ф. Рахимов, Х. Косимов. Способы предотвращения попадания хлопка в карманы установки камнеуловителя

В научной статье дается теоретический обзор преимуществ и недостатков транспортировки хлопка-сырца на хлопкоочистительных заводах по пневмотранспорту, а также способов предотвращения попадания хлопка в карманы тяжелых смесей при транспортировке тяжелых смесей хлопка с использованием тяжелого оборудования.

R. Muradov, A. Karimov, F. Rahimov, H. Kosimov. Ways to prevent cotton from getting into pockets when installing a stone trap

The scientific article provides a theoretical overview of the advantages and disadvantages of transporting raw cotton at ginning plants by pneumatic conveyors, as well as ways to prevent cotton from getting into the pockets of heavy mixtures when transporting heavy cotton mixtures using heavy equipment.

ТАКРОРИЙ ЭКИН УРУҒЛАРИНИ ЭКИШ УЧУН МЎЛЖАЛЛАНГАН КОМБИНАЦИЯЛАШГАН АГРЕГАТ ОЛД ҚИСМИ ИШЧИ ОРГАНЛАРИНИНГ ИШЛОВ БЕРИШ ЧУҚУРЛИГИ БЎЙИЧА БАРҚАРОР ҲАРАКАТИНИ ТАДҚИҚ ЭТИШ

Тупроққа ишлов беришнинг кўп йиллик ресурстежамкор агротехнологиялари бўйича олиб борилган илмий-тадқиқотлар шуни кўрсатадики, тупроққа ишлов бериш ва бир йўла такрорий экинлар уруғини экиб, бир нечта технологик жараёнларни қўшиб бажарадиган комбинациялашган агрегатларни ишлаб чиқишни тақоззо этмоқда [1, 2]. Бундан ташқари кузги бошокли дон экинларидан бўшаган далаларни сифатли тайёрлаш ва қисқа вақтларди такрорий экинлар уруғларини агротехник талаблари даражасида экадиган комбинациялашган агрегатини дала агрофонидан келиб чиққан ҳолда ишлаб чиқиш долзарб масаладир.

Тупроқ физик-механик хоссаларининг ва шу туфайли агрегатнинг иш органларига таъсир этувчи кучларнинг ўзгарувчанлиги уларнинг тупроққа ботиш чуқурлигининг ўзгаришига ва ишлов бериш чуқурлигининг нотекис бўлишига олиб келади, бу эса ўз навбатида уруғларнинг талаб даражасида экилиши ва ундириб олинишига салбий таъсир кўрсатади.

Ушбу таъкидланганлардан келиб чиқиб, биз томонимиздан ишлаб чиқилган комбинациялашган агрегат [3] иш органларини ишлов бериш чуқурлиги бўйича бир текис юришини тадқиқ этамиз.

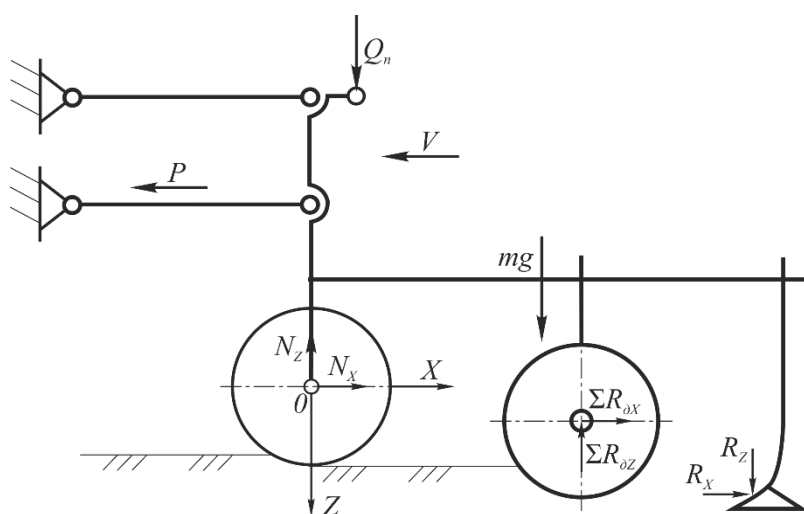
Бунда қуйидаги чекланишларни қабул қиламиз:

- агрегат ўзгармас тезлик билан ҳаракатланади;
- параллелограмм механизм шарнирларидаги ишқаланиш кучлари жуда кичик ва иш органларининг бўйлама-тик текисликдаги ҳаракатига таъсир этмайди;
- култиватор рамасининг чизикли ва бурчак тебранишлари қурилма иш органларининг ишлаш чуқурлигига таъсир кўрсатмайди;
- агрегатнинг таянч ғилдираги доимо тупроққа босиб турилади;
- иш органлари секцияси параллелограмм механизмнинг тортқилари мувозанат ҳолатда горизонтал ҳолатни эгаллаб ишлайди ва уларнинг бу ҳолатдан оғиши кичик бурчакни ташкил этади.

Ушбу чекланишлар ва 1-расмда келтирилган ҳисобий схемалардан фойдаланиб, иш органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгаришини ифодаловчи қуйидаги дифференциал тенгламани тузамиз [4, 5]

$$m\ddot{Z} = mg + \sum R_z + Q_n - N_z, \quad (1)$$

бунда $\sum R_z = R_{yZ} - \sum R_{\partial Z}$.



1-расм. Иш органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгаришини тадқиқ этишга доир схема

Тупроқ томонидан таянч ғилдиракка таъсир этаётган тик реакция кучи N_z ни тупроқ деформациясининг миқдори ва тезлигига чизикли боғлиқ бўлган N_∂ ва N_m кучлардан ташкил топган деб қараймиз [5], яъни

$$N_Z = N_o + N_m. \quad (2)$$

Иш органлари статик мувозанат ҳолатида бўлганда

$$N_o = \Delta_{cm} \cdot C_m B_m; \quad (3)$$

$$N_c = 0; \quad (4)$$

$$Q_n = Q_n^0, \quad (5)$$

бунда Δ_{cm} – иш органлари статик мувозанат ҳолатида бўлганда тупроқнинг таянч ғилдираги таъсиридаги деформацияси, м; C_m – тупроқнинг таянч ғилдирагининг бир бирлик кенглигига келтирилган бикирлик коэффиценти, Н/м²; B_m – таянч ғилдирак тўғинининг кенглиги, м.

(3) ифодадаги Δ_{cm} ни қуйидаги ифода бўйича аниқлаш мумкин [5]

$$\Delta_{cm} = \frac{3(mg + Q_n^0 + \sum R_Z)^2}{4q_0^2 B_m^2 D_m^3}, \quad (6)$$

бунда q_0 – тупроқнинг ҳажмий эзилиш коэффиценти, Н/м³; D_m – таянч ғилдиракнинг диаметри, м; Q_n^0 – параллелограмм механизм босим пружинасининг дастлабки, яъни иш органлари статик мувозанат ҳолатида бўлгандаги босим кучи, Н.

Иш органлари (таянч ғилдираги) мувозанат ҳолатидан пастга Z масофага силжиганда

$$N_o = [\Delta_{cm} + Z] C_m B_m, \quad (7)$$

$$N_m = \dot{Z} b_m B_m, \quad (8)$$

$$Q_n = Q_n^0 - Z C_n, \quad (9)$$

бунда b_m – тупроқнинг таянч ғилдирагининг бир бирлик кенглигига келтирилган қаршилик коэффиценти, Нс/м²; C_n – пружинанинги бикирлиги, Н/м.

(2)-(5) ва (7)-(9) ифодаларни ҳисобга олганда иш органлари ишлаш чуқурлигининг R_x ва R_z кучлар таъсири остидаги ўзгаришларини ифодаловчи (1) тенглама қуйидаги кўринишга келади

$$m\ddot{Z} = mg + Q_n^0 - Z C_n - [(\Delta_{cm} + Z) C_m + b_m \dot{Z}] \cdot B_m \sum R_Z. \quad (10)$$

Иш органларига таъсир этаётган $\sum R_Z$ кучлар гармоник қонун бўйича ўзгаради деб қараймиз, яъни

$$\sum R_Z(t) = R_Z^n + \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t, \quad (11)$$

бунда $R_Z^n - R_Z(t)$ кучнинг ўртача қиймати, Н; $\Delta R_Z^n - R_Z(t)$ кучлар ўзгарувчан ташкил этувчиларининг амплитудаси, Н; $n=1, 2, \dots, n_1$ – гармоникалар номери; n_1 – охириги ҳисобга олинган гармоника номери; $\omega - \Delta R_Z^n$ куч ўзгаришининг айланма частотаси, с⁻¹.

(11) ифодани (10) ифодага қўямиз ва қуйидагига эга бўламиз

$$m\ddot{Z} = mg + Q_n^0 - Z C_n - [(\Delta_{cm} + Z) C_m + b_m \dot{Z}] \cdot B_m + R_Z^n + \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t. \quad (12)$$

Иш органлари статик мувозанат ҳолатида бўлганда

$$mg + Q_n^0 - \Delta_{cm} C_m B_m + R_Z^n = 0. \quad (13)$$

Бу ифодани ҳисобга олиб, (12) тенгламани қуйидаги кўринишда ёзамиз

$$m\ddot{Z} + b_m B_m \dot{Z} + [C_m B_m + C_n] Z = \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t \quad (14)$$

ёки

$$\ddot{Z} + \frac{b_m B_m}{m} \dot{Z} + \frac{(C_m B_m + C_n)}{m} Z = \frac{1}{m} \sum_{n=1}^{n_1} \Delta R_Z^n \cos n\omega t. \quad (15)$$

(15) ифодадан кўриниб турибдики, таянч ғилдиракнинг тупроққа ботиш ва демак иш органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгариши бир жинсли бўлмаган иккинчи даражали дифференциал тенглама билан ифодаланади.

(15) тенгламанинг иш органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгариши ва бу ўзгаришларнинг максимал амплитудасини аниқловчи ечимлари қуйидаги кўринишда бўлади [6].

$$Z(t) = \frac{1}{m} \sum_{n=1}^{n_1} \frac{\Delta R_z^n \cos(n\omega t - \delta_n)}{\sqrt{\left[\frac{(C_m B_m + C_n)}{m} - (n\omega)^2 \right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m} \right)^2 (n\omega)^2}}, \quad (16)$$

$$A = \frac{1}{m} \frac{\Delta R_z^n}{\sqrt{\left[\frac{(C_m B_m + C_n)}{m} - (n\omega)^2 \right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m} \right)^2 (n\omega)^2}}, \quad (17)$$

бунда $tg\delta_n = \frac{b_m B_m (n\omega)}{(C_m B_m + C_n) - m(n\omega)^2}$.

Шубҳасиз ишлов бериш чуқурлигининг бир текисда бўлишини таъминлаш учун қуйидаги шарт бажарилиши лозим

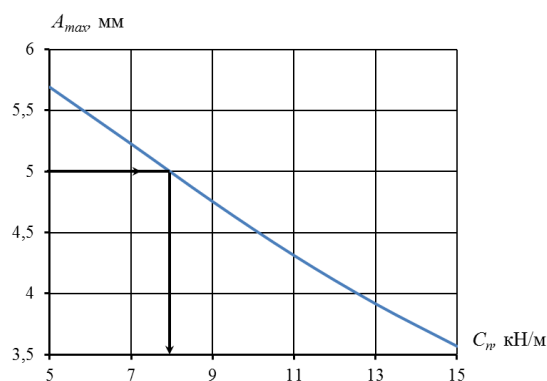
$$A \leq 0.5\Delta h, \quad (18)$$

бунда Δh – ишлов бериш чуқурлигининг рухсат этилган ўзгариши, м.

(17) ифодага асосан (15) тенгсизликни қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин

$$\frac{1}{m} \sum_{n=1}^{n_1} \frac{\Delta R_z^n}{\sqrt{\left[\frac{(C_m B_m + C_n)}{m} - (n\omega)^2 \right]^2 + \left(\frac{b_m B_m}{m} \right)^2 (n\omega)^2}} \leq 0.5\Delta h. \quad (19)$$

Бу ифода таҳлилдан кўришиб турибдики, берилган иш шароити учун ишлов бериш чуқурлигининг бир текислиги асосан параллелограмм механизм босим пружинасининг бикирлигини ўзгартириш ҳисобига қаноатлантирилади.



2-расм. Иш органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгариш амплитудасини пружина бикирлиги (C_n) га боғлиқ равишда ўзгариш графиги

$C_m=1.7 \cdot 10^3$ Н/м²; $B_m=0.1$ м; $b_m=51.2 \cdot 10^3$ Нс/м²; $\Delta R_z^n=300$ Н; $m=70$ кг; $n=1$; $\omega=2$ с⁻¹; $\varphi_n=10^\circ$; $\mu=0.3$ қабул қилиниб 2-расмда иш органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгариш амплитудасини параллелограмм механизм босим пружинасининг бикирлик коэффициентига боғлиқ равишда ўзгариш графиги келтирилган.

Юқорида олиб борилган назарий тадқиқотлар натижасида такрорий экин уруғларини экиш учун мўлжалланган комбинациялашган агрегат олд қисми ишчи органларининг ишлов бериш чуқурлиги бўйича барқарор ҳаракатиниши учун агрегат ишчи органлари ишлаш чуқурлигининг ўзгариш амплитудасини $\Delta h=1$ см деб қабул қилинганда [7] 2-расмдаги графикдан (18)

шарт бажарилиши учун параллелограмм механизм босим пружинасининг бикирлиги 82.7 Н/см дан кам бўлмаслиги маълум бўлди. Агрегат секцияси пружинасининг параллелограмм механизмга берилган босим кучи мос равишда 334.5 Н дан кам бўлмаслиги аниқланди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Караханов А., Толибаев А.Е. Ресурсосберегающая технология возделывания повторных культур путем минимальной обработки почвы // Материалы Международной научно-практической конференции. Ташкент: УзНИИХ, 2006. С.73–76.
- [2] Толибаев А.Е., Примкулов Б.Ш. Минимал ишлов билан такрорий экинлар экишга мўлжалланган дала шароити // AGRO ILM. 2020. №3. 51–53 б.
- [3] Alimova F. A., Primkulov B. Sh. Investigations of Technological Process Work of the Energy-Saving Combination Aggregate For Re-Sowing The Seeds // International Journal of Advanced Science and Technology. Vol. 29, 2020. No. 9s, P. 5770–5779.
- [4] Тўхтақўзиев А., Мансуров М.Т., Қўчқоров С.К. Тупрокка ишлов бериш машиналари иш органларининг осийш механизмларини такомиллаштириш. Тошкент: KOMRON PRESS, 2014. – 28 б.

- [5] Тўхтақўзиев А., Мансуров М.Т., Каримова Д. Иш органлари рамага қўзгалувчан бириктирилган тупроққа ишлов бериш машиналарининг ишлаш чуқурлиги барқарорлигини таъминлашнинг илмий-техник ечимлари. Тошкент: Muxr PRESS, 2019. – 84 б.
- [6] Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Динамика. Изд. 3-е исправленное. М: Наука, 1985. Т. II – 496 б.
- [7] Пахтачилик ва ғаллачилик машиналарини ростлаш ва самарали ишлатиш. Тошкент: Фан, 2012. – 200 б.

Ислом Каримов номидаги Тошкент давлат техника университети

11.11.2020
қабул қилинган

Б.Ш. Примкулов. Исследование влияния устойчивого движения почвообрабатывающих рабочих органов передней части комбинированного агрегата для посева семян повторных культур на глубину обработки почвы

В статье теоретически исследовано устойчивое движение почвообрабатывающих рабочих органов передней части энерго и ресурсосберегающего комбинированного агрегата для посева семян повторных культур в зависимости от глубины обработки. Составлено дифференциальное уравнение, по определению изменения глубины обработки почвы в зависимости от рабочих органов агрегата. Построен график амплитуды изменения рабочей глубины обработки почвы от жесткости пружины.

B.Kh. Primkulov. Study of the stable movement of the working bodies of the front part of the combined seeding unit at the depth of processing

The work theoretically investigated the stable movement of the working bodies of the front part of the energy-saving combined unit for sowing secondary crops in terms of the depth of processing. In this case, a differential equation is formed, which is a change in the working depth of the working parts of the front of the unit. Based on the equation, a graph of the amplitude of the change in the working depth is obtained depending on the stiffness of the spring.

УДК 677.021.125.8.27

И.Т. КУЛМАТОВ

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИЗУЧЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕТУЧКИ ПО ВЕРХНЕЙ КРЫШКЕ РАЗРАБОТАННОГО РЕГЕНЕРАТОРА

В настоящее время на хлопкозаводах для регенерации хлопка-сырца из отходов применяют регенераторы РХ (1РХ) [1], которые были разработаны в начале 80-х годов прошлого века для извлечения летучек хлопка-сырца из отходов пильчатых очистителей РХ-1 поточных линий ПЛПХ. Следует отметить, что конструкции очистительных секций регенератора РХ и очистителей РХ-1 одинаковы: они работают под разряжением и отличаются только конструкциями питателей.

Очистители РХ-1 были включены в пневмотранспортную систему поточной линии и работали под разряжением, вследствие чего их отходы содержали, в основном, крупный сор и летучки хлопка-сырца, а мелкого сора было незначительное количество. При таком составе отходов регенератор РХ обеспечивал надежную работу с производительностью до 1 т/ч, его регенерационный эффект составлял 95%, а очистительный эффект в зависимости от засоренности отходов достигал 80%.

В 90-е годы прошлого века вместо поточных линий типа ПЛПХ на хлопкозаводах были внедрены хлопкоочистительные агрегаты УХК, состоящие из четырех секций, в которых хлопок-сырец очищается от мелкого сора колково-планчатыми барабанами на перфорированных сетках и от крупного сора пильчатыми барабанами на колосниковых решетках. Выделенные сорные примеси поступают в общий бункер и выводятся из него шнеком, оснащенным выгрузочным тубусом с тормозящим клапаном. Вследствие объединения мелкого и крупного сора нагрузка на регенераторы увеличилась в 2–3 раза, а под воздействием шнека мелкие сорные примеси стали внедряться в летучки хлопка-сырца и становятся трудноудаляемыми. В результате этого очистительный эффект регенераторов РХ снизился до 50%, а засоренность регенерированных летучек при очистке хлопка-сырца трудноочищаемых селекций стала достигать 70%.

Так как регенерированные летучки подмешивают к подаваемому на очистку хлопку-сырцу, то в результате их высокой засоренности трудноочищаемыми мелкими сорными примесями качество вырабатываемого волокна стало снижаться на один–два класса.

Причиной ограниченной производительности регенератора является прямая подача потока не разрыхленных отходов из патрубка пневмопровода на центральный участок пильчатого барабана шириной всего 300–400 мм, что приводит к его частому забою.

С целью повышения эффективности регенерации летучек хлопка-сырца из отходов в АО «Рахтасаноат илмию маркази» разработана схема нового регенератора, в котором для исключения транзита сорных примесей и попадания на основной пильный цилиндр неразрыхленных комков летучек хлопка-сырца, а также для повышения кратности их очистки, во-первых, подачу отходов и отвод ре-

генерированных летучек производят пневматически через отверстия, расположенные у противоположных боковин регенератора. Во-вторых, у основного пыльного цилиндра над планчатым снимающим барабаном между входным и выходным отверстиями расположен направляющий прутковый барабан, разрыхляющий поступающие через входное отверстие отходы и препятствующий их транзиту через регенератор без многократной очистки на основном пыльном цилиндре [2].

Наблюдения за работой регенератора показали необоснованность величины зазора между прутковым барабаном и верхней крышкой регенератора хлопка. Не обеспечивается необходимая траектория полета отходов, развиваемая прутковым барабаном, что повышает сопротивление к перемещению и механическую поврежденность семян, находящихся в составе хлопка, из-за удара о крышки регенератора.

Исходя из вышеуказанного, автором разработана схема верхней крышки регенератора хлопка с радиусом кривизны (рис. 1).

Теоретическим путем определяли скорость движения летучки по поверхности разработанной верхней крышки.

После отрыва от пруткового барабана летучка движется по наклонной поверхности верхней крышки на отрезке ВС регенератора хлопка. Схема сил, действующих на летучке хлопка-сырца на этом отрезке пути, показана на рис. 1.

Для определения начальной и конечной скоростей летучки на этом отрезке рассмотрим закономерности движения летучки, согласно 2-му закону Ньютона в зависимости от действующих внешних сил [3].



Рис. 1. Общий вид изготовленных верхних крышек регенератора хлопка

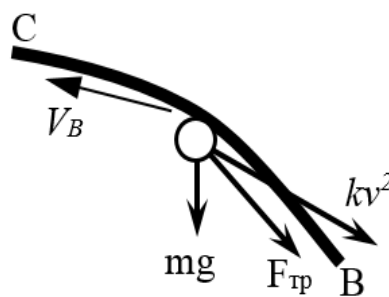


Рис. 2. Схема действующих сил на летучке при движении к верхней крышке, имеющей радиус кривизны

На этом участке на летучке действуют следующие внешние силы: mg – сила веса летучки; kv^2 – сила сопротивления воздуха; $F_{тр}$ – сила трения.

Определяем взаимодействие сил, действующих на летучке хлопка-сырца (рис. 2). Применим в этом случае движения летучки к верхней крышке регенератора хлопка ВС уравнение движения несвободной точки в форме Эйлера [4]:

$$m \frac{dv_z}{dt} = -mg \sin \alpha - kv^2 - F_{тр} \cos \alpha |dz_c. \quad (1)$$

Для упрощения формулы обозначим

$$a_c = \frac{d\vartheta_c}{dt}.$$

В таком случае имеем

$$m \frac{d\vartheta_c}{dt} \cdot dz_c = -(mg \sin \alpha + kv^2 + fmg \cos \alpha) dz_c. \quad (2)$$

Примем, что: $\frac{dz}{dt} = \vartheta_c$.

Выведем формулы для определения скорости летучки в следующем виде:

$$-\frac{m}{2k} \ln(mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + kv^2) = z_c + c_2. \quad (3)$$

Используя начальные условия для определения величины c_2 и принимая во внимание для точки В:

$$t=0, v_c=v_B, z=0.$$

Тогда c_2 определяется по следующей формуле:

$$c_2 = -\frac{m}{2k} \ln(mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2), \quad (4)$$

$$z = -\frac{m}{2k} \ln(mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_C^2) + \frac{m}{2k} \ln(mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2) \quad (5)$$

$$z = \frac{m}{2k} \ln \frac{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2}{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_C^2}. \quad (6)$$

Внося значение z из формулы (6) в формулу (5), получим.

$$\frac{2k \cdot z}{m} = \ln \frac{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2}{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_C^2}. \quad (7)$$

Общее уравнение движения летучки имеет вид

$$e^{\frac{2k \cdot z}{m}} = \frac{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2}{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_C^2} \Rightarrow mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_C^2 = \frac{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2}{e^{\frac{2k \cdot z}{m}}}, \quad (8)$$

Отсюда можно определить значение v_c , т. е. значение скорости движения летучки в точке С:

$$\mathcal{G}_C = \sqrt{\frac{mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha + k\mathcal{G}_B^2 - (mg \sin \alpha + fmg \cos \alpha) \cdot e^{\frac{2kz}{m}}}{k \cdot e^{\frac{2kz}{m}}}}. \quad (9)$$

Анализ формулы (9) показывает, что значение фактической скорости частицы летучки по верхней крышке разработанного регенератора хлопка зависит от силы веса летучки, силы трения по крышке, силы сопротивления воздуха.

Таким образом, можно сделать вывод, что радиус кривизны верхней крышки регенератора хлопка влияет на фактические скорости частицы хлопка, и его оптимальное значение целесообразно выбрать на основании экспериментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Справочник по первичной обработке хлопка. Ташкент: "Мехнат", 1994. Книга 1. С. 19–23.
- [2] Кулиев М., Джамолов Р.К., Бородин П. Разработка регенератора хлопка-сырца из отходов очистителей хлопка-сырца // НТО. Ташкент, 2019. №1903.
- [3] Шин И.Г., Шодмонкулов З.А., Ахмедов К.И. ва б. Техник механика. Дарслик.:Тошкент: “Адабиёт учқунлари” нашриёти, 2018й. – 647 б.
- [4] Mirsaidov M.M., Baymuradova L.I., Giyasova N.T. Nazariy mexanika. O’quv-qo’llanma. Toshkent: O’zbekiston, 2008. – 230 b.

АО “Пахтасаноат илмий маркази”

24.12.2020
Дата поступлена

И.Т. Кулматов. Ишлаб чиқилган регенераторнинг юқори қопқоғида тўзғоқнинг ҳаракатланиш тезлигини назарий ўрганиши

Мақолада пахта регенераторининг эгрилик радиусига эга юқори қопқоғи устида тўзғоқ ҳаракатланиш тезлигини аниқлаш бўйича назарий тадқиқотлар натижалари келтирилган. Натижада пахта регенераторининг ушбу зонасидаги волан ҳаракатининг таъсир этувчи кучларга аналитик боғлиқлиги олинган.

I.T. Kulmatov. Theoretical study of the motion speed of the fly on the top cover of the developed regenerator

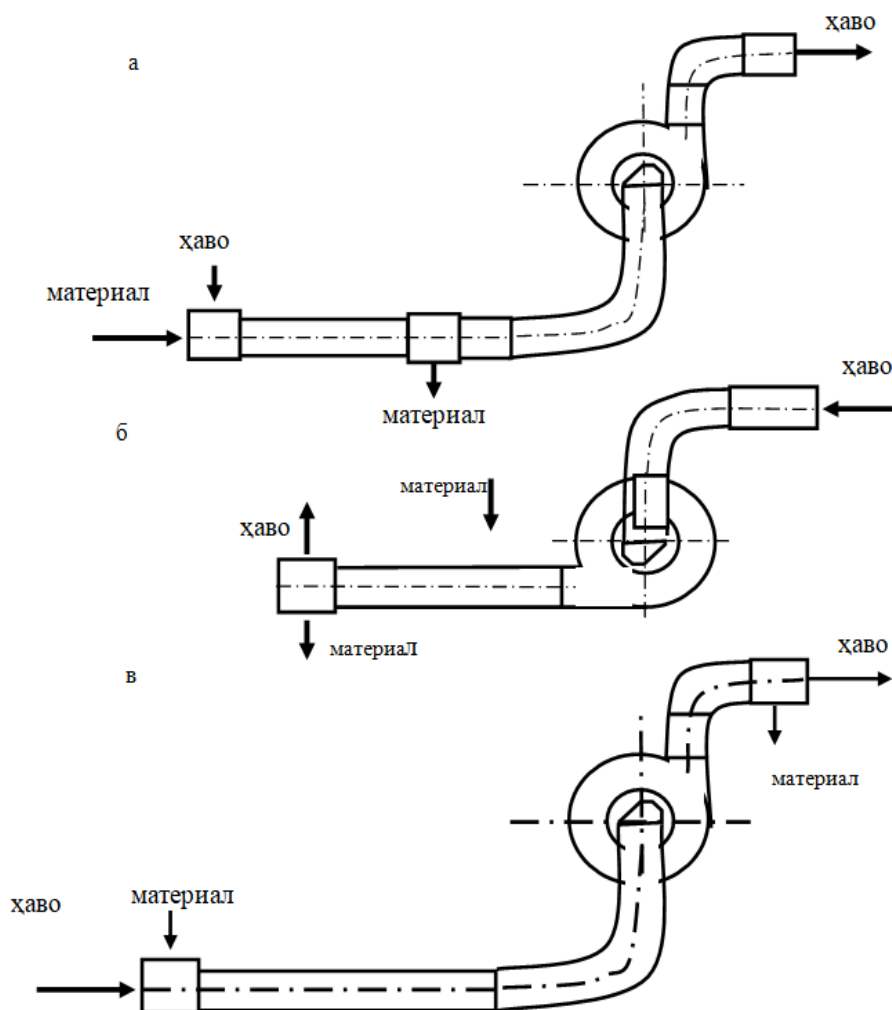
The article presents the results of theoretical studies to determine the speed of movement of the fly over the top cover of the cotton regenerator having a radius of curvature. As a result, an analytical dependence of the movement of the flywheel on the acting forces in this zone of the cotton regenerator was derived.

ПАХТАНИ ПНЕВМОТРАНСПОРТ ҚУВУРИ ИЧИДАГИ ҲАРАКАТИ

Маълумки пахта тозалаш корхоналарида пахтани ишлов бериш технологияларига етказиб беришда пневмотранспорт қурилмасидан кенг фойдаланилади [1]. Ҳаво ёрдамида ташиш жараёни муайян жисм ёки материални йўналтирилган ҳаво босими ёрдамида бир жойдан бошқа жойга мақсадли узатиш жараёнидир. Бунда ташувчи унсур ролини ҳаво оқими бажаради. Ҳаво транспорти, аввало аэродинамик ускуна ҳисобланади. У биринчи ўринда ҳавонинг ўзини ташийди. Шунинг учун аспирация, вентиляция ва ҳаво транспорти ускуналари асосан бир хил таркибий тузилишга эга бўлади. Материални ташиш, бу - ҳавонинг хусусиятидир. Ҳаракатланаётган ҳаво жуда катта потенциал энергияга ва йўлида учраган жисмларни кўтариш ва бир жойдан иккинчи жойга кўчириш қудратига эга [2].

Пневмотранспорт тизими босим ўзгаришини ҳосил қилиш усулига кўра уч хил: ҳаво сўриш, ҳаво пуфлаш (ҳайдаш) ва сўрувчи-пуфловчи (аралаш) турларга ажратилади (1-расм).

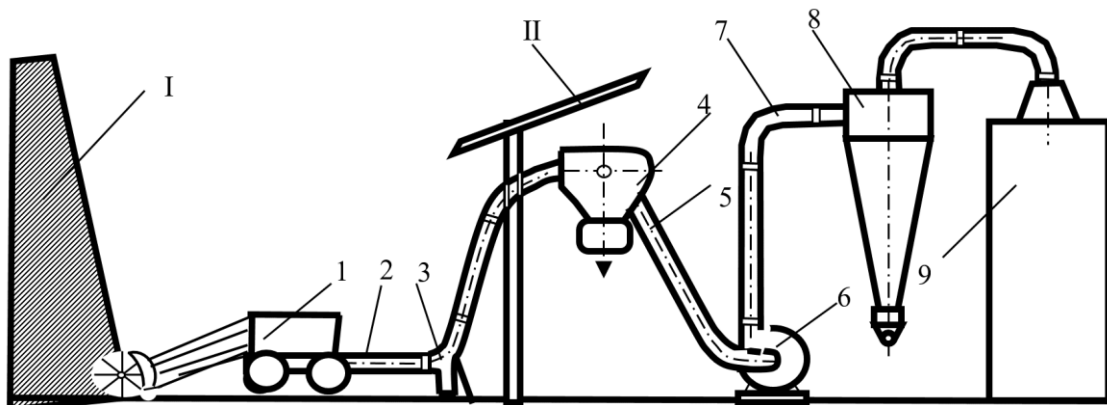
Пахта тозалаш саноатида пневмотранспортнинг кенг тарқалишига асосий сабаб бу усулда чигитли пахта ёки унинг маҳсулоти ташилганда нобуд бўлмайди, бундан ташқари, бу қурилма ихчам бўлиб унинг трубаларини завод ва пахта тайёрлаш пунктлари территориясида хоҳлаган йўналишда ўрнатиш мумкин. Лекин пневмотранспорт бошқа қурилмаларга нисбатан кўпроқ энергия истеъмол қилади [3].



1-расм. Ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма:
а – сўрувчи; б – пуфловчи; в – сўрувчи-пуфловчи

Пахта тозалаш корхоналарида пахтани ташиш учун асосан сўрувчи типдаги ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма қўлланилади (2-расм). У куйидаги асосий ишчи элементлардан ташкил топган: қувурга пахта механик узатувчи ускуна (1) воситасида берилади, у ишчи қувур (2) бўйлаб ҳаво ёрдамида ташилади, пахта оғир аралашмалардан тоштутгич (3) да ажратилади ва сепаратор (4) га келиб тушади. Ифлосланган ҳаво эса сўрувчи ҳаво ўтказгич (5), қувурларда босим ҳосил қилувчи марказдан қочма вентилятор (6), чиқарувчи ҳаво ўтказгич (7) орқали циклон (8) га ва чанг камераси (9) га узатилади. Улар ўз навбатида ҳавони атмосферага чиқаришдан олдин чангдан тозаланишини таъминлайди [4].

Пахта тозалаш корхоналаридаги чигитли пахтани ташиш учун сўрувчи типдаги ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма қўлланилишини инобатга олган ҳолда, биз профессор О.Саримсаков томондан илмий тадқиқотлар асосида бажарилган ҳаво қувури ичидаги ҳаракатни назарий йўл билан ўрганамиз.



2-расм. Пахта тозалаш корхоналаридаги ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма: 1-қувурга пахта механик узатувчи ускуна; 2-ишчи қувур; 3-тоштутгич; 4-сепаратор; 5-сўрувчи ҳаво ўтказгич; 6-вентилятор; 7-чиқарувчи ҳаво ўтказгич; 8-циклон; 9-чанг камераси (I – пахта ғарами, II – ишлаб чиқариш чеҳи)

Қувур сўрувчи қисмидаги пахтанинг ҳаракатини ўрганиш вақтида, қулай бўлиши учун, олдин координатани қувурнинг бошига қўямиз. Бўлакчанинг ҳаракати икки чексиз девор орасида содир бўляпти, деб фараз қилайлик:
 $y=0$ ва $y=d$.

Ҳаво оқими билан учрашиш пайтида пахта бўлаги абсолют тезликка эга бўлсин, уни қувур ўқиға нисбатан маълум бурчак остида ҳаракат қиляпти, деб фараз қилайлик. У ҳолда ҳаракат тенгламаси қуйидагича бўлади:

$$\begin{cases} m \frac{dU_x}{dt} = -k(x' - V), \\ m \frac{dU_y}{dt} = ky' - mg, \end{cases} \quad (1)$$

$U_x = \frac{dx}{dt}$ ва $U_y = \frac{dy}{dt}$ ларни ҳисобга олиб, (1) системани $t=0$ шартида интеграллаймиз. Ечим қуйидагича бўлади:

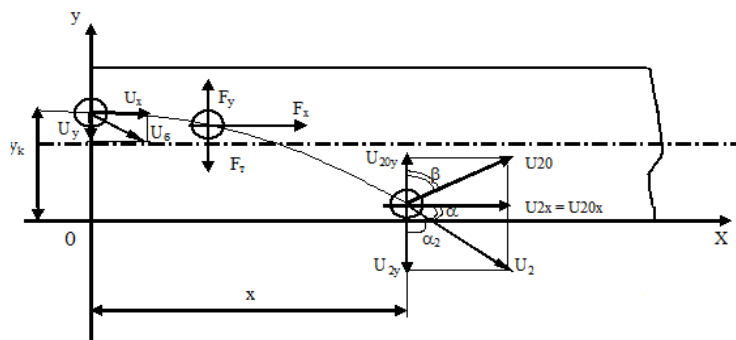
$$\begin{cases} x = \frac{m}{k} (U_H \cos \alpha - U) (1 - e^{-\frac{k}{m}t}) + Vt, \\ y = -\frac{m}{k} (U_H \sin \alpha - \frac{mg}{k}) (1 - e^{-\frac{k}{m}t}) + \frac{mg}{k}t + y_1. \end{cases} \quad (2)$$

Бу тенгламалар системаси пахтанинг ХОУ текислигида жойлашиш координатасини аниқлайди.

Маълум (X) масофада бўлакча қувур ички девори билан тўқнашади ва зарба кучи таъсирида юқорига отилади.

3-расмдаги схемадан қуйидаги тенгликни топамиз:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_2 \right) = \operatorname{ctg} \alpha_2 \quad \text{ёки} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_2}{n}. \quad (3)$$



3-расм. Пахтанинг қувурдаги ҳаракати

Аналитик ҳисоблашлардан келиб чиқиб, зарбадан кейинги пахта бўлагининг тезлиги ифодасини ва координата ўқлари (x, y) бўйича жойлашишини аниқлаймиз:

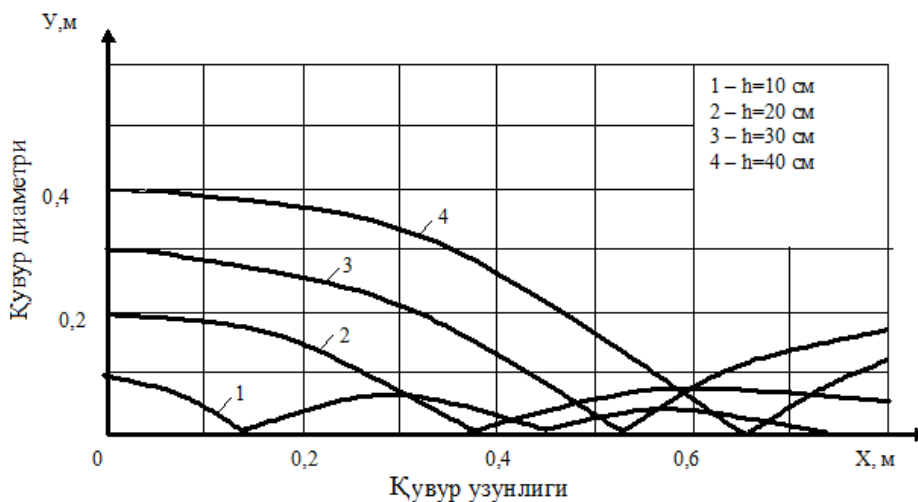
$$\begin{cases} U_x = (U_{20x} - V)l - \frac{k}{m}(t - t_1) + V, \\ U_y = \left(U_{20y} - \frac{mg}{k} \right)l - \frac{k}{m}(t - t_1) + \frac{mg}{k}, \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} X = \frac{m}{k} (U_{20x} - V) \left(1 - l - \frac{k}{m}(t - t_2) \right) + V(t - t_2), \\ Y = \frac{m}{k} \left(U_{20y} - \frac{mg}{k} \right) \left(1 - l - \frac{k}{m}(t - t_2) \right) + \frac{mg}{k}(t - t_2), \end{cases} \quad (5)$$

бу ерда: $U_{20x} = (U_n \cos \alpha_1 - V) \frac{k}{m} t_2 + V$, $U_{20y} = U_{20x} \cdot \tan \beta$.

(4) ва (5) тенгламалар қувур деворига бўлакчанинг биринчи урилишидаги ҳолатини аниқлайди. Бунда бўлакча критик нуқтага етади, сўнгра пахта тушади. Агар, критик нуқта вертикал координатаси қиймати қувур диаметридан катта бўлса, у ҳолда бўлакча юқори деворга урилади. Унинг кейинги ҳолатни етарлича аниқлик билан (4) ва (5) лар шаклдаги тенгламалар билан аниқлаш мумкин. Фақат, уларга зарбадан кейинги бошланғич тезлик йўналишини ҳисобга олган ҳолда ўзгартиришлар киритилади [5].

(5) ифодадан вақт t ни чиқариб ташлаш натижасида $y=y(t)$ - пахта пахта бўлакчасини қувур диаметри ва узунлиги бўйича траекториясининг ўзгариш қонуниятини график кўринишда тасвирланган (4-расм).



4-расм. Пахтанинг қувурдаги ҳаракат траекторияси

Натижалардан қизиқ бир ҳолатни кузатиш мумкин, яъни пахта бўлагининг қувурда ҳаракати пайтида, оқимнинг турбулентлигини, бўйлама, айлантирувчи ва бошқа кучларни ҳисобга олинмаганда ҳам бўлакнинг қувур ичида тўлқинсимон траектория бўйича ҳаракат қилишини ва қувур

девориға бир неча марта зарбали тўқнашуви содир бўлади. Бунда ҳаво ва пахта бўлакчаси тезликлари қанча катта бўлса, зарба шунчалик тез ва интенсив бўлади. Шунингдек, пахта бўлакчаси қувур кўндаланг кесимининг юқори қисмидан кириб келса (4-расмда $h=40$ см; $h=30$ см) у узокроқ масофага бориб тушади ва қувур девори билан каттароқ куч билан, кўпроқ марта таъсирлашади, пастдан кириб келганда эса (4-расмда $h=20$ см; $h=10$ см) яқинроқ масофага тушади, нисбатан тез ва пастроқ амплитудада таъсирлашади. Ҳар иккала ҳолатда ҳам пахта бўлакчаси бир неча марта қувурга урилгач, унинг тебранма траекторияси сўниб боради. Буни биз акустик текширувларда ҳам синовдан ўтказдик: пахта қувурга кириб келадиган қисмда шовқин даражаси энг юқори бўлиб, 6-8 метрдан кейин шовқин кескин пасаяди ва пахта текис, шовқинсиз ҳаракатлана бошлайди. Аммо, қувурнинг эгилган қисмлари (чиғаноқлар, бўлиниш жойлари), шунингдек, тоштуткич каби элементларга кириб келганда яна шовқин кучаяди. Муайян масофадан кейин шовқин яна пасаяди. Бу ҳолат қувурнинг эгилган қисмларида пахта қувур деворлари билан интенсив равишда зарбали таъсирда бўлишини кўрсатади. Пахта чигитининг синиши, толанинг эшилиши каби нуқсонлар айнан шу зарбали таъсирлашув сабабли юз беради.

Хулоса. Пахта бўлагининг қувурдаги ҳаракати пайтида унинг қувур ичида тўққинсимон траектория бўйича ҳаракат қилиши ва қувур девори билан зарбали тўқнашув содир бўлиши аниқланди. Бунда ҳаво ва пахта бўлакчаси тезликлари қанча катта бўлса, зарба шунчалик тез ва интенсив бўлади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Хусанов С., Махкамов А., Каримов А., Мурадов Р. Сепараторнинг ҳаракатланувчи тўрли юзасининг пахта бўлакчасига таъсирини ўрганиш // Фарғона политехника институти илмий-техника журнали. 2020 й. Т. 24. №6. Б. 66–70.
- [2] Саримсаков О. Пахта хомашёсини узатиш ва ҳаво транспортида ташишнинг илмий асосланган самарали технологияларини яратиш: Дис... Наманган, 2017.
- [3] Жабборов Ф.Ж., Отаметов Т.У., Ҳамидов А. Чигитли пахтани дастлабки ишлаш технологияси // Тошкент: “Ўқитувчи”, 1987. Б. 280.
- [4] Мурадов М. Пахтани ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма самарадорлигини ошириш асослари. Тошкент: Фан, 2014.
- [5] Abduragimov M.O., Ibragimov A.K. and Sharipjanov S.O. Designing a New Design of a Loading Cylinder for Pneumomechanical Spinning Machines // Engineering. Vol. 10. 2018.P. 345–356.

Наманган муҳандислик-технология институти

26.11.2020
кабул қилинган

А.Х. Сидиков, О.Ш. Саримсаков. Движение хлопка по трубопроводу пневмотранспорта

В статье теоретическое описание системы пневмотранспорта - одного из основных технологических средств хлопкоочистительного предприятия. Рассмотрено движение хлопка в трубопроводе.

A.Kh. Sidikov, O.Sh. Sarimsakov. Movement of cotton along the pneumatic conveyor pipeline

The article briefly describes the pneumatic transport system, one of the main technological means of a cotton ginning enterprise, as well as the movement of cotton in the pipeline.

УДК 621.791.75.

М.А. АБРАЛОВ, Н.З. ХУДОЙКУЛОВ, М.М. АБРАЛОВ, Ш. АБДУХАКИМОВ

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА ШЛАКООБРАЗУЮЩЕЙ ОСНОВЫ НА ДЕСУЛЬФУРИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ НЕКОТОРЫХ ФЛЮСОВ

С изменением состава шлакообразующей основы флюсов их десульфурierende способность меняется в зависимости от изменения активности флюса, от его относительной массы, температуры плавления и др. Изучению влияния состава шлака на десульфурierende металла посвящено большое число работ как в области металлургии, так и в области сварки [1–5]. Однако сведения о влиянии отдельных составляющих шлака на этот процесс часто противоречивы.

В статье сделана попытка оценить, прежде всего, рафинирующую способность некоторых существующих керамических и плавленых флюсов. Для этой цели были проведены исследования, в процессе которых под каждым из флюсов, составы которых приведены в табл.1, на пластине из стали Ст3 проволокой Св-08 диаметром 5 мм наплавляли однослойные валики при следующем режиме: $I=500-550$ А, $U_d=30-32$ В, $V_{св}=20$ м/ч. В каждом опыте определяли площадь наплавки и проплавления, содержание серы в металле шва и в шлаке, а также массу пластины до и после наплавки.

При выполнении отдельных серий опытов в сварочную ванну вводили различное количество сернистого железа путём засыпки его в канавку на основном металле (табл.2).

Таблица 1

Состав флюсов, %															
№ п/п	Флюс	Плавиновый шпиг	Мрамор	Магнезит	Двуокись титана	Кварцевый песок	Хромитовая руда	Полевой шпиг	Глинозем	Марганцевая руда	Ферромарганец ФМн1	Ферросилиций ФС45	Ферротитан	Ферроалюминий	(S) _ф
1	К-7	13.0	50.0	21.0	-	5.0	-	-	-	-	1.5	3.5	3.0	3.0	0.067
2	Опытный	10.0	-	-	-	27.0	54.0	-	-	-	-	7.0	-	2.0	0.027
3	ЦФМ-20	14.8	50.6	-	-	11.2	-	-	-	-	3.7	1.2	14.8	3.7	0.066
4	КС-1	20.0	59.7	-	15.0	-	-	-	-	-	0.5	0.8	4.0	-	0.101
5	М-10	21.3	27.5	8.8	11.2	13.8	-	-	-	-	5.0	5.0	7.7	-	0.066
6	ОНК-1	13.0	-	-	47.0	-	-	21.0	-	-	12.0	7.0	-	-	0.101
7	АН-348-А	4-5.5	-	-	-	41-44	-	-	До 4.5	34-38	-	-	-	-	0.084
8	АН-20	29	-	-	-	22	-	-	30	До 0,5	-	-	-	-	0.021

Химический состав использованных в опыте исходных материалов приведен в табл.3.

Таблица 2

Количество FeS в образцах			
Номер серии наплавов	I		III
Количество FeS (qFeS), г/см	0.05		0.25

Таблица 3

Химический состав материалов, %								
Материал	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Fe
Основной металл	0.18	0.49	0.18	0.028	0.018	-	-	-
Сварочная проволока Св-08	0.10	0.52	0.03	0.025	0.013	0.06	0.02	-
Порошок FeS	7.80	-	-	10.90	-	-	-	61.86

Эффективность процесса рафинирования металла шлаком обычно оценивают коэффициентом извлечения серы (отношение количества серы, находящегося в шлаке $S_{шл}$, к количеству серы в металле S_M):

$$\eta_s = \frac{S_{шл}}{S_M}. \quad (1)$$

Если известны константа распределения серы и истинная относительная масса шлака β (коэффициент эффективности массообмена), то их можно использовать для определения коэффициента извлечения серы η_s . От концентраций можно перейти к массе

$$L = \frac{(S)}{[S]}, \quad (2)$$

$$L = \frac{(S)}{[S]} = \frac{S_{шл}/m_{шл}}{S_M/m_M},$$

где S_M , $S_{шл}$ – масса серы соответственно в металле и в шлаке;
 $m_{шл}$, m_M – соответственно масса металла и шлака.

Учитывая выражения (1) и (2), получаем

$$L = \eta_s \frac{1}{\beta}; \quad \eta_s = L\beta. \quad (3)$$

Для флюсов разного состава значения L , очевидно, будут различными, а главное – неизвестными, так что пользоваться выведенными выражениями для оценки рафинирующей способности флюсов трудно. Поэтому рафинирующую способность флюсов оценивали коэффициентом рафинирования K_p , который представляет собой отношение изменения концентрации серы в металле свароч-

ной ванны в результате рафинирования к исходной концентрации серы в сварочной ванне. Коэффициент K_p определяется из уравнения материального баланса серы при сварке под флюсом:

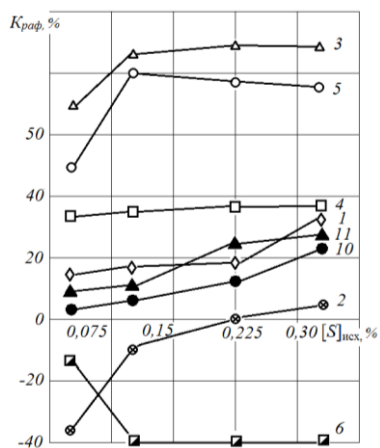


Рис. 1. Рафинирующая способность некоторых флюсов при различном исходном содержании серы в металле (номера кривых соответствуют табл.1)

$$q_s l + m_s [S]_s + m_{O.M.} [S]_{O.M.} + m_\phi (S)_\phi = m_{шв} [S]_{шв} + m_{шл} (S)_{шл},$$

где q_s – количество серы, вводимое на l см шва, г/см; l – длина шва, см; m_s ; $m_{O.M.}$; m_ϕ ; $m_{шв}$; $m_{шл}$ – масса соответственно электродного металла, основного металла, металла шва, шлака и флюса, принимавших участие в обмене; $[S]_s$; $[S]_{O.M.}$; $[S]_\phi$; $[S]_{шв}$; $[S]_{шл}$ – концентрация серы соответственно в электродном, основном металле шва, во флюсе и шлаке.

Для керамических флюсов с малым количеством металлической составляющей и не содержащих компонентов, разлагающихся с потерей веса при нагреве, $m_\phi = m_{шл}$. При наличии таких компонентов $m_\phi = \psi m_{шл}$. Тогда

$$\frac{q_s l + m_s [S]_s + m_{O.M.} [S]_{O.M.}}{m_{шв}} = S_{исх};$$

$$S_{исх} - S_{шв} = \beta(S)_{шл} - \psi \beta(S)_\phi. \quad (4)$$

Левая часть выражения (4) представляет собой изменение концентрации серы в металле шва при сварке $\Delta[S]_{раф}$, откуда

$$K_p = \frac{\Delta[S]_{раф}}{[S]_{исх}} = \frac{[S]_{исх} - [S]_{шв}}{[S]_{исх}}. \quad (5)$$

Результаты определения K_p в зависимости от $[S]_{исх}$ по данным опытов приведены на рис.1 и показывают, что способность флюсов очищать металл шва от серы резко различна и зависит от их состава.

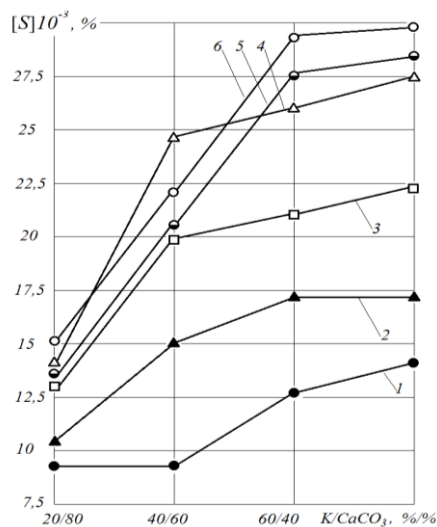


Рис. 2. Зависимость концентрации серы в металле шва от состава шлакообразующей основы флюсов:
1 – CaO-MgO; 2 – CaO-MnO; 3 – CaO-ZrO₂;
4 – CaO-TiO₂; 5 – CaO-Al₂O₃; 6 – CaO-CaF₂

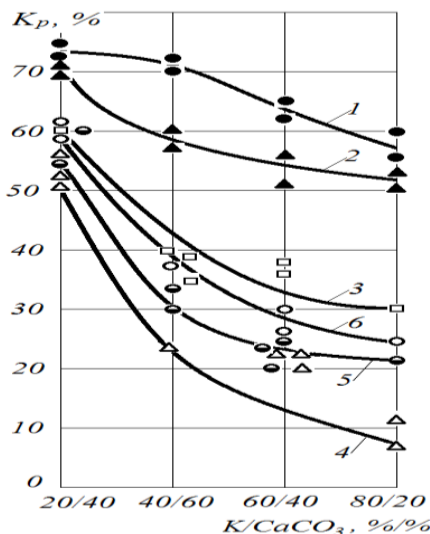


Рис. 3. Зависимость рафинирующей способности флюсов от их состава:
1 – CaO-MgO; 2 – CaO-MnO; 3 – CaO-ZrO₂;
4 – CaO-CaF₂; 5 – CaO-Al₂O₃; 6 – CaO-TiO₂

Общей особенностью, характерной для всех флюсов, является снижение десульфуризирующей способности при малой исходной концентрации серы в сварочной ванне. Лучшей десульфуризирующей способностью обладают основные карбонатно-флюоритовые флюсы (№3 и 5). Флюсы на основе рутила (№6) или хромовой руды (№2) имеют низкую рафинирующую способность, примерно такую же, как и плавленные флюсы (АН-20, АН-348-А), которые при малых значениях K_p и являются поставщиками серы в металл шва.

При разработке керамических флюсов, предназначенных для получения чистого металла шва (с минимальным содержанием серы), необходимы сведения о влиянии отдельных компонентов шла-

кообразующей основы на K_p . Для получения таких данных исследовали двухкомпонентные шлаковые системы, содержащие СаО и различные добавки других окислов К в пределах 20 – 80% (рис. 2).

В связи с тем, что исходная концентрация серы в сварочной ванне была примерно одинаковой и определялась содержанием серы в основном и электродном металле (в металл шва FeS дополнительно не вводили), оценивать способность флюса удалять серу из металла ванны можно было непосредственно по содержанию серы в металле шва. Как видно из рис. 2, замена СаО в шлакообразующей основе флюса любым из исследованных окислов приводит к росту содержания серы в металле шва, однако, степень этого влияния различна.

Заключение. Лучшей десульфурующей способностью обладают шлаковые системы СаО-МgО и СаО-МnО. При замене части мрамора (до 40%) окисью магния можно сохранить высокую десульфурующую способность флюса, что согласуется с результатами, полученными ранее [1, 2]. С ростом содержания во флюсе МnО несколько увеличивается содержание серы в металле шва, что подтверждает выводы, сделанные в одних работах [1, 3], и противоречит выводам, сформулированным в других [4].

С учётом влияния истинной относительной массы шлака и показателей расплавления электрода и основного металла десульфурующую способность достаточно точно можно оценить с помощью коэффициента рафинирования. Результаты определения K_p для разных флюсов приведены на рис. 3.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Попова Н. В. Десульфурация стали. М.: Металлургия, 1968. – 96с.
- [2] Есин О. А., Шихов В. Н. Кинетика распределения серы между железом и шлаком//Сб.трудов ДАН СССР. 1953.Т.102. С. 91 – 96.
- [3] Хренов К. К., Кушнерев Д. М. Керамические флюсы для автоматической сварки и наплавки. Киев. Гостехиздат, 1961. – 263с.
- [4] Любавский К. В. Металлургия автоматической сварки малоуглеродистой стали под флюсом//Сб. трудов ЦОШИТмаш. 1955. №3. С.109 – 115.
- [5] Абралов М. А., Дуняшин Н. С., Абралов М. М., Эрматов З. Д. Эритиб пайвандлаш технологияси ва жиҳозлари. Тошкент: Ноширлик ёғдуси, 2007. – 414с.
- [6] Abralov M. M. Payvandlash materiallari. Toshkent: Texnologiya, 2017. – 243с.

Ташкентский государственный технический университет
имени Ислама Каримова

Дата поступления
21.12.2020

М.А. Абралов, Н.З. Худойкулов, М.М. Абралов, Ш. Абдухакимов. Баъзи флюслар шлак ҳосил қилиш асоси таркибини десулфурасиялаш қобилиятига таъсири

Мақолада пайвандлаш флюсларини десулфурасиялаш қобилиятини баҳолаш масалалари кўриб чиқилган. Металлни шлак ёрдамида тозалаш жараёни самарадорлиги олтингугуртни тортиб олиш коэффициенти билан баҳоланади. Асосий карбонат-флюоритли флюслар энг яхши десулфурасиялаш қобилиятига эгадир. Асосий қисми рутил ёки хром рудасидан иборат флюслар металлни тозалаш қобилияти паст ҳисобланади.

M.A. Abralov, N.Z. Xudoykulov, M.M. Abralov, Sh. Abduxakimov. Structure influence slag-forming bases on desulphuration ability of some fluxes

In article it is considered estimation questions desulphuration abilities welding fluxes. Efficiency of process of refinement of metal slag usually estimate in factor of extraction of sulphur. The best desulphuration ability the basic carbonate-fluorite fluxes possess. Fluxes on the basis of rutile or chromic ore have low refining ability.

**УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ И СООБЩЕНИЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ
В УЗБЕКСКОМ ЖУРНАЛЕ «ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ» В 2020 г.**

**Номер
журнала**

Абдужабаров А.Х., Бегматов П.А. Исследования колебаний рельсов влияющие на прочность балластной призмы.....	4
Абдукаримов А., Сайдокулов И.Х., Абдуллажонов А.А. Валикли машиналар узатиш механизмларининг экспериментал тахлили.....	1-2
Абдукаримов А., Сайдокулов И.Х., Абдуллажонов А.А. Тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмини кинематик тахлили.....	4
Абдурахимов А.А. Влияние продольного перемешивания на нестационарный сдвиг степени превращения реагента в реакторе.....	1-2
Абдусаттаров А., Абдукадиров Ф.Э., Сабилов Н.Х. Исследование НДС и собственных колебаний оболочечных конструкций с учетом неупругих свойств материалов.....	1-2
Абдусаттаров А., Сабилов Н.Х. Алгоритм расчета и исследование кинетики НДС тонкостенных стержней с учетом диаграммы циклического деформирования и повреждаемости.....	3
Абралов М.А., Худойкулов Н.З., Абралов М.М., Абдухакимов Ш. Влияние состава шлакообразующей основы на десульфуризирующую способность некоторых флюсов.....	4
Адилходжаев А.И., Амиров Т.Ж., Юсупалиев У.Г., Тўхтаев М.Б. Цемент билан мустаҳкамланган чакиктош-шағал - кум қоринмасининг сикилишдаги мустаҳкамлиги орқали эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигини прогнозлаш.....	1-2
Астанов Б.Ж., Тогаев А.А., Шермухамедов Ю.А. Динамический расчет процесса поворота четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033.....	1-2
Ахмедова М.А., Бобоев С.М. Саноат қорхоналари ишлаб чиқариш цехларида ҳосил бўлаётган чанг оқимининг параметрлари ва чанглари тутиб қолиш.....	3
Ахмедходжаев Х.Т., Умаров А.А., Ортикова К.И. Аррали цилиндр тезлиги ростланадиган жин ва линтер.....	3
Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А., Камбарова Д.У. Влияние колесной формулы трактора на увод и прогиб шины переднего колеса.....	1-2
Ахметов А.А., Юлдашев А.И., Камбарова Д.У. Определение диаметра выходного отверстия (сопла) распыливающего наконечника универсального опрыскивателя.....	1-2
Байбулатов Х.А., Бердибаев М.Ж. Влияние коррозии на несущую способность железобетонных мостовых конструкций.....	1-2
Бахадиров Г.А., Мусиров М.У. Обоснование параметров направляющей поверхности плоского материала в зону обработки.....	4
Бахадиров Г.А., Цой Г.Н., Набиев А.М. Экспериментальное определение влияния факторов на количество удаленной влаги из влагонасыщенных материалов.....	1-2
Бегимов У.И., Усмонова Н.А., Якубова Х.М., Худайкулов С.И. Моделирование ударного импульса в водовыпускном трубопроводе Каркидонского водохранилища.....	4
Бекмирзаев Д.А., Мирзаев И., Мансурова Н.Ш. Сейсродинамика подземного П-образного трубопровода на действие реальных записей землетрясений.....	3
Бекмирзаев Д.А., Нишонов Н.А. Сирдарё вилоятидаги «Сардоба» сув омборида рўй берган техноген офат оқибатлари ҳақида.....	1-2
Бердиев Д.М., Сайдумаров Б.М., Ташматов Р.К. Методика определения контактных напряжений и математическое моделирование процессов прокатки.....	3
Бердиев Д.М., Ташматов Р.К. Пулатларга ноанъанавий термик ишлов беришда структура ўзгаришининг хусусиятлари.....	3
Валиев М.Ш., Қосимов Х.Р. Кичик оғиш услубидан фойдаланиб локомотивларнинг техник ҳолатини баҳолаш.....	3
Джураев А., Мамахонов А. Узатиш юритмасида таркибли роликли занжирли механизми бўлган конвейер машина агрегати динамик тахлили.....	4
Доктору технических наук, профессору Анвару Ишановичу Адылходжаеву – 70 лет.....	1-2
Естифеева А.Г., Мифтахова И.Р., Салямова К.Д., Турдикулов Х.Х. Обеспечение безопасной эксплуатации грунтовой плотины Чарвакской ГЭС с учетом данных натурных наблюдений.....	1-2
Ишанходжаев А.А., Миралимов М.Х., Ахмаджонов М.З. Расчет на сейсмостойкость односводчатых станций метрополитена мелкого заложения.....	4
Йулдашев А.Т. Расчетно-численное исследование изменение концентрации смеси воздуха при применении серийной и опытной приемных камер.....	4
Каримов Р.И., Хожиебов Т.Д. Исследование нагруженности звеньев эксцентрикового кулачкового механизма.....	1-2
Каримов Р.И., Бегимов Н.Н., Садуллаев Ш.А. Моделирование кинестатики планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности.....	1-2
Каюмов А.Д., Каюмов Д.А. Механизм нарушения прочности связей между структурными элементами засоленных грунтов под воздействием подвижной нагрузки.....	1-2
Коршунова Н.А., Рузматов М.И. Аналитические решения для участков малой тяги в центральном Ньютоновском поле.....	3
Кулматов И.Т. Теоретическое изучение скорости движения летучки по верхней крышке разработанного регенератора.....	4

Лидер механиков Узбекистана.....	3
Маликов З.М., Мадалиев М.Э., Наврузов Д.П. Сравнение моделей турбулентности для задачи асимметричного двумерного плоского диффузора.....	4
Маликов З.М., Наврузов Д.П. Исследование модифицированной модели турбулентности $k-\epsilon$ для расчета обтекания плоской пластины.....	3
Мамахонов А. Таркибли, роликли, занжирли узатма ролиги статик ва динамик хисобининг назарий тадқиқоти.....	3
Мамахонов А., Юлдашев К. Разработка эффективной конструкции и обоснование параметров винтового конвейера для транспортировки и очистки хлопкового линта.....	1-2
Мардонов Б., Усманов Х.С., Сирожиддинов Ф.Н., Юлдошева Г.А. Қозикчали барабанда ҳаракатланаётган пахта оқимидаги ифлослик заррачаларини ажратиш жараенининг назарий тадқиқоти.....	1-2
Мардонов Б.М., Ахмедходжаев Х.Т., Шарипов Х.Н., Тухтаев Ш.С. Теоретическое изучение движения потока хлопковых семян по криволинейному контуру колосника.....	3
Матчанов Р.Д., Курамбаев Б.Р., Худайкулиев Р.Р., Джураева Н.Б., Уринов А.П. Результаты экспериментальных исследований пневмомеханического туковысевающего аппарата к 8-рядному культиватору.....	3
Матчанов Р.Д., Ризаев А.А., Йулдашев А.Т., Кулдошев Д.А., Ахмедов Ш.А., Темиров Ж.Р. Эффективная пневмотранспортная система полуприцепной хлопкоуборочной машины.....	4
Матчанов Р.Д., Ризаев А.А., Рузматов Д.А., Хакимов М.А. Проблема разового сбора хлопка хлопкоуборочной машиной.....	3
Махмудова Н.А. Особенности штамповки на молотах труднодеформируемых сталей и сплавов.....	3
Мелибоев У.Х., Парпиев Д.Х. Қўшиб ёраш машиналарида илпар механикасининг назарий тадқиқоти.....	3
Миралимов М.Х., Абиров Р.А. К расчету железобетонных конструкций с наличием повреждений.....	1-2
Мирзаев Б.С., Тулаганов Б.К. Уруғли аралашма бўлакларининг қайтаргич билан ўзаро таъсирлашиш жараёнини тадқиқ этиш.....	1-2
Мирзаев И., Косимов Э.А. Воздействие гармонической и сейсмической волн на подземный трубопровод при разных землетрясениях.....	3
Мольченко Л.В., Индиаминов Р.Ш. Магнитоупругое деформирование гибких ортотропных оболочек вращения переменной жесткости при учете джоулевого тепла.....	3
Мурадов А.А., Сайидмурадов М. Исследование динамики процесса кручения пряжи в пневмомеханическом прядении при использовании неподвижного вьюрка ложного кручения.....	3
Мурадов Р., Каримов А., Рахимов Ф., Косимов Х. Тоштутгич қурилмасида пахта бўлакчасининг чўнтакка тушиб қолишини камайтириш йўллари.....	4
Мусаев М.Н., Гуляева Г.Х., Мукимов М.М. Йигирилган ипак ва пахта ипларини нақши трикотажнинг хом ашё сарфига таъсирини таҳлили.....	1-2
Мусаев Н.М., Мукимов М.М., Мансурова М.А. Разработка эффективной конструкции и обоснование параметров механизма отяжки плосковязальной трикотажной машины.....	1-2
Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Эргашев И.О., Бозоров Р.Т., Расулов Р.Х. Алмашинувчи элементни эгиш жараёнида материалнинг орқага қайтиш микдорини хисоблаш.....	4
Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Эргашев И.О., Мухаммадиев Т.Д. Расчет соединений колосника и вставки.....	3
Мухаммадиев Д.М., Примов Б.Х., Ахмедов Х.А., Жамолова Л.Ю. Исследование движения сырцового валика по поверхности лобового бруса пильного джина.....	1-2
Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Эргашев И.О., Мухаммадиев Т.Д. Колосник ва алмашинувчи элемент бирикмасини хисоблаш.....	3
Назаров Ф.Х. Сиқилмайдиган ёпишқоқ суоқликнинг эгри деворли қувурлардаги ҳаракати.....	1-2
Назаров Ф.Х. Численное исследование турбулентного течения Тейлора – Куэтта.....	3
Нишонов Н.А. Изучение и анализ состояния трубопроводов при землетрясениях в зависимости от грунтовых условий: выводы и предложения.....	1-2
Норкузиев О.С. Расчетная оценка полноты первого сбора хлопка вертикально-шпиндельными хлопкоуборочными машинами.....	3
Примкулов Б.Ш. Такрорий экин уруғларини экиш учун мўлжалланган комбинациялашган агрегат олд қисми ишчи органларининг ишлов бериш чуқурлиги бўйича барқарор ҳаракатини тадқиқ этиш.....	4
Раупов Ч.С., Бекмуродов У.Б. Область рационального применения различных систем мостов на скоростных и высокоскоростных магистралях.....	1-2
Рахмонов У., Каримова А.Б. Расчет устойчивости основания, окружающего сваю, при учете сейсмических воздействий.....	4
Рашидов Т., Мардонов Б., Джураева Н.Б. О продольном колебании рабочих органов почвообрабатывающей машины при взаимодействии с почвенной средой (грунтом).....	1-2
Рашидов Т.Р., Байбулатов Х.А., Бердибаев М.Ж. Способы усиления внецентренно сжатых элементов увеличением площади поперечного сечения.....	3
Рашидов Т.Р., Мардонов Б.М., Ан Е.В. Поперечные колебания сопряженного с массивным узлом подземного трубопровода под действием плоской продольной волны.....	3
Рашидов Т.Р., Сафаров И.И., Тешаев М.Х. О стихийном бедствии и предупреждении катастроф на примере Бухарской области Республики Узбекистан.....	1-2
Рашидов Т.Р., Шермухамедов У.З. Транспорт иншоотларининг зилзилабардошлиги. Дарслик.....	3
Ризаев А.А., Аннакулова Г.К., Мирзаева М.М., Темиров Дж., Каримов Н.Н. Рабочая щель уборочного аппарата при разовом сборе хлопка.....	4
Ризаев А.А., Йулдашев А.Т., Худайкулиев Р.Р., Султанов Ж. Анализ и оценка пневмотранспортной системы хлопкоуборочной машины.....	1-2

Ризаев А.А., Усаров С., Йулдашев А.Т., Джураева Н., Хунаров А. Влияние направления вращения шпинделя на кинематику рабочей камеры аппарата.....	1-2
Саатова Н.З. Прогнозирование остаточного ресурса железобетонных пролетных строений (по прогибу) по результатам технической диагностики.....	3
Сагдиев Х.С., Ювмитов А.С., Тешабоев З.Р., Галиаскаров В.А., Шерниёзов Х.О., Мирзакабилов Б.Н. Расчет зданий общеобразовательных школ на сейсмические воздействия и рекомендации по обеспечению их безопасной эксплуатации.....	1-2
Сидиков А.Х., Саримсаков О.Ш. Пахтани пневмотранспорт кувури ичидаги ҳаракати.....	4
Сидиков А.Х., Саримсаков О.Ш. Цилиндрик тоштутгичда зарба кучини камайтириш.....	1-2
Сидиков М.Н. Уравнения движения систем с неидеальными связями в избыточных координатах.....	4
Собиров Б.Ш., Матмуродов Ф.М. Динамическая математическая модель передачи энергосилы гидравлических передаточных механизмов и рабочих органов.....	3
Собирова М.М. Кум грунтлардан барпо этилган темир йўл ер тўшамасининг кучланганлик – деформацияланганлик ҳолатини сонли усуллар билан тадқиқ этиш.....	1-2
Сулаймонов Р.Ш., Ахмедов М.Х., Гаппарова М.А.. Такомиллаштирилган колосникли панжарани чигитни линтерлаш жараёнига ва ишлаб чиқарилаётган маҳсулот сифатига таъсирининг тадқиқотлари.....	1-2
Сулаймонов Р.Ш., Очилов М.М., Гаппарова М.А. Исследование процесса выделения сорных примесей вдоль дуги сетчатой поверхности при очистке линта.....	3
Султонов М.М., Обидов А.А., Маматкулов О.Т. Толали пахта чиқиндиларидан ажратиб олинган йигиривга ярқили толаларининг физик механик хоссаларини аниқлаш ва уларнинг таҳлили.....	3
Техника фанлари доктори, профессор Кубаймурат Исмаилов – 70 ёшда.....	1-2
Техника фанлари доктори, профессор Қосимов Эркин Умаралиевич – 85 ёшда.....	3
Тешабоев З.Р. Развити метода центробежного моделирования в Узбекистане.....	1-2
Тураев Ф.Ф. Изучение и анализ влияния конструкции питающего столика прядильной машины на качество пряжи.....	3
Турдалиев В.М., Махкамов Г.У. Теоретическое исследование движения семян лука после выброса из высевающего аппарата.....	1-2
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	3
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	1-2
Фазилов А.Ш., Мусаева М.Р., Исламова Ф.С. Разработка математической модели и программного комплекса для оптимизации обработки информации в информационных системах.....	1-2
Хасанов А.З., Хасанов З.А., Курбанов Б., Набиева Н.А., Гошмукимов Б., Саматов А. Определение критической нагрузки на поверхности прямолинейного откоса.....	4
Ходжаев А.А., Ходжаева З.Ш. Термозўрикқан конструкциянинг кучланиш ва деформациясини аниқлаш.....	4
Ходжиев М.Т., Мардонов Б.М., Эшмуродов Д.Д. Сепаратор тўрли юзасида ҳаракатланётган пахта хом ашёси ҳолатини назарий ўрганиш.....	1-2
Хожметов Г.Х., Комилов С.И. Асоси бўш грунтдан иборат йўл пойи кўтарма устуворлигини ҳисоблашнинг ўзига хос жиҳатлари.....	4
Худайкулиев Р.Р., Курамбаев Б.Р., Уринов А.П. Методика определения основных параметров рыхлителя культиватора с почвосдвигающей пластиной.....	3
Худжаев М.К., Нематов Э.Х., Каримова А.Р., Хуррамов Д.Х., Хасанов Б.Б. Определение параметров потока в канале, состоящего из трех сегментов с разными формами.....	4
Хужаёров Б.Х., Зикиряев Ш.Х., Чоршанбиева Б.У. Перенос вещества в пористой среде с кусочно-однородным засолением.....	3
Хуррамов Ш.Р. Уточнение математических моделей кривых контакта валков.....	3
Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Эргашев Н.Т. Численный анализ напряженно-деформационного состояния основания кузова прицепа универсального шасси с использованием различных материалов.....	1-2
Шермухамедов У.З., Байбулатов Х.А., Исмаилов О.Т., Хамдамов У.Ю. Сирдарё вилоятидаги халқаро аҳамиятга молик автомобиль йўлларидаги кўприқларда табиий ва техноген ҳалокатлар оқибатларининг диагностикаси.....	1-2
Юсупов А.А., Бердиев Д.М. Пулат маҳсулотларини ейилишга бардошлилигини циклик термик ишлов бериш усулида ошириш.....	1-2

МУНДАРИЖА

М.Н. Сидиков. Ноидеал боғланишли ортиқча координатли системаларнинг ҳаракат тенгламалари.....	3
З.М. Маликов, М.Э. Мадалиев, Д.П. Наврузов. Турбулент моделларни асимметрик икки ўлчовли диффузор масаласида таққослаш.....	7
А.З. Хасанов, З.А. Хасанов, Б.Курбонов, Н.А.Набиева, А.Саматов. Тўғри чизикли қиялик юзасидаги чегаравий юкни аниқлаш.....	12
А.А. Ишанходжаев, М.Х. Миралимов, М.З. Ахмаджонов. Саёз жойлашган бир гумбазли метрополитен станцияларини зилзилабардошликка ҳисоблаш.....	15
Г.А. Бахадиров, М.У. Мусиров. Ясси материални ишлов бериш зонасига йўналтирувчи сиртнинг параметрларини асослаш.....	19
Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, А.Т. Йўлдашев, Д.А. Қўлдошев, Ш.А. Ахмедов, Ж.Р. Темиров. Ярим тиркамали пахта териш машинасининг самарали пневмотранспорт тизими.....	25
А. Джураев, А. Мамахонов. Узатиш юритмасида таркибли роликли занжирли механизми бўлган конвейер машина агрегати динамик таҳлили.....	28
А. Абдукаримов, И.Х. Сайдоқулов, А.А. Абдуллажонов. Тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмнинг кинематик таҳлили.....	33
Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, И.О. Эргашев, Р.Т. Бозоров, Р.Х. Расулов. Алмашинувчи элементни эгиш жараёнида материалнинг орқага қайтиш миқдорини ҳисоблаш.....	38
А.Т. Йўлдашев. Серияли ишлаб чиқарилган ва тажриба қабул камерасидан фойдаланганда ҳаво аралашмаси концентрациясининг ўзгаришини сонли ҳисоблаш тадқиқоти.....	43
У.И. Бегимов, Н.А. Усмонова, Х.М. Якубова, С.И. Худайкулов. Каркидон сув омбори сув чиқариш қувурида вужудга келадиган зарба импульсини моделлаштириш.....	45

Илмий ахборотлар

Г.Х. Хожметов, С.И. Комилов. Асоси бўш грунтдан иборат йўл пойи кўтарма устуворлигини ҳисоблашнинг ўзига хос жиҳатлари.....	49
А.Х. Абдужабаров, П.А. Бегматов. Баласт призмасининг кучига таъсир қиладиган темир йўл тебранишларини ўрганиш.....	52
У. Раҳманов, А.Б. Каримова. Сейсмик таъсирларни ҳисобга олиб, қозиқ атрофи заминининг турғунлигини ҳисоби.....	54
А.А. Ходжаев, З.Ш. Ходжаева. Термозўрикқан конструкциянинг кучланиш ва деформациясини аниқлаш.....	57
А.А. Ризаев, Г.К. Аннакулова, М.М. Мирзаева, Дж. Темиров, Н.Н. Каримов. Пахтанинг бир марталик терими учун терим аппарати ишчи тирқиши.....	61
М.К. Худжаев, Э.Х. Нематов, А.Р. Каримова, Д.Х. Хуррамов, Б.Б. Хасанов. Турли формага эга учта қисмдан иборат каналда оқим параметрларини аниқлаш.....	65
Р. Мурадов, А. Каримов, Ф. Рахимов, Х. Косимов. Тоштутгич қурилмасида пахта бўлақчасининг чўнтакка тушиб қолишини камайтириш йўллари.....	67
Б.Ш. Примкулов. Такрорий экин уруғларини экиш учун мўлжалланган комбинациялашган агрегат олд қисми ишчи органларининг ишлов бериш чуқурлиги бўйича барқарор ҳаракатини тадқиқ этиш.....	71
И.Т. Кулматов. Ишлаб чиқилган регенераторнинг юқори қопқоғида тўзғоқнинг ҳаракатланиш тезлигини назарий ўрганиш.....	74
А.Х. Сидиков, О.Ш. Саримсақов. Пахтани пневмотранспорт қувури ичидаги ҳаракати.....	77
М.А. Абралов, Н.З. Худойкулов, М.М. Абралов, Ш. Абдухакимов. Баъзи флюслар шлак ҳосил қилиш асоси таркибини десулфурасиялаш қобилиятига таъсири.....	80

СОДЕРЖАНИЕ

М.Н. Сидиков. Уравнения движения систем с неидеальными связями в избыточных координатах.....	3
З.М. Маликов, М.Э. Мадалиев, Д.П. Наврузов. Сравнение моделей турбулентности для задачи асимметричного двумерного плоского диффузора.....	7
А.З. Хасанов, З.А. Хасанов, Б. Курбанов, Н.А. Набиева, Б. Тошмукимов, А. Саматов. Определение критической нагрузки на поверхности прямолинейного откоса.....	12
А.А. Ишанходжаев, М.Х. Миралимов, М.З. Ахмаджонов. Расчет на сейсмостойкость односводчатых станций метрополитена мелкого заложения.....	15
Г.А. Бахадиров, М.У. Мусиров. Обоснование параметров направляющей поверхности плоского материала в зону обработки.....	19
Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, А.Т. Йулдашев, Д.А. Кулдошев, Ш.А. Ахмедов, Ж.Р. Темиров. Эффективная пневмотранспортная система полуприцепной хлопкоуборочной машины	25
А. Джураев, А. Мамахонов. Динамический анализ машинного агрегата с механизмом передачи с составным роликом цепи привода конвейера.....	28
А. Абдукаримов, И.Х. Сайдокулов, А.А. Абдуллажонов. Кинематический анализ зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма.....	33
Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, И.О. Эргашев, Р.Т. Бозоров, Р.Х. Расулов. Расчет пружинения вставки после гибки.....	38
А.Т. Йулдашев. Расчетно-численное исследование изменения концентрации смеси воздуха при применении серийной и опытных приемной камер.....	43
У.И. Бегимов, Н.А. Усмонова, Х.М. Якубова, С.И. Худайкулов. Моделирование ударного импульса в водовыпускном трубопроводе Каркидонского водохранилища.....	45

Научные сообщения

Г.Х. Хожметов, С.И. Комилов. Характеристики расчета устойчивости земляного полотна, основанного на слабых грунтах.....	49
А.Х. Абдужаббаров, П.А. Бегматов. Исследование колебаний рельсов, влияющих на прочность балластной призмы.....	52
У. Рахманов, А.Б. Каримова. Расчет устойчивости грунтового массива, окружающего сваю, при учете сейсмических воздействий.....	54
А.А. Ходжаев, З.Ш. Ходжаева. Определение упрочнения и деформации термической конструкции	57
А.А. Ризаев, Г.К. Аннакулова, М.М. Мирзаева, Дж. Темиров, Н.Н. Каримов. Рабочая щель уборочного аппарата при разовом сборе хлопка.....	61
М.К. Худжаев, Э.Х. Нематов, А.Р. Каримова, Д.Х. Хуррамов, Б.Б. Хасанов. Определение параметров потока в канале, состоящего из трех сегментов с разными формами.....	65
Р. Мурадов, А. Каримов, Ф. Рахимов, Х. Косимов. Способы предотвращения попадания хлопка в карманы установки камнеуловителя.....	67
Б.Ш. Примкулов. Исследование влияния устойчивого движения почвообрабатывающих рабочих органов передней части комбинированного агрегата для посева семян повторных культур на глубину обработки почвы.....	71
И.Т. Кулматов. Теоретическое изучение скорости движения летучки по верхней крышке разработанного регенератора.....	74
А.Х. Сидиков, О.Ш. Саримсаков. Движение хлопка по трубопроводу пневмотранспорта.....	77
М.А. Абралов, Н.З. Худойкулов, М.М. Абралов, Ш. Абдухакимов. Влияние состава шлакообразующей основы на десульфуризирующую способность некоторых флюсов.....	80