

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

3
2018

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор - акад. АН РУз Т.Р. РАШИДОВ
Зам. главного редактора, и.о. секретаря – докт. техн. наук, проф. Г.Х. ХОЖМЕТОВ

Члены редколлегии: докт. техн. наук, проф. А. АБДУСАТТАРОВ,
докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ, докт. техн. наук, проф. Р.И. БАЙМЕТОВ,
докт. техн. наук Г.А. БАХАДИРОВ, докт. физ.-мат. наук, проф. А.Б. БЕГМАТОВ,
докт. техн. наук А.Д. ДАМИНОВ, докт. техн. наук, проф. А. ДЖУРАЕВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Н.А. КОРШУНОВА, докт. техн. наук, проф. Ш. МАМАТКУЛОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.М. МАРДОНОВ, докт. техн. наук, проф. Э.Ж. МАХМУДОВ,
докт. техн. наук, проф. А.А. РИЗАЕВ, докт. техн. наук, проф. З. СИРОЖИДДИНОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.Х. ХУЖАЁРОВ, докт. техн. наук, проф. А.А. ШЕРМУХАМЕДОВ,
докт. техн. наук, проф. Ш.С. ЮЛДАШЕВ, канд. техн. наук Х.С. САГДИЕВ

В работе редколлегии принимают участие:

докт. техн. наук, проф. А. АБДУЖАББАРОВ,
докт. техн. наук, проф. Е.А. ИСАХАНОВ

Адрес редакции:
100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 31.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз

Телефон: + 99871 262-78-34
Факс: +99871 262-71-52
E-mail: tur.rashidov@list.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ОРТОГОНАЛЬНЫХ ПОЛИНОМОВ К РЕШЕНИЮ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ОБ ИЗГИБЕ ТРЕХСЛОЙНЫХ БАЛОЧНЫХ ПЛИТ, ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ С ОСНОВАНИЕМ

Рассматривается задача об изгибе двух трёхслойных балочных плит, расположенных рядом на определенном расстоянии друг от друга, взаимодействующих с линейно-деформируемыми однородными основаниями, с учетом силы трения по контакту плиты и основания. Каждая трёхслойная балочная плита состоит из двух слоев, соединённых упругими поперечными связями и называемых заполнителями. Предполагается, что заполнитель передаёт только нормальные усилия, равные $k_i (y_{2,i}, y_{1,i})$. Здесь $y_{2,i}, y_{1,i}$ – прогибы соответственно первой и второй плит; k – коэффициенты жёсткости заполнителя; $i=1,2$ – параметры соответственно первой и второй трёхслойной плит.

Плиты загружены произвольными внешними вертикальными нагрузками $q_{1,i}(x), q_{2,i}(x)$. Нижние плиты взаимодействуют с однородными основаниями на участках $a_i \leq x \leq b_i$.

Дифференциальные уравнения изгиба двух трёхслойных плит на основании вышепринятых предположений можно представить в виде

$$D_{2,i} y_{2,i}^{IV} = q_{2,i}(x) - k_i (y_{2,i} - y_{1,i}), \quad (1)$$

$$D_{1,i} y_{1,i}^{IV} = k_i (y_{2,i} - y_{1,i}) - p_i(x) - 0,5 h_{1,i} \tau_i(x). \quad (2)$$

Здесь $D_{1,i}, D_{2,i}$ – цилиндрические жесткости соответственно нижней и верхней плит; $p_i(x), \tau_i(x)$ – соответственно реактивные нормальные и касательные давления основания.

Уравнения, связывающие вертикальные $V_i(x)$, горизонтальные $U_i(x)$ перемещения точек поверхности основания, согласно решению теории упругости [1,2], представляются в виде

$$V_i(x) = \alpha_1 \int_{a_i}^{b_i} p_i(s) \ln \frac{1}{|x-s|} ds + \alpha_2 \int_{a_i}^{b_i} \text{sigm} \tau_i(s) ds, \quad (3)$$

$$U_i(x) = \alpha_1 \int_{a_i}^{b_i} \tau_i(s) \ln \frac{1}{|x-s|} ds - \alpha_2 \int_{a_i}^{b_i} \text{sigm} p_i(s) ds. \quad (4)$$

Горизонтальные перемещения подошвы нижних плит $U_{1,i}(x)$ определяются по формуле [2]

$$U_{1,i}(x) = \alpha_3 \int_0^x \int_0^x \tau_i(s) ds - 0,5 h_{1,i} y_{1,i}, \quad (5)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – некоторые постоянные, зависящие от механических параметров грунта – основания.

Контактные условия, описывающие двухсторонние связи поверхности нижней плиты и основания, записываются следующим образом:

$$y_{1,1}(x) + y_{1,2}(x) = V_1(x) + V_2(x), \quad (6)$$

$$U_1(x) + U_2(x) = U_{1,1}(x) + U_{1,2}(x), \quad (7)$$

где $x \in [a_1, b_1] \cup [a_2, b_2]$.

Рассматриваемая задача сводится к решению системы интегродифференциальных уравнений (1) – (7).

Неизвестные реактивные давления основания разыскиваются в виде

$$p_i(x) = \rho_i(x) \sum_{n=0}^{\infty} A_{n,i} T_{n,i}(x), \quad \tau_i(x) = \rho_i(x) \sum_{n=0}^{\infty} B_{n,i} T_{n,i}(x), \quad (8)$$

где $T_{n,i}(x)$ – ортогональные полиномы Чебышева первого рода на отрезке $[a_i, b_i]$; $\rho_i(x)$ – весовые функции полиномов Чебышева; $A_{n,i}, B_{n,i}$ – неизвестные постоянные, подлежащие к определению.

Удовлетворяя равновесия балочных плит, можно определить неизвестные коэффициенты

$A_{0,i}, A_{1,i}, B_{0,i}$ в виде

$$A_{0,i} = \frac{2P}{\pi(b_i - a_i)}, \quad A_{1,i} = \frac{4M}{\pi(b_i - a_i)^2}, \quad B_{0,i} = \frac{2T}{\pi(b_i - a_i)}, \quad (9)$$

где P, M, T – соответственно суммы всех вертикальных, горизонтальных сил и момент всех внешних нагрузок относительно середины плиты.

Решение системы уравнений (1) – (5) с учетом (8) представляется в виде

$$y_{1,i} = f_{q,i}(x) - D_{2,i}\psi_{q,i}(x) + \sum_{m=1}^4 [C_{m,i}x^{4-m} - D_{2,i}\bar{C}_{m,i}U_m(\alpha_i x)] - \sum_{n=0}^{\infty} A_{n,i} [f_{n,i}(x) - D_{2,i}\varphi_{n,i}(x)] - \sum_{n=0}^{\infty} B_{n,i} [f'_{n,i}(x) - D_{2,i}\omega_{n,i}(x)], \quad (10)$$

$$y_{2,i} = f_{q,i}(x) - D_{1,i}\psi_{q,i}(x) + \sum_{m=1}^4 [C_{m,i}x^{4-m} - D_{1,i}\bar{C}_{m,i}U_m(\alpha_i x)] - \sum_{n=0}^{\infty} \{A_{n,i} [f_{n,i}(x) - D_{1,i}\varphi_{n,i}(x)] + B_{n,i} [f'_{n,i}(x) - D_{1,i}\omega_{n,i}(x)]\}, \quad (11)$$

$$U_{1,i} = -0.5h_1 \left\{ f'_{n,i}(x) - D_{2,i}\psi'_{q,i}(x) + \sum_{m=1}^3 [C_{m,i}(4-m)x^{3-m} - D_{2,i}\bar{C}_{m,i}U'_m(\alpha_i x)] \right\} + 0.5h_1 \left\{ A_{n,i} [f'_{n,i}(x) - D_{2,i}\varphi'_{n,i}(x)] + B_{n,i} \left[\left(1 - \frac{2\alpha_3}{h_1} \right) f''_{n,i}(x) - D_{2,i}\omega'_{n,i}(x) \right] \right\}, \quad (12)$$

$$V_i(x) = \pi\alpha_1 \left[-A_{0,i} \ln 2 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_{n,i}}{n} \cdot T_{n,i}(x) \right] + 2\alpha_2 \left[B_{0,i} \arcsin x - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_{n,i}}{n} \cdot V_{n,i}(x) \right], \quad (13)$$

$$U_i(x) = \pi\alpha_1 \left[-B_{0,i} \ln 2 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_{n,i}}{n} \cdot T_{n,i}(x) \right] - 2\alpha_2 \left[A_{0,i} \arcsin x - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_{n,i}}{n} \cdot V_{n,i}(x) \right], \quad (14)$$

где

$$V_{n,i} = \sin(n \arccos x); \quad f_{q,i}^{IV}(x) = \frac{1}{D_{1,i} + D_{2,i}} [q_{1,i}(x) + q_{2,i}(x)]; \quad f_{n,i}^{IV}(x) = \frac{1}{D_{1,i} + D_{2,i}} \frac{T_{n,i}(x)}{n};$$

$$\psi_{q,i}(x) = \frac{(4\alpha_i^3)^{-1}}{D_{1,i} + D_{2,i}} \int_0^x U_4[\alpha_i(x-z)] \left[\frac{q_{1,i}(x)}{D_{1,i}} - \frac{q_{2,i}(x)}{D_{2,i}} \right] dz;$$

$$\varphi_{n,i}(x) = \frac{(4\alpha_i^3)^{-1}}{D_{1,i} + D_{2,i}} \int_0^4 U_4[\alpha_i(x-z)] \rho_i(z) T_{n,i}(z) dz;$$

$$\omega_{n,i}(x) = \frac{(4\alpha_i^3)^{-1}}{D_{1,i} + D_{2,i}} \int_0^x U_4[\alpha_i(x-z)] [\rho_i(z) T_{n,i}(z)]' dz; \quad \alpha_i = \frac{D_{1,i} + D_{2,i}}{4D_{1,i}D_{2,i}};$$

$U_m(\alpha_i x)$ – известные функции А.Н. Крылова; $C_{m,i}, \bar{C}_{m,i}$ – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий рассматриваемой задачи.

Неизвестные постоянные $A_{n,i}, B_{n,i}, n=1, 2, 3 \dots$ определяются из условий контакта (6) и (7). Для этого выражения (10), (12), (13) и (14) вводятся в (6) и (7), затем обе части равенства умножаются на $\rho_i(x)T_{n,i}(x)$ и интегрируются в области контакта. Выполняя интегрирование, можно получить бесконечную систему алгебраических уравнений с бесконечными неизвестными относительно неизвестных постоянных $A_{n,i}, B_{n,i}, n=1, 2, 3 \dots$:

$$a_{k,r,i} = \sum_{n=0}^{\infty} (A_{n,i} a_{n,k,r,i} + B_{n,i} b_{n,k,r,i}), \quad (15)$$

$$\bar{a}_{k,r,i} = \sum_{n=0}^{\infty} (A_{n,i} \bar{a}_{n,k,r,i} + B_{n,i} \bar{b}_{n,k,r,i}), \quad (16)$$

где $r=1,2$; $k=2,3,4,\dots$

$$a_{k,r,i} = \int_{a_i}^{b_i} \left\{ f_{q,r}(x) - D_{2,i} \psi_{q,r}(x) + \sum_{m=1}^4 [C_{m,r} x^{4-m} - D_{2,r} \bar{C}_{m,r} U_m(\alpha_r x)] \right\} \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx, \quad (17)$$

$$a_{n,k,r,i} = \int_{a_i}^{b_i} \left[f_{n,r}(x) - D_{2,i} \varphi_{n,r}(x) - \alpha_1 \frac{T_{n,r}(x)}{n} \right] \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx, \quad (18)$$

$$b_{n,k,r,i} = \int_{a_i}^{b_i} \left[f'_{n,r}(x) - D_{2,i} \omega_{n,r}(x) + 2\alpha_2 \frac{V_{n,r}(x)}{n} \right] \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx, \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \bar{a}_{k,r,i} = & \int_{a_i}^{b_i} (-0.5h_1) \{ f'_{n,q}(x) - D_{2,i} \psi'_{q,r}(x) + \} \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx + \\ & + \sum_{m=1}^3 [C_{m,r} (4-m) x^{3-m} - D_{2,r} \bar{C}_{m,r} U'_m(\alpha_r, x)] \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx, \end{aligned} \quad (20)$$

$$\bar{a}_{n,k,r,i} = 0.5h_1 \int_{a_i}^{b_i} \left[f'_{n,r}(x) - D_{2,i} \varphi'_{n,r}(x) - 2\alpha_2 \frac{V_{n,r}(x)}{n} \right] \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx, \quad (21)$$

$$\bar{b}_{n,k,r,i} = 0.5h_1 \int_{a_i}^{b_i} \left[\frac{1-2\alpha_3}{h_1} f''_{n,r}(x) - D_{2,i} \omega'_{n,r}(x) - \pi\alpha_1 \frac{T_{n,r}(x)}{n} \right] \rho_i(x) T_{k,i}(x) dx. \quad (22)$$

Для исследования совместности, а также единственности решения системы алгебраических уравнений (15) и (16) относительно неизвестных $A_{n,i}$, $B_{n,i}$ следует изучить регулярность. Для этого предположим, что коэффициенты $a_{k,r,i}$ и $\bar{a}_{k,r,i}$, определяемые формулами (17) и (20), имеют ограниченные значения при $r=1,2$; $i=1,2$; $k=2, 3, 4, \dots, n$.

Действительно, при $r=1,2$ и $i=1,2$ коэффициенты $a_{k,r,i}$ и $\bar{a}_{k,r,i}$ зависят только от постоянных механических параметров плиты. Каждому значению k , равному $k=2, 3, 4, \dots, n$, соответствуют определенные интегралы в ограниченном интервале интегрирования. По свойству определенного интеграла вследствие непрерывности подынтегральных функций можно легко убедиться в том, что эти интегралы имеют ограниченные значения, т.е.

$$|a_{n,r,i}| < \infty, \quad |\bar{a}_{n,r,i}| < \infty. \quad (23)$$

Кроме указанной оценки (23), придётся оценивать следующие ряды:

$$\sum_{n=0}^{\infty} a_{n,k,i,r}, \quad \sum_{n=0}^{\infty} b_{n,k,i,r}, \quad \sum_{n=0}^{\infty} \bar{a}_{n,k,i,r}, \quad \sum_{n=0}^{\infty} \bar{b}_{n,k,i,r}. \quad (24)$$

Общие члены рядов (24), определяемые формулами (18), (19), (21) и (22), есть значения определенных интегралов. Эти значения ограничены при $r=1,2$ и $i=1,2$, как вышеуказанные параметры. Интегрируя интегралы (18), (19), (21), (22) по частям, затем используя свойства определенных интегралов, можно показать [4], что

$$|a_{n,k,i,r}| < \infty, \quad |b_{n,k,i,r}| < \infty, \quad |\bar{a}_{n,k,i,r}| < \infty, \quad |\bar{b}_{n,k,i,r}| < \infty, \quad (25)$$

а также

$$a_{n,k,i,r} \rightarrow 0, \quad b_{n,k,i,r} \rightarrow 0, \quad \bar{a}_{n,k,i,r} \rightarrow 0, \quad \bar{b}_{n,k,i,r} \rightarrow 0, \quad \text{при } n \rightarrow \infty.$$

При этом коэффициенты $a_{n,k,i,r}$, $b_{n,k,i,r}$, $\bar{a}_{n,k,i,r}$, $\bar{b}_{n,k,i,r}$ – бесконечно малые, выше второго порядка. Методом сравнения убеждаемся, что ряды (24) сходятся и имеют ограниченные

суммы. Следовательно, можно полагать, что бесконечная система алгебраических уравнений (15) и (16) регулярна с бесконечными неизвестными. Вследствие этой регулярности её можно решать методами редукции. Решая бесконечную систему уравнений с бесконечными неизвестными методом редукции, можно определить неизвестные постоянные $A_{n,r}$, $B_{n,r}$, а на их основе – внутренние усилия в плитах и законы распределения давлений основания, а также взаимное влияние двух трехслойных балочных плит, расположенных рядом на определенном расстоянии друг от друга.

Полученные результаты, в частности, а также результаты исследования работы [3] позволяют получить решение контактных задач.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] К л у б и н П. И. Расчет балочных и круглых плит на упругом основании // Инженерный сборник. Вып. XII. М., 1952. Т.12. С. 10 – 18.
- [2] П о п о в Г. Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов разрезов тонких включений и подкреплений. М.: Наука, 1982. – 342 с.
- [3] М а м а с о л и е в К., Ш и р и н к у л о в Т. Ш. Расчет трехслойный балочных плит на упругом основании с учетом реактивных касательных и нормальных напряжений // Сб. трудов ИМ и СС АН УзССР. Расчет зданий и сооружений на сейсмостойкость. Ташкент: Фан.

Самаркандский государственный архитектурно-строительный институт
им. Мирзо Улугбека

Дата поступления
30.04.2018

К. Мамасолиев. Асос билан ўзаро таъсирдаги уч қатламли балка типидagi плиталарнинг эгилиши контакт масаласини ечишга ортогонал полиномларни қўлланилиши

Мақолада бир жинсли асосда ётувчи бир-биридан маълум бир масофада жойлашган иккита уч қатламли балка типидagi плиталарнинг асос билан плита орасидаги уринма кучланишларни инобатга олган ҳолдаги контакт масала қаралади. Масаланинг ечилиши ортогонал полиномларни қўлланилишига асосланган.

K. Mamasoliev. Application of orthogonal polynomials to the solution of the contact problem of bending of three-layer beam plates interacting with the base

In article it is considered contact problems about a bend of two three-layer балочных the plates, standing in certain distance from each other, co-operating with the homogeneous bases at the account of force of a friction on plate and basis contact. The problem decision is based to application of orthogonal polynoms.

УДК 539.3

М.К. УСАРОВ, Д.М. УСАРОВ

ТЕОРИЯ ТОЛСТЫХ ПЛАСТИН ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНЫ С УЧЕТОМ БИМОМЕНТОВ

Рассматривается задача изгиба и колебаний толстой ортотропной прямоугольной пластины с размерами a , b в плане переменной толщины, которая расположена между двумя симметричными лицевыми поверхностями $z=h(x_1, x_2)$, $z=-h(x_1, x_2)$. Пусть $h(x_1, x_2) \geq 0$, тогда толщина пластины будет равна $H=2h(x_1, x_2)$. Введем обозначения: $n^{(+)}=(l^{(+)}, m^{(+)}, n^{(+)})$ и $n^{(-)}=(l^{(-)}, m^{(-)}, n^{(-)})$ – нормальные векторы лицевых поверхностей пластины $z=h(x_1, x_2)$ и $z=-h(x_1, x_2)$, где $l^{(+)}, m^{(+)}, n^{(+)}$ и $l^{(-)}, m^{(-)}, n^{(-)}$ – направляющие косинусы; E_1, E_2, E_3 – модули упругости; G_{12}, G_{13}, G_{23} – модули сдвига; v_{12}, v_{13}, v_{23} – коэффициенты Пуассона материала пластины.

Предполагается, что на лицевой поверхности пластины $z=+h$ действуют внешние распределенные поверхностные нормальные и касательные нагрузки $q_1^{(+)}, q_2^{(+)}, q_3^{(+)}$ по соответствующим направлениям осей координат. Аналогично к лицевой поверхности пластины $z=-h$ приложены поверхностные нагрузки $q_1^{(-)}, q_2^{(-)}, q_3^{(-)}$ по направлениям координатных осей.

В качестве уравнения движения пластины примем трехмерные уравнения динамической теории упругости:

$$\sigma_{ij,j} = \rho \ddot{u}_i \quad (i, j = 1, 3). \quad (1)$$

Здесь ρ – плотность материала пластины.

Граничные условия на лицевой поверхности пластины $z=h(x_1, x_2)$ и $z=-h(x_1, x_2)$ запишутся в виде

$$\sigma_{1i}^{(+)}l^{(+)} + \sigma_{2i}^{(+)}m^{(+)} + \sigma_{3i}^{(+)}n^{(+)} = q_i^{(+)} \quad (i=1,3) \quad \text{при } z = h(x_1, x_2). \quad (2)$$

$$\sigma_{1i}^{(-)}l^{(-)} + \sigma_{2i}^{(-)}m^{(-)} - \sigma_{3i}^{(-)}n^{(-)} = q_i^{(-)} \quad (i=1,3) \quad \text{при } z = -h(x_1, x_2). \quad (3)$$

Если пластина имеет симметричное строение по толщине, то направляющие косинусы $l^{(+)}, m^{(+)}, n^{(+)}$ и $l^{(-)}, m^{(-)}, n^{(-)}$ определяются по формулам

$$l^{(+)}=l, m^{(+)}=m, n^{(+)}=n, l^{(-)}=l, m^{(-)}=m, n^{(-)}=n, \quad (4)$$

где

$$l = \frac{p}{\sqrt{p^2 + q^2 + 1}}, \quad m = \frac{q}{\sqrt{p^2 + q^2 + 1}}, \quad n = \frac{1}{\sqrt{p^2 + q^2 + 1}}, \quad p = \frac{\partial h(x_1, x_2)}{\partial x_1}, \quad q = \frac{\partial h(x_1, x_2)}{\partial x_2}.$$

Введем обобщенные силы в виде

$$\bar{q}_k = \frac{q_k^{(+)} - q_k^{(-)}}{2}, \quad \tilde{q}_k = \frac{q_k^{(+)} + q_k^{(-)}}{2} \quad (k=1,2), \quad \bar{q}_3 = \frac{q_3^{(+)} + q_3^{(-)}}{2}, \quad \tilde{q}_3 = \frac{q_3^{(+)} - q_3^{(-)}}{2}.$$

В общем случае предлагаемая теория пластин переменной толщины, учитывающая бимоменты, описывается двумя независимыми двумерными задачами [1 – 4]. Первая задача бимоментной теории описывает симметричное деформирование пластины и формулируется с помощью девяти обобщенных функций $\bar{\psi}_1, \bar{\psi}_2, \bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2, \bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{r}, \bar{\gamma}, \bar{W}$, которые определяются следующими соотношениями:

$$\bar{u}_k = \frac{u_k^{(+)} + u_k^{(-)}}{2}, \quad \bar{\psi}_k = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h u_k dz, \quad \bar{\beta}_k = \frac{1}{2h^3} \int_{-h}^h u_k z^2 dz \quad (k=1,2), \quad (5)$$

$$\bar{W} = \frac{u_3^{(+)} - u_3^{(-)}}{2}, \quad \bar{r} = \frac{1}{2h^2} \int_{-h}^h u_3 z dz, \quad \bar{\gamma} = \frac{1}{2h^4} \int_{-h}^h u_3 z^3 dz. \quad (6)$$

На основе метода интегрирования из уравнения движения теории упругости для толстых пластин (1) получена система из шести уравнений движения первой задачи относительно продольных сил и бимоментов в виде

$$\frac{\partial N_{k1}}{\partial x_1} - 2 \frac{\partial h}{\partial x_1} \bar{\sigma}_{k1} + \frac{\partial N_{k2}}{\partial x_2} - 2 \frac{\partial h}{\partial x_2} \bar{\sigma}_{k2} + 2 \bar{\sigma}_{k3} = \rho H \ddot{\bar{\psi}}_k \quad (k=1,2), \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_{k1}}{\partial x_1} + \frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial x_1} T_{k1} - 2 \frac{\partial h}{\partial x_1} \bar{\sigma}_{k1} + \frac{\partial T_{k2}}{\partial x_2} + \frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial x_2} T_{k2} - 2 \frac{\partial h}{\partial x_1} \bar{\sigma}_{k2} - 4 \bar{p}_{k3} + 2 \bar{\sigma}_{k3} = \rho H \ddot{\bar{\beta}}_k \quad (k=1,2), \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{p}_{13}}{\partial x_1} + \frac{2 \bar{p}_{13} - \bar{\sigma}_{13}}{h} \frac{\partial h}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{p}_{23}}{\partial x_2} + \frac{2 \bar{p}_{23} - \bar{\sigma}_{23}}{h} \frac{\partial h}{\partial x_2} + \frac{\bar{\sigma}_{33} - \bar{p}_{33}}{h} &= \rho \ddot{\bar{r}}, \\ \frac{\partial \bar{\tau}_{13}}{\partial x_1} + \frac{4 \bar{\tau}_{13} - \bar{\sigma}_{13}}{h} \frac{\partial h}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{\tau}_{23}}{\partial x_2} + \frac{4 \bar{\tau}_{23} - \bar{\sigma}_{23}}{h} \frac{\partial h}{\partial x_2} + \frac{\bar{\sigma}_{33} - 3 \bar{\tau}_{33}}{h} &= \rho \ddot{\bar{\gamma}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Выражения сил и бимоментов, описываемые уравнениями (7) – (9), определяются в следующем виде [1 – 4]:

$$N_{11} = \int_{-h}^h \sigma_{11} dz, \quad N_{22} = \int_{-h}^h \sigma_{22} dz, \quad N_{12} = N_{21} = \int_{-h}^h \sigma_{12} dz \quad (10)$$

$$T_{11} = \frac{1}{h^2} \int_{-h}^h \sigma_{11} z^2 dz, \quad T_{22} = \frac{1}{h^2} \int_{-h}^h \sigma_{22} z^2 dz, \quad T_{12} = T_{21} = \frac{1}{h^2} \int_{-h}^h \sigma_{12} z^2 dz, \quad (11)$$

$$\bar{p}_{13} = \frac{1}{2h^2} \int_{-h}^h \sigma_{13} z dz, \quad \bar{p}_{23} = \frac{1}{2h^2} \int_{-h}^h \sigma_{23} z dz, \quad \bar{p}_{33} = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h \sigma_{33} dz, \quad (12)$$

$$\bar{\tau}_{13} = \frac{1}{2h^4} \int_{-h}^h \sigma_{13} z^3 dz, \quad \bar{\tau}_{23} = \frac{1}{2h^4} \int_{-h}^h \sigma_{23} z^3 dz, \quad \bar{\tau}_{33} = \frac{1}{2h^3} \int_{-h}^h \sigma_{33} z^2 dz. \quad (13)$$

Вторая задача бимоментной теории описывает асимметричное деформирование пластины. Для описания второй задачи введем девять неизвестных функций $\tilde{\psi}_1, \tilde{\psi}_2, \tilde{u}_1, \tilde{u}_2, \tilde{\beta}_1, \tilde{\beta}_2, \tilde{r}, \tilde{\gamma}, \tilde{W}$, которые определяются по следующим формулам:

$$\tilde{u}_k = \frac{u_k^{(+)} - u_k^{(-)}}{2}, \quad \tilde{\psi}_k = \frac{1}{2h^2} \int_{-h}^h u_k z dz, \quad \tilde{\beta}_k = \frac{1}{2h^4} \int_{-h}^h u_k z^3 dz \quad (k=1,2), \quad (14)$$

$$\tilde{W} = \frac{u_3^{(+)} + u_3^{(-)}}{2}, \quad \tilde{r} = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h u_3 dz, \quad \tilde{\gamma} = \frac{1}{2h^3} \int_{-h}^h u_3 z^2 dz. \quad (15)$$

Используя метод интегрирования уравнений теории упругости (1), получим систему из шести уравнений движения второй задачи относительно перерезывающих сил, моментов и бимоментов в следующем виде:

$$\frac{\partial M_{k1}}{\partial x_1} - 2h \frac{\partial h}{\partial x_1} \tilde{\sigma}_{k1} + \frac{\partial M_{k2}}{\partial x_2} - 2h \frac{\partial h}{\partial x_2} \tilde{\sigma}_{k2} - Q_{k3} + H \tilde{\sigma}_{k3} = \rho \frac{H^2}{2} \ddot{\tilde{\psi}}_k, \quad (16)$$

$$\frac{\partial Q_{13}}{\partial x_1} - 2 \frac{\partial h}{\partial x_1} \tilde{\sigma}_{13} + \frac{\partial Q_{23}}{\partial x_2} - 2 \frac{\partial h}{\partial x_2} \tilde{\sigma}_{23} + 2 \tilde{\sigma}_{33} = \rho H \ddot{\tilde{r}}, \quad (17)$$

$$\frac{\partial P_{k1}}{\partial x_1} + \frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial x_1} P_{k1} - 2h \frac{\partial h}{\partial x_1} \tilde{\sigma}_{k1} + \frac{\partial P_{1k}}{\partial x_2} + \frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial x_2} P_{1k} - 2h \frac{\partial h}{\partial x_2} \tilde{\sigma}_{k2} - 3H \tilde{p}_{k3} + H \tilde{\sigma}_{k3} = \frac{H^2}{2} \ddot{\tilde{\beta}}_{1k}, \quad (18)$$

$$\frac{\partial \tilde{p}_{13}}{\partial x_1} + \frac{3\tilde{p}_{13} - \tilde{\sigma}_{13}}{h} \frac{\partial h}{\partial x_1} + \frac{\partial \tilde{p}_{23}}{\partial x_2} + \frac{3\tilde{p}_{23} - \tilde{\sigma}_{23}}{h} \frac{\partial h}{\partial x_2} + \frac{\tilde{\sigma}_{33} - 2\tilde{p}_{33}}{h} = \rho \ddot{\tilde{\gamma}}. \quad (19)$$

Выражения сил, моментов и бимоментов, описывающие вторую задачу, имеют вид

$$M_{11} = \int_{-h}^h \sigma_{11} z dz, \quad M_{22} = \int_{-h}^h \sigma_{22} z dz, \quad M_{12} = M_{21} = \int_{-h}^h \sigma_{12} z dz, \quad (20)$$

$$P_{11} = \frac{1}{h^2} \int_{-h}^h \sigma_{11} z^3 dz, \quad P_{22} = \frac{1}{h^2} \int_{-h}^h \sigma_{22} z^3 dz, \quad P_{12} = P_{21} = \frac{1}{h^2} \int_{-h}^h \sigma_{12} z^3 dz, \quad (21)$$

$$Q_{13} = \int_{-h}^h \sigma_{13} dz, \quad Q_{23} = \int_{-h}^h \sigma_{23} dz, \quad (22)$$

$$\tilde{p}_{13} = \frac{1}{2h^3} \int_{-h}^h \sigma_{13} z^2 dz, \quad \tilde{p}_{23} = \frac{1}{2h^3} \int_{-h}^h \sigma_{23} z^2 dz, \quad \tilde{p}_{33} = \frac{1}{2h^2} \int_{-h}^h \sigma_{33} z dz. \quad (23)$$

Перемещения и напряжения на лицевых поверхностях пластины $z=h(x_1, x_2)$ и $z=-h(x_1, x_2)$ обозначим соответственно $u_i^{(+)}, \sigma_{ij}^{(+)}$ и $u_i^{(-)}, \sigma_{ij}^{(-)}$, ($i, j=1,3$).

Используя выражения напряжений, на лицевых поверхностях пластины $z=h(x_1, x_2)$ и $z=-h(x_1, x_2)$ введем интенсивности бимоментов, которые имеют вид

$$\begin{aligned} 2\bar{\sigma}_{ij} &= \sigma_{ij}^{(+)} + \sigma_{ij}^{(-)}, \quad 2\tilde{\sigma}_{ij} = \sigma_{ij}^{(+)} - \sigma_{ij}^{(-)} \quad (i, j = 1, 2), \quad 2\bar{\sigma}_{k3} = \sigma_{k3}^{(+)} - \sigma_{k3}^{(-)}, \\ 2\tilde{\sigma}_{k3} &= \sigma_{k3}^{(+)} + \sigma_{k3}^{(-)}, \quad (k = 1, 2), \quad 2\bar{\sigma}_{33} = \sigma_{33}^{(+)} + \sigma_{33}^{(-)}, \quad 2\tilde{\sigma}_{33} = \sigma_{33}^{(+)} - \sigma_{33}^{(-)}, \end{aligned} \quad (24)$$

Используя обозначения (24), получим поверхностные условия на лицевых поверхностях пластины $z=h(x_1, x_2)$ и $z=-h(x_1, x_2)$ (2) и (3), которые запишем в виде

$$\bar{\sigma}_{1k}l + \bar{\sigma}_{1k}m + \bar{\sigma}_{1k}n = \bar{q}_k, \quad (25)$$

$$\tilde{\sigma}_{1k}l + \tilde{\sigma}_{1k}m + \tilde{\sigma}_{1k}n = \tilde{q}_k, \quad (26)$$

Введем обозначения

$$\bar{\alpha}_k = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_k}{\partial z} \right)_{z=+h} - \left(\frac{\partial u_k}{\partial z} \right)_{z=-h} \right), \quad \bar{\alpha} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_k}{\partial z} \right)_{z=+h} + \left(\frac{\partial u_k}{\partial z} \right)_{z=-h} \right). \quad (27)$$

$$\tilde{\alpha}_k = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_3}{\partial z} \right)_{z=+h} + \left(\frac{\partial u_3}{\partial z} \right)_{z=-h} \right), \quad \tilde{\alpha} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_3}{\partial z} \right)_{z=+h} - \left(\frac{\partial u_3}{\partial z} \right)_{z=-h} \right). \quad (28)$$

С помощью обозначений (24), (27) и закона (Гука) получим выражения для интенсивностей бимоментов $\bar{\sigma}_{ij}$ ($i, j = 1, 3$) от поверхностных напряжений в виде

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{11} &= E_{11} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{12} \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right) - E_{13} \frac{\bar{\alpha}}{2h}, \\ \bar{\sigma}_{22} &= E_{12} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{22} \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right) - E_{23} \frac{\bar{\alpha}}{2h}, \\ \bar{\sigma}_{12} &= G_{12} \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \\ \bar{\sigma}_{13} &= G_{13} \left(\frac{\bar{\alpha}_1}{2h} + \frac{\partial \bar{W}}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right), \quad \bar{\sigma}_{23} = G_{23} \left(\frac{\bar{\alpha}_2}{2h} + \frac{\partial \bar{W}}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \\ \bar{\sigma}_{33} &= E_{33} \frac{\bar{\alpha}}{2h} + E_{31} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{32} \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{13} &= G_{13} \left(\frac{\bar{\alpha}_1}{2h} + \frac{\partial \bar{W}}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right), \quad \bar{\sigma}_{23} = G_{23} \left(\frac{\bar{\alpha}_2}{2h} + \frac{\partial \bar{W}}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \\ \bar{\sigma}_{33} &= E_{33} \frac{\bar{\alpha}}{2h} + E_{31} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\bar{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{32} \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\bar{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \end{aligned} \quad (30)$$

где $E_{11}, E_{12}, \dots, E_{33}$ – упругие константы.

С помощью обозначений (24), (28) и закона Гука получим выражения для интенсивностей бимоментов $\tilde{\sigma}_{ij}$ ($i, j = 1, 3$) от поверхностных напряжений в виде

$$\begin{aligned} \tilde{\sigma}_{11} &= E_{11} \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\tilde{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{12} \left(\frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\tilde{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right) - E_{13} \frac{\tilde{\alpha}}{2h}, \\ \tilde{\sigma}_{22} &= E_{12} \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\tilde{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{22} \left(\frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\tilde{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right) - E_{23} \frac{\tilde{\alpha}}{2h}, \\ \tilde{\sigma}_{12} &= G_{12} \left(\frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial x_1} - \frac{\tilde{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} + \frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial x_2} - \frac{\tilde{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned}\tilde{\sigma}_{13} &= G_{13} \left(\frac{\tilde{\alpha}_1}{2h} + \frac{\partial \tilde{W}}{\partial x_1} - \frac{\tilde{\alpha}}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right), \quad \tilde{\sigma}_{23} = G_{23} \left(\frac{\tilde{\alpha}_2}{2h} + \frac{\partial \tilde{W}}{\partial x_2} - \frac{\tilde{\alpha}}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right), \\ \tilde{\sigma}_{33} &= E_{33} \frac{\tilde{\alpha}}{2h} + E_{31} \left(\frac{\partial \tilde{u}_1}{\partial x_1} - \frac{\tilde{\alpha}_1}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_1} \right) + E_{32} \left(\frac{\partial \tilde{u}_2}{\partial x_2} - \frac{\tilde{\alpha}_2}{2h} \frac{\partial h}{\partial x_2} \right).\end{aligned}\quad (32)$$

Компоненты вектора перемещения разлагаем в ряд Маклорена в виде

$$u_k = B_0^{(k)} + B_1^{(k)} \frac{z}{h} + B_2^{(k)} \left(\frac{z}{h} \right)^2 + B_3^{(k)} \left(\frac{z}{h} \right)^3 + \dots + B_m^{(k)} \left(\frac{z}{h} \right)^m + \dots \quad (k=1,2), \quad (33)$$

$$u_3 = A_0 + A_1 \frac{z}{h} + A_2 \left(\frac{z}{h} \right)^2 + A_3 \left(\frac{z}{h} \right)^3 + \dots + A_m \left(\frac{z}{h} \right)^m + \dots \quad (34)$$

Используя (5), (6), (27), (33) и (34), получим выражения $\bar{\alpha}_k$, ($k=1,2$), $\bar{\alpha}$ в виде

$$\bar{\alpha}_k = 15\bar{\psi}_k + 20\bar{u}_k - 105\bar{\beta}_k, \quad \bar{\alpha} = 105\bar{r} + 30\bar{W} - 315\bar{\gamma}. \quad (35)$$

Аналогично, используя (14), (15), (28) и (33), (34), получим выражения $\tilde{\alpha}_k$, ($k=1,2$), $\tilde{\alpha}$ в виде

$$\tilde{\alpha}_k = 105\tilde{\psi}_k + 30\tilde{u}_k - 315\tilde{\beta}_k, \quad \tilde{\alpha} = 15\tilde{r} + 20\tilde{W} - 105\tilde{\gamma}. \quad (36)$$

Подставляя (35) в (29) и (30), получим выражения для бимоментов $\bar{\sigma}_{ij}$ ($i, j=1,3$). Аналогично, подставляя (36) в (31) и (32), получим выражения для бимоментов $\tilde{\sigma}_{ij}$ ($i, j=1,3$). Подставляя (35) в (25), получим три уравнения для определения перемещений $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{W}$. Аналогично, подставляя (36) в (26), получим три уравнения для определения перемещений $\tilde{u}_1, \tilde{u}_2, \tilde{W}$.

Отметим, что каждому граничному условию теории упругости соответствует по девять граничных условий бимоментной теории пластин.

Таким образом, получили две замкнутые системы уравнений с соответствующими граничными условиями: первая из них – (7) – (9), (25), а вторая – (16) – (19), (26), которые составляют бимоментную теорию толстых ортотропных пластин переменной толщины.

Приведем формулы для определения перемещений и напряжений на лицевых поверхностях пластины $z = -h$ и $z = +h$:

$$u_i^{(-)} = \bar{u}_i - \tilde{u}_i, \quad u_i^{(+)} = \bar{u}_i + \tilde{u}_i \quad (i=1,2), \quad u_3^{(-)} = \bar{W} - \tilde{W}, \quad u_3^{(+)} = \bar{W} + \tilde{W}. \quad (37)$$

$$\sigma_{ij}^{(-)} = \bar{\sigma}_{ij} - \tilde{\sigma}_{ij}, \quad \sigma_{ij}^{(+)} = \bar{\sigma}_{ij} + \tilde{\sigma}_{ij} \quad (i=1,2; j=1,2). \quad (38)$$

В частном случае, для пластин постоянной толщины ($p=0, q=0$), получаем бимоментную теорию толстых пластин, построенную в [1 – 4].

Рассмотрим задачу о колебаниях пластин постоянной толщины в предположении, что к лицевой поверхности пластины $z = -h$ приложена внешняя равномерно распределенная поверхностная нормальная нагрузка q_3 в направлении оси Oz в виде функции Хевисайда

$$q_3 = \begin{cases} 0, & \text{при } t \leq 0 \\ -q_0, & \text{при } t > 0. \end{cases} \quad (39)$$

Запишем граничные условия бимоментной теории пластин, на краях которой перемещения равны нулю:

$$\begin{aligned}\bar{\psi}_1 &= 0, \quad \bar{\psi}_2 = 0, \quad \bar{\beta}_1 = 0, \quad \bar{\beta}_2 = 0, \quad \bar{r} = 0, \quad \bar{\gamma} = 0, \quad \bar{u}_1 = 0, \quad \bar{u}_2 = 0, \quad \bar{W} = 0, \\ \tilde{\psi}_1 &= 0, \quad \tilde{\psi}_2 = 0, \quad \tilde{\beta}_1 = 0, \quad \tilde{\beta}_2 = 0, \quad \tilde{r} = 0, \quad \tilde{\gamma} = 0, \quad \tilde{u}_1 = 0, \quad \tilde{u}_2 = 0, \quad \tilde{W} = 0.\end{aligned}\quad (40)$$

В момент времени $t=0$ начальные условия задачи принимаются нулевыми.

Приведем результаты расчетов для квадратной изотропной пластины постоянной толщины. В таблице представлены результаты расчетов безразмерных максимальных значений перемещений, нормального напряжения σ_{11} на лицевых поверхностях $z = -h$ и $z = +h$ изотропной квадратной пластины $a=b$, вычисленных для четырех вариантов значений отношения H/a . Расчеты показали, что значения напряжений $\sigma_{11}^{(-)}$ и $\sigma_{11}^{(+)}$, вычисленные на лицевых поверхностях $z = -h$ и $z = +h$ при $H/a=1/3$, отличаются на 22 %, это связано с эффектом учета бимоментов. С уменьшением значений отношения H/a этот эффект уменьшается.

Максимальные значения перемещений и напряжений толстой изотропной пластины по бимоментной теории

H/a	$E_1 u_1^{(+)} / H q_0$	$E_1 u_3^{(-)} / H q_0$	$\sigma_{11}^{(-)} / q_0$	$\sigma_{11}^{(+)} / q_0$
1/3	-1.687	7.209	15.106	-12.352
1/5	-6.111	30.733	24.220	-22.640
1/7	-15.608	94.267	37.933	-37.027
1/10	-43.675	333.754	66.627	-66.547

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Усаров М.К. Расчет ортотропных пластин на основе бимоментной теории // Проблемы механики. 2014. № 3–4. С. 37 – 41.
- [2] Усаров М.К. Бимоментная теория изгиба и колебаний толстых ортотропных пластин // Вестник НУУз. 2014. № 2/1. С. 127 – 132.
- [3] Усаров М.К. Изгиб ортотропных пластин с учетом бимоментов // Инженерно-строительный журнал. Санкт-Петербург, 2015. №1 (53). С.80–90.
- [4] Usarov M. K. Dynamic Design of Thick Orthotropic Cantilever Plates with Consideration of Bimoments // World Journal of Mechanics. 2016. N. 6. P. 341 – 356.

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

Дата поступления
14.09.2018

М.К. Усаров, Д.М. Усаров. Қалинлиги ўзгариучи қалин пластиналарнинг бимоментларни инобатга олувчи назарияси

Мақолада, эластиклик назарияси доирасида қалинлиги ўзгариучи қалин ортотроп пластиналарнинг бимоментларни инобатга олувчи назарияси таклиф қилинган. Кучлар, моментлар ва бимоментларнинг ифодалари ҳамда уларга нисбатан ҳаракат тенгламалари ва чегаравий шартлари келтирилган.

M.K. Usarov, D.M. Usarov. On the bimoment theory of thick plates of variable thickness

A bimoment theory of thick orthotropic plates of variable thickness in the frame of elastic theory is proposed in the paper. The exact expressions of the forces, moments and bimoments are given, as well as the equations of motion and boundary conditions relative to these force factors.

УДК 556.537

К.И. БАЙМАНОВ

О КРИТЕРИЯХ УСТОЙЧИВОСТИ РУСЕЛ РЕК И КАНАЛОВ

Изучение законов формирования речных русел в настоящее время приобретает особую остроту в связи со всевозрастающим использованием рек. Формирование русел происходит в результате взаимодействия потока жидкости с подвижным дном. Деформации русла представляют собой результат транспорта донных наносов. Транспорт донных наносов может осуществляться только в виде перемещения русловых форм – песчаных гряд. Все многообразие русловых форм может быть подразделено на три большие группы: малые формы (микроформы) – мелкие массовые песчаные гряды; средние формы (мезоформы) – большие песчаные скопления, плановые и высотные размеры которых соизмеримы с шириной и глубиной русла; большие формы (макроформы) – полный комплекс русловых и пойменных морфологических элементов, полностью характеризующих тип руслового процесса.

При определении зависимости типов руслового процесса от гидравлических характеристик потока некоторые исследователи шли путём установления морфометрических критериев, либо характеризующих устойчивое состояние русел, либо служащих критериями подобия.

Известны критерий Глушкова – Великанова [1]

$$\frac{HJ}{d} = \text{const}, \quad (1)$$

критерий плановой гидравлики, широко используемый И.И.Леви и др. [2],

$$\frac{B}{H} \lambda = \text{idem}, \quad (2)$$

критерии Г.В. Железнякова [3]

$$\Gamma = \frac{Q^2}{H^4 g B} = \text{idem}, \quad (3)$$

К.В. Гришанина [4]

$$M = \sqrt[4]{\frac{1}{\Gamma}} = \frac{H(gB)^{0.25}}{Q^{0.5}} = \text{const}, \quad (4)$$

И.В. Карасёва [2]

$$\theta = \frac{B}{H} \sqrt{\lambda} = \text{const}. \quad (5)$$

Анализируя эти критерии, мы приходим к выводу, что критерий Глушкова – Великанова – единственный, учитывающий крупность наносов, хотя и единственный, не учитывающий ширину русла. Критерий Карасёва принципиально не отличается от критерия плановой гидравлики и учитывает изменение ширины русел. В критериях Глушкова, Леви и Карасёва учитывается уклон свободной поверхности, а критерии Железнякова – Гришанина уклона не содержат. Таким образом, следует признать, что ни один из рассмотренных критериев не является всеобъемлющим: это следует из областей их применения при их разработке.

Представляло бы интерес исследовать, существует ли общая зависимость для всех типов руслового процесса, связывающая основные критериальные комплексы и отражающая региональные морфометрические связи и зависимости, разработанные для каждого типа процесса.

Для получения такой зависимости следует, видимо, использовать данные по рекам и каналам с различными типами руслового процесса в широком диапазоне изменений характеристик, определяющих русловую процесс.

Из рассмотренных морфологических критериев можно выделить следующие характеристики потока и русла: U , H , J , B , d , λ , из которых могут быть составлены общие критерии типов руслового процесса.

Н.С. Знаменская [5] на основе анализа многочисленных натурных данных, опубликованных в отечественной и зарубежной литературе, а также своих собственных наблюдений установила обобщенную морфометрическую зависимость, характеризующую тип руслового процесса:

$$Z = \frac{B}{d} \lambda = 2g \frac{B H J}{d U^2} = 2 \frac{1}{Fr^2} \frac{B H J}{H d}. \quad (6)$$

Рассматривая связь существующих критериев устойчивости речных русел с критерием Z , она приходит к выводу, что Z является более общим критерием, чем критерии Глушкова, Железнякова, Гришанина и Карасёва. Установленную ею зависимость (6) Н.С. Знаменская рекомендует для определения не только типа руслового процесса естественных рек, но и характеристик искусственных каналов.

Н.Е. Кондратьев [5], исходя из гипотезы формирования макроформы потока и анализируя в комплексе критерии К.В. Гришанина и Г.В. Железнякова, по данным натурных наблюдений

выявил обобщенную связь относительных значений уклонов и ширины долин с типами руслового процесса:

$$A = \frac{J_0}{J} \frac{B_0}{B}, \quad (7)$$

где J_0/J – отношение уклона дна долины J_0 к уклону свободной поверхности потока J ; B_0/B – отношение характерной ширины дна долины B_0 к ширине потока уровня пойменных бровок B_0 . Параметр A является критерием типа руслового процесса.

Соотношения J_0/J и B_0/B имеют линейную зависимость в виде

$$\frac{J_0}{J} = 0.05 \frac{B_0}{B} + 0.95. \quad (8)$$

В результате анализа установлено распределение типов руслового процесса в зависимости от уклонов потока J и дна долины J_0 , а также от ширины русла реки B , ширины дна долины B_0 H_1 E_1 . Н.Е. Кондратьевым определены средние значения этих параметров [6] (таблица).

Средние значения относительных ширины и уклонов, а также критерия A при разных типах руслового процесса

№	Тип процесса	B_0/B	J_0/J	Критерий A
1	Свободное меандрирование	18.30	0.50	36.60
2	Незавершенное меандрирование	10.39	0.71	14.65
3	Пойменная многорукавность	6.50	0.82	7.93
4	Ограниченное меандрирование	5.11	0.86	5.93
5	Побочный тип	2.43	0.93	2.60
6	Русловая многорукавность	1.92	0.97	1.97

Произведение отношений J_0/J и B_0/B можно использовать для оценки характеристики и общего критерия протекания того или иного типа руслового процесса.

Следует отметить, что в руслах рек и каналов в основном наблюдаются русловые образования в виде микромезоформы, возникновение и существование их определяются гидравлическими и наносными условиями протекания потока, а также его турбулентностью. В потоке под воздействием крупномасштабных турбулентных вихревых образований происходит непрерывное взвешивание наносов со дна, и осаждение их на дно и в результате обмена наносами между толщей потока формируется рельеф дна и наблюдается динамическое равновесие потоков и устойчивое состояние русел. Исследованиями установлено, что интенсивность и размеры крупномасштабных вихрей связаны с кинематической структурой и пульсационной скоростью потока. Основываясь на вышеприведенном научном воззрении и результатах анализа данных натурных исследований для оценки устойчивости русел рек и каналов, нами определены критерии устойчивости.

Значительный интерес представляют исследования, проведенные на протяжении ряда лет К.И. Баймановым [7] по изучению закономерности движения открытых взвесенесущих потоков и формирования русел, в нижнем течении реки Амударьи. Приведем некоторые результаты этих исследований.

Автором проанализирован большой объем собственных данных натурных исследований [7,8] и других известных исследователей, опубликованные в «Кадастре крупных земляных каналов СССР» (М.: Союзгипроводхоз. 1986), характеризующие динамику изменения кинематических и морфологических параметров русел рек и каналов.

Установлено, что интенсивность и направленность руслового процесса зависят от многих факторов, но в первую очередь от уклона водной поверхности и соотношения между шириной и глубиной потока, а также параметра сплошности течения. В зависимости от этого выделяют общую и местную устойчивость. Нарушение общей устойчивости связано с глубинной эрозией или деформацией продольного профиля русла, плановые же деформации обуславливают изменение местной устойчивости.

Таким образом, исходя из режимной теории Лассея ($B = L\sqrt{Q}$, где значение параметра $L = 1/U_*$) и, учитывая принцип размерности, получен следующий критерий общей устойчивости

русла [8]

$$U_B = 10 \sqrt{\frac{U_*}{Q}} B, \quad (9)$$

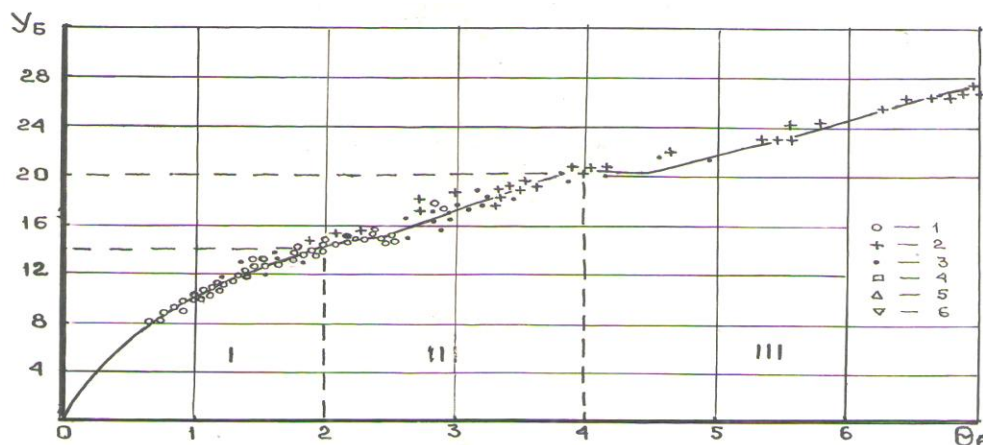
где B – ширина устойчивого русла по урезу воды; $U_* = \sqrt{gHi}$ – динамическая скорость потока, м/с; Q – расход воды, м³/с; H – средняя глубина потока, м; i – продольный уклон водной поверхности; g – ускорение силы тяжести.

Динамическая скорость потока характеризует пульсационные характеристики потока и критерий взвешивания наносов, так как, согласно исследованиям Б.А.Фидмана и И.К.Никитина, наиболее подходящим масштабом для пульсационной скорости является динамическая скорость. А.С. Образовский и М.А. Мостков установили, что наибольшая гидравлическая крупность частиц, взвешиваемых русловым потоком, связана с динамической скоростью в потоке ($W_0 = 0.5U_*$).

Для оценки местной плановой устойчивости автор, применяя гипотезу о «квазиоднородности потока», предложенную И.Ф.Карасёвым, проанализировал большой объём данных натурных исследований о распределении средней скорости по глубине и по ширине потока и установил критерии сплошности течения. Данные измерения показали, что устойчивость русла связана со структурной устойчивостью самого потока. Поэтому для оценки интенсивности плановых деформаций русел рек и каналов принят следующий критерий устойчивости [8]:

$$\theta_B = \frac{B}{H} \cdot \frac{U_*}{U}, \quad (10)$$

где B/H – относительная ширина русла; U_*/U – относительная скорость потока.



Зависимость показателей устойчивости русла рек и каналов [$U_B = f(\theta_B)$]: 1 – канал Кызкеткен (1976 – 1978); 2 – спрямление излучины реки Амударьи (1962, 1967, 1970); 3 – спрямление канала Суенли (1967, 1968, 1978); 4 – Кызылкумский канал (1981 – 1982); 5 – Каракумский канал (1983 – 1984); 6 – канал Шавкат (1980 – 1982).
I – зона компактной струи потока; II – зона нарушения сплошного потока; III – зона полной потери сплошного потока

Зависимость $U_B = f(\theta_B)$ раскрывает принципиальные особенности кинематической структуры турбулентного потока (рисунок). Величины $U_B = 14$ и $\theta_B = 2.0$ играют роль разграниченных критериев. При $U_B < 14$ и $\theta_B < 2.0$ поток имеет сплошное течение и протекает одним сосредоточенным струйным потоком. При условии $U_B = 14 - 20$; $\theta_B = 2.0 - 4.0$ сплошность потока нарушается и, как следствие, нарушается устойчивость потока и русла. При этом в толще потока наблюдаются два экстремума сосредоточенных максимальных скоростей (или два самостоятельных винта), которые нарушают плановую устойчивость потока. С ростом $U_B > 20$ и $\theta_B > 4.5$ в потоке наблюдается более трех винтов или струй, что ведет в появлению в толще потока нескольких фрагментов. В природе при этих условиях происходит меандрирование или буферкация – раздвоение русла и других типов руслового процесса.

Таким образом, применение критериев U_B и θ_B открывает новые возможности для аналитического обобщения эмпирических данных о сопротивлении русловых потоков и характеристик их кинематической структуры.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Великанов М. А. Русловой процесс. М.: Физматгиз, 1958. – 396 с.
- [2] Карасёв И. Ф. Русловые процессы при переброске стока. Л.: Гидрометеиздат, 1975. – 288 с.
- [3] Железняков Г. В. Пропускная способность русел каналов и рек. Л.: Гидрометеиздат, 1981. – 312 с.
- [4] Гришанин К. В. Теория руслового процесса. М.: Транспорт, 1972. – 216 с.
- [5] Знаменская Н. С. Донные наносы и русловые процессы. Л.: Гидрометеиздат, 1976. – 192 с.
- [6] Кондратьев Н. Е., Попов И. В., Снисченко Б. Ф. Основы гидроморфологической теории руслового процесса. Л.: Гидрометеиздат, 1982. – 272 с.
- [7] Байманов К. И. Потоки в деформируемых руслах. Нукус: Каракалпакстан, 2008. – 352 с.
- [8] Байманов К. И. Исследование устойчивости и деформируемости русел рек и каналов // Гидротехническое строительство. М., 2003. № 5. С. 36 – 40.

Каракалпакский государственный университет им. Бердаха

Дата поступления
15.05.2017

К.И. Байманов. Дарё ва каналларнинг турғунлик критериялари ҳақида

Мақолада дарё ва канал ўзанларининг турғунлик масалалари кўриб чиқилган. Ўзан ҳосил қилувчиларнинг типларини баҳолаш учун маълум бўлган турғунлик критериялари ва уларнинг қўлланиш даражаси таҳлил қилинган. Дарё ва канал ўзанларининг плани ва структурали турғунликларини ифодаловчи ўзан деформацияси критериялари тақлиф этилган.

K.I. Baimanov. Criteria of stability of riverbeds and channels

The article considers the questions of stability of river channels and canals. This article analyzes the known stability criteria and their suitability assess the types of channel structures. Proposed criteria for channel deformation, characterizing structural and planned stability of riverbeds and channels.

УДК 532.54

У.Т. ЖОВЛИЕВ, Б.С. ХУДАЙКУЛОВ

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ВИБРИРУЮЩЕМ ТРУБОПРОВОДЕ

Для выявления общего характера влияния вибрации на течение жидкости в гидротехнических узлах, предварительно были проведены опыты по определению нижнего критического числа Рейнольдса в зависимости от параметров вибрации (частоты и амплитуды). Опыты проводились визуальным способом в стеклянной трубке с внутренним диаметром $d=24$ мм. Критические числа Рейнольдса определялись по степени размыва струйки краски, впускаемой на входе в трубку. Вибрация трубки создавалась с помощью специального вибростенда. Проведенные опыты показали, что вибрация способствует более ранней турбулизации потока и снижает общепринятое значение нижнего критического числа Рейнольдса $Re_{кр.н.}$ с 2300 до 1400. Очевидно, подобная турбулизация течения жидкости сказывается на увеличении коэффициента теплопередачи в вибрационных теплообменниках.

С целью выявления количественных зависимостей, связывающих параметры вибрации с потерями напора в трубопроводе, были поставлены опыты по определению коэффициента гидравлического трения λ в «гидравлически гладких» латунных трубках с внутренними диаметрами, равными 7; 10 и 14 мм.

Экспериментальная установка состояла из напорного бака, исследуемой латунной трубки, термометра, вибростенда, крана для регулировки расхода воды, пьезометров, мерного бака и работала следующим образом. Вода из водопровода поступала в напорный бак для успокоения и слива ее излишка. Затем через скругленный вход и начальный участок $l_{ex}=50 d$ жидкость проходила по рабочему участку $l_{on}=1000$ мм и потом в мерный бак. Для замера перепада давления применялись обычные пьезометры или наклонный микроманометр для повышения точности отсчета. Места отбора давления на латунной трубке располагались в горизонтальной плоскости, чтобы исключить влияние инерции жидкости при вибрации трубки на показания пьезометров. Для той же цели эти места трубки прикреплялись с помощью кронштейнов к неподвижной раме установки. Проверка показала, что в противном случае наблюдается значительная погрешность в показаниях пьезомет-

ров. Создаваемая вибростендом вибрация трубки могла быть проконтролирована приборами, входящими в комплект вибростенда.

Для определения потерь напора в трубке и дальнейшего вычисления коэффициента гидравлического трения λ вначале устанавливался постоянный уровень жидкости в баке, а затем регулировочным краном задавалась определенная скорость течения воды в трубке. По вертикальным пьезометрам или по наклонному микроманометру определялся перепад давления на длине опытного участка трубки. Одновременно объемным способом измерялся расход воды за промежуток времени t . Отсчет показаний пьезометров производился с точностью до 0.5 мм по вертикальному пьезометру и с точностью до 0.1 мм по наклонному микроманометру. Мерный бак был тщательно протарирован весовым способом, так что погрешность измерения расхода не превышала 1 %, причем отсчет времени замера производился по секундомеру с точностью до 0.2 с. После замера вышеназванных величин подсчитывались числа Рейнольдса и коэффициент гидравлического трения по общепринятой формуле

$$\lambda = \frac{2gdh_e}{l_{on}g^2}. \quad (1)$$

Затем включался вибростенд, задавалась некоторая частота и амплитуда вибрации трубки при прежнем открытии крана и производились все вышеназванные операции по определению потерь давления, но уже в вибрирующей трубке и вычислялись соответствующие значения $\lambda = F(Re)$. Таким образом, Г.А. Фрибусом были проведены три серии для трубок диаметром $d = 7; 10; 14$ мм.

Истечение из водопроводящего тракта, подверженного вибрации. Известны немногочисленные работы (в основном, экспериментальные), в которых отмечается существенное влияние вибрации из водопроводящего тракта на величину расхода жидкости [1 – 4]. В этих работах указывается, что благодаря вибрации расход жидкости через отверстие снижается до 50 %. Вместе с тем экспериментальные данные разных авторов количественно расходятся, а теоретические объяснения снижения расхода весьма противоречивы. Такое положение может быть объяснено значительной сложностью истечения жидкости из вибрирующего водопроводящего тракта. Например, вибрация из водопроводящего тракта может вызвать образование у его дна особой «подушки» воздушных пузырей, которые могут влиять на истечение жидкости.

Для определения зависимости коэффициента расхода отверстия μ от ряда параметров (в том числе и от частоты вибрации из водопроводящего тракта) было проведено несколько серий опытов, в которых исследовался наиболее простой случай истечения жидкости из трубопровода в атмосферу через донное отверстие с острой кромкой при полном и совершенном сжатии. Коэффициент расхода определялся при истечении жидкости из трубопровода цилиндрической формы с толщиной стенок 5 мм. Дно трубопровода представляло собой толстую пластину толщиной 10 мм, в центре которой на винтах крепились сменные шайбы из латуни с отверстием диаметром $d_0 = 4; 5; 6; 9; 11.2$ мм с острой кромкой. Высота трубопровода – 0.5 м позволяла осуществить крепление тракта к столу вибростенда с помощью четырех стоек, изготовленных из алюминия в целях снижения весовой нагрузки на вибростенд. На наружной поверхности трубопровода прикреплялась градуированная лента для контроля заполнения жидкостью. Трубопровод заполнялся водой из водопроводной сети до определенной отметки и с помощью крана поддерживался постоянный уровень жидкости. Затем производился замер объема жидкости, вытекшей из трубопровода через донное отверстие за определенный промежуток времени t . Коэффициент расхода μ вычислялся по формуле

$$\mu = \frac{W}{t\omega\sqrt{2gH}}, \quad (2)$$

где W – объем вытекшей жидкости; t – время; ω – площадь донного отверстия; H – высота жидкости. Аналогичные опыты производились для трубопровода, находящегося в условиях вибрации при частотах $f = 80; 105; 130$ гц. Верхнее ограничение частоты вибрации обуславливалось необходимостью предотвращения воздушной подушки пузырей, образующейся при частоте около 140 гц,

так как проникновение пузырей в донное отверстие оказало бы дополнительное влияние на коэффициент расхода.

Коэффициент расхода отверстия в случае вибрации трубопровода определялся по формуле (2). Для рассматриваемой нами задачи наибольший практический интерес представляет зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса при различных параметрах вибрации. На основании обработки экспериментальных данных построены зависимости $\lambda = F(Re_n)$ (рисунок).

Теперь этот эксперимент постараемся подтвердить теоретическими методами, используя уравнение Бернулли для многофазной жидкости.

Если жидкость подвергается давлению ниже порогового (напряжению растяжения), тогда целостность ее потока нарушается и образуются парообразные полости в трубопроводе. Это явление называется кавитацией. Когда местное давление жидкости в некоторой точке падает ниже величины, соответствующей давлению насыщения при данной окружающей температуре, тогда жидкость переходит в другое состояние, образуя, в основном, фазовые пустоты, которые называются кавитационными пузырями [1 – 3, 5]. Возможно и другое образование кавитационных пузырей путем местной подачи энергии.

Как показали эксперименты многих авторов, при сбросе воды в нижний бьеф во входной части водовыпуска образуется воздушная подушка пузырей, т.е. вихревая зона и интенсивный захват воздуха, что приводит к вибрации – к негативным гидравлическим явлениям в проточной части водовода. Кроме того, пульсационное давление на колене выпуска и перед конусными затворами способствует ухудшению нормальной работы данного сооружения [3] (см. рисунок).

Эти задачи моделируются как задачи стационарных течений, вытекающих из трубопровода под большим давлением [2]. Для этой модели напомним уравнение Бернулли в виде

$$\frac{1}{2g} \left[\frac{dH(t)}{dt} \right]^2 + H(t) + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{1}{2g} \left[\left(\frac{dH}{dt} \right)^2 \alpha^2 \varphi^2 \left(1 + \frac{l_1}{d_1} \xi_0 + \xi_w \right) \right]_{\chi\tau} + \tau_1, \quad (3)$$

где p_0 – атмосферное давление. Для упрощения дальнейших рассуждений и исследований по эксперименту уравнение Бернулли напомним в безразмерном виде, введя следующие переменные:

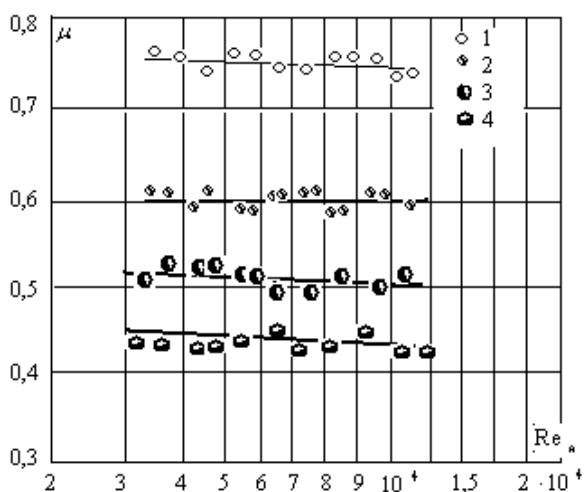
$$H = H_0 \hat{H}(\tau); \quad \frac{dH}{dt} = u_0 \frac{d\hat{H}}{d\tau}; \quad t = \frac{u_0}{g} \tau, \quad \hat{p} = \frac{p}{p_0}, \quad z = H_0 \hat{z}.$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\left(\frac{d[\hat{H}(\tau)]}{d\tau} \right)^2 + 2g\hat{H}(\tau) + 2 \frac{(p_0 - p)\gamma}{\rho} = \alpha^2 \varphi^2 \left[\frac{d\hat{H}(\tau)}{d\tau} \right]^2 \cdot \left(1 + \frac{\ell_1}{d_1} \xi_0 + \xi_m \right) 2gz_1.$$

Для моделирования процессов вибрации в трубопроводах требуется выполнение условий критерия подобия. На практике полного динамического подобия потоков жидкости достигнуть не удастся, так как одновременно действующие на жидкость внешние силы могут быть различными по своей природе, например, силы земного тяготения, силы вязкости и силы давления. В реальных условиях при движении жидкости всегда одновременно существуют действующие силы – силы вязкости, силы давления и др. [3, 5].

Доказательством описания реального движения жидкости в трубопроводах, подверженных



Зависимость $\mu = F(Re_n)$ для $d_0 = 5.6$ мм:
 1 – $n=0$; 2 – $n=17.5$; 3 – $n=20.6$; 4 – $n=25.7$

вибрационным процессам, дифференциальными уравнениями является тот факт, что уравнение может удовлетворить следующим критериям подобий:

$$Fr = \frac{g^2}{gl} - \text{Фруда},$$

$$Re = \frac{gl}{\nu} - \text{Рейнольдса и}$$

$$Eu = \frac{\rho g^2}{p} - \text{Эйлера}.$$

Для этой цели произведем замену переменных в дифференциальном уравнении (3) и получим

$$u_0^2 \left[\frac{d\hat{H}(\tau)}{d\tau} \right]^2 + 2gH_0 \hat{H}(\tau) - \frac{p_0(1-p_1)}{\rho} = \alpha^2 \varphi^2 u_0^2 \left[1 + \xi_m + \frac{l_1}{d_1} \frac{\xi_o}{Re} \right] \left[\frac{d\hat{H}(\tau)}{d\tau} \right]^2 + 2gH_0 \hat{z}_1.$$

Обе части уравнения делим на начальное значение скорости:

$$\left(\frac{dH}{d\tau} \right)^2 + \frac{2gH_0}{u_0^2} \hat{H}(\tau) + \frac{p_0(1-p_1)}{2\rho u_0^2} = \mp \alpha^2 \varphi^2 \left(1 + \xi_m + \frac{l_1}{d_1} \frac{\xi_o}{Re} \right) \left(\frac{dH(\tau)}{d\tau} \right)^2 + \frac{2gH_0}{u_0^2} \hat{z}_1.$$

Сгруппируем подобные члены:

$$\left[1 - \alpha^2 \varphi^2 \left(1 + \xi_m + \frac{l_1 \xi_o}{d_1 Re} \right) \right] \left(\frac{d\hat{H}(\tau)}{d\tau} \right)^2 + \frac{H(\tau)}{F_r} + \frac{(1-p_1)}{Eu} = \frac{\hat{z}_1}{F_r}.$$

Введем обозначения:

$$\alpha = 1 - \alpha^2 \varphi^2 [1 + \xi_n],$$

$$b = \frac{l_1 \xi_o}{d_1} \alpha^2 \varphi^2.$$

Тогда придём к уравнению, составленному через критерий Фруда, Рейнольдса и Эйлера:

$$\left(a + \frac{b}{Re} \right) \left[\frac{dH(\tau)}{d\tau} \right]^2 + \frac{H(\tau)}{F_r} + \frac{1-p_1}{Eu} = \frac{\hat{z}_1}{F_r}. \quad (4)$$

а) Если число Рейнольдса $Re \gg 1$, то течение медленное, вибрации отсутствуют и уравнение Бернулли примет вид

$$a \left[\frac{dH(\tau)}{d\tau} \right]^2 + \frac{H(\tau)}{F_r} + \frac{1-p_1}{Eu} = \frac{\hat{z}_1}{F_r}.$$

б) Если давление больше, то число Эйлера $Eu \gg 1$, т.е. $p_0 \gg \rho u_0^2$, $Eu \ll 1$, $p_0 \ll \rho u_0^2$. В этом случае можно пренебречь перепадом давления, но для учёта вибрации уравнение Бернулли примет вид

$$\left(a + \frac{b}{Re_{вибр}} \right) \left[\frac{dH(\tau)}{d\tau} \right]^2 + \frac{H(\tau) - z_1}{F_r} = 0.$$

Введя обозначение $H(\tau) - z_1^{\wedge} = H^*(\tau)$ и имея в виду дифференциал напора $d(H(\tau) - z_1^{\wedge}) = dH^*(\tau)$ и неизменность $z_1 = \text{const}$ координаты, получим следующее дифференциальное уравнение для определения изменения напора при вибрации в трубопроводе:

$$\left(a + \frac{b}{\text{Re}_{\text{вибр}}} \right) \left[\frac{dH^*(\tau)}{d\tau} \right]^2 + \frac{H^*(\tau)}{F_r} = 0. \quad (5)$$

Из выражения (5) определялась скорость снижения давления водопроводящего тракта, через которую получена формула для определения условий, приводящих к вибрации водопроводящего тракта для значения $\lambda = F(\text{Re})$. Теоретические и экспериментальные значения имеют малые отклонения и приводятся в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Экспериментальные значения малых отклонений

Частота f , гц	Амплитуда вибрации A , мм	Re _{вибрация} при диаметре трубы d , мм		
		7	10	14
80	1.35; 0.9; 0.7	3100	2990	3210
130	0.52; 0.38; 0.3	1950	2020	2240
180	0.27; 0.2; 0.15;	1400	1480	1150

Таблица 2

Теоретические значения малых отклонений

Частота f , гц	Re _{вибрация}
80	3000
130	2000
180	1500

Как показал анализ табл. 1, 2 и формул, влияние поперечной вибрации примерно одинаково для всех диаметров трубок. Турбулентный режим с увеличенным значением коэффициента λ начинается при числах $\text{Re}=1400$ и затем постепенно переходит в режим течения, соответствующий гладким трубам. Так, например, для трубки $d=10$ мм при числе $\text{Re}=2500$ увеличение λ достигает примерно 40 %. В области же ламинарного режима при числах $\text{Re}<1400$ влияние вибрации на величину λ практически не ощущается, а в области развитого турбулентного режима величина вибрации ощущается при числах $\text{Re}>1400$. Согласно результатам подсчета $\text{Re}_{\text{вибрация}}$ для исследуемых нами диаметров трубок и параметров вибрации (см. табл. 1), для трубок различных диаметров при одинаковой частоте вибрации получаются примерно одинаковые значения $\text{Re}_{\text{вибрация}}$, которые с точностью до 6 % могут быть приняты для дальнейших построений (см. табл. 2).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Злотник Ш. Л. Движение жидкости в вибрирующем трубопроводе // Труды МВВИА. Вып. 311. М., 1948.
- [2] Хамидов А. А. Плоские и осесимметрические струйные течения идеальной несжимаемой жидкости. Ташкент: Наука, 1978.
- [3] Хамидов А. А., Худайкулов С. И. Теория струй многофазной вязкой жидкости. Ташкент: Фан, 2003. – 140 с.
- [4] Хамидов А. А., Худайкулов С. И., Махмудов И. Э. Гидромеханика. Ташкент: Фан, 2009. – 360 с.
- [5] Латышев Л. А., Рутовский Н. В., Тихонов В. В. Экспериментальное исследование влияния вибрации трубопроводов на параметры текущей в них жидкости // Труды МАИ. Вып. 119. М., 1965.

У.Т. Жовлиев, Б.С. Худайкулов. Вибрация кувурдаги суюқликларнинг ҳаракати

Титраш мавжуд бўлган кувурдаги суюқликларнинг ҳаракати ўрганилиб кувурдаги босимнинг ўзгариши тезлигини аниқловчи аналитик формула топилган. Гидродинамик ўхшашлик критериялари келтирилган ва тажриба асосида олинган натижалар назарий формулалар орқали берилди. Кувурлардаги титрашнинг амплитудаси ва тебраниш частотасининг Рейнольдс сонига боғлиқлиги кўрсатилган.

U.T. Jovliev, B.S. Khudaykulov. Motion of liquid in a vibrating pipeline

The vibrational motion of a liquid in water-conducting paths is considered, and an analytical formula is given for the change in pressure. A criterion of hydrodynamic similarities is given to compare the theoretical and experimental results. Dependencies of the amplitude and vibration frequency of water-conducting tracts on fluid pressures are analyzed.

УДК 621.01

А. АБДУКАРИМОВ, Г.А. БАХАДИРОВ, С.М. МАДАМИНОВ

СИНТЕЗ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕЖВАЛКОВОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА С ПАРАЛЛЕЛОГРАММНЫМ РЫЧАЖНЫМ КОНТУРОМ

Межвалковый передаточный механизм валковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов, передающий крутящий момент от одного рабочего вала к другому, должен обеспечить, кроме прочих условий, одно главное условие. Оно состоит во вращении рабочих валов одинаковой по величине и по направлению линейных скоростей точки их контакта с обрабатываемым материалом как при постоянном, так и при изменяющемся межосевом расстоянии рабочих валов. Однако на многих валковых машинах это условие не выполняется, что в конечном итоге приводит к ухудшению качества обрабатываемого материала, иногда к его порче, а также к снижению производительности и долговечности машин [1, 2]. Эта проблема вполне разрешима с помощью зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов (ЗРДПМ). Анализ

конструкции и научно-исследовательских работ по зубчато-рычажным механизмам показывает, что, в основном, авторами рассматривался синтез зубчато-рычажных механизмов, у которых периодическое вращательное движение входного звена преобразовывалось в периодическое вращательное движение выходного звена либо с постоянной, либо с переменной скоростью. На слабость разработки методов анализа и синтеза зубчато-рычажных механизмов, особенно при их применении в качестве межвалковых передаточных механизмов для валковых модулей, указывали такие авторы, как Н.И. Левитский, К.В. Фролов, В.С. Карелин и др. [3 – 5].

Нами разработан [6] и исследован [7, 8] передаточный механизм, предотвращающий вышеуказанные недостатки в валковых машинах. В статье рассматривается синтез зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с параллелограммным рычажным контуром, у которого вращательное движение входного звена преобразовывается в синхронное вращательное движение в обратном направлении ведомого звена, но не изменяясь по величине при изменении межосевого

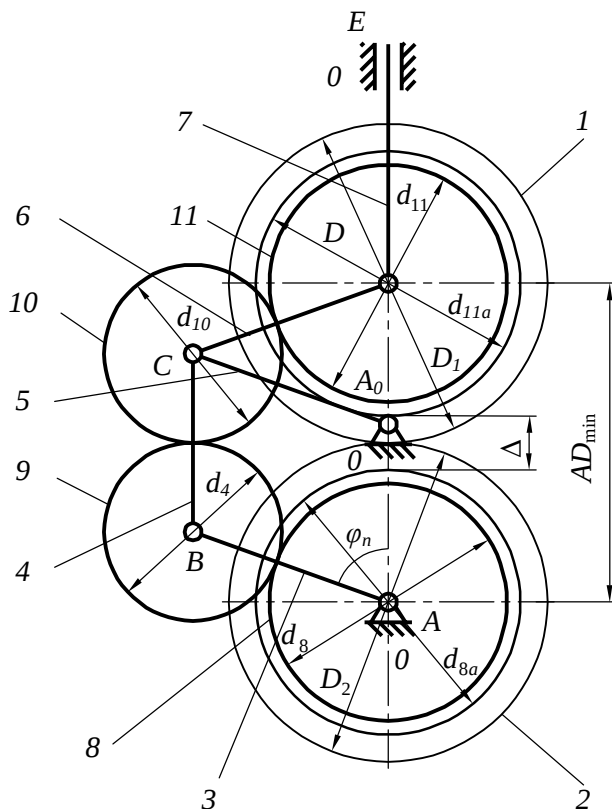


Рис.1. Схема валковой пары с ЗРДПМ:
0 - станина; 1, 2 - рабочие валы; 3, 4, 5, 6, 7 - рычаги;
8, 9, 10, 11 - зубчатые колеса

расстояния между ведущими и ведомыми зубчатыми колесами.

На рис. 1 приведена расчетная схема валковой пары с разработанным ЗРДПМ.

Из осуществленного нами ранее кинематического и динамического анализа этого механизма видно, что для выполнения главного условия при проектировании двухвалкового модуля с одинаковыми диаметрами рабочих валков необходимо [8, 9] следующее:

1. Зубчатый контур зубчато-рычажного механизма должен состоять из четырех зубчатых колес, если зубчатые колеса имеют внешние зацепления.
2. Число зубьев зубчатых колес должно быть во всех колесах одинаковым или попарно одинаковым: два паразитные и ведомый с ведущим.
3. Один из рычажных контуров зубчато-рычажного механизма должен быть параллелограммом.
4. Второй рычажный контур должен быть аксиальным.
5. Механизм должен обеспечивать изменение межосевого расстояния рабочих валов при выполнении технологического процесса на величину W_1 , при ремонтно-профилактической работе валковой машины – на величину W_2 .
6. Во время выполнения технологического процесса углы давления между рычажными звеньями должны быть в допустимых пределах.
7. Диаметры окружностей вершин зубьев ведомых и ведущих зубчатых колес должны быть меньше минимального диаметра рабочих валов на гарантийный зазор между вершинами зубьев зубчатых колес.

Выполним синтез такого механизма. Предположим, что необходимо проектировать валковую машину с диаметрами рабочих валов D_{ϵ_1} и D_{ϵ_2} , изменением межосевого расстояния в процессе работы на величину W_1 , в процессе ремонтно-профилактических работ валковой машины – на величину W_2 . На основании вышеприведенных условий запишем:

$$D_{\epsilon} = D_{\epsilon_1} = D_{\epsilon_2}, \quad (1)$$

$$AD_{p.\max} = D_{\epsilon} + W_1, \quad (2)$$

$$AD_{p.\min} = D_{\epsilon}, \quad (3)$$

$$AD_{n.\max} = D_{\epsilon} + W_2, \quad (4)$$

$$AD_{n.\min} = D_{\epsilon}, \quad (5)$$

$$D_a = D_{a_1} = D_{a_2}, \quad (6)$$

$$D_a = D_{\epsilon} - \Delta, \quad (7)$$

где D_{ϵ_1} и D_{ϵ_2} – диаметры соответственно ведущего и ведомого рабочих валов; $AD_{p.\max}$ и $AD_{p.\min}$ – максимальное и минимальное межосевое расстояние рабочих валов при выполнении технологического процесса; $AD_{n.\max}$ и $AD_{n.\min}$ – максимальное и минимальное межосевые расстояния рабочих валов при ремонтно-профилактических работах; D_{a_1} и D_{a_2} – диаметры окружностей вершин зубьев ведомых и ведущих зубчатых колес; Δ – гарантийный зазор между вершинами зубьев ведомых и ведущих зубчатых колес.

Ориентир на вершины зубьев ведущих и ведомых зубчатых колес в начале проектирования продиктован тем, что при изменении межосевого расстояния рабочих валов рычаги, поддерживающие промежуточные колеса, испытывают нагрузку от силы инерции, зависящей от массы и ускорения центров вращения этих зубчатых колес. Поэтому при большом ускорении изменения межосевого расстояния целесообразно принять геометрические параметры ведущих и ведомых зубчатых колес по возможности максимальными, а диаметры промежуточных зубчатых колес по возможности минимальными в схеме, позволяющей обеспечить величину $AD_{n.\max}$.

Исходя из наибольшего момента, передаваемого зубчатыми колесами, определяем предварительные главные параметры зубчатой передачи: межосевое расстояние зубчатых колес (a_p), предварительную ширину зубчатых колес (ϵ_p), предварительный модуль зуба (m_p), передаточное

число (u), коэффициент ширины (ψ_a) и угол наклона линии зуба (β), мысленно допуская, что ведомое и ведущее зубчатые колеса находятся в зацеплении [10].

Передаточное число u определяют при разбивке общего передаточного отношения по ступеням. В нашем случае $u=1$. Коэффициент ширины (ψ_a) выбирают по указаниям §3.9 [11].

Предварительное межосевое расстояние

$$a_p = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T'_a}{\psi_a}}, \quad (8)$$

где $K=315$ – для прямозубых передач; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; T'_a – расчетный момент; $T'_p = T_{HE} \cdot R_H = T_{max} \cdot K_{HD} \cdot K'_H$; T_{max} – наибольший момент нормально протекающего технологического процесса. Открытие цилиндрических передач применяют, где скорость зубчатого колеса менее 1 м/с.

Открытие цилиндрических передач конструируют узким с коэффициентом ширины $\psi_a=0.1$ – 0.2. Коэффициент долговечности K_{HD} и K_{FD} применяют равным единице, знак ”+“ – для внешнего зацепления, знак ”-“ – для внутреннего зацепления.

Тогда формула (8) примет вид

$$a_p = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{315}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{T'_a}{2}}, \quad (9)$$

при этом коэффициент распределения нагрузки K_{Ha} и коэффициент динамичности K_{HD} , входящие в составляющие формулы (8), принимают равными единице.

Одной из особенностей расчета открытых зубчатых передач является их интенсивное изнашивание. В связи с этим их изготавливают из нормализованных или улучшенных сталей. Износ открытых передач обычно допускается до 25 % первоначальной толщины, исходя из делительной окружности. Прочность на изгиб при этом снижается вдвое [11]. Поэтому допускаемое напряжение уменьшают вдвое, следовательно, формула (9) примет вид

$$a_p = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{2 \cdot 315}{165}\right)^2 \cdot \frac{T_{max}}{2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{7,3 \cdot T_{max}} = 3,88 \cdot \sqrt[3]{T_{max}}. \quad (10)$$

Таким образом, допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ будет определяться по формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^\circ}{S_F}, \quad (11)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение на изгиб; $[\sigma_{F \lim}^\circ]$ – предел длительной выносливости лимитирующего зубчатого колеса; S_F – коэффициент запаса прочности.

Если коэффициент долговечности $K_{HA}=1$, то лимитирующим зубчатым колесом явится ведомое зубчатое колесо.

При реверсивной работе допускаемое напряжение умножают на 0.8. Для стали 40 термической обработкой нормализация принимаем твердость (HB 180 – 350) $HB=200$, $\sigma_{F \lim}^\circ = 1,8HB$; $S_F=1,75$ [11].

Тогда получим

$$\sigma_{F \lim}^\circ = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}; \quad [\sigma_H] = \frac{\sigma_{F \lim}^\circ \cdot 0,8}{S_F} = \frac{360 \cdot 0,8}{1,75} = 165 \text{ МПа},$$

$$a_p = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{2 \cdot 315}{165}\right)^2 \cdot \frac{T_{max}}{2}} = 3,88 \sqrt[3]{T_{max}}. \quad (12)$$

Так как у нас в условиях даны диаметры вершин зубьев ведомого и ведущего зубчатых колес, то мы можем определить предварительный делительный диаметр этих зубчатых колес

$$d_p = (D_e - \Delta) - 2m_p, \quad (13)$$

а также можем предварительное число зубьев

$$Z_p = \frac{d_p}{m_p}. \quad (14)$$

Число зубьев Z_p округляем до целого числа Z в сторону уменьшения и определяем предварительный модуль зуба

$$m'_p = \frac{d_p}{Z}. \quad (15)$$

По таблице модулей принимаем окончательный модуль зуба (m).

Далее определяем окончательный делительный диаметр

$$d = mZ, \quad (16)$$

окончательный диаметр вершин зубьев и окончательный гарантийный зазор

$$D_a = d + 2m, \quad (17)$$

$$\Delta = D_e - D_a. \quad (18)$$

Рассмотрим рычажные контуры ЗРДПМ. На рис. 2 приведена расчетная схема синтеза рычажных контуров разработанного ЗРДПМ.

При проектировании механизма следует учитывать весьма важный параметр, характеризующий условие передачи сил и работоспособность механизма, как угол давления ν . Максимальная величина угла давления не должна превышать допустимое значение, т.е. $\nu_{\max} \leq [\nu_{\text{дон}}]$.

В рассматриваемом передаточном механизме (см. рис. 1) рычажная часть состоит из двух контуров:

- 1) коромыслово-ползунного;
- 2) рычажного четырехзвенника (параллелограмма).

В первом контуре ведущим звеном является ползун 7, а ведомым – коромысло 5. При ходе ползуна 7 от ведущего зубчатого колеса углом давления в кинематической паре D является угол ν_{76}^e (угол между силой $\bar{P}_{76}^e$, направленной на звено 6 от звена 7, и вектором скорости $\bar{V}_D^e$, направленного по ходу ползуна 7). При ходе ползуна 7 к ведущему зубчатому колесу угол давления ν_{76}^h – это угол между силой $\bar{P}_{76}^h$, направленной на звено 6 от звена 7 и вектором скорости $\bar{V}_D^h$, направленной по ходу ползуна 7. Между звеньями 6 и 5 в кинематической паре C углы давления соответственно будут ν_{64}^e и ν_{65}^h . Углы давления между звеньями 6 и 4 в кинематической паре C ν_{64}^e и ν_{64}^h полностью совпадают с углами давления между звеньями 6 и 5:

$$\nu_{64}^e = \nu_{64}^h = \nu_{64} = \nu_{65}. \quad (19)$$

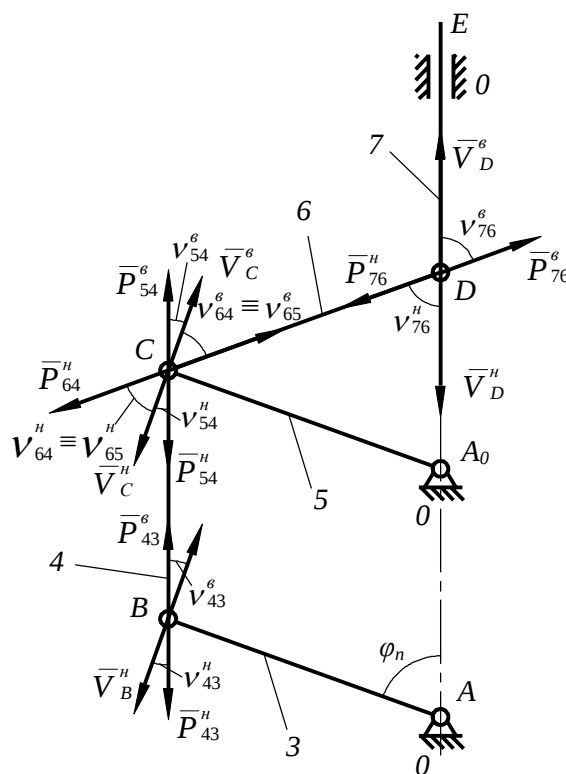


Рис.2. Расчётная схема рычажного контура ЗРДПМ:
0 – станина; 3, 4, 5, 6, 7 – рычаги.

Из расчетной схемы (рис. 2) видно

$$v_{76}^e = v_{76}^H = v_{76} = \varphi_n, \quad (20)$$

$$v_{65}^e = v_{65}^H = v_{65} = 2\varphi_n - 90^\circ. \quad (21)$$

Отсюда можно определить угол положения механизма

$$\varphi_n = \frac{v_{65} + 90^\circ}{2}. \quad (22)$$

Во втором контуре ведущим звеном является рычаг 5. Поэтому углами давления в кинематической паре С между звеньями 5 и 4 являются v_{54}^e и v_{54}^H , а в кинематической паре В между звеньями 4 и 3 – v_{43}^e и v_{43}^H . Из расчетной схемы видно:

$$v_{54}^e = v_{54}^H = v_{54}, \quad (23)$$

$$v_{43}^e = v_{43}^H = v_{43}, \quad (24)$$

$$v_{43} = v_{54}, \quad (25)$$

$$v_{43} = 90^\circ - \varphi_n, \quad (26)$$

Отсюда можно записать

$$\varphi_n = 90^\circ - v_{43}. \quad (27)$$

Приравняв правые части формулы (22) и (27), можно записать

$$v_{54} = 90^\circ - 2v_{43}. \quad (28)$$

Из формул (20), (22), (27) видно, что увеличение угла φ_n приведет, с одной стороны, к уменьшению угла давления v_{43} , а с другой – к увеличению углов давления v_{65} и v_{76} . В предварительных расчетах принимают для механизмов только с вращательными парами $[v]=45^\circ - 60^\circ$, при наличии поступательных кинематических пар $[v]=30^\circ - 45^\circ$, следовательно,

$$[v_{76}] = 45^\circ - 60^\circ, \quad (29)$$

$$[v_{65}] = 30^\circ - 45^\circ, \quad (30)$$

$$[v_{43}] = 30^\circ - 45^\circ. \quad (31)$$

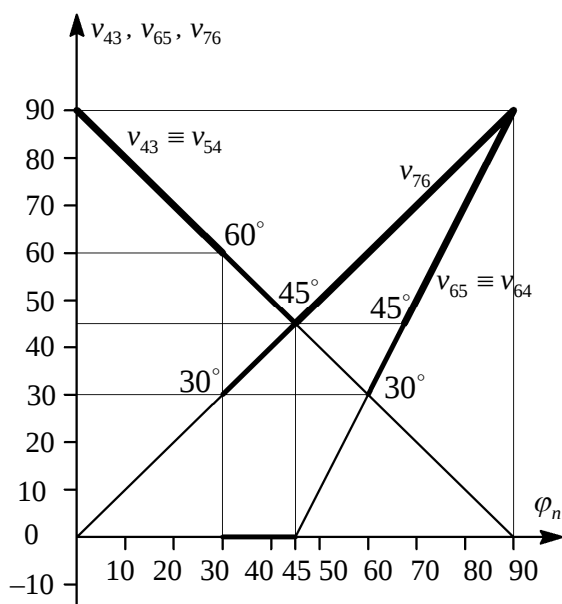


Рис. 3. Графики изменения углов давления v_{43} , v_{54} , v_{64} , v_{65} , v_{76} в зависимости от угла положения механизма φ_n

Формулы (20), (21) и (26) удовлетворяют условиям (29), (30) и (31) при $\varphi_n=45^\circ - 30^\circ$.

На рис. 3 показаны графики изменения углов давления v_{43} , v_{54} , v_{64} , v_{65} , v_{76} в зависимости от угла положения механизма φ_n . Действительное изменение угла положения механизма φ_n должно быть меньше $15^\circ(45^\circ - 30^\circ)$. Следует отметить, что величина допустимых углов давления $[v_{65}]=[v_{64}]$ может быть в интервале от $(-45^\circ) - (30^\circ)$ до $(+30^\circ) - (+45^\circ)$, что соответствует углу положения механизма от 22.5° до 67.5° по формуле (22).

Приступим к определению делительного радиуса (r_n) промежуточного колеса при угле положения механизма $\varphi_n=45^\circ$ и величине минимального угла положения механизма ($\varphi_{n.min}$), удовлетворяющих условию изменения межосевого расстояния в рабочем положении (W_1).

Из расчетной схемы (см.рис. 1) можно записать следующее:

$$AD_{p.min} = 2(r + r_n) \cos \varphi_{n.max} + 2r_n, \quad (32)$$

$$AD_{p.max} = 2(r + r_n) \cos \varphi_{n.min} + 2r_n, \quad (33)$$

$$AD_{p.min} = d + \Delta, \quad (34)$$

$$AD_{p.max} - AD_{p.min} = W_1, \quad (35)$$

где r – делительный радиус ведущего и ведомого зубчатых колес.

Из формулы (32) при учете формул (33), (34), (35) получим

$$r_n = \frac{d + \Delta - r\sqrt{2}}{2 + \sqrt{2}}, \quad (36)$$

где r_n – делительный радиус промежуточных колес, обеспечивающий $D_a + \Delta = AD_{p.min}$ при угле положения механизма $\varphi_n = 45^\circ$.

Вычитая из формулы (33) формулу (32) и учитывая формулы (35) и (36), можно записать

$$\varphi_{n.min} = \arccos \left(\frac{W_1(2 + \sqrt{2}) + \sqrt{2}(2d + \Delta)}{2(2d + \Delta)} \right). \quad (37)$$

Подставив в формулу (37) заданную величину W_1 и величину d из формулы (11), определяем $\varphi_{n.min}$. Если $\varphi_{n.min} \geq [\varphi_{n.min} = 30^\circ]$, то произведем дальнейший расчет, если $\varphi_{n.min} < [\varphi_{n.min} = 30^\circ]$, то, увеличивая Z_n на один зуб, заново определяем $\varphi_{n.min}$, так до удовлетворения условия $\varphi_{n.min} \geq [\varphi_{n.min} = 30^\circ]$.

После удовлетворения условия, приняв полученный Z_n , определяем окончательный делительный диаметр промежуточных колес

$$d_n = Z_n \cdot m. \quad (38)$$

Далее определяем следующие длины рычагов и максимальную величину межвалкового расстояния

$$l_{AB} = l_{CD} = \frac{d + d_n}{2}, \quad (39)$$

$$l_{CB} = l_{AA_0} = d_n, \quad (40)$$

$$AD_{n.max} = D_\varepsilon + W_2, \quad (41)$$

$$W_2 = d + 2d_n - D. \quad (42)$$

В случае проектирования передаточного механизма для валковых машин с небольшим ускорением центра вращения ведомого рабочего вала делительные диаметры всех зубчатых колес целесообразно принимать равными $d = d_n$ с учетом геометрических параметров валковой пары и технологического требования к ним, что рационально с экономической и эксплуатационной точек зрения.

Таким образом, разработан метод геометрического и динамического синтеза зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с параллелограммным рычажным контуром применительно к двухвалковым модулям с переменным межосевым расстоянием рабочих валов, когда центр вращения одного из рабочих валов перемещается по прямой, проходящей центр вращения валковых пар. Выведены формулы для определения угла положения механизма в зависимости от углов давления и определены величины углов положения звеньев, соответствующие допустимым величинам углов давления. Составлены формулы для определения геометрических параметров механизма передачи в зависимости от геометрических параметров двухвалкового модуля и технологических требований к модулю. Они выражаются величиной максимального изменения межвалкового расстояния в моменты выполнения технологического процесса и ремонтно-профилактических работ, а также в зависимости от передаваемого крутящего момента зубчатыми колесами с учетом таких динамических факторов, как рациональные углы давления рычажных контуров.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кузнецов Г.К., Смирнов Б.И. Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон. М.: Машиностроение. – 270 с.
- [2] Бурмистров А.Г. Машины и аппараты производства кожи и меха. М.: Колос. – 384 с.
- [3] Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высшая школа. – 279 с.
- [4] Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и механика машин. Учебник для вузов / Под. ред. Фролова К.В. Изд. 3-е, стереотип. М.: Высшая школа. – 496с.
- [5] Карелин В.С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов. Справочник. М.: Машиностроение. – 184 с.
- [6] А.с. 1632047 А1 СССР, МКИ С14 В 1/00, 1/02. Передаточный механизм валичных машин / Аманов Т.Ю., Абдукаримов А., Бахадиров Г.А.
- [7] Абдукаримов А. и др. Силовой анализ передаточного механизма валиковой пары отжимной машины, Научно-технический журнал ФерПИ. № 4. С. 31 – 35.
- [8] Абдукаримов А. Анализ и синтез передаточных механизмов валиковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов: Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент: ИМСС, 1995. – 158 с.
- [9] Абдукаримов А., Бахадиров Г.А. Анализ зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма валиковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сборн. научных трудов. Вып. 1,2 (44). Донецк: ДонНТУ, 2012. – 288 с.
- [10] Колесников К.С. и др. Машиностроение. Раздел 1: Инженерные методы расчетов. Теоретическая механика, термодинамика, теплообмен / Отв. ред. Колесников К.С. Т. 1-2. 600 с.
- [11] Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С. и др. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пос. для вузов. Изд. 5-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

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

Дата поступления
18.09.2018

А. Абдукаримов, Г.А. Бахадиров, С.М. Мадаминов. Ричагли контури параллелограм бўлган тишли ричагли валлараро дифференциал узатиш механизми синтези

Ричагли контури параллелограм бўлган тишли-ричагли валлараро дифференциал узатиш механизми синтези, шу механизм ўрнатилган валикли машинага қўйилган технологик талабларни ва механизм динамик хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда баъжарилди.

A. Abdulkarimov, G.A. Bakhadirov, S.M. Madaminov. Synthesis of a tooth-lever differential between rollers transmission mechanism with a parallelogram lever contour.

Synthesis of a tooth-lever differential between rollers transmission mechanism with a parallelogram lever contour is performed, at the account of dynamic properties of this mechanism and the technological requirements presented to the roller machine where this mechanism is installed.

УДК 539.3

Х.Т. АХМЕДХОДЖАЕВ, Б.М. МАРДОНОВ, Н.М. САФАРОВ

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СУШКИ ХЛОПКА-СЫРЦА В ТРУБОПРОВОДЕ ПОТОКОМ ГОРЯЧЕГО ВОЗДУХА

Принимаем движущийся в трубопроводе хлопок-сырец однородной средой с полной теплоёмкостью C и коэффициентом теплопроводности λ_T . Считаем скорость перемещения частиц сырца по трубе постоянной и равной v_0 . Участок $0 < x < l$ трубопровода находится под воздействием потока воздуха, нагретого солнечными лучами, участок $l < x < L$ (L – общая длина трубопровода) свободен от воздействия потока горячего воздуха (рис. 1).

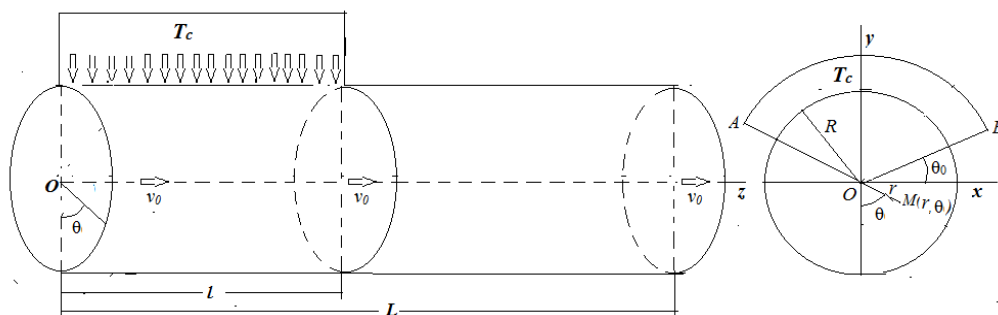


Рис. 1. Схема действия нагретого воздуха T_c ($^{\circ}\text{C}$) на участок $0 < x < l$ трубопровода, транспортирующего хлопок-сырец

Движение потока считаем одномерным и направим ось Oz вдоль оси трубопровода. Полярные координаты (r, θ) представим в виде, указанном на рис. 1. Уравнение теплопроводности сырка на каждом участке трубопровода в осесимметрических координатах (z, r, θ) записываем в виде [1]

$$C \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_T \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} \right) \text{ при } 0 < z < l, \quad (1)$$

$$C \frac{\partial T_2}{\partial t} = \lambda_T \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_2}{\partial \theta^2} \right) \text{ при } l < z < L. \quad (2)$$

Для интегрирования уравнений (1) и (2) принимаем следующие предположения:

1. При движении частиц хлопка-сырка в трубопроводе с постоянной скоростью теплообменный процесс сырка считаем стационарным. В этом случае для движущейся среды частные производные $\frac{\partial T_i}{\partial t}$ заменяем на полные $\frac{dT_i}{dt} = \frac{\partial T_i}{\partial t} + v_0 \frac{\partial T_i}{\partial z}$ и, учитывая условия стационарности процесса, полагаем $\partial T_i / \partial t = 0$.
2. Теплоемкость и скорость сырка считаем высокими и не учитываем члены $\lambda \frac{\partial^2 T_i}{\partial z^2}$ в уравнениях (1) и (2). Тогда уравнения (1) и (2) сводятся к следующим видам:

$$Cv_0 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \lambda_T \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} \right) \text{ при } 0 < z < l, \quad (3)$$

$$Cv_0 \frac{\partial T_2}{\partial z} = \lambda_T \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_2}{\partial \theta^2} \right) \text{ при } l < z < L. \quad (4)$$

Уравнения (3) и (4) интегрируем при следующих граничных условиях. Температура на входе сырка в зоне транспортирования известна и равна

$$T_1(z, r, \theta) = T_n \quad \text{при } z = 0, 0 < r < R, 0 < \theta < \theta_0. \quad (5)$$

В сечении $x = l$ температура сырка непрерывна, т.е.

$$T_1(z, r, \theta) = T_2(z, r, \theta) \quad \text{при } z = l. \quad (6)$$

На поверхности трубопровода выполняется условие теплообмена по закону Ньютона

$$\lambda_T \frac{\partial T_1}{\partial r} = -\alpha_T (T_1 - T_0) \quad \text{при } r = R, 0 < z < l, 0 < \theta < \theta_0, \quad (7)$$

$$\lambda_T \frac{\partial T_1}{\partial r} = -\alpha_T (T_1 - T_c) \quad \text{при } r = R, 0 < z < l, \theta_0 < \theta < \pi, \quad (8)$$

$$\lambda_T \frac{\partial T_2}{\partial r} = -\alpha_T (T_2 - T_0) \quad \text{при } r = R, l < z < L, 0 < \theta < \pi, \quad (9)$$

где α_T – коэффициент теплообмена между стенкой трубопровода и хлопком-сырцом. Из условия (6) следует, что температура на участке $l < z < L$ определяется после нахождения температуры T_1 на участке трубопровода $0 < z < l$. Сначала находим температуру при $0 < z < l$. При $T_c = \text{const}$ решение уравнения (3) относительно оси Ox удовлетворяет условию симметрии. Тогда имеем

$$\frac{\partial T_1}{\partial \theta} = 0 \quad \text{при } \theta = 0 \text{ и } \theta = \pi.$$

Решение уравнения (3), удовлетворяющее этим условиям, представим в виде

$$T_1 = U_0(z, r) + U_1(z, r) \cos \theta. \quad (10)$$

Подставляя выражение T_1 в уравнение (3), получаем

$$Cv_0 \frac{\partial U_n}{\partial z} = \lambda_T \left(\frac{\partial^2 U_n}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_n}{\partial r} - \frac{n^2 U_n}{r^2} \right) \quad (n = 0, 1). \quad (11)$$

Условия (7) и (8) дают ($\alpha = \lambda_T / \lambda_T$)

$$\frac{\partial U_0}{\partial z} + \alpha U_0 + \left(\frac{\partial U_1}{\partial r} + \alpha U_1 \right) \cos \theta = \alpha T_0 \quad \text{при } r = R, \quad 0 < \theta < \theta_0, \quad (12)$$

$$\frac{\partial U_0}{\partial z} + \alpha U_0 + \left(\frac{\partial U_1}{\partial r} + \alpha U_1 \right) \cos \theta = \alpha T_c \quad \text{при } r = R, \quad \theta_0 < \theta < \pi. \quad (13)$$

Умножаем теперь равенства (12) и (13) на $\cos k\theta$ ($k=0, 1$) и интегрируем по θ соответственно в интервалах $0 < \theta < \theta_0$ и $\theta_0 < \theta < \pi$. Сложив их, получаем

$$\frac{\partial U_0}{\partial r} + \alpha U_0 = \frac{\alpha}{\pi} [(T_0 - T_c) \theta_0 + T_c \pi] \quad \text{при } r = R, \quad (14)$$

$$\frac{\partial U_1}{\partial r} + \alpha U_1 = \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c). \quad (15)$$

Введем функции по формулам

$$\bar{U}_0 = U_0 - \frac{1}{\pi} [(T_0 - T_c) \theta_0 + \pi T_c], \quad (16)$$

$$\bar{U}_1 = U_1 - \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c). \quad (17)$$

Температура сырья на участке $0 < z < l$ выражается через функции $\bar{U}_0$ и $\bar{U}_1$:

$$T_1 = \bar{U}_0(z, r) + \frac{1}{\pi} [(T_0 - T_c) \theta_0 + \pi T_c] + \bar{U}_1(z, r) \cos \theta + \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c) \cos \theta,$$

которые удовлетворяют уравнениям ($a^2 = \lambda_T / Cv_0$)

$$\frac{\partial \bar{U}_0}{\partial z} - a^2 \left(\frac{\partial^2 \bar{U}_0}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{U}_0}{\partial r} \right) = 0, \quad (18)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_1}{\partial z} - a^2 \left(\frac{\partial^2 \bar{U}_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{U}_1}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \bar{U}_1 \right) = -a^2 \frac{2 \sin \theta_0}{\pi r^2} (T_0 - T_c) \quad (19)$$

и граничным условиям

$$\frac{\partial \bar{U}_n}{\partial r} + \alpha \bar{U}_n = 0 \quad \text{при } r = R, \quad n = 0, 1, \quad 0 < z < l. \quad (20)$$

Решение уравнения (18), удовлетворяющее условию (20) при $n = 0$, согласно работе [2], представим в виде

$$\bar{U}_0 = \sum_{p=1}^{\infty} A_p \exp(-\lambda_p^2 a^2 z / R^2) J_0(\lambda_p r / R), \quad (21)$$

где λ_n – корни уравнения

$$\lambda J'_0(\lambda) + \alpha R J_0(\lambda) = 0.$$

Здесь $J_0(z)$ – функции Бесселя первого рода нулевого порядка. Коэффициенты разложения A_p ,

согласно (5) и (16), определяются из условия

$$\bar{U}_0 = C_0 = T_n - \frac{1}{\pi}[(T_0 - T_c)\theta_0 + \pi T_c] \quad \text{при } z = 0.$$

Пользуясь этим условием, получаем

$$\sum_{p=1}^{\infty} A_p J_0(\lambda_p r / R) = C_0.$$

Разложив правую часть этого равенства в ряд по собственным функциям $J_0(\lambda_p r / R)$, получаем [2]:

$$A_p = \frac{2\lambda_p^2 C_0}{(\lambda_p^2 + \alpha^2 R^2) J_0^2(\lambda_p)} \int_0^R r J_0(\lambda_p r / R) dr.$$

Решение уравнения (19) представим в виде

$$\bar{U}_1 = \sum_{p=1}^{\infty} Z_p(z) J_1(\mu_p r / R), \quad (22)$$

где μ_p – корни уравнения

$$\mu J_1'(\mu) + \alpha R J_1(\mu) = 0.$$

Подставим (22) в (19), тогда получаем

$$\sum_{p=1}^{\infty} (Z_p' + a^2 \mu_p^2 Z_p / R^2) J_1(\mu_p r / R) = -a^2 \frac{2 \sin \theta_0}{\pi r^2} (T_0 - T_c).$$

Умножаем обе части последнего равенства на функции $r J_n(\mu_{ns} r / R)$ ($s=1, 2, 3, \dots$) и интегрируем по r в интервале $0 < r < R$:

$$\sum_{p=1}^{\infty} (Z_p' + a^2 \mu_p^2) \int_0^R r J_1(\mu_p r / R) J_1(\mu_s r / R) dr = -a^2 \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c) \int_0^R \frac{J_1(\mu_s r / R)}{r} dr.$$

Учитывая условия ортогональности [1, 2]

$$\int_0^R r J_1(\mu_p r / R) J_1(\mu_s r / R) dr = 0 \quad \text{при } s \neq p, \quad (23)$$

получаем

$$Z_p' + \frac{a^2 \mu_p^2}{R^2} Z_p = c_p, \quad (24)$$

$$\text{где } c_p = (-a^2 \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c) \int_0^R \frac{J_1(\mu_p r / R)}{r} dr) / \int_0^R r J_1^2(\mu_p r / R) dr.$$

Общее решение уравнения (23) представим в виде

$$Z_p = B_p \exp(-a^2 \mu_p^2 z / R^2) + b_p,$$

где B_p – постоянные, подлежащие определению $b_p = c_p R^2 / a^2 \mu_p^2$.

Решение (22) принимает вид

$$\bar{U}_1 = \sum_{p=1}^{\infty} [B_p \exp(-\mu_p^2 a^2 z / R^2) + b_p] J_1(\mu_p r / R). \quad (25)$$

Начальное условие для функции U_1 , согласно (17), записываем в виде

$$\sum_{p=1}^{\infty} [B_p + b_p] J_1(\mu_p r / R) = -\frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c).$$

Пользуясь условием ортогональности (23), находим

$$B_p = d_p - b_p, \quad d_p = -\frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c) \int_0^R r J_1(\mu_p r / R) dr / \int_0^R r J_1^2(\mu_p r / R) dr.$$

Таким образом, функции $\vec{U}_n(r, z)$ принимают вид

$$\bar{U}_1 = \sum_{p=1}^{\infty} [(d_p - b_p) \exp(-\mu_p^2 a^2 z / R^2) + b_p] J_1(\mu_p r / R).$$

Решение задачи для температуры T_1 , согласно (10), представим в виде

$$T_1 = \frac{1}{\pi} [(T_0 - T_c) \theta_0 + \pi T_c] + \sum_{p=1}^{\infty} A_p \exp(-\lambda_p^2 a^2 z / R^2) J_0(\lambda_p r / R) + \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c) + \\ + \sum_{p=1}^{\infty} [B_p \exp(-\mu_p^2 a^2 z / R^2) + b_p] J_1(\mu_p r / R).$$

Для нахождения температуры в зоне $l < z < L$ следует полагать $T_c = T_0$ и решение уравнения (4) представим в виде

$$T_2 = V_0(z, r) + T_0 + V_1(z, r) \cos \theta,$$

где V_0 и V_1 удовлетворяют уравнениям

$$\frac{\partial V_0}{\partial z} - a^2 \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_0}{\partial r} \right) = 0, \quad \frac{\partial V_1}{\partial z} - a^2 \left(\frac{\partial^2 V_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_1}{\partial r} - \frac{1}{r^2} V_1 \right) = 0$$

и граничным условиям

$$\frac{\partial V_n}{\partial r} + \alpha V_n = 0 \quad \text{при } r = R, \quad n = 0, 1, \quad l < z < L.$$

Вид функции $V_0(r, z)$, согласно формулам (21) и (25), представим в виде

$$V_0 = \sum_{p=1}^{\infty} D_p \exp[-\lambda_p^2 a^2 (z - l) / R^2] J_0(\lambda_p r / R), \\ V_1 = \sum_{p=1}^{\infty} [E_p \exp[-\mu_p^2 a^2 (z - l) / R^2] J_1(\mu_p r / R).$$

Пользуясь условием (6), имеем

$$\sum_{p=1}^{\infty} D_p J_0(\lambda_p r / R) = \bar{U}_0(l, r) + \frac{1}{\pi} [(T_0 - T_c) \theta_0 + \pi T_c] - T_0, \\ \sum_{p=1}^{\infty} [E_p J_1(\mu_p r / R) = \vec{U}_1(l, r) + \frac{2 \sin \theta_0}{\pi} (T_0 - T_c).$$

Разложив правую часть этих равенств соответственно по собственным $r J_0(\lambda_p r / R)$ и $r J_1(\mu_p r / R)$ и, пользуясь условием ортогональности (23), постоянные D_p и E_p определяем по формулам

$$D_p = \int_0^R r \{ \bar{U}_0(l, r) + [(T_0 - T_c) \theta_0 + \pi T_c] / \pi - T_0 \} J_0(\lambda_p r / R) dr / \int_0^R r J_0^2(\lambda_p r / R) dr, \\ E_p = \int_0^R r [\vec{U}_1(l, r) + 2(T_0 - T_c) \sin \theta_0 / \pi] J_1(\mu_p r / R) dr / \int_0^R r J_1^2(\mu_p r / R) dr.$$

На рис. 2 представлены кривые распределения температуры по оси Oz для различных значений коэффициента $\alpha = \alpha_0/\lambda$ и радиуса r . В расчетах принято: $T_n = 20^\circ\text{C}$, $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $T_c = 100^\circ\text{C}$, $\theta_0 = 120^\circ$, $\alpha = 0.1 \text{ м}^3/\text{с}$, $l = 2 \text{ м}$, $L = 10 \text{ м}$, $R = 0.2 \text{ м}$.

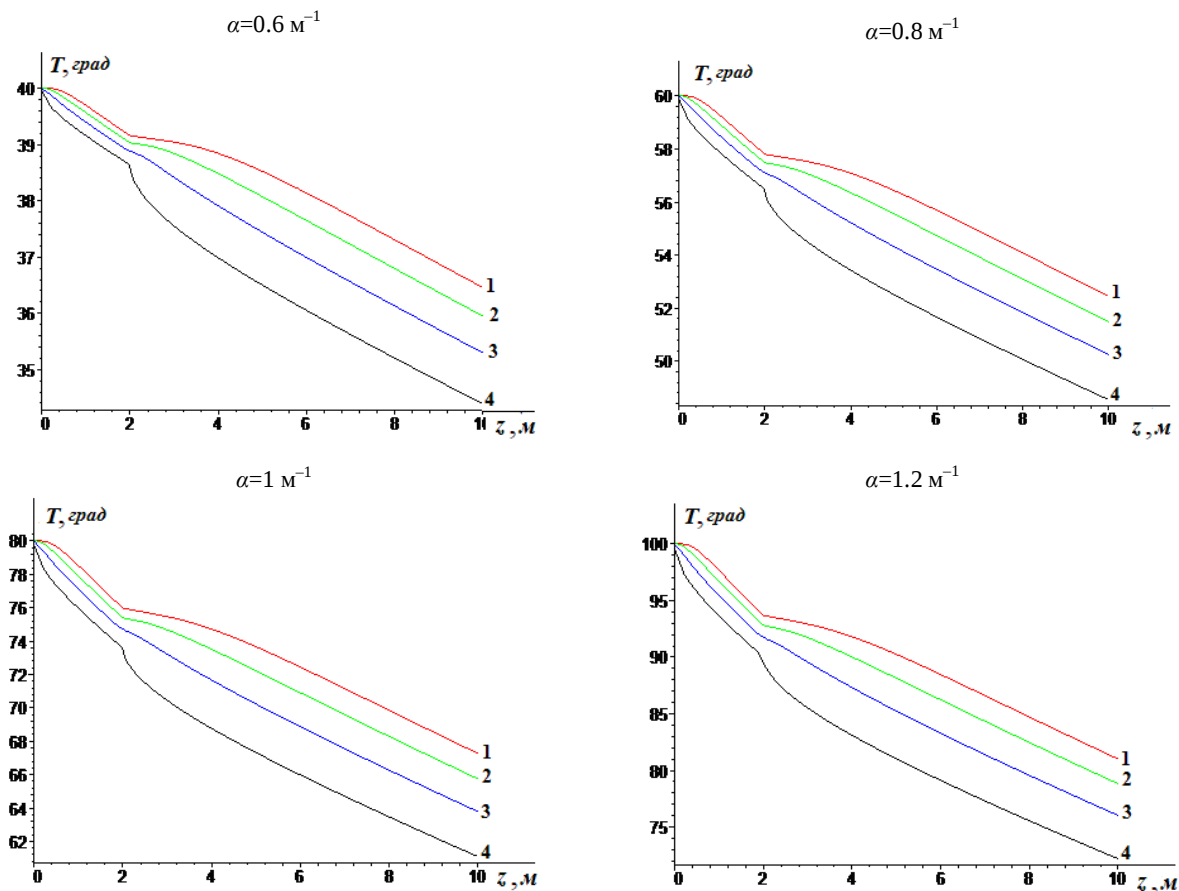


Рис. 2. Распределение температуры хлопка-сырца вдоль оси барабана при различных значениях радиуса r :
1 – $r = R$; 2 – $r = 0.75 R$; 3 – $r = 0.5 R$; 4 – $r = 0.1 R$

Из анализа кривых, представленных на рис. 2, следует, что температура потока сырья (хлопка-сырца) имеет различные значения по радиусу трубы, при этом наибольшее значение температуры достигается в сечениях, близких к стенкам трубы. Резкое падение температуры по длине трубы наблюдается в сечениях, близких к центру трубы. С ростом параметра α , характеризующего рост коэффициента теплообмена α_T между стенками трубопровода и внешней средой, либо снижением коэффициента теплопроводности хлопка-сырца, температура транспортируемого сырья увеличивается. Так, например, при росте параметра в 1.5 раза температура потока сырья также увеличивается в 1.5 раза.

Таким образом, установлена закономерность распределения температуры в потоке хлопка – сырца вдоль оси и радиуса трубопровода. При этом дана количественная оценка влияния коэффициента теплообмена между сырцом и стенками трубы. Обнаружено интенсивное падение температуры по длине и радиусу трубы в ее нагретом участке. Это связано с резким переходом нагретого участка на свободный от действия горячего воздуха участок трубы. Для сохранения необходимой температуры в потоке следует этот переход осуществлять более плавной температурой, используя при этом, например, специальные покрытия на поверхности трубы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Воронин Г. И Основы термодинамики. М.: Изд. МГУ, 1987.
- [2] Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнение математической физики. М.: Наука, 1977. – 736 с.

Х.Т. Ахмедходжаев, Б.М. Мардонов, Н.М. Сафаров. Пахта хом аиёсини қувурда иссиқ ҳаво оқими билан қуритишнинг математик моделини ишлаб чиқиш

Мақолада пахта хом аиёсини қувурда иссиқ ҳаво ҳаракати билан қуритишнинг математик модели ишлаб чиқилган, қуёш нурлари билан қуритиш жараёни ҳамда қувурнинг ўқи ва радиуси бўйлаб пахта хом аиёси оқимида температуранинг тарқалиши таҳлил қилинган.

Н.Т. Ahmedhodjaev, B.M. Mardonov, N.M. Safarov. Разработка математической модели сушки хлопка – сырья в трубопроводе потоком горячего воздуха

The paper presents a mathematical model for drying raw cotton in transporting pipelines that operate on solar-drying plants of optical loops, and analyzed the distribution of temperature along and the cross sections of the pipeline.

УДК 675.055

Г.А. БАХАДИРОВ, А.М. НАБИЕВ, М.У. МУСИРОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕЙСТВУЮЩИХ СИЛ В ПРОЦЕССЕ ОБРАБОТКИ КОЖЕВЕННОГО ПОЛУФАБРИКАТА МЕЖДУ ВАЛКОВОЙ ПАРОЙ

В статье рассматривается технологический процесс механической обработки кожевенного полуфабриката путем вертикальной подачи его на опорной плите между валковой парой, рабочие валы которой в процессе работы совершают симметричное перемещение по дугообразной траектории относительно друг от друга.

Пусть на опорную плиту с округленными торцами [1] завешен вперегиб кожевенный полуфабрикат. Составим уравнение движения кожевенного полуфабриката, завешенного вперегиб на опорной плите и подаваемого вертикально между валковой парой, с использованием уравнения Лагранжа второго рода [2]. Пользуясь обобщенной координатой, рассмотрим угол α , образованный между отрезком AO_1 и горизонтальной линией, соединяющей центры осей рабочих валов (рис. 1, 2).

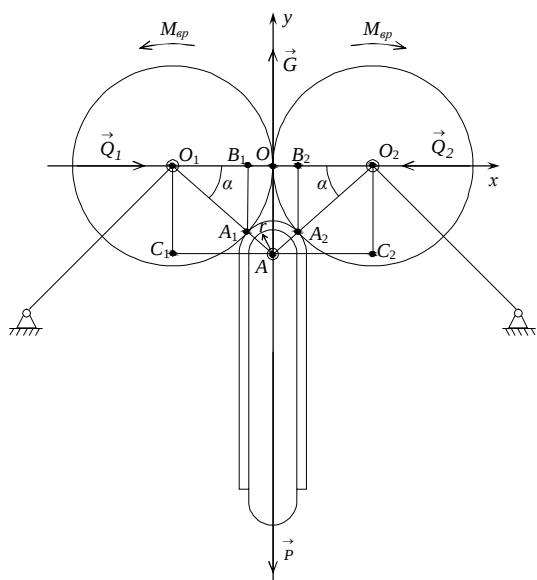


Рис. 1. Схема расчета подачи кожевенного полуфабриката на опорной плите между валковой парой (в исходном положении)

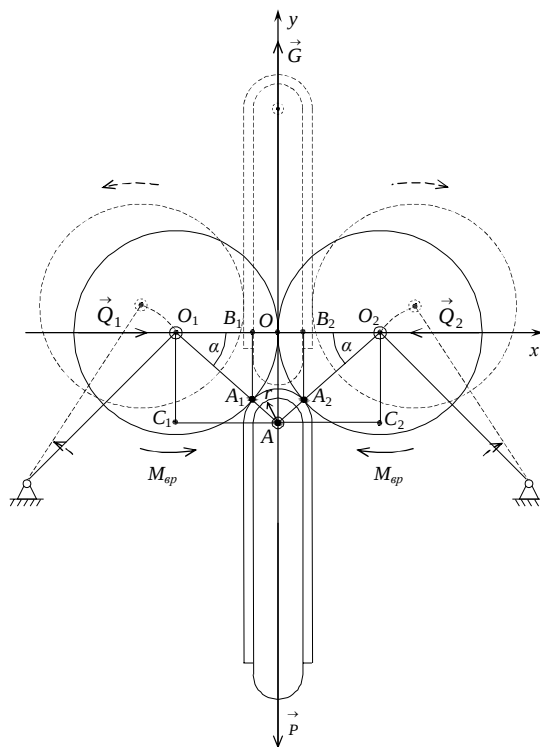


Рис. 2. Схема расчета подачи кожевенного полуфабриката на опорной плите между валковой парой (в установившемся режиме технологического процесса)

Из рис. 1 и 2 видно, что кожевенный полуфабрикат, завешенный вперегиб на опорную плиту, будет совершать поступательное движение в вертикальном направлении.

В данном случае кинетическая энергия опорной плиты будет иметь следующий вид:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}^2, T_2 = \frac{1}{2} m_2 \dot{y}^2, T_3 = \frac{1}{2} m_3 \dot{y}^2, \quad (1)$$

где T_1 – кинетическая энергия тяговой цепи; T_2 – кинетическая энергия кожевенного полуфабриката; T_3 – кинетическая энергия опорной плиты; m_1 – масса тяговой цепи, m_2 – масса кожевенного полуфабриката; m_3 – масса опорной плиты.

Далее уравнение (1) запишем в следующем виде:

$$T_{123} = \frac{1}{2} (m_1 + m_2 + m_3) \dot{y}^2. \quad (2)$$

Из рис. 2 видно, что валы будут перемещаться симметрично и совершать движение по дугообразной траектории, а их кинетическая энергия будет иметь следующий вид:

$$T_4 = T_5 = \frac{1}{2} m_4 (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_{O_1} \omega_1^2,$$

где T_4, T_5 – кинетическая энергия рабочих валов, $T_4 = T_5$; m_4, m_5 – масса рабочих валов, $m_4 = m_5$; J_{O_1} – момент инерции рабочего вала, центр которого находится в точке O_1 ; ω_1 – угловая скорость рабочего вала.

В данной задаче момент инерции правого вала с радиусом R будет равен

$$J_{O_1} = \frac{m_4 R^2}{2}.$$

Здесь уместны следующие уравнения:

$$O_1 O = (O_1 A_1 + A_1 A) \cos \alpha = (R + r + t_k) \cos \alpha,$$

$$O_1 C_1 = (O_1 A_1 + A_1 A) \sin \alpha = (R + r + t_k) \sin \alpha,$$

где $O_1 A_1 = R$, $A A = r + t_k$, r – радиус округления носовой части опорной плиты. Подставляя отрезок $O_1 O$ на ось абсциссы x и соответственно отрезок $O_1 C_1$ на ось ординаты y , получим выражения, связанные с углом α :

$$\begin{cases} x = (R + r + t_k) \cos \alpha, \\ y = (R + r + t_k) \sin \alpha. \end{cases}$$

Продифференцировав эти выражения, получим

$$\begin{cases} \dot{x} = -(R + r + t_k) \dot{\alpha} \sin \alpha, \\ \dot{y} = (R + r + t_k) \dot{\alpha} \cos \alpha. \end{cases} \quad (3)$$

Для составления уравнения движения валковой пары воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha. \quad (4)$$

Здесь T – кинетическая энергия; Q_α – обобщенная сила.

Теперь рассчитаем общую кинетическую энергию

$$\begin{aligned} T &= T_{123} + T_4 + T_5 = \frac{1}{2} (m_1 + m_2 + m_3) \dot{y}^2 + 2 \left(\frac{1}{2} m_4 (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\alpha}^2 \right) = \\ &= \frac{1}{2} (m_1 + m_2 + m_3) \dot{\alpha}^2 (R + r + t_k)^2 \cos^2 \alpha + 2 m_4 \dot{\alpha}^2 (R + r + t_k)^2 + J_{O_1} \dot{\alpha}^2. \end{aligned}$$

Далее рассчитаем следующие полную и частную производные кинетической энергии:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = (m_1 + m_2 + m_3) \dot{\alpha} (R + r + t_k)^2 \cos^2 \alpha + 4 m_4 \dot{\alpha} (R + r + t_k)^2 + 2 J_{O_1} \dot{\alpha},$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = (m_1 + m_2 + m_3)(R + r + t_k)^2 \ddot{\alpha} \cos^2 \alpha - 2(m_1 + m_2 + m_3)(R + r + t_k)^2 \times \\ \times \dot{\alpha}^2 \sin \alpha \cos \alpha + 4m_4(R + r + t_k)^2 \ddot{\alpha} + 2J_{O_1} \ddot{\alpha}. \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha} = -(m_1 + m_2 + m_3)(R + r + t_k)^2 \dot{\alpha}^2 \cos \alpha \sin \alpha. \quad (6)$$

Для расчета обобщенной силы используем принцип возможных перемещений и определим выполненную работу

$$\delta A_\alpha = Q_\alpha \delta \alpha,$$

$$\delta A_\alpha = 2M_{ep} \delta \alpha + 2Q \delta x + G \delta y - P \delta y + 2P_\epsilon \delta x - 2P_\epsilon \delta y, \quad (7)$$

где G – втягивающая сила тяговой цепи; P – сила тяжести тяговой цепи, кожевенного полуфабриката и опорной плиты; P_ϵ – сила тяжести вала, равная $P_\epsilon = m_4 g = m_5 g$; $Q = Q_2 = Q_3$ – усилие прижима валов; M_{ep} – вращательный момент вала.

Перемещения δx и δy в выражении (7) будут равны следующему:

$$\begin{cases} \delta x = -(R + r + t_k) \sin \alpha \delta \alpha, \\ \delta y = (R + r + t_k) \cos \alpha \delta \alpha. \end{cases} \quad (8)$$

Рассчитывая обобщенную силу выражения (8) и, подставляя ее в (7), получим

$$Q_\alpha = 2M_{ep} + (G - P - 2P_\epsilon)(R + r + t_k) \cos \alpha - 2(Q + P_\epsilon)(R + r + t_k) \sin \alpha. \quad (9)$$

Подставив выражения (5), (6) и (9) в уравнение (1), составим уравнение движения валковой пары:

$$\begin{aligned} & ((m_1 + m_2 + m_3) \cos^2 \alpha + 4m_4)(R + r + t_k)^2 \ddot{\alpha} + 2J_{O_1} \ddot{\alpha} - (m_1 + m_2 + m_3)(R + r + t_k)^2 \times \\ & \times \dot{\alpha}^2 \sin 2\alpha = 2M_{ep} + (G - P - 2P_\epsilon)(R + r + t_k) \cos \alpha - 2(Q + P_\epsilon)(R + r + t_k) \sin \alpha. \end{aligned} \quad (10)$$

В данной задаче рассматриваемые опорная плита и валы будут совершать движение с постоянной скоростью. Отсюда вытекает, что будет уместно равенство

$$\dot{y} = (R + r + t_k) \dot{\alpha} \cos \alpha = \text{const},$$

и выполняется равенство $\dot{\alpha} = \omega = \text{const}$. С учетом того, что $\dot{\alpha}$ – неизменна, получаем равенство $\ddot{\alpha} = 0$.

Далее рассмотрим случай и получим графические решения, когда $M_{ep} = 0$, т.е. внешние силы не будут действовать на кожевенный полуфабрикат и валы (рис. 3, 4). В данном случае уравнение (10) примет следующий вид:

$$-m(R + r + t_k)^2 \omega^2 \sin 2\alpha = (G - P - 2P_\epsilon)(R + r + t_k) \cos \alpha - 2(Q + P_\epsilon)(R + r + t_k) \sin \alpha. \quad (11)$$

Находим решение уравнения (11) с учетом $R + r + t_k$

$$(m\omega^2 \sin 2\alpha)(R + r + t_k)^2 + ((G - P - 2P_\epsilon) \cos \alpha - 2(Q + P_\epsilon) \sin \alpha)(R + r + t_k) = 0. \quad (12)$$

Уравнение (12) преобразуем к следующему виду:

$$R + r + t_k = \frac{2(Q + P_\epsilon) \sin \alpha - (G - P - 2P_\epsilon) \cos \alpha}{m\omega^2 \sin 2\alpha}. \quad (13)$$

Для того, чтобы выражение (13) было уместным, должны выполняться следующие условия:

$$\begin{aligned} R + r + t_k &= \frac{2(Q + P_\epsilon) \sin \alpha - (G - P - 2P_\epsilon) \cos \alpha}{m\omega^2 \sin 2\alpha} \geq 0, \\ \text{tg} \alpha &\leq \frac{P + 2P_\epsilon - G}{2(Q + P_\epsilon)}, \quad -\frac{\pi}{2} + \pi m \leq 0 \leq \arctg \left(\frac{P + 2P_\epsilon - G}{2(Q + P_\epsilon)} \right). \end{aligned}$$

В данной задаче угол α не принимает значения меньше нуля:

$$0 < \alpha \leq \arctg\left(\frac{P + 2P_g - G}{2(Q + P_g)}\right). \quad (14)$$

Уравнение (13) запишем в виде

$$R = \frac{(P + 2P_g - G)\cos\alpha + 2(Q + P_g)\sin\alpha}{m\omega^2 \sin 2\alpha} - (r + t_k). \quad (15)$$

Уравнение (15) выражает изменение радиуса вала в зависимости от угла α .

Для решения поставленной задачи использовали вычислительную программу Maple для Windows и получили графические решения изменения радиуса вала в зависимости от угла α по заданным значениям, когда а) $Q=20$ Н; б) $Q=40$ Н; в) $Q=60$ Н (см. рис. 3).

Следует отметить, что условие (14) будет выполняться не всегда. Объяснением этому служат прочность и долговечность тяговых цепей, на которые смонтированы опорные плиты.

Очевидно, что, если втягивающая сила G не достигает необходимой величины, то это приводит к невыполнению условия (14). Чтобы решить данную задачу, необходимо учитывать следующие вращающие моменты рабочих валов:

$$-m(R + r + t_k)^2 \omega^2 \sin 2\alpha = 2M_{ep} + (G - P - 2P_g)(R + r + t_k)\cos\alpha - 2(Q + P_g)(R + r + t_k)\sin\alpha, \\ (m\omega^2 \sin 2\alpha)(R + r + t_k)^2 + ((G - P - 2P_g)\cos\alpha - 2(Q + P_g)\sin\alpha)(R + r + t_k) + 2M_{ep} = 0,$$

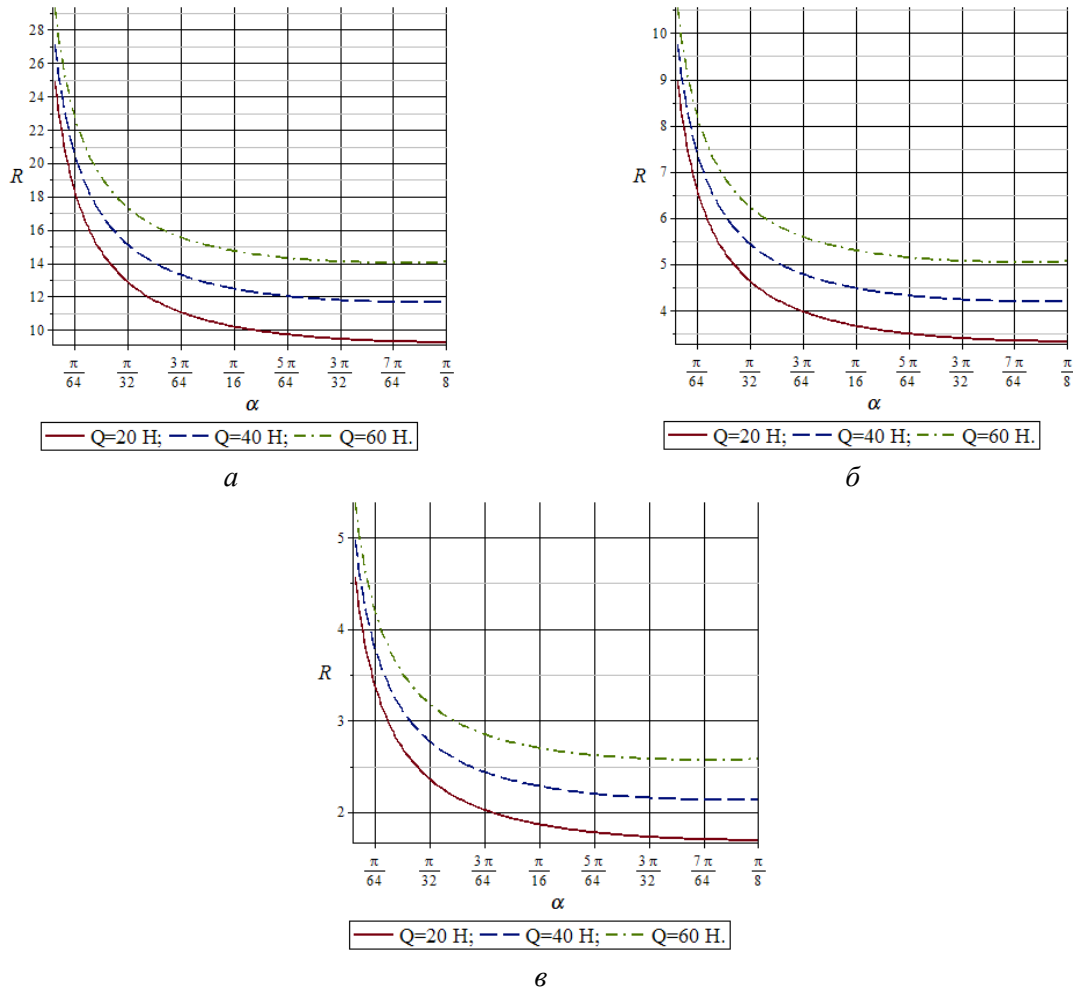


Рис. 3. Изменение радиуса рабочего вала R в зависимости от угла α по заданным значениям при $Q=20$ Н; $Q=40$ Н; $Q=60$ Н; а) $\omega=3$ с⁻¹; б) $\omega=5$ с⁻¹; в) $\omega=7$ с⁻¹

$$a(R + r + t_k)^2 + b(R + r + t_k) + c = 0.$$

Здесь $a = m\omega^2 \sin 2\alpha$, $b = (G - P - 2P_g)\cos\alpha - 2(Q + P_g)\sin\alpha$, $c = 2M_{гр}$.

$$(R + r + t_k)_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{D}}{2a}, \quad D = b^2 - 4ac.$$

$$R_{1,2} = \left(\frac{-b \pm \sqrt{D}}{2a} \right) - (r + t_k). \quad (16)$$

Полученное уравнение (16) выражает изменение радиуса рабочего вала в зависимости от угла α .

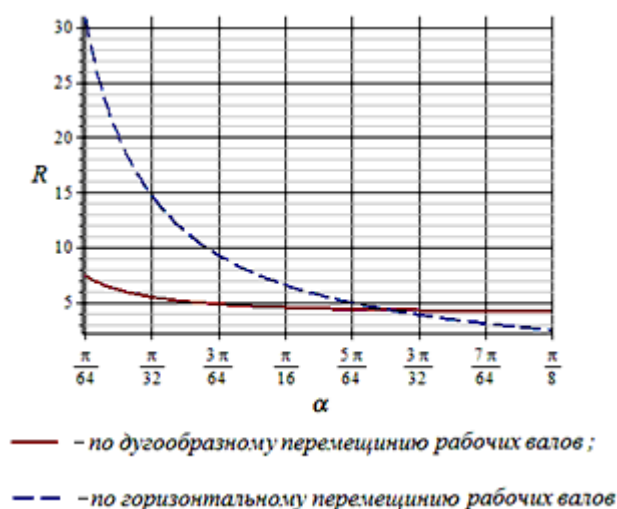


Рис. 4. Сопоставление изменений усилий прижима P рабочих валов по заданным значениям при средних $\omega = 5 \text{ с}^{-1}$ и $Q = 40 \text{ Н}$

Полученные теоретические выкладки позволяют иметь более четкое представление и изучить технологический процесс подачи и механической обработки кожевенных полуфабрикатов, а именно: движения последнего вертикально на опорной плите между валковой парой. Выведены уравнения движения кожевенного полуфабриката, подаваемого вертикально на опорной плите между валковой парой, и получены графические решения изменения радиуса вала в зависимости от угла захвата обрабатываемого кожевенного полуфабриката валковой парой (см. рис. 3, 4).

Из полученных графиков видно, что с возрастанием вращающего момента рабочих валов можно в определенной мере увеличивать угол захвата валковых пар с учетом значения радиуса округления носовой части опорной плиты валковой машины.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бахадиров Г. А., Набиев А. М. Особенности конфигураций опорных плит валковой машины для обработки кож // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2017. № 4. С. 42 – 46.
- [2] Чигарев А. В., Чигарев Ю. В. Курс теоретической механики. Учеб. пособие. Минск: Новое знание, 2010. – 399 с.

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

Дата поступления
20.09.2018

Г.А. Бахадиров, А.М. Набиев, М.У. Мусиров. Вал жуфтлиги орасида тери хом-аиёсига ишлов беришда таъсир этувчи кучларни тадқиқи

Мақолада вертикал йўналишда таянч плитага ҳўл тери хом-аиёсини жойлаштирилган ҳолда ишчи валлар орасида ишлов бериш жараёнининг назарий ечимлари келтирилган. Эркин ҳаракатланувчи ишчи валлар орасига ҳўл тери хом-аиёсини узатиш ҳолатлари кўриб чиқилган. Эркин қамровли ишчи валнинг радиусининг ишлов берилаётган материални қамров бурчагига боғлиқлигининг тенгламалари ва график ечимлари олинган.

G.A. Bakhadirov, A.M. Nabiev, M.U. Musirov. Investigation of the influence of the acting forces in the process of processing the tannery between the roll pair

The paper presents the results of theoretical studies of the movement of wet tannery, fed vertically on the base plate between the roll pair. The cases of feeding the processed wet tanned semi-finished product between working shafts with free gripping are considered. Equations are derived and graphical solutions are obtained for the dependence of the radius of the working shaft on the angle of capture, with a free grip of the material being processed.

ОБОСНОВАНИЕ ДИАМЕТРА ДИСКА СОШНИКА СЕЯЛКИ ДЛЯ СЕВА ЗЕРНОВЫХ В МЕЖДУРЯДЬЯХ ХЛОПЧАТНИКА

У нас в республике около 80 % озимой пшеницы засеивается, в основном, в междурядьях хлопчатника после уборки урожая. Из-за отсутствия специальной техники в настоящее время сев озимых зерновых в междурядьях хлопчатника осуществляется переоборудованными хлопковыми культиваторами. При этом в большинстве случаев распределение высеваемых семян на площадях производится разбросными способами с помощью разбрасывателя минеральных удобрений, после чего семена заделываются орудиями культиватора. Однако это не обеспечивает сев зерновых рядовым способом. Кроме того, вследствие такой технологии посева не обеспечивается равномерное распределение семян в междурядьях и их заделка на требуемую глубину по горизонту.

Как известно, к высеваящим сошникам зерновых сеялок постоянно возрастают требования: оптимальная глубина посева, хорошее прикатывание, высеив без закупорки рабочих органов органическими остатками. Чтобы учесть все возможные условия посева при помощи зерновых сеялок обычно применяют, в основном, однодисковые, двухдисковые, долотовидные и анкерные сошники [1].

Однако любой хороший сошник зерновой сеялки должен:

- очищать посевное ложе от органических остатков, укладывать семена в посевной горизонт, иметь хорошую самоочистку;
- соблюдать постоянную глубину посева;
- быстро приспосабливать давление под изменившиеся условия;
- оснащаться защитой от камней для бесперебойной работы;
- обеспечивать оптимальное качество высева даже при повышенной скорости;
- иметь долгий срок службы и низкие затраты на обслуживание.

На сегодняшний день все больше аграриев предпочитают приобретать сеялки с одно- или двухдисковыми сошниками. Из них однодисковые сошники имеют низкую забиваемость, обеспечивают интенсивное резание растительных остатков, находящихся на поверхности почвы, интенсивное крошение почвенного пласта и высокую проходимость в условиях наличия препятствий, а также при работе диски сошников вращаются в земле под определенным установленным углом к направлению движения. Это позволяет во время движения отодвигать пожнивные остатки и верхний слой земли в сторону и за диском следует маленький бороздник, который образует посевное ложе. Затем в эту бороздку ложатся рядками семена.

С учетом вышеизложенного нами была разработана навесная сеялка, снабженная стрельчатыми окучивающими органами, однодисковыми сошниками, состоящими из сферических дисков и раструбков, а также прикатывающими катками для рядового посева зерновых в междурядьях хлопчатника [2]. Она агрегируется с пропашными тракторами. С помощью данной сеялки достигается высевание семян зерновых культур в соответствии с агротехническими требованиями, снижение различных расходов и повышение эффективности путем осуществления одновременно формирования грядки, сплошного высевания семян на грядки рядками на одинаковом расстоянии, в установленную глубину, заделывание и прикатывание при одном проходе агрегата в междурядьях хлопчатника и открытых площадях. В статье приведены результаты исследований по обоснованию диаметра сферического диска сошника разработанной сеялки.

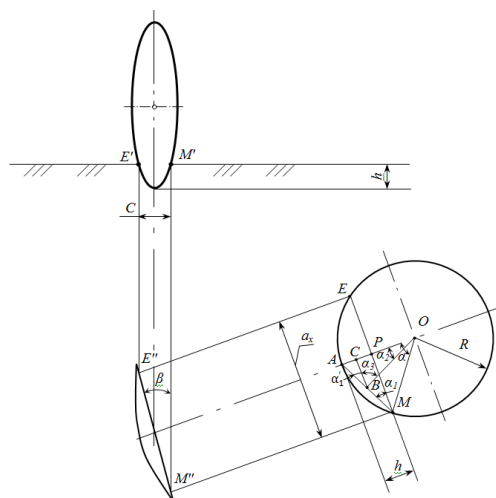


Схема к обоснованию диаметра диска сошника разработанной сеялки

Исходными данными для обоснования диаметра диска сошников являются глубина h и ширина C образуемой им посевной бороздки, а также угол его атаки β (рисунок).

Соединяя на рисунке точки A и M , получим равносторонний треугольник MOA с углом α и треугольник AMP с углом α_1 . Затем проводим прямую из точки B , которая делит на две равные части хорду AM , к точке O , а также опускаем перпендикуляр BC из точки B на радиус OA . В результате получим прямоугольный треугольник ABC с углом $\alpha'_1 = \alpha_1$, подобный треугольнику AMP .

Теперь из схемы на рисунке имеем

$$R = OC + CA = OC + \frac{PA}{2} \quad (1)$$

и

$$D = 2R = 2OC + PA; \quad (2)$$

$$tg \alpha_1 = \frac{AP}{PM} \text{ и } tg \alpha'_1 = \frac{AC}{CB}; \quad (3)$$

$$CB = \frac{AP}{2tg \alpha_1} = 0.5APctg \alpha_1; \quad (4)$$

$$ctg \alpha_3 = \frac{CB}{OC} \text{ и } \alpha_3 = \frac{\pi}{2} - \alpha_1; \quad (5)$$

$$OC = \frac{CB}{ctg \alpha_3} = CBtg \alpha_3 = 0.5APctg \alpha_1tg \alpha_3. \quad (6)$$

С учетом формулы (6) выражения (1) и (2) имеют вид

$$R = 0.5AP(ctg \alpha_1tg \alpha_3 + 1) \quad (7)$$

и

$$D = AP(ctg \alpha_1tg \alpha_3 + 1). \quad (8)$$

Так как $AP=h$, то

$$R = 0.5h(ctg \alpha_1tg \alpha_3 + 1) \quad (9)$$

и

$$D = 0.5h(ctg \alpha_1tg \alpha_3 + 1). \quad (10)$$

Углы $ctg \alpha_1$ и α_3 выразим через известные h , C и β :

$$ctg \alpha_1 = \frac{0.5a_x}{h} = \frac{C}{2h \sin \beta} \quad (11)$$

и

$$\alpha_3 = \frac{\pi}{2} - \alpha_1 = \frac{\pi}{2} - \arccctg \frac{C}{2h \sin \beta}. \quad (12)$$

С учетом этих выражений равенства (9) и (10) имеют следующий вид:

$$R = \frac{c^2}{8h \sin^2 \beta} + \frac{h}{2} \quad (13)$$

и

$$D = \frac{c^2}{4h \sin^2 \beta} + h. \quad (14)$$

Тогда радиус кривизны

$$R_{кр} = \frac{D}{2 \sin \beta}. \quad (15)$$

Формулы (13), (14) и (15) позволяют определить радиус, диаметр и радиус кривизны внутренней сферы диска по известным значениям угла его атаки β и требуемых технологических параметров C и h .

Расчеты по выражениям (13), (14) и (15) показали, что при угле атаки диска $\beta=13^\circ$ для получения посевной борозды глубиной и шириной по 50 мм радиус его должен быть 150 мм, диаметр – 300 мм, а радиус кривизны – 667 мм.

Таким образом, из результатов проведенных исследований следует, что диаметр диска сошника разработанной сеялки для сева зерновых в междурядья хлопчатника должен быть 300 мм.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] К л е н и н Н. И., С а к у н В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М., 1980. – 664 с.
[2] Ж а х о н г и р о в А. и д р. Зерновая сеялка. Патент № FAP 01126.

Самаркандский сельскохозяйственный институт

Дата поступления
07.05.2018

А. Жахонгиров. Ғўза қатор орасига галла экиш учун сеялка сошники дискининг диаметрини асослаш

Мақолада ғўза қатор орасига галла экиш учун ишлаб чиқилган сеяланинг бир диски сошники сферик дискининг диаметрини асослаш бўйича ўтказилган назарий тадқиқот натижалари келтирилган. Тадқиқот натижасида бир диски сошник сферик диски диаметри 300 мм бўлиши лозимлиги асосланган.

A. Jakhongirov. The rationale of the diameter of the disc opener planter for sowing grain in spaces between rows of cotton plant

The article presents the results of theoretical studies on justification the diameter of the spherical disk of a single - disc Coulter seeder for sowing grain between rows of cotton. As a result of researches, it is established that the diameter of a disk of a Coulter of the developed seeder should be 300 mm.

УДК 621.01

К.А. КАРИМОВ, А.Х. УМУРЗАКОВ, А.Х. АХМЕДОВ

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ УПРАВЛЯЕМЫХ ПРЕЦИЗИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ. ОТ ТЕОРИИ К КОНСТРУКЦИЯМ (ЧАСТЬ 2)

Одним из фундаментальных основ для дальнейшего развития общего машиностроения, приборостроения, прецизионной техники и других отраслей промышленности является активизация исследований по общей теории механизмов и машин на основе инновационных идей и технологий. Создание новых, более современных машин и механизмов при учете технологических процессов требует развития существующих и разработки новых прикладных методов их исследования и на этой основе разработки принципиально новых конструкций. В прецизионной технике предъявляются такие требования к исполнительным механизмам, как возможность осуществления движения без промежуточных передаточных звеньев, отсутствие необходимости применения механизмов с большими передаточными числами, простота системы управления и возможность осуществления движения по нескольким координатам.

В первой части данной статьи на основе теоретических исследований были приведены разработанные новые конструкции фрикционных механизмов с управляемыми параметрами и связями. В частности, конструкции фрикционных механизмов с управляемой силой сухого трения, преобразования вращательного движения в поступательное движение и с синхронным вращением колес. Рассмотрим управляемые механизмы, которые являются итогом дальнейшего развития фрикционных механизмов, приведенных в Части I данной статьи [1].

Управляемая фрикционная передача. В первой части этой статьи отмечено, что с помощью высокочастотных упругих колебаний (миковибрации) представляется возможным управлять силой трения во фрикционно сопряженных кинематических парах. На основе теоретических исследований [2 – 4] разработаны следующие конструкции (рис. 1, 2) фрикционных передач с управляемым законом вращения ведомого звена и с синхронным вращением ведущего и ведомого колес.

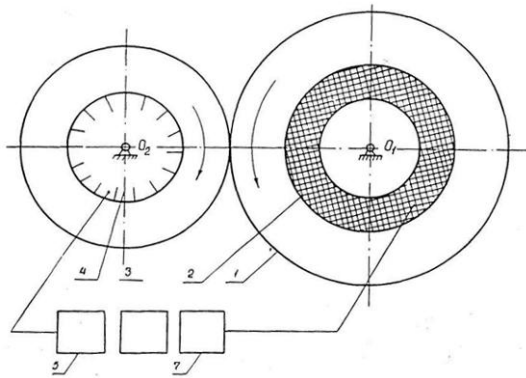


Рис. 1. Принципиальная схема конструкции управляемой фрикционной передачи

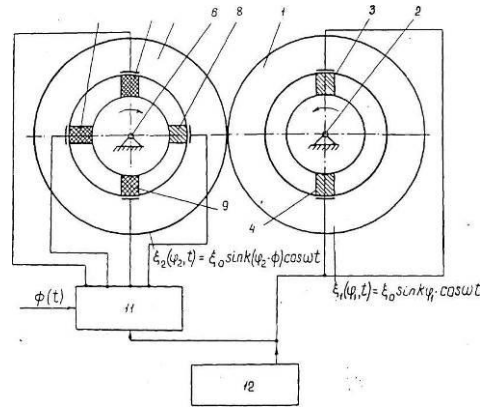


Рис. 2. Принципиальная схема конструкции фрикционной передачи с синхронным вращением колес

Передача содержит ведущее звено 1, вращающееся вокруг неподвижной точки O_1 . На валу, соосно с ведущим звеном установлен кольцеобразный пьезоэлектрический вибровозбудитель 2. Ведомое звено 3 вращается вокруг неподвижного центра O_2 и на нем установлен датчик угла поворота 4 для фиксации углового перемещения ведомого звена. Датчик угла поворота 4 соединен последовательно с усилителем сигналов 5, блоком управления 6 и блоком питания 7, которые в совокупности дают возможность управлять законом вращения ведомого звена.

Ведущее звено приводится во вращательное движение крутящим моментом и, в свою очередь, приводит в движение ведомое звено за счет сил трения. Датчик углового перемещения фиксирует положение ведомого звена.

Сигнал от датчика, усиленный усилителем, попадает в блок управления, затем из блока управления сигнал передается в блок питания. При подаче блоком питания напряжения пьезоэлектрический вибровозбудитель начинает передавать высокочастотную вибрацию на ведущее звено и тем самым изменяется сила трения в контактной паре, так как вибрации меняют силу трения в зоне контакта. Изменение силы трения способствует регулированию и контролю закона вращения ведомого звена посредством блока управления, на который подается требуемый закон вращения в зависимости от технологического процесса. Данный аспект проблемы позволяет расширить области применения этих передач.

Фрикционный механизм с синхронным вращением колес. Используя высокочастотные микровибрации, можно добиться синхронности вращения фрикционно-сопряженных колес и управлять фазовым углом между ними. Данная управляемая фрикционная передача основана на применении ультразвуковых волн типа «стоячая волна». На рис. 2 показана схема синхронной фрикционной передачи. Она содержит ведущее колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси 2, и на нем закреплены диаметрально противоположно два пьезоэлектрических возбуждателя 3 и 4, соединенные с генератором 12. На ведомое колесо 5, вращающееся вокруг неподвижной оси 6, симметрично к оси вращения установлены четыре пьезоэлектрических возбуждателя 7 – 10, подключенные к управляемому фазовращателю 11 и генератору 12.

В качестве пьезоэлектрического вибропреобразователя могут быть использованы пьезопреобразователи типа ЦТС. В прецизионной технике, в основном, применяются пьезоматериалы, представляющие собой твердые растворы двухкомпонентной системы, модифицированной различными окислами, и в последнее время четырехкомпонентных систем на основе цирконата – титаната – свинца (ЦТС).

Синхронная фрикционная передача работает следующим образом. Ведущее колесо вращается вокруг неподвижной оси и за счет сил трения в зоне контакта колес приводится во вращательное движение ведомое колесо. При подаче заданного генератором напряжения оно действует на пьезоэлектрические вибровозбудители 3 – 4. Эти вибровозбудители создадут высокочастотные изгибные колебания в виде «стоячих волн» на частоте второй формы собственных изгибных колебаний колес (в плоскости колес), которые описываются следующей функциональной зависимостью:

$$\xi_1(\varphi_1, t) = \xi_0 \sin k\varphi_1 \cos \omega t, \quad (1)$$

где ξ_0 – амплитуда; φ_1 – угловая координата ведущего колеса; k – коэффициент, определяющий

форму изгибных колебаний. В данном случае $k=2$; ω – частота, определяемая следующей формулой:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EJk^2(k^2-1)^2}{mFr^4(1+k+\sigma)}},$$

где σ – коэффициент Пуассона; F – площадь поперечного сечения колеса; J – момент инерции относительно главной оси.

При подключении генератора напряжение действует также на пьезокерамические вибровозбудители 7 – 10. Возбуждаемые высокочастотные изгибные колебания описываются выражением

$$\xi_2(\varphi_2, t) = \xi_0 \sin k(\varphi_2 - \Phi) \cos \omega t, \quad (2)$$

где φ_2 – угловая координата ведомого колеса 5; Φ – геометрическая фаза колебаний, определяющая положение узлов колебаний и управляющаяся в пределах

$$-2\pi/k \leq \Phi \leq 2\pi/k.$$

Преобразуя выражение (2), имеем

$$\xi_2(\varphi_2, t) = A \sin k\varphi_2 \cos \omega t - B \cos \omega t \cos k\varphi_2, \quad (3)$$

где A и B – амплитуды высокочастотных изгибных колебаний, возбуждаемые пьезокерамическими вибровозбудителями 8 и 10, а также 7 и 9.

Таким образом, изменяя фазу $\Phi(t)$, мы можем регулировать амплитуды высокочастотных изгибных колебаний на ведомом колесе 5.

На управляемый фазовращатель подается требуемая фаза в зависимости от технологического процесса. При этом с помощью управляемого фазовращателя система добивается совпадения максимальных амплитуд высокочастотных изгибных колебаний на ведомом колесе с минимальной амплитудой высокочастотных изгибных колебаний на ведущем колесе. Это способствует синхронному вращению колес с возможностью управления фазовым углом между ними.

Шаговые и самотормозящие фрикционные механизмы. В машиностроении и приборостроении весьма важным является создание шаговых двигателей, позволяющих повышать быстродействие и получать относительные шаговые движения выходного звена при высокой точности перемещения. Шаговые движения рабочих органов широко используются в современных машинах и устройствах. В частности, в механизмах металлообрабатывающих станков и прессов, сельскохозяйственных машин, конвейеров, транспортеров, промышленных роботов, текстильных и полиграфических машин и др.

Создание шаговых устройств в современной технике идет по пути применения традиционных шаговых механизмов (мальтийских, кулачковых, рейфферных, храповых). Использование прецизионной вибромеханики позволяет создать ряд новых шаговых механизмов с расширенными функциональными возможностями. При этом важное место занимают прецизионные устройства медленных скоростей с виброприводами. Эти устройства должны перемещать объекты медленными скоростями, микрошагами и точно установить объекты на заданной координате, иметь высокую надежность работы. Для решения этих задач применялись специальные электродвигатели с последовательной редукцией скоростей. Однако малый пусковой момент и ряд других недостатков исключили возможность достижения намеченной цели.

С целью исключения вышеотмеченных недостатков разработана новая конструкция фрикционного механизма с управляемым самоторможением для получения относительных шаговых движений выходного звена (рис. 3). Этот механизм содержит входное звено 1 и клиновидное выходное звено 6, которые перемещаются в направляющих 2. Между этими звеньями установлен ролик 4, подпружиненный посредством упругого элемента 5 к звену 6. Ролик 4 выполнен из пьезоэлектрического материала, который излучает высокочастотные микровибрации в диапазоне 20 – 200 кГц. На направляющей размещен датчик растрового типа 7 для фиксации перемещений выходного звена, соединенный с усилителем 8, блоком управления 9 и генератором 10.

Данный механизм работает следующим образом. Под действием приложенной силы приводится в движение входное звено по направляющей. За счет застопорения ролика приводится в движение клиновидное звено. При подключении пьезокерамического преобразователя к генератору

ру ролик начинает колебаться в радиальном направлении с частотой, пропорциональной электрическому сигналу. Благодаря этим микровибрациям, сила трения между роликом и звеньями резко уменьшается. Вследствие этого движение входного звена не будет передаваться к выходному звену 6. При отключении пьезокерамического преобразователя от генератора сила трения между роликом и звеньями возрастает и приводит в относительное движение выходное звено. Точное положение выходного звена фиксирует датчик линейных перемещений, сигналы от которого подаются через усилитель в блок управления. Управляя блоком электрических сигналов, передаваемых к ролику, получают шаговые движения выходного звена.

Основное применение механизмы этого класса находят в точных позиционирующих устройствах, в качестве привода исполнительных органов манипуляторов и микророботов, реализующих точные перемещения объекта по заданной программе.

Управляемый механизм винт-гайка. В машиностроении, приборостроении и робототехнике для застопорения вращающихся звеньев используются фрикционные механизмы стопора, включающие диск, направляющее, размещенное в нем призматическое звено, имеющее плоский клин. Недостатком этого устройства является то, что в этом механизме нет возможности обеспечить вращение и торможение диска в любом направлении.

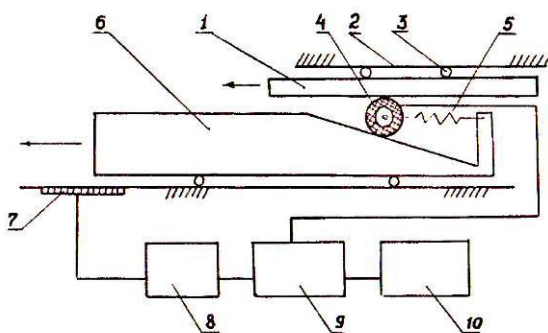


Рис. 3. Принципиальная схема конструкции фрикционного механизма с управляемым самоторможением

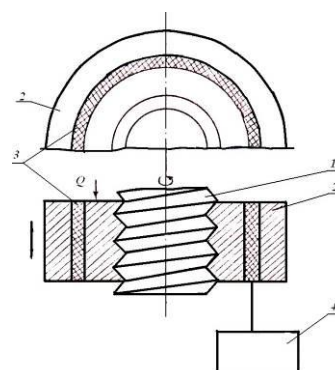


Рис. 4. Схема механизма винт – гайка

Известный нам механизм винт – гайка, содержащий ведущее звено и ведомые звенья, имеет ряд недостатков. При работе механизма без смазки на трущихся поверхностях высокая степень износа деталей происходит за счет сил трения и требуется значительная энергия для преодоления этой силы. В разработанном механизме винт – гайка, работающем без смазки, изображенном на рис. 4, за счет изменения силы трения увеличивается долговечность и уменьшаются энергозатраты механизма. Этот механизм содержит винт 1 и гайку 2, выполненные из твердого материала, например, из стали. Причем гайка состоит из двух колец, между которых соосно установлен без зазора цилиндрический трубчатый пьезоэлектрический преобразователь колебаний 3, подключенный к генератору 4.

Как известно, между трущимися поверхностями появляется сила трения, направленная против относительного движения, что приведет при больших нагрузках к быстрому изнашиванию звеньев. Кроме того, требуется значительная энергия для преодоления этой силы с уменьшением сила трения, соответственно, уменьшаются износ и энергозатраты механизма.

В предлагаемом механизме винт – гайка, работающем без смазки, положительный эффект достигается следующим образом. Вращением винта, относительно своей оси, гайка начинает перемещаться вдоль винта. Предположим, что вращение гайки относительно вертикальной оси ограничено. Независимо от вида резьбы между звеньями появляется сила трения, пропорциональная приложенной нагрузке Q . Включением пьезокерамики к генератору последний начинает передавать высокочастотные электрические сигналы. Пропорционально этому радиально поляризованная пьезокерамика начинает излучать высокочастотные радиальные колебания, что приведет к резкому уменьшению силы трения между винтом и гайкой.

Потребляемая энергия пьезокерамики намного ниже, чем энергия, передаваемая на винт для преодоления силы трения $\bar{F}_T$. Следовательно, предлагаемый механизм винт – гайка превосходит существующие механизмы по технико-экономическим показателям.

Управляемый механизм стопора. В разработанном новом фрикционном механизме стопора (рис. 5) устранены вышеуказанные недостатки, тем самым расширены функциональные возможности механизма. Он состоит из следующих основных элементов: диск 1, вращающийся вокруг своей неподвижной оси 2, направляющий 6, размещающий в себе призматическое звено 3, имеющее два одинаковых плоских клина 4, снабженных пьезоэлектрическим преобразователем колебаний 5, который соединен с генератором 8. Пружины 7 служат для поддержания призматического звена в нужном положении.

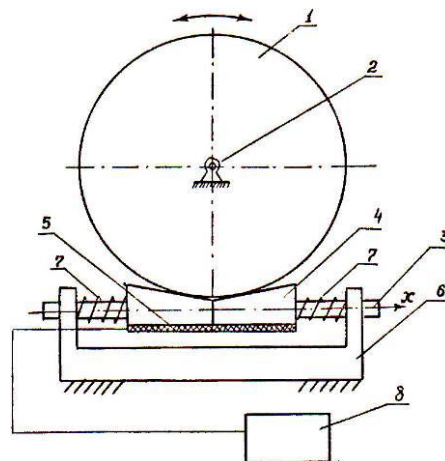


Рис. 5. Схема фрикционного механизма стопора

Принцип работы этого механизма заключается в следующем. Пьезоэлектрическая пластин, получив высокочастотный электрический сигнал от генератора, начинает излучать высокочастотные колебания, вследствие чего в зонах контакта диска с клином происходит резкое снижение силы трения. При вращении диска в любом направлении заклинивание призматического звена невозможно, так как сила трения, направленная параллельно к оси x , будет меньше, чем сила сопротивления перемещению призматического звена, оказываемого со стороны пружины. Отключением электрических сигналов в зоне контакта увеличивается сила трения, благодаря чему клин заклинивает призматическое звено и стопорит диск, так как в этом случае сила трения, направленная параллельно к оси x , будет больше, чем силы сопротивления перемещению звена 3, оказываемого со стороны пружины.

Таким образом, при соответствующем выборе угла наклонной плоскости клина обеспечиваются вращение и торможение диска в любом направлении, что, несомненно, увеличит сферу применения этого механизма.

В современных машинах и приборах широко применяются фрикционные вариаторы. Они предназначены для передачи движения, а также регулирования передаточных отношений во время его работы. Несмотря на популярность, эти механизмы имеют ряд недостатков. Например, в конструкциях конусного вариатора между входными звеньями обязательно устанавливаются промежуточное звено в виде ролика, кольца и др. Без этих звеньев передача является неработоспособной. Регулирование передаточных отношений осуществляется движением промежуточных звеньев.

В целом разработанные новые конструкции управляемых механизмов могут быть использованы в робототехнике при построении оснований подвижных мини-манипуляторов, при конструировании устройств позиционирования и ориентации, преобразователях движения, в устройствах выборки информации ЭВМ, в узлах сканирования и микроподач прецизионных устройств. В дальнейшем на основе теоретических исследований представляется возможным также разработать другие новые конструкции шаговых механизмов с расширенными функциональными возможностями. Они могут быть широко использованы в механизмах металлообрабатывающих станков и прессов, конвейеров, транспортеров, промышленных роботов, а также могут найти применение в механизмах точного позиционирования и ориентации, реализующих перемещения по заданной программе как в плоскости, так и в пространстве.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Каримов К.А., Умурзаков А.Х., Ахмедов А.Х.. Перспективы разработки управляемых прецизионных механизмов. От теории к конструкциям (Часть 1) // Узбекский журнал "Проблемы механики". Ташкент, 2018. № 2. С. 55 – 59.
- [2] Каримов К.А. Обоснование и разработка возможных подходов для создания управляемых механизмов прецизионного машиностроения // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 8. Часть 2. Тула, 2016. С. 224 – 227.
- [3] Каримов К.А. Решение нелинейной задачи управляемого вибрационного перемещения позиционирующего механизма // Труды X Всероссийской научной конференции им. Ю.И. Неймарка «Нелинейные колебания механических систем». Нижний Новгород, 2016. С. 445 – 448.

- [4] Karimov K., Ahmedov A. and etc. Development and analytical realization of the mathematical model of controlled motion of a positioning mechanism. Part 2 // European Applied Sciences. Stuttgart, Germany. 2015. #4. P. 63–66.

Ташкентский государственный технический университет
им. Ислама Каримова

Дата поступления
25.05.2018

К.А. Каримов, А.Х. Умурзаков, А.Х. Ахмедов. Бошқариладиган прецизион механизмларни яратишнинг истиқболлари. Назариядан механизмлар сари. 2 қисм

Ушбу мақола биринчи қисмдаги мақоланинг узвий давомидир. Мақолада яратилган бошқариладиган фрикцион механизмларнинг янги қурилмалари келтирилган.

K.A. Karimov, A.H. Umurzakov, A.H. Akhmedov. Prospects of working out of operated precision mechanisms. from the theory to designs. Part 2

Given article is logic continuation of the researches resulted in the first part of article. In this article the developed new designs of operated frictional mechanisms are resulted.

УДК 532.135, 532.137

З.М. МАЛИКОВ, А.Т. ЙУЛДАШЕВ, М.Э. МАДАЛИЕВ

ОСОБЕННОСТИ И АНАЛИЗ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕПАРАЦИИ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

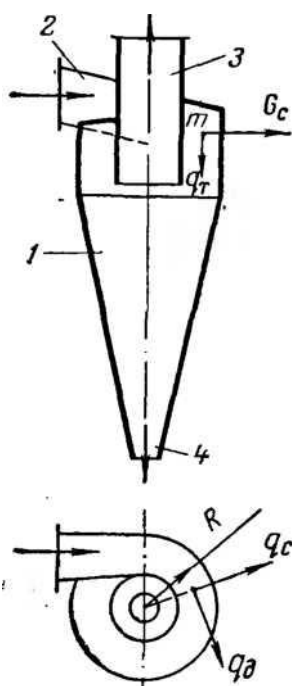


Рис. 1. Схема циклона-сепаратора:
1 – корпус; 2 – входной штуцер;
3 – выходной штуцер; 4 – штуцер
для отвода крупной фракции

В настоящее время резко возросла потребность в мелко-дисперсном порошковом материале, который применяется в горнометаллургической, химической промышленности, в лакокрасочном производстве и мн. др. В связи с этим очень актуальны задачи разработки новых сепарационных установок и усовершенствования существующих. В связи с этим необходимо рассмотреть физическую сущность пневматической сепарации порошковых материалов, основу которой составляет следующее утверждение: при вращении материалов вместе с несущей средой или без неё более крупные частицы, обладая большей центробежной силой, перемещаются в радиальном направлении к периферии, вытесняя к центру более мелкие частицы. На этом принципе основано центробежно-гравитационное разделение сыпучих материалов. Простейшим сепаратором этого типа является циклон (рис. 1) [1].

Носитель (газ или жидкость), содержащий твердые (или жидкие) частицы, через штуцер 2, тангенциально вводимый в корпус 1, приобретает вращательное движение. В таком потоке на частицу m действуют три главные силы: сила тяжести q_t , которая увлекает частицу вниз, центробежная сила q_c , выталкивающая частицу в радиальном направлении, и сила давления потока q_d , заставляющая частицу двигаться по окружности. Траекторией такого сложного движения частицы является спираль, расходящаяся к низу циклона. Достигнув стенки аппарата, частицы под действием силы тяжести будут двигаться по коническому дну к выводному штуцеру 4.

Мелкие частицы, не успевшие достигнуть стенки аппарата, вместе с носителем будут продвигаться к штуцеру 3. При этом на крутом повороте у входа в штуцер выносятся самая мелкая фракция. В рассматриваемом аппарате материал делится на две фракции: нижнюю и верхнюю, но, как будет показано далее, таким способом можно разделить материал на большее число фракций. Собственно, разделение сыпучего материала на фракции в центробежно-гравитационных сепараторах происходит под действием центробежных сил. Гравитационные силы выводят крупную фракцию из сепарационной зоны, что обеспечивает непрерывность процесса.

Величину центробежной силы, действующей на частицу, можно определить по известному выражению

$$q_c = q_T \omega^2 / (gR), \quad (1)$$

где q_T – вес частицы; ω – окружная скорость; g – ускорение силы тяжести; R – радиус вращения частицы.

Отношение центробежной силы, действующей на частицу к ее весу (силе тяжести), носит название центробежного фактора или фактора разделения. Он показывает, во сколько раз центробежная сила больше силы тяжести частицы. Центробежный фактор

$$k = q_c / q_T = \omega^2 / (gR), \quad (2)$$

Из этого соотношения видно, что с повышением скорости вращения частицы фактор разделения возрастает, а с увеличением радиуса – уменьшается. Окружная скорость движения сообщается частице по-разному. В одном случае она возникает в результате изменения скорости линейного движения потока на окружное, как это происходит в циклоне. Здесь окружная скорость движения частицы равна скорости в линейном потоке. В другом случае окружная скорость сообщается частице вращающимся сепаратором. Ее можно выразить через радиус вращения частицы и частоту вращения сепаратора в минуту.

Для такого сепаратора центробежный фактор определяется по формуле

$$k = \frac{\pi^2 R^2 n^2}{900 g R} = R n^2 / 900. \quad (3)$$

Из формул (2) и (3) следует, что для сепараторов типа «циклон» с увеличением радиуса аппарата центробежный фактор уменьшается, следовательно, уменьшается и разделительная способность сепаратора. Для повышения разделительной способности сепаратора следует повышать скорость частиц в прямолинейном потоке, либо уменьшать радиус вращения частиц.

В сепараторах, где окружная скорость движения сообщается частицам вращающимся аппаратом, центробежный фактор растет с увеличением радиуса вращения. Однако эффективнее увеличивать частоту вращения аппарата и уменьшать радиус вращения частиц, что приводит к уменьшению размеров аппарата, а следовательно, и к сокращению эксплуатационных расходов.

В технике разделения сыпучих материалов на фракции применяют различные типы гравитационно-центробежных сепараторов, простейшим из которых, как указывалось, является циклон. Однако циклон используют чаще не для сепарации, а для отделения частиц из несущего потока. Устройство сепараторов несколько сложнее циклона. Гравитационно-центробежные сепараторы можно условно разделить на два класса: воздушно-проходные и воздушно-замкнутые.

В настоящее время в промышленности применяют сепараторы двух основных типов: воздушно-проходные, в которых вихревое движение создается воздушным потоком, и циркулярные, снабженные вращающимися лопастями. Во втором случае сепаратор работает по замкнутому циклу, при этом не возникает проблема очистки воздуха от особо мелкой пыли.

Конструкции воздушных сепараторов. В проходном сепараторе (рис. 2) материал подается вместе со сжатым воздухом, который используется также для разделения смеси по патрубку 1 в корпус сепаратора 2.

Вследствие расширения канала, по которому движется смесь, скорость потока уменьшается и крупные частицы выпадают из смеси под действием силы тяжести. Воздушный поток проходит по направляющим лопастям 4 во внутренний корпус 3, закручивается и из него выпадают мелкие частицы под действием центробежных сил. Крупные частицы отводятся из сепаратора по патрубку 7, мелкие – по трубе 6, а воздух – по трубе 5. Границу разделения регулируют дросселированием входящего потока или изменением угла пово-

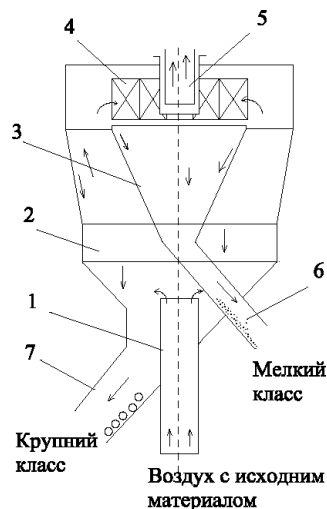


Рис.2. Схема проходного сепаратора

рота лопастей 4. Недостаток проходных сепараторов – высокий расход воздуха. На рис. 3 приведена схема циркуляционного воздушного сепаратора с разбрасывающим диском и крыльчаткой. Такие сепараторы более компактны и экономичны, поскольку в одном агрегате объединены источник движения воздуха (вентилятор), сепарирующие и охладительные устройства.

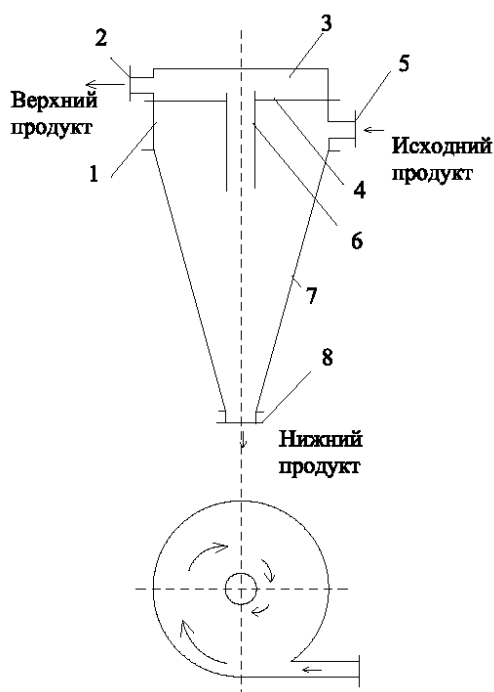


Рис.3. Схема циркуляционного сепаратора

Исходный материал поступает по патрубку 1 (см. рис. 3), вращающемуся с валом 2, в диск 5, с которого сбрасывается под действием центробежной силы. Крупные частицы падают под действием силы тяжести или отбрасываются центробежной силой к стенкам внутреннего корпуса 6, где теряют скорость и также опускаются в воронку 11, образуя крупный класс, который выводится из сепаратора по трубе 9. Вентилятор 3 и крыльчатка 4, вращающиеся вместе с диском 5, засасывают воздух из нижней зоны, который пересекает поток сбрасываемого с диска 5 материала, захватывает средние и мелкие частицы, выносит их в зону вращения крыльчатки 4. Здесь под действием центробежных сил вращающегося потока средние частицы отбрасываются к стенкам корпуса 6 и стекают в крупный продукт.

Мелкие частицы вместе с воздухом проходят через вентилятор 3 в пространство между наружным и внутренним корпусами, где воздух движется вниз по спирали. Окружная скорость воздуха в этой зоне максимальная, вследствие чего имеющиеся в нем мелкие частицы отбрасываются центробежной силой к стенкам корпуса 8, теряют скорость и опускаются по трубе 10, образуя мелкий класс. Воздух через жалюзи 7 поступает вновь во внутренний кожух, захватывая случайно попавшие в крупный продукт мелкие частицы. Границу разделения можно регулировать изменением радиуса, расположением лопаток крыльчатки 4 и угла установки лопастей жалюзи 7.

В последнее время существенно возросли потребности в получении тонкодисперсных порошков заданного гранулометрического состава. Наиболее эффективными и экологически чистыми способами их получения являются пневматические методы переработки. Для процессов фракционной классификации порошковых материалов становится наиболее перспективным использование вихревых камер, циклонных сепараторов, воздушно-центробежных классификаторов. Однако дальнейшее совершенствование способов и конструкций центробежного фракционного разделения тонкодисперсных порошков сдерживается в связи с установлением нестационарного режима движения двухфазного закрученного турбулентного течения. Экспериментальные исследования в этом направлении связаны с большими техническими трудностями и высокой себестоимостью. Поэтому совершенствование и технологическое развитие пневматических методов переработки дисперсных сред и создание новых более совершенных и эффективных аппаратов порошковой технологии могут быть осуществлены лишь на основе глубоких фундаментальных исследований в области аэродинамики однофазных и многофазных сред. В связи с этим нами разработан инерционный пылеуловитель, более эффективный по сравнению с циклоном [2]. Наиболее перспективным способом получения полной информации о рассматриваемом физическом процессе является численное моделирование. Разработка математической модели нестационарного закрученного турбулентного течения в сепарационной зоне центробежного аппарата позволит глубже разобраться в сложном физическом процессе классификации частиц и создать условия для получения новых идей при разработке оригинальных способов и конструкций центробежных аппаратов. Численное моделирование также является незаменимым инструментом при оптимизации режимных и геометрических параметров существующих воздушно-центробежных классификаторов и сепараторов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сиденко П. М. Измельчение в химической промышленности. М.: Химия, 1977. – 369 с.
[2] Маликов З. М., Ризаев А. А., Фармонов А. К. и др. Патент РУз № IAP 05231. 2016. Аппарат сухой инерционной очистки газа.

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

Дата поступления
25.07.2018

З.М. Маликов, А.Т. Йулдашев, М.Э. Мадалиев. Кукунли материалларни пневматик саралашдаги хусусиятларининг таҳлили

Мақолада ҳаво-марказдан қочма статик ажратгичларнинг ишлаши ва кукун материалларни ажралиши қараб чиқилган. Саноатда қўлланиладиган ҳар-хил турдаги ажратгичларнинг таҳлили келтирилган.

Z.M. Malikov, A.T. Yuldashev, M.E. Madaliev. Peculiarities and analysis of pneumatic separation of powder materials

The principle of operation of an air static separator for the separation of powder materials is considered in the article. The analysis of various separators used in industry is carried out.

УДК 621.01

Д.М. МУХАММАДИЕВ, Б.Х. ПРИМОВ, С.Н. КАМАЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СЫРЦОВОГО ВАЛИКА ПО ПОВЕРХНОСТИ НИЖНЕГО ФАРТУКА ПИЛЬНОГО ДЖИНА

Хлопкоочистительные машины выпускают машиностроительные заводы Узбекистана и США, а также Индии и Китая по американским патентам [1 – 5]. Установлено, что отечественные машины более эффективны, дешевле при изготовлении и имеют простые конструктивные агрегаты и механизмы.

В современных условиях развития техники и технологии переработки хлопка особую значимость приобретают вопросы ресурсосбережения, повышения качества волокна и снижения производственных затрат.

Следует отметить, что общим отличительным признаком пыльных джинов фирм США от отечественных технологий является отсутствие семяотводящих труб в рабочих камерах и набрасывающих барабанов в шелушильных камерах. Одна из таких конструкций, изготовленная «ЛЕБЕДЬ» (Китай) совместно с «Continental Eagle» (США) МУ-171 с 171 пыльными дисками Ø406 мм с шагом 18 мм и семяотводящей трубой Ø127 мм с приводным шнеком эксплуатируется на Жуминском хлопкоочистительном заводе.

В отечественной хлопкоочистительной промышленности широко распространены пыльные диски Ø320 мм. Поэтому разработка пыльного джина с набрасывающим барабаном на пыльных дисках с диаметром 320 мм является актуальной в данной области.

Исследования рабочей камеры в производственных условиях показали, что подача хлопка-сырца на пыльный цилиндр через сырцовый валик увеличивает расход электроэнергии пыльным цилиндром

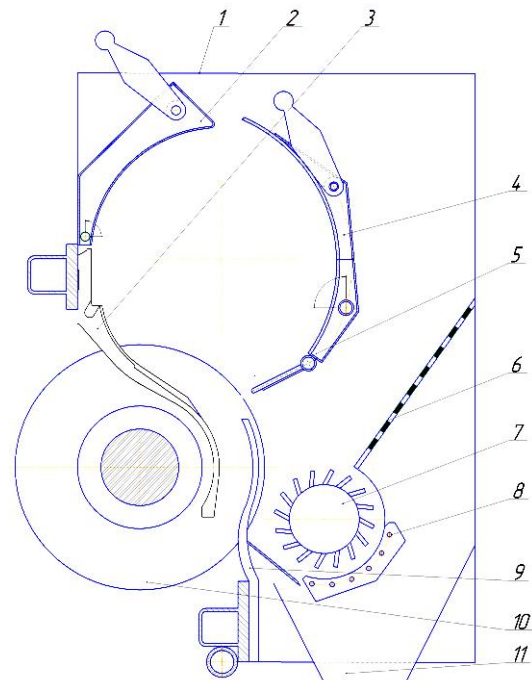


Рис. 1. Схема рабочей камеры пыльного джина с набрасывающим барабаном:

1 – боковина; 2 – лобовой брус; 3 – колосник рабочей камеры; 4 – фартук верхний; 5 – фартук нижний с гребенкой; 6 – склиз; 7 – набрасывающий барабан; 8 – колосниковая решетка очистительной секции; 9 – колосник очистительной камеры; 10 – пыльный цилиндр; 11 – сороотвод

рабочей камеры и приводит к ускоренному износу колосников и пыльных дисков.

На рис. 1 изображен пыльный джин с набрасывающим барабаном [6]. Для снижения износа колосников 3, пыльных дисков и расхода электроэнергии пыльным цилиндром 10 хлопок-сырец подается непосредственно к пыльному цилиндру 10 через склиз 6 с помощью вращающегося набрасывающего барабана 7, под которым установлена колосниковая решетка 8.

Однако для эффективной работы предложенного пыльного джина с набрасывающим барабаном, обеспечивающего улучшение разрыхления, очистки и равномерной подачи хлопка в рабочую камеру при заданной производительности, необходимо решить следующие задачи:

- 1) необходимо разработать математическую модель движения сырцового валика в зоне нижнего фартука рабочей камеры с гребенкой до отрыва от него и изучить факторы, влияющие на его движение;
- 2) установить оптимальный радиус фартука и его месторасположение относительно пыльного цилиндра и частоту вращения сырцового валика, при котором обеспечивается процесс дженирования и исключения выпадения дженированных семян в сороотвод.

В задачу исследований входит определение закона движения сырцового валика в зоне нижнего фартука с гребенкой до отрыва от него и изучить факторы, влияющие на его движение для заданных конструктивных, кинематических параметров, экспериментально найденных внешних сил и производительности джина, а также частоты вращения сырцового валика, при которой обеспечивается перемещение массы хлопка по поверхности фартука с гребенкой. Практика использования пыльных джинов с набрасывающим барабаном позволила установить необходимость изучения движения сырцового валика внутри рабочей камеры, особенно в зоне нижнего фартука с гребенкой, который зависит от радиуса его кривизны и месторасположения относительно пыльного цилиндра, которые приводят к следующим отрицательным процессам:

- 1) увеличению опущенности семян;
- 2) уходу дженированных семян в сороотвод;
- 3) снижению производительности джина и образованию забоя в зазоре между пыльным цилиндром и гребенкой.

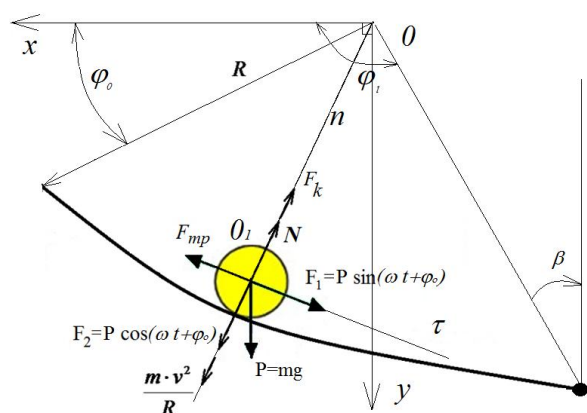


Рис. 2. Расчетная схема движения сырцового валика на поверхности нижнего фартука с гребенкой

Исходя из указанного, нами было изучено движение сырцового валика в зоне нижнего фартука с гребенкой с использованием расчетной схемы, приведенной на рис. 2.

Расчетная схема движения состоит из массы m , вращающейся с постоянной угловой скоростью сырцового валика на поверхности нижнего фартука (см. рис. 2), который имеет радиус R и начальный угол φ_0 , и совершающей относительно него перемещение S за время t .

Обозначим начальный угол нижнего фартука через φ_0 , а угол сброса через φ_1 . Предположим, что масса m сырцового валика в процессе передвижения меняется незначительно, тогда из-за ее малости можно пренебречь.

Выберем неподвижную систему координат с началом в точке O и обозначим её XOY . Подвижную и относительную систему координат выбираем с началом в точке O_1 на рабочей камере. Ось $O_1\tau$ направлена по касательной 90° к радиусу R нижнего фартука. За положительное направление примем вращение против часовой стрелки, ось O_1n – перпендикулярной к оси $O_1\tau$, систему координат $\tau O_1 n$ – жестко связанной с сырцовым валиком и вращаемой вместе с ним с постоянной угловой скоростью ω .

Масса сырцового валика, лежащего на фартуке с гребенкой, рассматривалась в виде цельного прямоугольника со сторонами $S_{np} = l_{pa\phi} \times L_d$, где $l_{pa\phi} = 0.55$ м – рабочая длина фартука, $L_d = 0.012$ м – толщина слоя сырцового валика. При этом предполагалось, что она сосредоточена в центре прямоугольника и в зависимости от производительности толщина слоя хлопка, которая выбиралась для $P = 4837$ кг/ч, $\Delta_{cp} = 0.03$ м (она зависит от плотности сырцового валика и габаритных размеров джина), меняется.

На массу сырцового валика действуют следующие силы: $P=m \cdot g$ – вес сырцового валика, Н; $F_u=m \cdot R \cdot \omega^2$ – центробежная сила, Н; $F_{mp}=K_{mp} \cdot N$ – сила трения сырцового валика о поверхность фартука, Н; N – нормальная сила реакции, Н; $F_{comp}=K^* \cdot v^2$ – сила сопротивления воздушного потока, Н, где $v=\omega \cdot R$ – абсолютная скорость воздушного потока, м/с; $\omega=\pi \cdot n/30$ – угловая скорость сырцового валика, рад/с; $n=30 \cdot \omega/\pi$, мин⁻¹ – частота вращения сырцового валика.

Составим уравнение динамики материальной точки

$$m \cdot \overline{W} = \overline{F_{mp}} + \overline{P} + \overline{F_u} + \overline{N}. \quad (1)$$

Так как $\overline{W} = \overline{W_{rn}} + \overline{W_{r\tau}} + \overline{W_{en}} + \overline{W_{e\tau}} + \overline{W_{кор}}$, то для относительного движения получим

$$m \cdot \overline{W_{r\tau}} = -m \cdot \overline{W_{rn}} - m \cdot \overline{W_{en}} - m \cdot \overline{W_{кор}} + \overline{F_{mp}} + \overline{P} + \overline{F_u} + \overline{N}, \quad (2)$$

где $\overline{W_{кор}} = 2 \cdot \omega \cdot \dot{s}$; $\dot{s} = ds/dt$ – скорость относительного движения сырцового валика, м/с; $\overline{W_{rn}} = \dot{s}^2 / R$. $\overline{W_{e\tau}}$ – тангенциальное ускорение, в переносном движении равно нулю, так как $\dot{\omega} = \text{const}$.

Проектируя уравнение (2) на ось $O_1\tau$ (см. рис. 2), получим

$$N - \frac{m \cdot \dot{s}^2}{R} + 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{s} - m \cdot g \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_o) = 0. \quad (3)$$

Отсюда находим нормальную реакцию

$$N = -2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{s} + m \cdot g \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_o) + \frac{m \cdot \dot{s}^2}{R}. \quad (4)$$

Проектируя (2) на ось O_1n (см. рис. 2) и сокращая массы m , получим уравнение движения сырцового валика по поверхности нижнего фартука с гребенкой

$$\ddot{s} = \frac{d^2 s}{dt^2} = g \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_o) - K_{mp} \cdot \left[-2 \cdot \omega \cdot \dot{s} + g \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_o) + \frac{\dot{s}^2}{R} \right]. \quad (5)$$

При решении уравнения (5) движения сырцового валика по нижнему фартуку с гребенкой соблюдались следующие условия:

- движение сырцового валика по поверхности нижнего фартука с гребенкой определялось уравнением угла $\alpha = \alpha + 2 \arcsin(s/2R)$ при различных углах $(\omega \cdot t + \varphi_o)$ и в координатах уравнениями $x = R \cdot \cos \alpha$ и $y = R \cdot \sin \alpha$;

- при $\alpha > \varphi_1$ решение уравнения (5) прекращалось, так как это соответствовало отрыву сырцового валика с поверхности нижнего фартука с гребенкой, где $\Delta_a = 0.275$ м – расстояние между центром кривизны нижнего фартука с гребенкой и пыльным цилиндром; $\Delta_x = 0$ м – расстояние между осями кривизны нижнего фартука с гребенкой и пыльным цилиндром по оси X ; $\Delta_y = 0.275$ м – расстояния между осями кривизны нижнего фартука с гребенкой и пыльным цилиндром по оси Y .

При решении уравнения (5) использовался численный метод Рунге – Кутты для дифференциального уравнения второго порядка вида $\ddot{s} = \frac{d^2 s}{dt^2} = F(t, s, \dot{s})$ [7]. Перед началом вычислений задавались шаг Δt и начальные значения t_o , $s(t_o) = s_o$ и $\dot{s}(t_o) = \dot{s}_o$.

Нами использованы следующие начальные данные 30-пыльного джина, установленного в лаборатории ТММ Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз:

- конструктивные – $l_{pad} = 0.55$ м; $L_d = 0.012$ м; $R = 0.240$ м; $\Delta_x = 0$ м; $\Delta_y = 0.275$ м; $\Delta_a = 0.275$ м; $\varphi_o = 180^\circ$; $\varphi_1 = 230^\circ$;

- кинематические – $\omega = 22.6$ с⁻¹; $V_{ro} = \omega \cdot R = 5.428$ м/с;

- технологические – $\rho_s = 300$ кг/м³; $s_{np} = l_{pad} \times L_d = 0.55 \times 0.012 = 0.0066$ м²; $\Delta_{cp} = 0.03$ м; $m = \rho_s \cdot s_{np} \cdot \Delta_{cp} = 300 \cdot 0.0066 \cdot 0.03 = 0.0594$ кг.

Из практики использования пильных джинов известно, что производительность машины прямо пропорциональна скорости вращения сырцового валика. Поэтому нами основным фактором выбрана скорость вращения сырцового валика.

В результате реализации уравнения движения сырцового валика по поверхности нижнего фартука на ЭВМ построены графики изменения относительной скорости сырцового валика в зависимости от угла поворота фартука β относительно оси гребенки (рис. 3) при различных радиусах кривизны фартука и от частоты вращения сырцового валика (рис. 4).

Из рис. 3 видно, что с ростом угла поворота фартука относительно оси гребенки увеличивается относительная скорость сырцового валика по поверхности фартука. Кроме того, установлено, что влияние радиуса кривизны фартука к относительной скорости сырцового валика является незначительным.

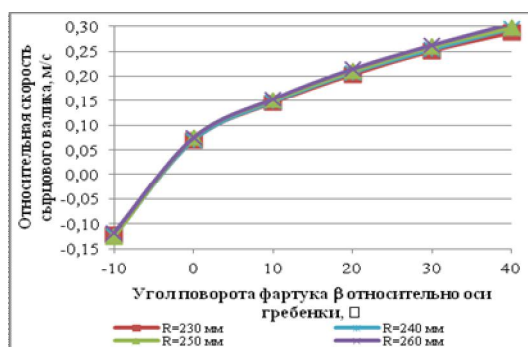


Рис. 3. Изменение относительной скорости сырцового валика в зависимости от угла поворота фартука β относительно оси гребенки при различных радиусах кривизны фартука

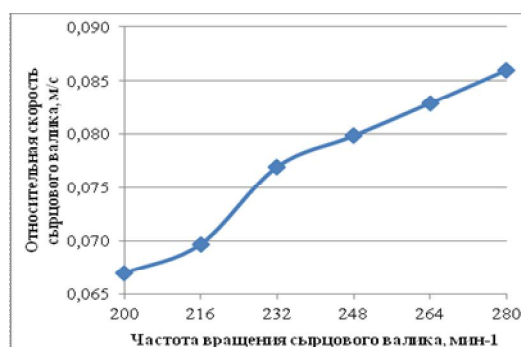


Рис. 4. Изменение относительной скорости сырцового валика в зависимости от частоты вращения сырцового валика

Анализ рис. 4 показал, что частота вращения сырцового валика прямо пропорциональна относительной скорости сырцового валика. Кроме того, установлено незначительное влияние радиуса кривизны нижнего фартука на относительную скорость сырцового валика.

Нами варьировались следующие параметры: $\varphi_0=140 - 190^\circ$; $\omega=200 - 280$ мин⁻¹; $R=0.23 - 0.26$ м. Нахождение рациональных параметров набрасывающего барабана велось методом Гаусса – Зайделя [8] по критерию максимума относительной скорости сырцового валика.

В результате исследования кинематики и типоразмера нижнего фартука пильного джина с использованием движения сырцового валика (радиус кривизны фартука – 240 мм, частота вращения – 216 мин⁻¹, угол поворота фартука относительно оси гребенки – $\beta=10^\circ$) установлена относительная скорость сырцового валика в зоне сброса 0.207 м/с, что на 40 % больше, чем при угле $\beta=0^\circ$.

Эти параметры получены при расстояниях оси $\Delta_x=0.01734$ м; $\Delta_y= - 0.023429$ м, а расстояние между центром радиуса кривизны нижнего фартука ($\varnothing 480$) и пильным цилиндром ($\varnothing 320$) составляет $a_w=0.25217$ м.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Механический завод «RUSART». <http://www.rusart.uz>.
- [2] Continental Eagle Corporation. <http://www.continentaleagle.com>.
- [3] Lummus Corporation. <http://www.Lummus.com>.
- [4] Nipha exports private limited. <http://www.niphaindia.com/sawgin-feeder.php>.
- [5] Шандунская акционерная компания с ограниченной ответственностью «ЛЕБЕДЬ». <http://www.sdmj.com.cn>.
- [6] Мухаммадиев Д. М. Рабочая камера пильного джина. Патент РУз IAP 04761 (от 31.10.2013 г.).
- [7] Дьяконов В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ. М.: Наука, 1987. – 240 с.
- [8] Аугамбаев М., Иванов А.З., Терехов Ю.Т. Основы планирования научно-исследовательского эксперимента. Ташкент: Ўқитувчи, 1993. – 141 с.

Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, С.Н. Камалов. Хом ашё валигининг аррали эжин куйи фартук юзасидаги ҳаракатини тадқиқи

Мақолада хом ашё валигининг куйи фартук юзасидаги ҳаракат қонуни ва унинг ҳаракатига таъсир этувчи берилган конструктив ва кинематик параметрлар тадқиқ этилган. Хом ашё валигининг ҳаракатини тадқиқи натижасида куйи фартук эгрилик радиуси, хом ашё валиги айланиш частотаси ва куйи фартукнинг тороқ ўқиға нисбатан бурилиш бурчагининг хом ашё валиги нисбий тезлигига таъсири аниқланган. Хом ашё валигининг нисбий тезлигини 40% ошишини таъминловчи куйи фартук эгрилик радиуси ($\varnothing 480$) ва аррали цилиндр ($\varnothing 320$) ўқлараро рациональ масофаси аниқланган.

D.M. Mukhammadiev, B.Kh. Primov, S.N. Kamalov. Study of raw material roll motion along the surface of a lower apron of a saw gin

The law of motion of raw material roll along the surface of a lower apron is studied as well as the factors influencing its motion for given design and kinematic parameters. As a result of the study of raw material roll motion, the influence of the radius of curvature of the lower apron, the velocity of raw material roll and the angle of rotation of the lower apron relative to the axis of the comb at relative velocity of raw material roll have been determined. The rational distance between the center of the radius of curvature of the lower apron ($\varnothing 480$) and the saw cylinder ($\varnothing 320$) has been determined, at which the relative velocity of raw material roll increases up to 40%.

УДК 677.21.021.08

А. ПАРПИЕВ, И. СОБИРОВ

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ВЫСТУПА ПИЛ НАД КОЛОСНИКАМИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДЖИНА-РЕГЕНЕРАТОРА 1ДР-119

В исследованиях [1 – 3] установлено, что одним из источников потери волокнистой массы является волокноочистка, где вместе с сором и улюком выделяется волокно. Анализ их регенерации и очистки показал, что регенерированное и очищенное волокно имеет повышенную засоренность и его нецелесообразно смешивать с основным потоком вырабатываемого волокна [3 – 6]. Дополнительная очистка регенерированного волокна с целью снижения его засоренности до уровня засоренности вырабатываемого волокна показала резкое ухудшение качественных показателей, в частности, повышение поврежденности, уменьшение длины волокна, рост затрат на очистку. В настоящее время хлопкоочистительные заводы регенерированные волокна продают как волокнистый улюк.

В связи с этим нами была предложена технология регенерирования и очистки волокнистых отходов, заключающаяся в совмещении их с джинированными семенами и джинирования на джине – регенераторе 1ДР-119 с последующей очисткой полученного волокна (рис. 1).

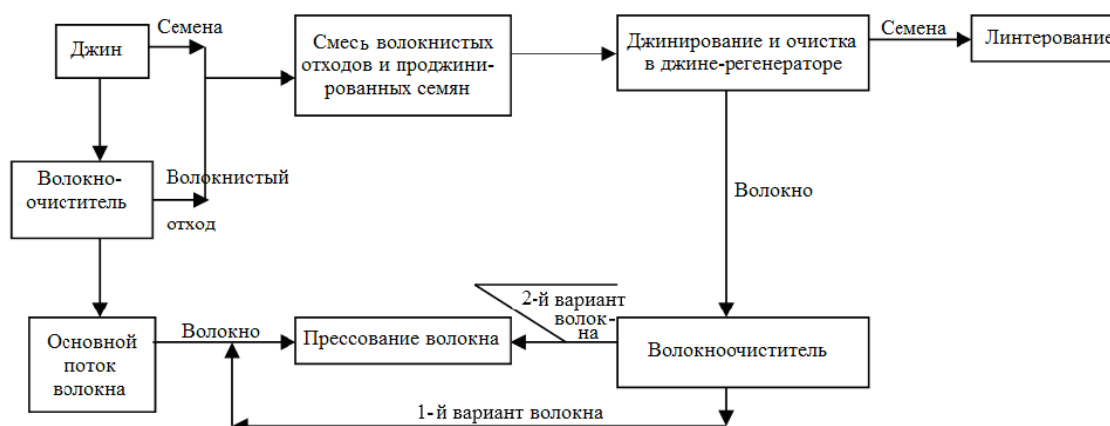


Рис. 1. Схема новой технологии регенерации волокна из волокнистых отходов (улюка) и их очистка

Волокнистые отходы после волокноочистителя собираются ленточным транспортером и с помощью поперечного шнека подаются к сборному семенному шнеку, где транспортируются проджинированные семена, смешиваются с семенами и элеватором передаются к распределительному шнеку джина регенератора. В джине регенераторе происходит очистка и джинирование улюка и

семян. После джина-регенератора 1ДР-119 волокно очищается в волокноочистителе, смешивается с основным потоком волокна или прессуется отдельно в зависимости от содержания пороков и засоренности.

Эффективность продолженной технологии, в основном, зависит от работы джина-регенератора, технологическая схема которого представлена на рис. 2.

При джинировании на 1ДР-119 происходят одновременные процессы захвата свободного волокна и волокна, находящегося в составе улюка, зубьями пильного цилиндра, протаскивание их между опушенными семенами в сырцовом валике, отрыв и вывод их из рабочей камеры. При этом одновременно происходит джинирование семян с остаточной волокнистостью.

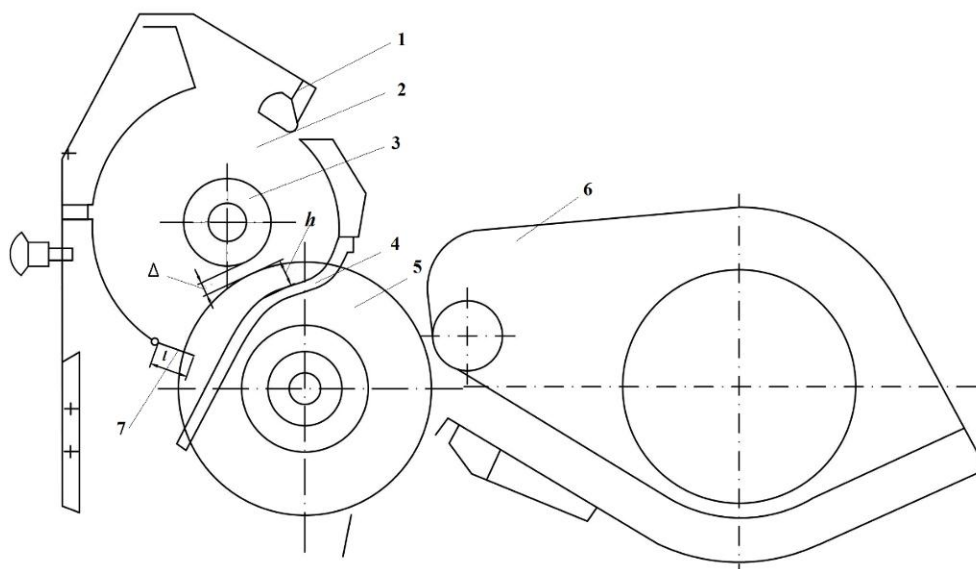


Рис. 2. Технологическая схема рабочей камеры джина-регенератора:

1 – направлятель; 2 – рабочая камера; 3 – ворошитель-ускоритель; 4 – колосниковая решетка; 5 – пильный цилиндр; 6 – воздушная камера; 7 – семенная гребенка

Благодаря опушенности семян при протаскивании захваченной пилой волокна через них в определенной плотности сырцового валика образуется эффект «расчесывания», способствующий отделению сорных примесей от волокна. Эффект «расчесывания» или очистка волокна от сорных примесей и улюка зависит, в основном, от плотности семенного валика. Стабильная работа джина-регенератора, очистка, сьем и штапельная длина получаемого волокна зависят от многих факторов, в частности, от величины выступа пил над колосниками.

Методика проведения эксперимента. Экспериментальные исследования по определению влияния значения выступа пил над колосниками на показатели джина 1ДР-119 и волокна при переработке смеси семян и волокнистых отходов проводились в производственных условиях на Дальверзинском хлопкозаводе. Опыты проводились по специально разработанной методике с переработкой хлопка-сырца селекции Ан-Баяут-2 со следующими исходными показателями: влажность – 20.9 %, засоренность – 12.0 %, механическая поврежденность семян – 0.2 %. На лотке джина хлопок-сырец имел следующие показатели: влажность – 8.5 %, засоренность – 1.8 %, механическую поврежденность семян – 1.9 %.

Переработка хлопка-сырца на первом джинировании осуществлялась на джине 5ДП-130, на втором этапе – на джине 1ДР-119 с добавлением волокнистых отходов волокноочистителей в проджинированные семена, транспортируемые шнеком от первой ступени джинирования. Были отрегулированы определенные режимы работы джинов. Производительность джинов 5ДП-130 и джина-регенератора 1ДР-119 по волокну определялась методом хронометража фиксированием количества выходящего волокна. Качественные показатели волокна, семян и отходов определялись по стандартной методике.

Результаты и их анализ. Усредненные экспериментальные данные приведены в табл. 1. Как установлено, очистительный эффект джина-регенератора высок и составляет от 62.2 до 70 % в зависимости от величины выступа пил над колосниками.

При анализе данных, полученных в результате переработки смеси семян с волокнистыми отходами на второй ступени джинирования, наблюдается закономерное снижение опушенности семян по мере увеличения значения выступа пил.

Как видно из табл. 1, на второй ступени джинирования при выступе пил, равном 30 мм, опушенность семян приобретает значение 13.9 %, а при достижении величины выступа 50 мм показатель опушенности уменьшается и имеет значение, равное 11.0 %. При этом одновременно заметно повышается механическая поврежденность семян с 3.3 до 4.9 % и содержание сора в семенах – от 1.6 до 2.3 %.

Снижением значения показателя опушенности семян объясняется повышение производительности по волокну, что вполне закономерно, так как с увеличением выступа пил увеличивается количество зубьев, участвующих в процессе джинирования, что способствует повышению съёма волокна и пропускной способности джина-регенератора по семенам.

Таблица 1

**Зависимость производительности и качественных показателей волокна
и семян от величины выступа пил над колосниками**

№	Показатели	Выступ пилы над колосниковыми решетками, мм				
		30	35	40	45	50
1	Семена после джинирования, % :					
	- опушенность	14.7	14.5	14.3	14.2	14.0
	- механическая поврежденность	2.8	2.9	3.0	3.0	3.2
	- засоренность	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
2	Фракционный состав волокнистого улюка, % :					
	- черешки, стебли, крупный сор	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
	- мелкий сор	20.8	20.1	20.5	20.2	20.0
	- улюк – орешек	14.0	13.7	13.9	13.8	14.1
	- дроблёные семена	5.1	5.0	5.0	5.1	5.0
	- волокнистая часть, всего	59.9	61.0	60.4	60.7	60.7
	В том числе:					
	- кожица с волокном	0.7	0.8	0.7	0.6	0.8
	- сор	1.3	1.4	1.4	1.3	1.4
	- свободное волокно	57.9	58.8	58.3	58.3	58.5
	- штапельная массодлина, мм	31.4	31.3	31.3	31.4	31.3
3	Семена после джина-регенератора, % :					
	- опушенность	13.9	13.5	12.5	12.3	11.0
	- механическая поврежденность	3.3	3.4	3.6	3.8	4.9
	- засоренность	1.6	1.7	1.8	1.9	2.3
	- свободное волокно	0.015	0.010	-	-	-
4	Волокно после конденсора КЛ, % :					
	Массовая доля пороков и сорных примесей, всего	12.6	12.8	12.9	13.2	15.7
	В том числе:					
	- крупный сор	2.3	2.4	2.4	2.3	2.3
	- мелкий сор	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
	- улюк	2.2	2.2	2.2	2.2	2.0
	- битые семена	2.2	2.3	2.3	2.9	3.7
	- кожица с волокном	1.9	1.9	2.0	2.0	3.5
5	Штапельная массодлина, мм	30.6	30.5	29.6	29.5	29.3
6	Производительность по волокну, кг/маш.ч	64	70	93	111	127
7	Пропускная способность по смеси семян с волокнистыми отходами, кг/маш.ч	3256	3195	3131	3068	3005
8	Очистительный эффект джина-регенератора, %	69.6	70.8	68.6	67.5	61.4

Если при анализе данных по качеству волокна, приведённых в табл. 1, рассматривать каждый показатель массовой доли пороков и сорных примесей (сор, улюк, битые семена и кожица с волокном) в отдельности, сравнивая их значения в зависимости от величины выступа пил, то имеем наличие примерно одинакового уровня их величин при выступах 30, 35 и 40 мм, но при выступах в 45 и 50 мм разница в значениях этих показателей уже достаточно значительная.

В табл. 2 показаны изменение содержания мелкого сора и улюка и общая засоренность волокна и его длины в джине-регенераторе.

Видно, что очистительный эффект по мелкому сору и улюку достаточно высок и не зависит от выступа пил. С повышением выступа пил очистительный эффект по содержанию пороков и засоренности волокна уменьшается от 69.6 до 61.4 %, длина волокна – на 0.8 – 2.0 мм. Исходя из этого, можно предположить, что оптимальная величина выступа пил находится в пределах 30–40мм.

Однако при анализе состава семян после джина-регенератора наблюдается наличие в них свободного волокна: при выступе пил 30 мм – 0.015 %, а при 35 мм – 0.010 %, что указывает на потери волокнистой продукции с семенами. Учитывая это обстоятельство, из трёх величин выступов во всех отношениях предпочтительно значение, равное 40 мм.

Таблица 2

Зависимость очистительного эффекта и длины волокна от выступа пил над колосниковыми решетками

№ п/п	Выступ пил над колосниковыми решетками	Засоренность волокна по мелкому сору, %		Очисти-тельный эффект по мелкому сору, %	Улюк в волокне, %		Очисти-тельный эффект, %	Массовая доля пороков и засоренность волокна		Очисти-тельный эффект, %	Уменьшение длины волокна, мм		Производительность по волокну, кг/маш.ч
		в отходах волокну-очистителя	после 2-го дженирова-		в отходах волокну-очистителя	после 2-го джени-рования		в отходах волокну-очистителя	после 2-го джени-рования		длина во-локна в от-ходах	длина во-локна после 2-го джени-рования	
1	30	22.1	4.0	81.9	14.0	2.2	84.3	41.4	12.6	69.6	31.4	30.6	64
2	35	21.5	4.0	81.4	13.7	2.2	83.9	40.4	12.8	70.8	31.3	30.5	70
3	40	21.9	4.0	81.7	13.9	2.2	84.2	41	12.9	68.6	31.3	29.6	93
4	45	21.5	4.0	81.4	13.8	2.2	84.1	40.6	13.2	67.5	31.4	29.5	111
5	50	21.4	4.0	81.3	14.1	2.0	85.8	40.7	15.7	61.4	31.3	29.3	127

При этом штапельная массодлина волокна, равная 29.6 мм, получена в соответствии с требованиями O`zDSt и выработано стандартное волокно 7-го типа IV сорта класса “сорный”.

Таким образом, в результате проведённых экспериментальных исследований с переработкой на джине-регенераторе 1ДР-119 смеси семян с волокнистыми отходами установлено, что оптимальная величина выступа пил над колосниками при длине 115 мм колка семенной гребёнки составляет 40 мм.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Х м и р о в В. Д. Разработка технологии регенерации недоженированных летучек хлопка-сырца перед линтерованием и создание устройств для её осуществления: Дис. ... канд.техн. наук. Ташкент, 1987. – 200 с.
- [2] С а б и р о в К. Разработка технологий высокопроизводительного ступенчатого дженирования и линтерования: Дис. ... докт.техн.наук. Ташкент, 2008. – 341 с.
- [3] Отчет о НИР по теме: «Прядильно-технологическая оценка хлопкового волокна с добавлением в него регенерированного волокна». М., 1977. С. 37 – 35.
- [4] С а б и р о в К. Толали чикиндиларни пахтага кўшиб ишланганда толанинг сифат кўрсаткичларига ва чиқишига таъсири // Тўқимачилик муамоллари. 2006. № 2. Б. 94 – 96.
- [5] С а б и р о в И. К. Технология переработки волокнистых отходов волокнуочистителей, смешанных перед второй ступенью дженирования // РИАК илмий мақолалар тўплами. Тошкент, 2015. Б. 14 – 17.
- [6] Sabirov I.K., Parpiyev A.P., Djuraev A.D. Modeling of dynamics of movement of fibres ulyuk a clap on a forward side of a tooth saw the cylinder of gin of the second step // European Science Review, May-June 2016. Austria, Vienna. P. 195 – 197.

А. Парпиев, И. Сабиров. 1ДР-119 жин-регенератор кўрсаткичларига колосникдан арранинг чиқиб туриш катталиги таъсирини ўрганиш

Мақолада тола тозалаш жараёнида ажралиб чиққан толали чиқиндиларни регенерациялаш ва тозалаш технологияси тавсия этилган. Аррали цилиндрни колосникдан чиқиб туриш баландлигини ажратиб олинган тола сифати, жин регенераторнинг иш унумдорлиги ва бошқа кўрсаткичларига таъсири ўрганилган.

A. Parpiev, I. Sabirov. Study of the influence of the magnitude of the protrusion of the saws above the grate on the gin-regenerator 1DR-119

The article suggests the technology of regeneration and purification of fibrous waste separated during fiber-cleaning processes. The effect of the saw bar above the grate and on the quality of the fiber being isolated, the productivity and other parameters of the gin-regenerator were studied.

УДК 621.01:631.358:633.511

Т.Р. РАШИДОВ, Р.Р. РАДЖАБОВ, А.А. РИЗАЕВ

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН ХЛОПКОУБОРОЧНОГО АППАРАТА

Вертикально-шпиндельный уборочный аппарат хлопкоуборочной машины, изобретенный Л.М. Роземблюмом [1], оснащался шпинделями со специальными нарезными зубьями для захвата хлопка. Простота конструкции и лучшее сохранение качественных показателей хлопка-сырца, волокна из-за избирательного сбора хлопка позволяют широко использовать вертикально-шпиндельные хлопкоуборочные машины отечественного производства в механизации уборочных работ [2, 3].

Шпиндель предназначен для съема хлопка из раскрытых коробочек хлопчатника. Конструкция вертикального шпинделя – это цилиндрическое вращающееся тело со сложным поперечным сечением с клинообразными зубьями. Разработаны различные конструкции нарезных шпинделей, предназначенных для комплектования барабанов уборочного аппарата типа с зубьями соответствующего профиля [2]. Нарезной шпиндель изготавливался из круглого стержня вместе с приводным 2- и 3-ручейным роликом (ранние с диаметром 18 мм) или из толстостенной трубы с диаметрами наружным – 24,0 мм и внутренним – 14 мм. Способ изготовления рабочей части фрезерования – продольное для нарезки дола с подзубным углублением и поперечное для образования боковых пирамидообразных граней зубьев. В этих шпинделях зубья и стержень составили единую целую конструкцию, что привело к быстрому зазеленению при их работе, забиванию грязью и заматыванию волокнами. Если посмотреть на ранние образцы шпинделей, то можно заметить, что они состояли из приводного ролика с клинообразными углублениями для контакта с приводными клиновыми ремнями, наружным и внутренним подшипковыми опорами скольжения, зубчатой рабочей части. При этом нижняя опора, кроме скольжения, для восприятия массы шпинделя снабжалась шариковым подпятником. В последующем от шарикового подпятника отказались из-за сложности конструкции опоры, а подшипник скольжения верхней опоры заменили подшипником качения с целью повышения долговечности работы опоры.

Конструированию шпинделя, как основного сборщика хлопка-сырца посвящены сотни технических решений изобретателей, конструкторов, ученых и производителей по республике и за ее пределами. Условно шпиндели можно обобщить как цельнометаллические нарезные (ЦНШ) и составные (СШ) [4].

Эффективность работы машины, в основном, определяется параметрами и состоянием геометрии шпинделя. Исследования быстротекущих во времени (0,015 – 0,05 с) процессов в рабочей камере и в зоне съема уборочного аппарата скоростной киносъемкой позволили М.В. Сабликову впервые в технологии шпиндельного сбора сформулировать так называемую «теорию активности» шпинделя. Сущность ее заключается в совпадении направления вектора абсолютной скорости вершины зуба (клина) в пределах определенных границ, установленных физико-механическими свойствами хлопка и материала шпинделя, с направлением острия данного клинообразного элемента поверхности шпинделя.

С целью повышения активности и эффективности работы нарезных шпинделей и особенно снижения зазеленения, загрязнения зубьев и заматывания волокном поверхности рабочего органа исследователями были предложены различные технические решения и методы обработки шпин-

деля: увеличение диаметра, уменьшение угла заострения зуба, снижение шероховатости поверхности за счет электрополирования и электрохимической нарезки профилей зубьев, уменьшение высоты зубьев и увеличение шага их расстановки по образующей цилиндра, изготовление в виде отдельных колец, даже в виде игл [2, 3, 5, 6]. Но все эти технические, технологические и организационные мероприятия не смогли решить проблему зазеления и заматывания поверхности шпинделя.

В Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева (ИМиСС) АН РУз с 1966 г. были начаты разработки по принципиально новой инновационной конструкции шпинделя. Под руководством академика Х.Х. Усманходжаева К.М. Иногамовым и И.Х. Файзиевым была разработана составная конструкция шпинделя, включающая несущий стержень с приводным роликом и подшипниковыми опорами и надетый на стержень с определенным технологическим зазором захватывающий элемент в виде цилиндрической пружины [5, 7, 8].

Сущностью инновационного технического решения является обеспечение захватывающему элементу в виде цилиндрической пружины бесконечное число степеней свободы благодаря упругости витков его и их свободные колебания вокруг и вдоль несущего стержня шпинделя. Во время работы барабан в уборочном аппарате шпинделя, реверсивно вращаясь вокруг своей оси, позволяет упругому захватывающему элементу очищаться от загрязнения, а также в определенной степени от зазеленений и замоток, что приводит к стабильному выполнению технологии сбора и повышению производительности машины. Подобное техническое решение отсутствует в известных конструкциях шпинделей.

Отделение зубьев от несущего стержня шпинделя, исследования их геометрии в соответствии с технологией сбора хлопка позволили авторам разработки ввести понятие «вместительная способность» и с учетом активности предложить методику проектирования шпинделей с рациональными геометрическими, кинематическими параметрами, а также для обеспечения прочности захватывающего элемента разработать так называемую «обушку» – ребро жесткости во внутренней поверхности данного активного элемента [9].

Экспериментальные исследования проведены в лабораторных условиях на специальных стендах с применением скоростной киносъемки, электротензометрирования и позволили обеспечить прочность захватывающего элемента, выдерживающего более $1 \cdot 10^6$ циклов, т.е. трехсезонную эксплуатацию хлопкоуборочной машины в реальных полевых условиях. В широких хозяйственных испытаниях данного рабочего органа активно участвовал А.А. Каримов – заместитель руководителя отдела испытаний ГСКБ по машинам для хлопководства.

Проведенные в 1972 г. государственные испытания хлопкоуборочных машин (2- и 4-рядных) в САМИС (ныне – УзГЦИТТ) подтвердили работоспособность и стабильность работы уборочных аппаратов с составными шпинделями с двухсторонней насечкой зубьев на ленте заготовки захватывающего элемента. На государственных испытаниях 1978 г. было зафиксировано повышение производительности машин на 18,2 %, а на сборе длинноволокнистого хлопка в 1980 г. – на 24 %. Испытания в Болгарии в 1985 г. показали повышение производительности 4-рядной машины на 34 % [10].

Эти результаты позволили руководству республики во главе с Ш.Р. Рашидовым активно поддерживать инициативу ученых ИМиСС АН РУз. Далее к этим работам были активно подключены ученые, специалисты, конструкторы и производственники.

НПО «Технолог» разработал и внедрил в ПО «Ташсельмаш» горячую линию навивки захватывающих элементов и их сборку. УзМЭИ и УзГЦИТТ проводили полевые испытания, Узбекский НИИ экономики сельского хозяйства определил экономическую эффективность от применения составных самоочищающихся шпинделей в хлопкоуборочных машинах отечественного производства. В итоге совместных усилий было внедрение в производство составных шпинделей, которые в настоящее время выпускает Ташкентский завод сельскохозяйственной техники.

По данным ОАО «Тошкишлокмаш», с 1975 г. выпущено 34354 хлопкоуборочных машин различной конструкции с составными шпинделями и в виде запасных частей к аппарату изготовлены составные шпиндели в сборе – 515611 шт. и захватывающие элементы – 4103915 шт. В настоящее время Ташкентским заводом сельскохозяйственной техники и дочерним предприятием АО «Технолог» выпускаются машины МХ-1,8, МХМ-1,8, МХ-2,4 с такими шпинделями. В общей сложности выпущено более 6,0 млн шт. этих высокоэффективных рабочих органов уборочного аппарата.

Следует отметить, что в организации разработок, исследований и внедрения в производство этих шпинделей активно участвовали руководители Академии наук Узбекистана.

Коллектив авторов разработки во главе с академиком Х.Х. Усманходжаевым, К.М. Иногамовым, И.Х. Файзиевым и конструкторами ГСКБ, технологами НПО «Технолог», а также производителем ПО «Ташсельмаш» был удостоен Государственной премии им. Абу Райхана Беруни в 1989 г.

Вопросы качественных показателей собранного хлопка-сырца, волокна и семян изучались учеными и специалистами Ташкентского текстильного института (ТИТЛП) и ЦНИИХпрома (ныне – АО «Пахтасаноат илмий маркази»).

Изученные качества хлопка-сырца, волокна на сборе урожая длинноволокнистых сортов хлопчатника не удовлетворили технологов, так как сумма пороков и засоренности в волокне в 1.4 раза была больше, чем у машин с нарезными шпинделями.

Следующий этап фундаментальных и прикладных исследований и инновационных работ был направлен на создание универсального составного шпинделя, обеспечивающего лучшее сохранение природных качеств волокон и семян. В ИМиСС АН РУз, как координаторе этих работ, были проведены исследования и создан образец универсального шпинделя, обеспечивающего лучшее сохранение биологического качества длинноволокнистых сортов хлопчатника, подтвержденное государственными испытаниями, проведенными в УзГЦИТТ и АО «Пахта саноат илмий маркази». Решениями научно-технических советов при Узбекской академии сельхознаук (1994) и НТС при АО «Узагротехмашхолдинг» (16 декабря 2017 г.) данный рабочий орган рекомендован в опытно-промышленное производство.

Исследования ИМиСС АН РУз совместно с НПО «Технолог», ГСКБ по машинам для хлопководства (ныне – АО «БМКБ-Агромаш») под руководством Х.Х. Усманходжаева позволили разработать и создать облегченный на 27 % массы составной шпиндель.

Организованное в январе 1990 г. совещание в Чимгане под руководством Р.Р. Раджабова рекомендовало ПО «Ташсельмаш» освоить данную конструкцию: были выпущены 50 тыс. шт. этих шпинделей.

Повышению надежности и разработке уточненной модели расчета облегченных составных шпинделей посвящены работы под руководством академика А.Д. Глущенко и А.А. Ризаева. В настоящее время школа по прочности зданий и конструкции под руководством академика Т.Р. Рашидова и ныне покойного д.т.н. Т.Юлдашева разработала уточненную математическую модель расчета прочности стержней составных шпинделей [3, 11].

В ИМиСС АН РУз под руководством академика А.Д. Глущенко с участием члена-корреспондента УзАСН Р.Д. Матчанова, М.Т. Тошбалтаева создан уборочный аппарат многократной обработки кустов хлопчатника (МОК) с увеличенной высотой составных шпинделей. Машина с уборочными МОК при урожайности хлопчатника 42 ц/га обеспечила полноту сбора на уровне более 94 % за однократный проход по полю, при этом сравниваемая горизонтально-шпиндельная машина собрала 96 % от раскрытой части урожая [12].

В ближайшей перспективе конкурентноспособный, ресурсосберегающий уборочный аппарат типа МОК с облегченным составным шпинделем может существенно улучшить показатели работ отечественных хлопкоуборочных машин при строгом соблюдении технологии изготовления и оптимальной организации технологии уборки хлопка.

В 2019 г. научная общественность будет праздновать 100-летие академика Х.Х. Усманходжаева – основателя школы «Теория механизмов и машин» в Узбекистане.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] А.с. 75225 SU. Хлопкоуборочная машина / Авт.изобр. Роземблом Л.М.
- [2] М а т ч а н о в Р. Д. Хлопкоуборочные машины 1929 – 2010 гг. Ташкент: Fan va texnologiyalar: losmaxonasi, 2013. – 352 с.
- [3] Р и з а е в А. А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [4] Отчет о НИР по проекту БФ-1-023 по теме «Исследование закономерностей технологического процесса вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин для разработки технологии однократного сбора хлопка в сжатые сроки и без потерь в зоне рискованного земледелия» / Рук. Ризаев А.А. Ташкент: ИМиСС АН РУз, 2017. – 88 с.

- [5] Иногамов К.М. Исследование геометрии шпинделей хлопкоуборочных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1969. – 22 с.
- [6] Шполянский Д.М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. – 255 с.
- [7] А.с. 269647 SU. Рабочий орган хлопкоуборочной машины. /Авт. изобр. Усманходжаев Х.Х. и др. Заявка №1223749/30-15 от 12.04.1968 г. Оpub. Б.И. 1970. №15.
- [8] Усманходжаев Х.Х. Теория механизмов и производительности хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1990. – 116 с.
- [9] А.с. 398210 SU. Шпиндель хлопкоуборочной машины / авт.изобр. Файзиев И.Х. и др. Оpub. Б.И. 1973. №38.
- [10] Вичев Ж., Салджиев И. Испытывание на помукоприбрищи машина с нов тип шпиндели // Болгария. Сельскостопанско техника. София, 1986. Г23. № 1. С. 12 – 16.
- [11] Юлдашев Т. и др. Развитие методов динамического расчета шпинделей хлопкоуборочных машин с учетом сложнагруженного состояния // Ж. «Вестник ТашГТУ». 2016. № 2. С. 9 – 15.
- [12] Отчет о НИР по проекту Ф2-ФА-Ф048 «Исследование динамики взаимодействия «рабочий орган – обрабатываемый объект» в технологических машинах, оборудованных и определение закономерностей рабочих режимов сложных систем исполнительных механизмов (заключительный) / Рук. Ризаев А.А. Ташкент: ИМиСС АН РУз., 2016. – 80 с.

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

Дата поступления
13.09.2018

Т.Р. Рашидов, Р.Р. Раджабов, А.А. Ризаев. Пахта териш аппаратининг юқори самарали ишчи органи
Мақолада ЎзР ФАнинг Механика ва ишиотлар сейсмик мустақамлиги институти олимлари томонидан яратилган қайши унсурли таркибий шпинделнинг яратилиши, тадқиқотлари, синовлари ва ишлаб чиқаришига жорий этилиши ҳамда келажакдаги такомиллаштириши йўналиши ҳақида маълумотлар келирилган.

T.R. Rashidov, R.R. Radjabov, A.A. Rizaev. Highly effective working body of a cotton picker
The article contains analytical materials on the development, research, production and mass production in the production of a compound spindle of cotton harvesters. The direction of further modernization of this working body is determined.

УДК 621.01:631.358:633.511

А.А. РИЗАЕВ, Н.Б. ДЖУРАЕВА

ПАРАМЕТРЫ СЛЕДА КОНТАКТА «ХЛОПКОВАЯ КОРОБОЧКА – ШПИНДЕЛЬ» В УБОРОЧНОМ АППАРАТЕ

Взаимодействие коробочки хлопчатника со шпинделем в рабочей камере хлопкоуборочного аппарата является сложным пространственным процессом. На основе метода скоростной киносъемки данного процесса на специальной стендовой установке с горизонтальными и вертикальными уборочными аппаратами М.В. Сабликов впервые раскрыл физическую сущность взаимодействия – вкалывание клина, нарезанного на поверхности цилиндра (конуса), совершающего сложное пространственное движение между волокнами раскрытой коробочки хлопчатника, и захват долек из коробочки с последующим наматыванием на себя [1]. Вследствие того, что точки (вершины клиньев) совершают плоско-параллельное движение взаимодействие хлопка со шпинделем было моделировано в виде кругов с различными диаметрами и создана теория «активности» шпинделя.

В дальнейшем модель была уточнена, как взаимодействие цилиндра (шпиндель) с шаром (коробочка хлопчатника), обладающим физическими свойствами хлопка-сырца. А.Д. Глушенко и его последователям [2, 3] модель позволила рассматривать возможные повреждения при захвате долек коробочки и засоренность собираемого хлопка-сырца и в итоге рекомендовать для проектирования и изготовления рациональные параметры и режимы работы уборочных аппаратов различных конструкций [4].

Как известно, зеленая коробочка хлопчатника имеет яйцевидную форму и ее моделируют в виде эллипсоида, а после раскрытия она в большинстве случаев приобретает шарообразную геометрическую форму с отдельными дольками, расположенными между створками. Экспериментами, выполненными в УзМЭИ, УзГЦИТТ, ИМСС АН РУз, АО БМКБ-Агромаш, ТИИИМСХ, ТашГТУ и АО «Пахтосаноат илмий маркази», были определены физико-механические параметры коробочек, долек, летучек, семян и волокон хлопка. В работе ряда исследователей, в том числе Д.М. Шполянского, приведены данные по геометрическим и физическим параметрам хлопка [5 –

7], где одним из них является диаметр раскрытой коробочки, который изменяется у средневолоконистого хлопчатника в пределах 46 – 70 мм, и средняя величина составляет 58.6 мм в зависимости от пористости коробочки.

Вместе с тем для обеспечения требования машинного сбора зубья шпинделя должны быть «активными» [1] и для надежного захвата волокон коробочка должна деформироваться не менее 25 – 30 % от исходного своего объема [8]. Методика расчета величины геометрической деформации коробочки, взаимодействующей со шпинделем, рассмотрена нами в [9].

Известно, что хлопок-сырец является плохо сыпучим связанным телом, состоящим из долек, которые в свою очередь состоят из летучек: волокон и семян. Пористость его составляет 93 – 96 % при насыпном состоянии [6]. Поэтому в хлопке при взаимодействии с рабочими органами машины во время сбора и переработки преобладает пластическая деформация.

Исходя из вышеуказанного, на рисунке в трех проекциях показано взаимодействие шпинделя (цилиндр с зубьями) и коробочки (деформируемый шар с заданным диаметром) в зоне сбора хлопка вертикально-шпиндельным хлопкоуборочным аппаратом. Здесь приняты следующие допущения: коробочка хлопчатника представлена в виде шара с радиусом δ , в наиболее узкой части рабочей щели величиной B взаимодействует со шпинделем (цилиндр радиуса r). Шпиндель вращается вокруг оси O_1O_1 с угловой скоростью ω_1 , и в то же время совершает вращение вокруг оси барабана с частотой ω и, наматывая на себя, увлекает захваченную дольку хлопка из коробочки. Расстояние между центрами шара и цилиндра равно $O_kO_1=l=\delta+r-d$, где d – геометрическая деформация шара (коробочки), определяемая из [9].

В процессе деформации шара под воздействием цилиндра на поверхности цилиндра образуется след в виде эллипса, показанный на профильной проекции (см. рисунок, в). На горизонтальной проекции в результате взаимодействия (см. рисунок, б) на цилиндре образуется дуга $\cup ABC$ с основанием AC , где AC – малая ось эллипса $2h_2$, а на фронтальной проекции (см. рисунок, а) имеем дугу $\cup KDL$ с основанием KL , где KL – большая ось эллипса $2h_1$.

Исходя из принятых обозначений (см. рисунок, а, б) по треугольникам ΔO_kKB_1 , ΔO_1AE и ΔO_kAE определяем значения h_1 и h_2 .

Из ΔO_kKB_1 имеем

$$O_kK^2 = B_1K^2 + O_kB_1^2, \quad (1)$$

где $OK=\delta$, $B_1K=h_1$, $O_kB_1=\delta-d$, тогда

$$h_1 = \sqrt{d(2\delta-d)}. \quad (2)$$

Из ΔO_1AE имеем

$$O_1A^2 = AE^2 + EO_1^2 \quad (3)$$

и с учетом обозначений $O_1A=r$, $AE=h_2$ и $O_1E=x$ получим

$$r^2 = h_2^2 + x^2. \quad (4)$$

С другой стороны, из ΔO_kAE определяется

$$O_kA^2 = O_kE^2 + AE^2 \quad (5)$$

или

$$\delta^2 = (l-x)^2 + h_2^2. \quad (6)$$

Подставляя (4) в (5), можно определить

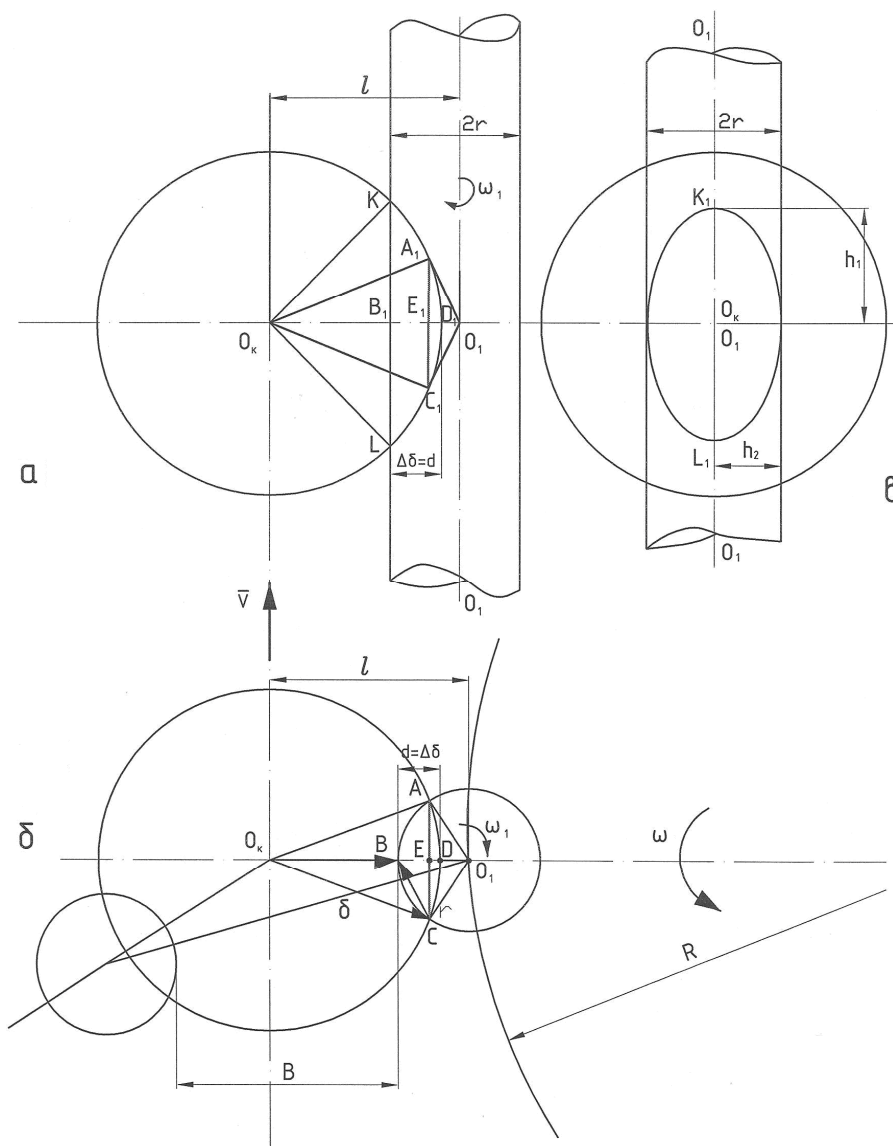
$$\delta^2 = l^2 - 2lx + r^2. \quad (7)$$

Отсюда

$$x = \frac{l^2 + r^2 - \delta^2}{2l}, \quad (8)$$

где значение $l=O_kO_1$ приведено ранее. Подставляя (8) в (4), имеем

$$h_2 = \sqrt{r^2 - \frac{(l^2 + r^2 - \delta^2)^2}{4l^2}}. \quad (9)$$



Проекция пространственного взаимодействия «шпиндель-хлопковая коробочка»

С учетом деформирования длина дуги $\cup ABC$, являющейся малой осью эллипса с центральным углом контакта шара с цилиндром, равным 2α , определяется по формуле

$$h'_2 = h_2 \cdot 2\alpha, \text{ где } \alpha = \arcsin\left(\frac{h_2}{r}\right). \quad (10)$$

Расчетные формулы (2), (9) и (10) позволяют определить параметры контакта шар – цилиндр при заданных значениях r , δ , d , а также рассчитать количество зубьев шпинделя, участвующих при взаимодействии с раскрытой коробочкой хлопчатника.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сабликов М. В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: Узгосиздат, 1959. – 184 с.
- [2] Глущенко А. Д. и др. Модели долек и коробочек хлопка для уборочных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: НИИ НТИ и ТЭИ Уз, 1991. – 18 с.
- [3] Ризаев А. А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [4] Глущенко А. Д., Матчанов Р. Д. и др. Моделирование динамических процессов в горизонтально-шпиндельных уборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 2004. – 163 с.

- [5] Шполянский Д. М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. – 255 с.
- [6] Ямпольский А. Я. Влияние влажности хлопка-сырца на его основные механические свойства / Сб. трудов ЦНИИХпрома. Вып. IX. С. 3 – 38.
- [7] Глушенко А. Д., Ризаев А. А. Моделирование динамических взаимодействий долек хлопка и шпинделей в хлопкоуборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 1995. – 131 с.
- [8] Тулаев Б. Анализ и синтез параметров механизма уборочного аппарата хлопкоуборочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1975. – 25 с.
- [9] Ризаев А. А., Омонов Н. К расчету количества шпинделей на барабанах хлопкоуборочного аппарата // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2018. № 2. С. 108 – 110.

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

Дата поступления
07.09.2018

А.А. Ризаев, Н.Б. Джурсаева. Пахта териш аппаратидаги “шпиндель-очилган пахта кўсаги” ўзаро таъсир изининг параметрлари

Мақолада илгаридан маълум “шпиндель-очилган пахта кўсаги” моделини текисликдаги ҳолати ўрнига, унинг фазовий модели тавсия этилган ва шпиндель юзасидаги кўсак изини ҳисоблаш усули берилган.

A.A. Rizaev, N.B. Djuraeva. Parameters of the contact track “cotton box-spindle” in the cleaning equipment

In the article, in contrast to the previously known interaction model of the “cotton spindle-box” on the horizontal plane of the harvesting machine section, an improved spatial model of this interaction is proposed, and the calculation formulas for the contact trace “spindle-ball” are given.

УЎК 631.1

М. ТОШБОЛТАЕВ, З. СЕЙТИМБЕТОВА

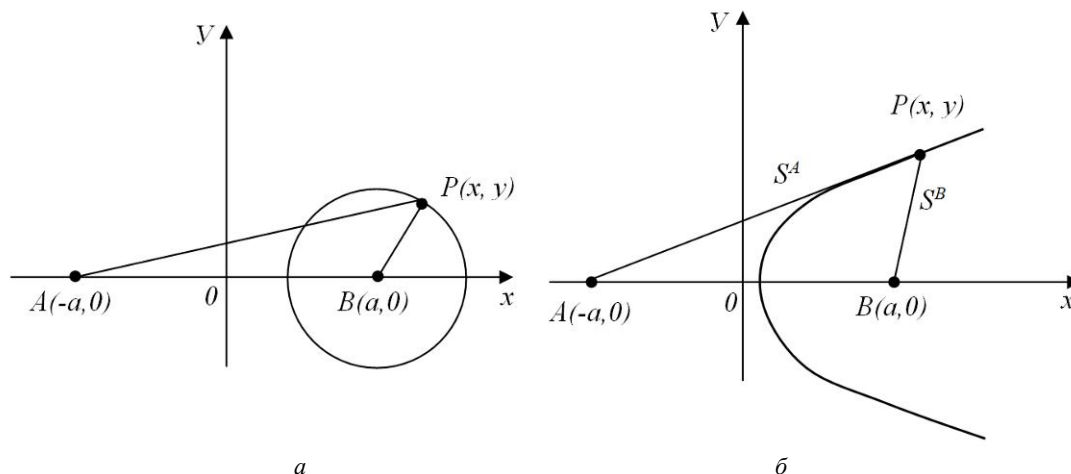
ДИЛЕРЛИК ПУНКТИНИНГ ЖОЙЛАШИШ ЎРНИНИ АНИҚЛАШНИНГ ГРАВИТАЦИОН МОДЕЛИ

Маълумки, машинасозлик корхоналари томонидан ишлаб чиқарилган ва фермер хўжаликларига етказиб берилган техника воситаларига дилерлик пунктлари (ДП) томонидан фирмавий техник сервис (ФТС) кўрсатилади.

Бунда дилерлик пунктлари ФТС ижроچиси, фермер хўжаликлари ФТС буюртмачиси ҳисобланади.

Сервис тадқиқотларида ДП нинг жойлашиш ўрнини асослаш муҳим илмий масалалардан бири саналади. Бу масалани буюртмачи истагини аниқлашнинг гравитацион аналогини ифодаловчи Рейли моделидан фойдаланиб ечиш мумкин [1,2].

Дилер функциясини бажарувчи иккита А ва В пунктлар мавжуд бўлсин (расм). Бунда А пункт юқори сифатли ФТС кўрсатади (хизматларнинг бутун комплекси бор, навбатлар қисқа, баҳолар нисбатан паст), аммо у узокда (масалан, Бекобод туманида) жойлашган.



Рейли модели бўйича истаклар бефарқлигининг чизиклари: *a* – айлана; *б* – гипербола

B марказда баҳолар юқори, хизматлар спектри тор, навбат эҳтимоли юқори, аммо у яқинда (Бўка туманида) жойлашган. Бундай альтернатив ҳолатда турган ва P нуктада (Пискент туманида) жойлашган фермер қайси пунктни танлашини аниқлашда Рейлининг “тортишишнинг жозибадор пунктлари” гравитацион моделидан фойдаланамиз.

Бу моделга кўра, A ва B пунктлар P нуктада ҳосил қилган F_{AP} ва F_{BP} тортишишлар мазкур пунктларнинг жозибадорлигига тўғри, A , B пунктлар ва P нукта орасидаги масофалар қийматларига тескари пропорционал. Пунктларнинг жозибадорлиги $K_{Ж}^A$, $K_{Ж}^B$ кўрсатилаётган хизматларнинг сифати билан белгиланади (бизда $K_{Ж}^A > K_{Ж}^B$), пунктлар ва буюртмачининг жойлашган ўрни орасидаги масофалар S^A ва S^B ни ташкил қилади.

Масофа факторини буюртмачи танловига таъсирини қуйидаги икки гипотезадан фойдаланиб тадқиқ этиш мумкин:

1) тортишишлар пункт ва буюртмачи орасидаги масофанинг квадратига пропорционал (Рейлининг классик модели);

2) буюртмачидан пунктгача бўлган масофа экспоненциал қонун билан ўзгаради (модификацияланган Рейли модели).

Биринчи ҳолни кўрамиз.

A ва B пунктлар тортишишларини ифодаловчи боғланишлар системаси:

$$\left. \begin{aligned} F_{AP} &= \frac{K_{Ж}^A}{(S^A)^2}; \\ F_{BP} &= \frac{K_{Ж}^B}{(S^B)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Пунктлар тортишишлари чегараларини ифодаловчи “бефарқлик” $F_{AP}=F_{BP}$ шартидан фойдалансак,

$$\frac{K_{Ж}^A}{(S^A)^2} = \frac{K_{Ж}^B}{(S^B)^2} \Rightarrow K_{Ж}^A (S^B)^2 = K_{Ж}^B (S^A)^2 \Rightarrow (S^A)^2 = \frac{K_{Ж}^A}{K_{Ж}^B} (S^B)^2$$

ёки

$$(S^A)^2 = K (S^B)^2, \quad (2)$$

бунда $K = K_{Ж}^A / K_{Ж}^B$ — A ва B пунктлар томонидан кўрсатилаётган хизматларнинг сифат нисбатини ифодаловчи коэффициент ($K > 1$).

A ва B пунктлар орасидаги масофа $2a$ бўлсин. Тўғри бурчакли координаталар системаси (XOY) ни шундай танлаймизки, токи бунда A ва B пунктлар OX ўқида координаталар боши (O) га нисбатан симметрик жойлашсин. A , B ва P нукталарнинг $A(-a,0)$, $B(a,0)$, $P(x,y)$ координаталари ва Пифагор теоремасидан фойдаланиб ёзамиз:

$$(S^A)^2 = (AP)^2 = (x+a)^2 + y^2; \quad (S^B)^2 = (BP)^2 = (x-a)^2 + y^2.$$

Буларни (2) га қўйсак,

$$(x+a)^2 + y^2 = K[(x-a)^2 + y^2]. \quad (3)$$

(3) ни қуйидаги кўринишга келтирамиз:

$$(K-1)x^2 + (K-1)y^2 - 2a(K+1)x + (K-1)a^2 = 0. \quad (4)$$

A ва B пунктларнинг жозибадорликлари бир хил бўлганда, яъни $K_{Ж}^A = K_{Ж}^B$ да $K=1$ ўринли. Буни (4) га қўйсак, $-4ax=0$ ёки $x=0$. Мазкур тенглик пунктларнинг тортиш чегарасини (буюртмачилар учун бефарқлик чизигини) OY ўқида ётишини ва шу боис пункт танлови буюртмачини XOY координаталар системасининг I ёки II квадратида жойлашганига қараб ўтказилишини билдиради.

$K > 1$ бажарилганда (4) нинг икки томонини $(K - 1)$ га бўлсак,

$$x^2 + y^2 - 2a \frac{K+1}{K-1} x + a^2 = 0$$

ёки

$$x^2 + y^2 - 2aK_0x + a^2 = 0, \quad (5)$$

бунда $K_0 = \frac{K+1}{K-1}$.

(5) тенгламанинг икки томонига $(aK_0)^2$ ҳадни қўшамиз:

$$x^2 + y^2 - 2aK_0x + a^2 + (aK_0)^2 = (aK_0)^2$$

ёки

$$x^2 - 2aK_0x + (aK_0)^2 + y^2 = (aK_0)^2 - a^2$$

ёки

$$(x - aK_0)^2 + y^2 = a^2(K_0^2 - 1), \quad (6)$$

бунда $K_0 > 1$, чунки $K > 1$.

(6) формула маркази координата бошига нисбатан OX ўқи бўйлаб (aK_0) қийматга силжиган айлана тенгламасини ифодалайди. Бунда $K_0 > 1$ бўлгани учун $(aK_0) > a$. Мазкур айлананинг радиуси:

$$R^F = \sqrt{a^2(K_0^2 - 1)} = \frac{2a\sqrt{K}}{K-1}, \quad (7)$$

бунда $K_0^2 - 1 = \frac{4K}{(K-1)^2}$.

Бу айлана бефарқлик чизиғи бўлиб, қуйидагича тавсифланади: (6) айлана ичида ётувчи исталган P нуқта учун B пунктнинг жозибаси A пунктниқидан устунлик қилади ва шу сабабли буюртмачи B пунктни танлайди. Агар буюртмачи (P нуқта) бу айлана чегарасидан ташқарида жойлашган бўлса, у A пунктни танлайди (а-расм).

Буюртмачидан пунктгача бўлган масофа экспоненциал конун билан ортганда тортишишнинг пасайиши ҳақидаги иккинчи гипотеза пунктларнинг жойлашиш факторининг аҳамиятини янада оширади ва камроқ жозибали B пункт таъсир зонасини кенгайтишига олиб келади.

Бу ҳолда A ва B пунктлар тортишишларини тавсифловчи система қуйидагича ёзилади:

$$\left. \begin{aligned} F_{AP} &= K_{\mathcal{K}}^A e^{-S^A}; \\ F_{BP} &= K_{\mathcal{K}}^B e^{-S^B}. \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Бефарқлик чизиғи бу ерда ҳам $F_{AP} = F_{BP}$, яъни $K_{\mathcal{K}}^A e^{-S^A} = K_{\mathcal{K}}^B e^{-S^B}$ шартдан аниқланади. Тенгликнинг икки томонидан натурал логарифм оламиз:

$$\ln K_{\mathcal{K}}^A + \ln e^{-S^A} = \ln K_{\mathcal{K}}^B + \ln e^{-S^B}$$

ёки

$$S^A - S^B = \ln K_{\mathcal{K}}^A - \ln K_{\mathcal{K}}^B = \ln \frac{K_{\mathcal{K}}^A}{K_{\mathcal{K}}^B} = 2a. \quad (9)$$

(9) ифода гиперболанинг тенгламаси бўлиб, унда ётувчи P нуқтадан фокус нуқталари (A, B) гача масофалар (S^A, S^B) айирмаси ($S^A - S^B$) ни ўзгармас ($2a$) миқдорлигини (гиперболанинг фокал хоссасини) ифодалайди [3].

б-расмда келтирилган график пунктларнинг бу гипербола билан бўлинган таъсир зоналарини тавсифлайди.

Кейинги масала – дилерлик пунктларининг муайян ҳудуд бўйича жойлашиш зичлигини баҳолашдир.

Баҳолаш махсус K_{Π} коэффициент орқали амалга оширилади:

$$K_{\Pi} = \frac{N_p}{S_r}, (\text{дона} / \text{км}^2) \quad (10)$$

бунда N_p – ҳудудда фаолият кўрсатаётган ДПлар сони; S_r – қаралаётган ҳудуднинг умумий майдони, км^2 .

(10) дан кўриниб турибдики, K_{Π} нинг қиймати қаралаётган ҳудуднинг умумий майдони катталиги (км^2) ва шу майдонда жойлашган ДПлар сонига қараб ўзгаради.

K_{Π} қийматига қуйидаги аргументлар таъсир этади:

- 1) ДПга тушган (тушадиган) талабларнинг ўртача сони;
- 2) ҳудудда жойлашган фермерларга тегишли машиналарнинг йиллик ишланмаларининг ўртача қиймати;
- 3) машина паркиннинг ўртача ёши;
- 4) ДПнинг ўртача қуввати.

Аммо K_{Π} нинг (10) нисбат орқали аниқланган қиймати бу катталикларни ва қаралаётган ҳудуд таркибидаги фермерларни қишлоқ хўжалиги техникалари билан нотекис (турлича) таъминланганлигини ҳисобга олмайди.

Масалан, $K_{\Pi} = 0.03$ қиймат 100 км^2 майдонда 3 та пункт жойлашганини (ёки 1 та пункт тақрибан 30 км^2 юзани қамрашини) билдиради, холос. ФТС кўрсатиш сифати ва самарасини таъминлаш учун юқоридаги аргументларни, айниқса мижозларнинг бундай хизматга бўлган талабларини инобатга олиш даркор.

Шундай қилиб, дилерлик пунктларининг жойлашиш ўринлари ва зичликларини асослашда пунктлар ва ҳудудлар орасидаги масофалар, мижозлардан йил давомида тушадиган талаблар ҳажми, машиналарнинг техник ҳолати ва йиллик ишланмалари қийматлари, ҳар бир пунктнинг ишлаб чиқариш қуввати, сервис тадбирларнинг баҳоси, муҳандис-техник ходимлар малакаси каби аргументларни ҳисобга олиш мақсадга мувофиқдир.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Аникин Б.А., Тяпухин А.П. Коммерческая логистика. Учебн. М.: Проспект, 2005. – 432 с.
- [2] Егорова Н.Е., Мудунов А.С. Автосервисные модели и методы прогнозирования деятельности. М.: Экзамен, 2002. – 256 с.
- [3] Шипачев В.С. Основы высшей математики. Уч. пос. для втузов / Под ред. акад. Тихонова А.Н. М.: Высшая школа, 1989. – 479 с.

Қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва
электрлаштириш илмий-тадқиқот институти

11.04.2018 й.
қабул қилинган

М. Тошболтаев, З. Сейтимбетова. Гравитационная модель определения месторасположения дилерского пункта

В статье приведены модели определения и оценки расположения в конкретном регионе нового дилерского пункта. Обосновано, что в качестве аргументов целесообразно принять расстояния между пунктами и регионами; годовые объемы требований заказчиков (фермеров); техническое состояние и выработку машин; производственные мощности пунктов; стоимость сервисных услуг; квалификацию инженерно-технических работников.

M. Toshboltaev, Z. Seytimbetova. Gravitaciya model of the determination locations dealer point

The article presents models for determining and assessing the location of a new dealer point in a particular region. As arguments it is advisable to take the distances between points and regions; annual volumes of requirements of customers (farmers); technical condition and production of machines; production capacities of points; cost of services; qualification of engineering and technical workers.

Р.У. ШУКУРОВ, А.А. АЗИЗОВ, Б.Ф. ХУЖАНАЗАРОВ, Х.С. ХУЖАХМЕДОВА

РАСЧЕТ ИНТЕНСИВНОСТИ АБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ ЗУБЬЕВ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Ресурс деталей машин во многом определяется их изнашиванием.

Рабочие органы землеройных машин, в частности одноковшовых экскаваторов, эксплуатируются в тяжелых условиях. Зубья ковша экскаватора подвергаются абразивному изнашиванию. Существующие методы расчета на износ носят эмпирический характер [1].

В целях разработки методики прогнозирования величины и эпюра составлена математическая модель изнашивания зубьев, позволяющая рассматривать как существующие, так и вновь проектируемые формы зубьев из различных материалов.

Для составления математической модели процесса изнашивания зубьев одноковшовых экскаваторов использован математический аппарат численных методов. В основу численных методов решения задачи изнашивания положен анализ ряда дискретных состояний, через которые проходит поверхность трения в процессе эксплуатации. Известна начальная форма зуба $Z_{ij} = c\rho_{ij}^n$, описываемая функцией $\psi_i = 0(\rho)$ и зависимости изнашивания материала зуба и коэффициента трения от энергетического состояния материала, а также удельной нагрузки $J_{ij}(q_{ij})$, $M(q_{ij})$. Для решения задачи численным методом разобьем кривую, ограничивающую переднюю и заднюю формы зуба, на ряд отрезков через произвольно выбранный интервал с координатами узловых точек:

$$\rho_i = j\Delta\rho, \quad (1)$$

$$Z_{ij} = c\rho_{ij}, \quad (2)$$

или

$$Z_{ij} = \psi_i = 0(\rho_{ij}) = 0(j\Delta\rho) \dots \quad (3)$$

Здесь показатели, зависящие от формы зуба $C=3.5$ (для криволинейных зубьев); $h=1$ (для клиновидных зубьев).

Износ зуба в каждой узловой Δh_{ij} точке будет равен

$$\Delta h_{ij} = J_{ij} l = J_{ij}(q_{ij}) \Delta V_k \Delta t_k. \quad (4)$$

Здесь $l = \Delta V_k \Delta t_k$ – путь трения.

Решение задачи по определению давления на поверхности от нагрузки и формы зуба для каждого состояния осуществляется на основании закономерностей изнашивания.

Элементарная нагрузка q_{ij} равна

$$q_{ij} = p / 4a_{ij} \epsilon_{ij} \sum_{j=1}^M \cos \left(\arctg \frac{Z_{ij}}{\rho_i} \right). \quad (5)$$

Форма зуба при каждом состоянии описывается дискретными точками на поверхности (i,j) .

Шаг износа принимаем, равным малой величине износа зуба за малый промежуток времени Δt_k цикла, когда

$$\Delta h_{ij} = J_{ij} l = J_{ij}(q_{ij}) \Delta V_k \Delta t_k. \quad (6)$$

Глубина внедрения абразива в зависимости от нагрузки

$$\Delta h_{ij} = q_{ij} F / \pi d H_M. \quad (7)$$

Площадь контакта единичного абразива равна $F = \pi d^2 / 4$. Тогда получим

$$\Delta h_{ij} = q_{ij} d / 4 H_M. \quad (8)$$

Определим (деформируемый) внедренный объем, приняв его в виде шаровых сегментов:

$$\Delta V = \pi h \left(R - \frac{1}{3} h \right) h a . \quad (9)$$

Интенсивность абразивного изнашивания, полученная на основе усталостной природы разрушения поверхности трения, может быть рассчитана по формуле

$$J_{ij} = [2h_{ij}^2 (d/2 - 1/3h_{ij}) n_{ai} / E_0 + E_{mp} - Q] / E \cdot A_{ai} \Delta V t , \quad (10)$$

где E_0 – исходная плотность внутренней энергии; E_{mp} – энергия трения; E^* – критическая плотность внутренней энергии; Q – количество тепла, выделяемое в режущей кромке в процессе работы.

Дисперсный состав абразивной массы подчиняется логарифмически нормальному закону распределения. Поэтому

$$d = \sqrt{d_{\max} \cdot d_{\min}} . \quad (11)$$

Энергия трения при абразивном изнашивании состоит из энергии вдавливания абразивных частиц в поверхность и энергии скольжения:

$$E_{mp} = E_{\text{вд}} + E_{\text{ск}} . \quad (12)$$

Число абразивных зерен, взаимодействующих с рабочей поверхностью зуба, определяется по формуле

$$n_{ai} = 4A_{ai} / \pi d^{2/3} \sqrt{\beta^2} . \quad (13)$$

В уравнении (10) необходимо учитывать соотношение твердостей материала и абразива, оцениваемое коэффициентом K_m , равными

$$K_m = HB / HA_{\text{бр}} . \quad (14)$$

В выражении (13) должно отражаться влияние степени закреплённости абразивных зерен. Степень закреплённости абразива в грунте является степенной зависимостью с показателем степени $P=1,2, \dots, 1,3$ [2].

Введем коэффициент закреплённости абразива

$$K_{3.a} = (\sigma_{\Gamma} / \sigma_{\Gamma \text{ЭТ}})^n , \quad (15)$$

где σ_{Γ} , $\sigma_{\Gamma \text{ЭТ}}$ – твердости рассматриваемого и эталонного грунтов. При отсутствии данных σ_{Γ} , $\sigma_{\Gamma \text{ЭТ}}$ коэффициент закреплённости в первом приближении можно найти по формуле

$$K_{3.a} = (\sigma_{\Gamma} / \sigma_{\text{СМЭТ}}) , \quad (16)$$

где $(\sigma_{\Gamma} / \sigma_{\Gamma \text{ЭТ}})$ – сопротивление смятию рассматриваемого и эталонного грунтов.

С учетом вводимых в расчет показателей формула (13) примет вид:

$$n_{ai} = 4A_{ai} K_{3.a} / \pi d^{2/3} \sqrt{\beta^2} , \quad (17)$$

а формула (10) –

$$J_{ij} = \frac{2h_{ij}^2 (d/2 - 1/3h_{ij}^2) n_{ai} \cdot E_0 + E_{T\partial} - Q}{E \cdot A_{ai} K_{T\Delta} V t} . \quad (18)$$

Зная координаты профиля i -го состояния, величину и направление вектора за один шаг в j -й точке, нетрудно определить координаты профиля зуба $i+1$ -го состояния.

Изнашивание в абразивной среде рабочих органов землеройных машин зависит от множества факторов, комплексно связанных между собой. Сложность этого процесса обусловлена непрерывно меняющимися силами по поверхности трения, неоднородностью разрабатываемой абразивной среды, сложностью динамики процессов контактирования перемещения абразива:

$$V_{\text{изн}} = J V_{mp} = J V_{\text{отн}} . \quad (19)$$

Скорость относительного перемещения частиц грунта по поверхности трения $V_{отн}$ значительно меньше поступательной скорости самого рабочего органа $V_{кон}$ и колеблется в сравнительно больших пределах:

$$V_{ioi} = V_{eii} \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}, \quad (20)$$

где φ – угол отклонения абсолютной траектории перемещений частиц грунта от нормали к рабочей поверхности:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{f}{f + f_1} \operatorname{ctg} \alpha\right), \quad (21)$$

где f – коэффициент трения абразивных частиц по изнашиваемой поверхности детали; f_1 – коэффициент трения абразивных частиц между собой.

Зная предельный допустимый износ, можно рассчитывать ресурс зубьев одноковшовых экскаваторов [3]:

$$\frac{S_{i\partial}}{V_{nd.eci}} = \frac{S_{i\partial} \cos\left[\arctg\left(\frac{f}{f + f_1} \operatorname{ctg} \alpha\right)\right]}{JV_{ei} \cos\left[\alpha + \arctg\left(\frac{f}{f + f_1} \operatorname{ctg} \alpha\right)\right]}. \quad (22)$$

Сопоставление расчетных и эксплуатационных данных по ресурсу режущих органов с различным упрочнением для одного вида работ при заданном предельном износе 20мм приведено в таблице. Расхождение между расчетными и эксплуатационными значениями ресурса можно считать приемлемым для практических целей.

Составление расчетных и эксплуатационных данных по ресурсу режущих органов МЗР

Материал режущих органов	Ресурс, ч	
	расчет	эксплуатация
Сталь 40Х	78	75
Сталь 110Л13Л	70	82
Сталь 35ГЛ	74	80
Сталь 40Х с наплавкой Т-590	226	200
Сталь 40Х с наплавкой 3-300Х 25 Г 2 РСТ	648	620
Сталь 40Х с наплавкой ПП-АН125	212	285
Сталь 35ГЛ без наплавки	210	190
Сталь 35ГЛ с наплавкой 3-300 Х 25 ГР 2 Т	625	594

Разработанная математическая модель позволяет рассчитать износостойкость режущих элементов землеройных машин (зубьев ковшей экскаваторов, наконечников рыхлителей и т.п.) различных типов в зависимости от геометрии, свойств конструктивных и упрочняющих материалов и абразивных сред, параметров нагружения и т.п.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Зорин В. А. Основы долговечности строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
- [2] Махкамов К. Х. Расчет износостойкости машин. Ташкент: ТашГТУ, 2002. – 144 с.
- [3] Gwidon W., Stachowiak A., Bachelor W. Engineering tribologi. Amsterlam; Bosnon; Heidenberg; London; Newyork; Oxford; Paris; San-Diego; San Francisco; Singapor; Sidney; Tokio, 2014.

Ташкентский институт по проектированию,
строительству и эксплуатации автомобильных дорог

Дата поступления
18.09.2018

Р.У. Шукуров, А.А. Азизов, Б.Ф. Хужаназарова, Х.С. Хужахмедова. Бир чўмичли экскаватор тишларини ейилиш жадаллигини ҳисоблаш

Мақолада математик аппаратни саноқли усулни қўллаган ҳолда бир чўмичли экскаватор тишларини ейилиш жараёни жадаллигини математик модели келтирилган. Шу ейилиш усули асосида, эксплуатация жараёнида ишқаланиш юзасидан ўтадиган дискрет ҳолатлар таҳлил қилинган. Бу жараёни мураккаблиги ишқаланиш юзасидаги кучларни узлуксиз ўзгариши билан, ишлов берилаётган абразив муҳитни хилма-хиллиги, динамик жараёнларни мураккаблиги, абразивларни ташиб ўтиш ва туташувлари билан белгиланган. Экскаватор чўмич тишларини абразив ейилиши жадаллиги ҳисобини аналитик боғликлари ишлаб чиқилган. Ҳисобланган эксплуатацион ейилиш қийматларини солиштириш маълумотлари келтирилган. Бунда ейилиш адекватлиги 8-20% ташкил этади, бундай кўрсаткичларни эса амалий мақсадларга эришиш учун етарли деб ҳисоблаш мумкин.

R.U. Shukurov, A.A. Azizov, B.F. Khujanazarov, Kh.S. Khujakhmedova. Calculation of insensitivity of abrasive wrapping of single stone tones excavators

In the article mathematical models of process of intensity of wear of teeth of one- bucket excavators with use of mathematical device of numerical methods are resulted. On the basis of this wear method, an analysis is made of a number of discrete states through which to pass the friction surface during operation. The complexity of this process is due to continuously changing forces along the friction surface, the heterogeneity of the dynamics of the contacting and moving processes of the abrasive wear of the teeth of buckets of excavators. Comparison of the calculated operational wear data is given, the adequacy is 8- 20%, this can be considered acceptable for practical purposes.

УДК 539.3

Ш.С. ЮЛДАШЕВ, М.У. КАРАБАЕВА, М.Б. БОЙТЕМИРОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ УСЛОВИЙ ИЗЛУЧЕНИЙ НА ГРАНИЦАХ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧАСТОТЫ РАСПРОСТРАНЯЕМОЙ УПРУГОЙ ВОЛНЫ ПРИ РЕШЕНИИ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Во многих динамических задачах аналитики сталкиваются с проблемой распространения волн в бесконечных или полубесконечных средах. Сложная геометрия и неоднородность материала мешают находить решения этих задач в замкнутой форме. По этой причине применяются различные численные методы. Для применения численных методов от бесконечной среды выделяется конечная область. На границах области вставляются граничные условия, учитывающие уход волн в бесконечность. Ряд таких граничных условий был предложен в течение последних трех десятилетий и использовался с разной степенью успеха. Совокупность абсорбирующих границ может быть сгруппирована в два широких класса: локальные и нелокальные абсорбирующие границы.

Нелокальные границы точны, устойчивы и стабильны, но некоторые из них правильно определены только в частотной области и не могут быть использованы для задач, связанных с материальными нелинейными эффектами. Для некоторых из них точное условие недоступно или слишком сложно, чтобы быть практичным. По этим причинам был предложен ряд локальных поглощающих границ. Локальные поглощающие границы могут быть хорошими поглотителями энергии, но они не являются совершенными, поэтому в решении может присутствовать остаточное эхо. Однако точность некоторых классов локальных поглощающих границ может быть повышена путем принятия приближений более высоких порядков для граничных условий. Но различная последовательность таких граничных условий делает граничные факторы усредненными и сложными математическими формами с частными производными, что усложняет применение таких локальных абсорбирующих граничных условий к конечно элементному анализу. Вязкие граничные условия, которые также являются некоторыми видами локальных граничных условий, наиболее удобны для анализа конечных элементов. В статье выполнено исследование по улучшению мощности вязких граничных условий. Используя понятие «отношение энергии между отраженными волнами и падающей волной», эффективность обычных вязких граничных условий может быть улучшена для произвольного угла падения и материалов [1].

Вязкими граничными условиями являются следующие:

$$\sigma = a\rho V_p \dot{u} , \quad (1)$$

$$\tau = b\rho V_s \dot{v}, \quad (2)$$

где σ и τ – нормальные и касательные напряжения; $\dot{u}$ и $\dot{v}$ – нормальные и касательные скорости частиц на границе; V_P и V_S – скорости p и s волн; a и b – безразмерные параметры; ρ – плотность материала.

Для изотропных сред смещение может быть описано двумя потенциалами ϕ и ψ с помощью разложения Гельмгольца. В случае двумерных геометрий с плоской деформацией потенциал ψ упрощается до скаляра:

$$u_x = \frac{\partial \phi}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial z}, \quad (3)$$

$$u_z = \frac{\partial \phi}{\partial z} + \frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (4)$$

Возьмем плоскую падающую L -волну с θ углом падения, как показано на рис. 1 – 2:

$$\phi = \rho^{ik_L(V_L t + z \cos \theta - x \sin \theta)} + A \rho^{ik_L(V_L t - z \cos \theta - x \sin \theta)}, \quad (5)$$

$$\psi = B \rho^{ik_S(V_S t - z \cos \beta - x \sin \beta)}, \quad (6)$$

где

$$k_L = \frac{\omega}{V_L}, \quad k_S = \frac{\omega}{V_S},$$

A и B – амплитуда отраженных L - и S -волн соответственно и эластичность дают

$$\sigma = \sigma_{zz} = \rho(V_L^2 - 2V_S^2) \frac{\partial u_x}{\partial x} + \rho V_L^2 \frac{\partial u_z}{\partial z}, \quad (7)$$

$$\tau = \sigma_{zx} = \frac{1}{2} \rho V_S^2 \left(\frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \right). \quad (8)$$

Подставляя выражения (3) – (8) в уравнения (1) и (2), получим

$$(1 - 2S^2 \sin^2 \theta + a \cos \theta)A + (\sin 2\beta + a \sin \theta)B = 2S^2 \sin^2 \theta - 1 + a \cos \theta, \quad (9)$$

$$(b \sin \beta + S^2 \sin 2\theta)A - (\cos 2\beta + b \cos \theta)B = S^2 \sin \theta - b \sin \beta, \quad (10)$$

где

$$S = \frac{V_S}{V_L}, \quad \frac{\sin \theta}{V_L} = \frac{\sin \beta}{V_S}.$$

Если предположить, что $A=B=0$, получим

$$a = \frac{1 - 2S^2 \sin^2 \theta}{\cos \theta}, \quad (11)$$

$$b = \frac{S^2 \sin 2\theta}{\sin \beta}. \quad (12)$$

Это условие для идеального поглотителя.

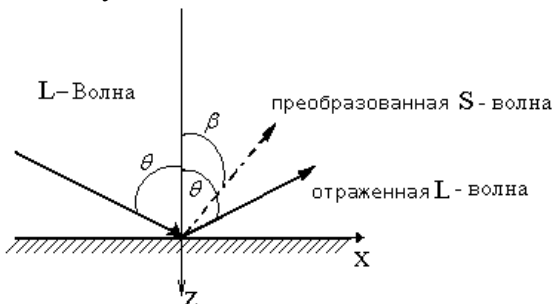


Рис.1. Преломления L -волны на границе

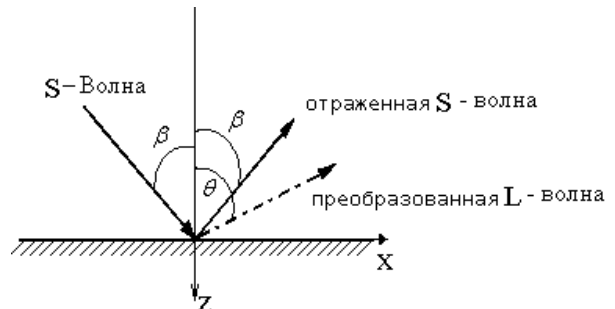


Рис.2. Преломления S -волны на границе

Для падающей волны S с углом падения β аналогичный вывод дает условие для идеального поглотителя:

$$a = \frac{\sin 2\beta}{\sin \theta}, \quad (13)$$

$$b = \frac{\cos 2\theta}{\cos \beta}, \quad (14)$$

где β – угол падения, как показано на рис. 2.

Следует отметить, что a и b не зависят от частоты. Это подразумевает, что они могут использоваться во временной области для поверхностных волн Лисмер и Кухлемейер [2]. Получаем выражение для a и b , которое зависит от частоты. Это означает, что невозможно получить идеальный поглотитель для поверхностной волны. Для реализации идеальной поглощающей границы требуется априорная информация, угол падения которой недоступен в большинстве случаев стандартной поглощающей границе, определяемой $a=b=1$. Следовательно, рекомендованная Лисмером и Кухлемейером из уравнений (11) – (14) стандартная вязкая граница является совершенным поглотителем только когда $V_S=1/2V_L$ и падающая волна нормальна к поверхности. Для изотропных сред первая аппроксимация констант a и b может быть оценена как

$$a = \frac{8}{15\pi}(5 + 2S - 2S^2), \quad (15)$$

$$b = \frac{8}{15\pi}(3 + 2S), \quad (16)$$

которые не зависят от частоты и угла падения. Конечные значения a и b оптимизируются путем максимизации эффективности вязкой границы, которая определяется как взвешенное среднее отношение поглощенной энергии к энергии, поступающей на границу. Параметры a и b изменяются не только под углами падения, но и от свойств материала среды. Выбор $a=b=1$, который называется «стандартной вязкой границей», был дан Лисмером и Кухлемейером (1969) [2] для всего диапазона углов падения. Поглощение вязкими граничными условиями не может быть совершенным во всем диапазоне углов падения и для всех материальных свойств среды. Следовательно, параметры a и b в уравнениях (4) и (5) можно выбрать так, чтобы максимизировать эффективность вязких граничных условий для произвольного угла падения и материала, через который распространяются волны. Хорошей мерой способности вязкой границы поглощать падающие упругие волны является отношение энергии, определяемое как отношение между передаваемой энергией отраженных волн и передаваемой энергией падающей волны [3].

В работе [3] изучали влияние значений a и b на распространение волны вибрации в грунтах от железнодорожного полотна. Для решения задачи применён метод конечных элементов (МКЭ). Выделенная прямоугольная область разбита на 1360 треугольных конечных элементов с 738 узлами [4]. Используются модули упругости Юнга $E=2 \cdot 10^7$ Па и коэффициент Пуассона $\nu=0.35$ (рис. 3).

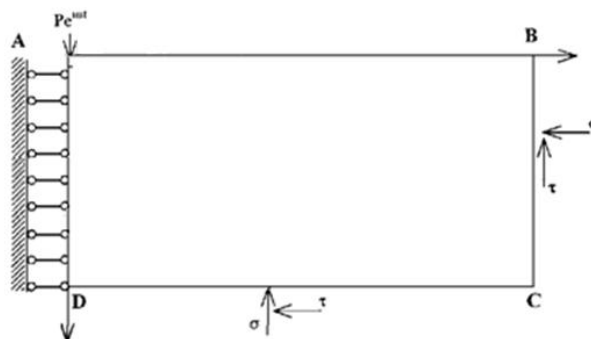


Рис.3. Расчетная схема

Исследования показывают, что коэффициенты a и b зависят от частоты. Для примера выбрали два значения коэффициента $a=b=0.5$ и $a=b=1$. Они представлены на рис. 4 – 5. Здесь показаны изменения абсолютных значений перемещения точек свободной поверхности выделенной области.

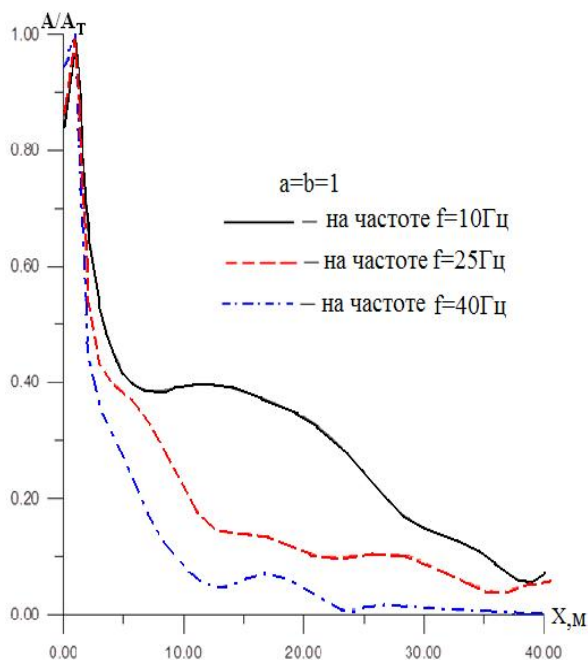


Рис.4. Изменение абсолютных значений вертикальных колебаний точек свободной границы при $a=b=1$

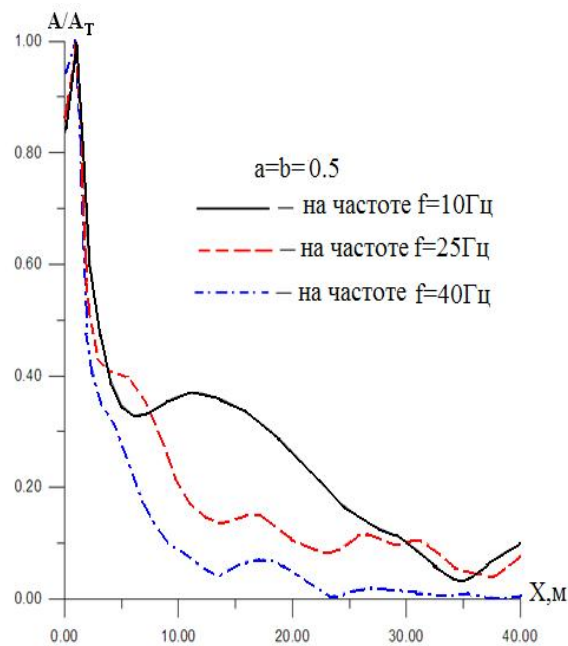


Рис.5. Изменение абсолютных значений вертикальных колебаний точек свободной границы при $a=b=0.5$

Качественный анализ свидетельствует о том, что на высоких частотах на границе пропорциональность значений амплитуд сохраняется, при низких частотах этой тенденции не наблюдается, что требует дополнительных исследований по выбору коэффициентов a и b .

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Finite Element Analysis with Paraxial & Viscous Boundary Conditions for Elastic Wave Propagation, Hee Seok Kim, Structural Engineering Research Division, Korea Institute of Construction Technology, Ilsan, South Korea, Email: lagoon@kict.re.kr, Received October 8, 2012; revised November 9, 2012; accepted November 19, 2012.
- [2] Lysmer J., Kyhlemeyer L. "Finite Dynamik Model for Infinite Media" Jour Engineering Mechanics Division // ASCE. Vol. 95. 1969. No EM 4. August. P. 859 – 887.
- [3] Elastic wave propagation in an infinite media, Zhongqing You and William Lord Department of Electrical Engineering and Computer Engineering, Iowa State University, Ames, Iowa 50011// Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation. Vol. 9. Edited by D.O. Thompson and D.E. Chimenti, Plenum Press. New York, 1990.
- [4] Юлдашев Ш.С., Маткаримов П.Ж. Распространение вибраций в грунтах от транспортных средств и виброзащитная система. Ташкент: Фан ва технологиялар маркази, 2014. – 188 с.

Наманганский инженерно-строительный институт

Дата поступления
27.09.2018

Ш.С. Юлдашев, М.У. Карабаева, М.Б. Бойтемиров. Эластиклик назарияси масалаларини чекли элементлар усулида ечишда чегаравий шарт коэффициентларининг эластик тўлқинларни тарқалиш частотасига боғлиқлигини тадқиқ этиши

Мақолада темир йўл поездлари ҳаракатидан юзага келадиган вибрацияни грунтда тарқалиш частотасини чегаравий шарт коэффициентларига (a ва b) боғлиқлиги бўйича тадқиқот натижалари келтирилган. Масала эластиклик назариясининг текис масаласига келтирилиб, чекли элементлар усули билан ечилган ва натижалар олинган.

Sh.S. Yuldashev, M.U. Karabayeva, M.B. Boytemirov. Factor research of radiation conditions on the boundaries against spread frequency of elastic waves at solving the dynamic elasticity theory by the method of finite elements

The article presents the results of studies on certain values of the coefficients (a and b) of the conditions of studies at the boundaries, depending on the frequency of the propagation of the wave of vibration in the soils arising during the passage of railway trains. The problem is reduced to solving a plane dynamic problem of the theory of elasticity. To solve the problem, the finite element method is applied.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ-740 В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Исследование показателей серийного двигателя КамАЗ-740 в горных условиях при движении автомобиля показало, что еще недостаточно изучены рабочий процесс и другие параметры двигателя. Натурные условия являются главными факторами при изучении влияния горной местности на работу двигателя. Испытания двигателя были проведены на ровных участках дороги на высотах 1200, 2200, 3200 и 4200 м над уровнем моря на горной трассе Ош–Хорог, на специально оборудованном автомобиле КамАЗ-5320 при установившемся режиме работы двигателя ($n = 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600$ мин.⁻¹) на трех передачах КПП (IB, IIB, IVH) с номинальной нагрузкой 8 т.

Эксплуатационные испытания двигателя КамАЗ-740 в горных условиях указывают на необходимость оптимизации термодинамических показателей рабочего цикла (экономичность, эффективность) и эксплуатационных показателей (надежность, долговечность, токсичность продуктов сгорания и др.). В рабочем цикле процессы смесеобразования и сгорания являются основными факторами, которые недостаточно изучены в натурных условиях. Поэтому вопросам протекания процессов смесеобразования и сгорания, как одной из актуальных задач, было уделено особое внимание.

Как известно, экспериментальные работы по исследованию влияния высокогорных условий на параметры рабочего процесса двигателя и на его вспомогательные системы выполняются на лабораторных стендах, позволяющих имитировать некоторые параметры окружающей среды высокогорья [1, 2], и в натурных условиях с помощью специальных передвижных мотороиспытательных установок [3, 4]. Авторы этих работ при проведении высотных испытаний в натурных условиях, в основном, определяли влияние высотных условий на мощностные и экономические показатели и относительно мало изучали процессы, протекающие внутри цилиндра двигателей. Предполагается, что это связано с трудностями надежной перевозки тонкой аппаратуры по горным дорогам и ухудшением трудоспособности испытуемого персонала под воздействием климатических условий высокогорья. Следует отметить, что для регистрации как выходных параметров, так и параметров рабочего процесса, протекающего в цилиндре двигателя в высокогорных условиях, все исследователи использовали те же приборы, аппаратуру и методику, что обычно применяются в научных лабораториях по испытанию двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Но в натурных испытаниях этими приборами и аппаратами воспроизвести все характерные особенности эксплуатации двигателей невозможно. Впервые нами была поставлена задача исследовать показатели дизеля в эксплуатационных, т.е. в горных условиях. В связи с этим был применен новый комплекс приборов и аппаратур [5], которые позволили регистрировать параметры двигателя при движении транспорта и, соответственно, разработана методика проведения дорожных экспериментальных исследований.

На рис. 1 и 2 представлены частичные скоростные и нагрузочные характеристики серийного двигателя КамАЗ-740 на IIB передаче КПП при разных высотах над уровнем моря. Для изучения процессов, протекающих в цилиндре двигателя при движении транспорта произведена запись изменения давления в цилиндре с помощью пьезокварцевого датчика давления, установленного на первом цилиндре двигателя. Необходимо отметить, что при испытании двигателя на разных скоростях автомобиля внешнюю скоростную характеристику невозможно было получить, так как при полной подаче топлива наблюдалось значительное дымление из-за резкого ухудшения процесса смесеобразования и сгорания. Поэтому в горных условиях, в основном, были сняты частичные скоростные и нагрузочные характеристики двигателя КамАЗ-740. Как установлено, на разных передачах и высотах над уровнем моря область минимальных удельных расходов топлива соответствует частоте вращения коленчатого вала, равной $n=2000$ мин.⁻¹ С повышением высоты над уровнем моря характер изменения кривой удельного расхода топлива остается неизменным. Но, вместе с тем, как и предполагалось, с повышением высоты эффективный удельный расход топлива увеличивается. Например, на II–III в передаче, начиная с 1200 до 4200 м над уровнем

моря, на каждые 1000м высоты ($n=2000\text{мин.}^{-1}$) эффективный удельный расход топлива увеличивается, соответственно, на 17; 48; 33 г/кВт·ч (см.рис.1) или на 12.8; 32; 16.7 %.

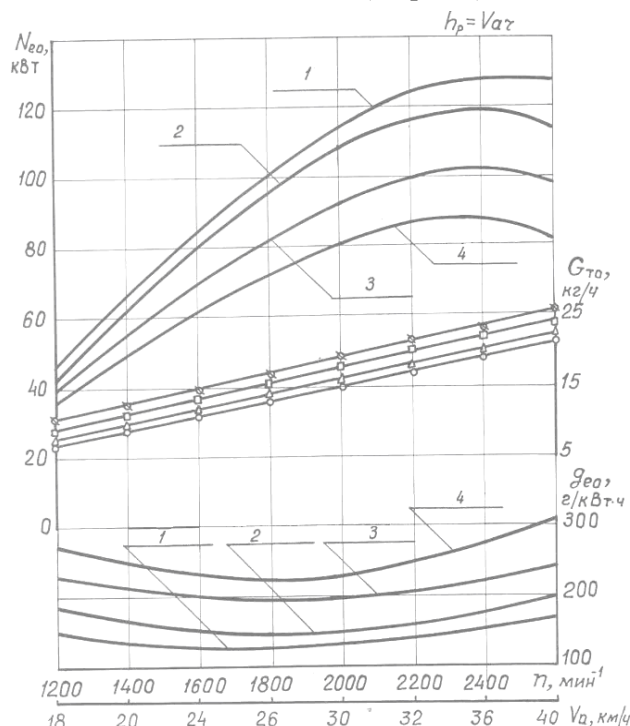


Рис. 1. Частичные скоростные характеристики серийного двигателя КамАЗ-740 на ШВ передаче КПП при разных высотах над уровнем моря, равных м: 1 – 1200; 2 – 2200; 3 – 3200; 4 – 4200

С повышением высоты над уровнем моря часовой расход топлива был несколько увеличен для того, чтобы поддержать $n=\text{const}$. В связи с этим расход повысился от 5 до 35%. Относительно большее повышение G_m относится к минимальной частоте вращения коленчатого вала ($n=1200\text{мин.}^{-1}$); меньшее – к максимальной частоте вращения коленчатого вала ($n=2600\text{мин.}^{-1}$). Такое явление характерно для работы автомобиля на всех передачах.

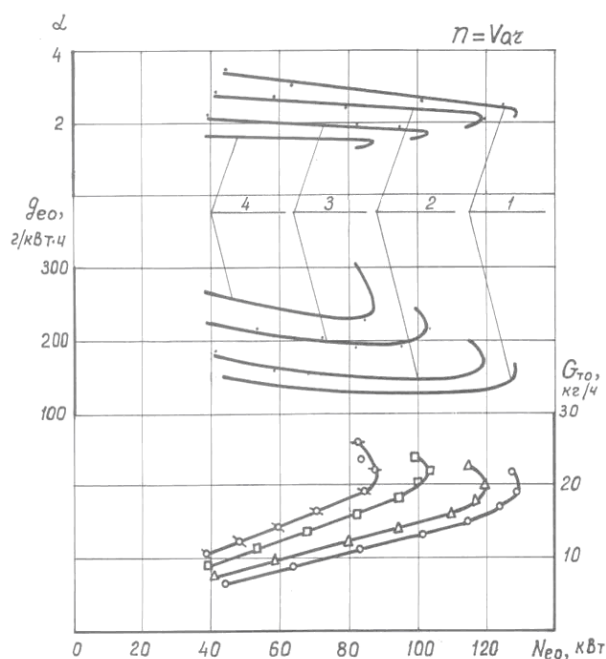


Рис. 2. Нагрузочная характеристика серийного двигателя КамАЗ-740 на ШВ передаче КПП при разных высотах над уровнем моря, равных, м: 1 – 1200; 2 – 2200; 3 – 3200; 4 – 4200

Анализ характера изменения мощности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя на разных передачах и высотах над уровнем моря показывает, что они представляют собой слабо изогнутые кривые, имеющие максимум при $n=2400 \text{ мин.}^{-1}$. Здесь необходимо отметить, что, согласно теории ДВС, при нормальном атмосферном давлении характеристики мощности дизелей при наличии регулятора не имеют максимума. Эта теория сохраняется до высоты над уровнем моря 1200м. На высотах более 1200м закон изменения кривой мощности дизеля КамАЗ-740 получается таким, как у карбюраторного двигателя.

Нагрузочные характеристики (см. рис.2), полученные на разных передачах и высотах над уровнем моря при движении автомобиля КамАЗ-5320 с номинальным грузом 8 т, показывают, что эффективный удельный расход топлива имеет минимальные значения при определенной нагрузке. Например, на IV передаче на высотах 1200, 2200, 3200, 4200м над уровнем моря минимальные значения эффективного удельного расхода топлива получаются при нагрузках, соответственно, 114.5, 109.5, 93.7 и 84.1кВт. Полученные по нагрузочной характеристике кривые отличаются от полученных в стендовых условиях, т.е. с увеличением нагрузки они более изгибаются в конце, но характер их изменения остается одинаковым. С увеличением нагрузки часовой расход топлива закономерно увеличивается, а коэффициент избытка воздуха уменьшается (см. рис.2).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Левит М.С. Методика и некоторые результаты исследования рабочего цикла автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом и без него при изменении атмосферных условий // Тр. НАМИ. Вып.102. 1960. С. 43 – 67.
- [2] Филимонов А.И. и др. Методика исследования влияния атмосферных условий и температуры топлива на мощностные и экономические показатели тракторных дизелей жидкостного охлаждения без наддува. М. Тр. НАТИ. Вып. 220. 1972. С. 3–16.
- [3] Жебашвили И.Я. Работа автотракторных двигателей в горных условиях. Тбилиси: Мецниереба, 1980. – 238 с.
- [4] Муталибов А.А., Таиров С. Исследование мощностных и экономических показателей двигателя при работе на газообразном топливе в природно-климатических условиях Средней Азии // Сб. «Технология сжигания газа и мазута». Вып.9. Ташкент: Фан, 1971.
- [5] Кадыров С.М., Ганиходжаев А.А., Файзиев М.М. Комплекс для испытания двигателей в эксплуатационных условиях// Ж. «Двигателестроение». 1987. №9. С 28–29.

Ташкентский институт по проектированию,
строительству и эксплуатации автомобильных дорог

Дата поступления
12.07.2018

С.М. Кадыров, М.М. Файзиев. Тоғли шароитда КамАЗ-740 дизелнинг бир қатор кўрсаткичларининг тадқиқот натижалари

Мақолада КамАЗ-740 автомобилнинг 8 т номинал юк билан дарё сатхидан юқоридаги ҳаракати ва турли узатмаларда (тезликларда) олинган юкланганлик характеристикалари тадқиқ этилган. КамАЗ-740 автомобилнинг самарали нисбий ёнилғи сарфи маълум юклаларда минимал қийматга эга бўлиши аниқланган.

S.M. Kadirov, M.M. Fayziev. Some results of the study of diesel KamAZ-740 in the mountains

The article examines the load characteristics obtained at different gears and altitudes above sea level when driving a KamAZ-740 car with a nominal load of 8 tons. It has been established that the effective specific fuel consumption has minimum values at a certain load.

Н.Д. ТУРАХОДЖАЕВ, Ж.С. КАМОЛОВ, Ф.Н. ТУРАХОДЖАЕВА, Ш.Б. ТАШБУЛАТОВ,
Ш.М. ЧОРШАНБИЕВ

ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ПЛАВКИ МЕТАЛЛА ПОД СЛОЕМ БИОЛОГИЧЕСКИ АКТИВНОГО ФЛЮСА

Основной задачей при расчете теплообменных процессов, как в нагревательных, так и в плавильных агрегатах, является определение величины параметров. Теплообменный процесс представляет собой сложное явление, в котором должны быть учтены максимально возможные варианты значений. Для упрощения этой задачи используется математическая модель процесса. На основе результатов проведенных экспериментальных исследований нагрева, оплавления и перегрева сплавов была разработана математическая модель теплообмена в плавильных агрегатах. При разработке математической модели учитывалось, что процесс плавления и перегрева металла в печи является квазистационарным, т.е. в установившемся режиме: расход металла равен приходу, уровень расплава в ванне печи постоянен. Это позволило использовать при построении модели метод теплового баланса [1].

Тепловая схема печи включает в себя нагрев и оплавление твердой шихты, перегрев расплава и теплообмен между металлом и конструкцией печи. Отличительной особенностью данной печи является наличие контакта нагретой твердой шихты с жидкой ванной. При высокой теплопроводности расплава, которая характерна для цветных сплавов, температура расплава в ванне печи будет близка к температуре плавления сплава.

Задача исследований тепловой работы печи состоит в определении оптимальных параметров ванны печи в зависимости от условий плавки, обеспечивающих стабильную работу печи с применением биологически активного флюса, а также в определении габаритных размеров печи, обеспечивающих заданные условия плавки.

Так как металл нагревается от T'_{ω} до T_m в печи, а в ванне присутствует как твердая, так и жидкая фазы, можно принять

$$T_M'' \approx T_{пл}.$$

Во всех печах имеются металлические составляющие с высокоразвитой поверхностью, подвергаемой тепловой обработке, участием в теплообмене всех видов теплопередачи, высокой интенсивностью теплообмена в противотоке, что играет главенствующую роль в том многообразии сложных процессов, которые описываются теорией плавки.

Результаты исследований показали, что высокое качество расплава достигается при обработке флюсами в интервале от 1000 до 1150 °С. В табл. 1 показано снижение неметаллических включений в зависимости от температуры перегрева в печи [2].

Таблица 1

Результаты исследований проведенных плавов по определению температурных режимов

№	Температура плавления шихты, °С	Температура перегрева расплава, °С	Содержание окисных включений, %	Содержание газовых включений, см ³ /100 г
1	1120-1130	1200	7-8	0.78-0.82
2	1120-1130	1230	8-10	0.80-0.86
3	1100-1200	1200	5-6	0.66-0.70
4	1100-1200	1230	6-8	0.68-0.74
5	1140-1150	1200	2-3	0.45-0.47
6	1100-1200	1230	2-4	0.46-0.49
7	1150-1200	1200	6-8	0.70-0.72
8	1150-1200	1230	8-9	0.76-0.80

Высокая экономичность печи может быть обеспечена только при соблюдении двух основополагающих принципов: плавление с наименьшим угаром за счёт плавки под слоем жидкого

флюса, что позволяет снизить содержание газов в расплаве, и осуществление теплообмена в противотоке, что обеспечивает высокий термический КПД.

Объёмный коэффициент теплопередачи зависит от параметров процесса и описывается следующей формулой:

$$\alpha_v = A_F \frac{\omega_0 T^{0.5}}{d^{1.3}} M'.$$

При расчёте теплообмена в ванне следует применить формулу, учитывающую как внешнее, так и внутреннее тепловое сопротивление куска

$$\frac{1}{K_v} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{R^2}{9\lambda}.$$

Если не учитывать внутреннее сопротивление куска, объёмный коэффициент теплопередачи равен

$$\alpha_v = A_F \frac{\omega_0^{0.9} T^{0.3}}{d^{0.75}} M'.$$

Таким образом, коэффициент M' , зависящий от разности слоя, оказывает большое влияние на объёмный коэффициент теплопередачи α_v ; с увеличением в слое шихты мелочи на 20 % он снижает α_v на 80 – 90 % [3].

Здесь коэффициент A_F , учитывающий характеристики материала (шероховатость, степень черноты поверхности, теплопроводность), также имеет большое влияние на объёмный коэффициент теплопередачи.

Для ванны печи значение критерия Био равно

$$Bi = \frac{\alpha l + \kappa}{\lambda_{ж}}.$$

Расчёт теплопередачи конвекцией в печи от продуктов сгорания к металлу через слой флюса производится по формуле

$$Q_k = \alpha_k (T_{\Gamma} - T_M) F_M.$$

Коэффициент теплопередачи конвекцией в печи α_k определяется из соотношений

$$Nu = 0.018 Re^{0.8},$$

$$Re = \alpha_k \omega_k,$$

$$\alpha_k = \frac{Nu \lambda}{d}.$$

Для значений полученных экспериментальных плавов критерий Био будет равен

$$Bi = \frac{\varepsilon \cdot S}{\lambda} \cdot \frac{170 \cdot 0.5}{184.9} = 0.46.$$

Глубина ванны печи определяется из условия полного расплавления твёрдой шихты в ванне, обеспечивающего заданную производительность печи при условии получения качественной структуры [4]. По закону Фурье кинетика этих этапов описывается уравнениями с соответствующими граничными условиями.

На первом этапе система имеет вид:

$$\frac{\partial T_i'}{\partial \tau} = \frac{a_i}{x^2} \frac{\partial}{\partial x} \left(x^2 \frac{\partial T_i'}{\partial x} \right)$$

$$i = 1, 0 \leq x \leq l; i = 2, l \leq x \leq x$$

$$T_1'(\tau, l) = T_2'(\tau, l); \lambda_1' \frac{\partial T_1'}{\partial x}(\tau, l) = \lambda_2' \frac{\partial T_2'}{\partial x}(\tau, l); \frac{\partial T_1'}{\partial x}(\tau, 0) = 0;$$

$$l \rho_2 \frac{\partial x}{\partial \tau} = \lambda_2' \frac{\partial T_2^1}{\partial x}(\tau, x) - q_s;$$

$$qS = \alpha(T_M' - T_k); T_2(\tau, x) = T_k;$$

$$x(0) = l; \quad T_1(0, x) = T_{\text{ш}}.$$

Используемые индексы: $i=1$ относится к твёрдой шихте; $i=2$ – к корке металла и $i=3$ – к жидкому металлу.

Уравнение Фурье, начальные и граничные условия записываются в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1'}{\partial \tau} &= \frac{a_1}{x^2} \frac{\partial}{\partial x} \left(x^2 \frac{\partial T_1'}{\partial x} \right); \\ T_1'(\tau_1, x) &= F_2(x); \quad \frac{\partial T_1'}{\partial x}(\tau, 0) = 0; \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1'}{\partial x}(\tau, l) &= \alpha [T_M'' - T_1'(\tau, l)]. \end{aligned}$$

Эти системы уравнений, описывающие процесс расплавления шихты в различные этапы, не имеют аналитического решения и решаются численными методами. В данном случае основной является интегральная характеристика процесса, т.е. время расплавления шихты. Поэтому для решения применим интегральный метод:

$$T(x, \tau) = T_{\text{ш}} + \frac{T_n - T_{\text{ш}}}{R} \left(1 - \frac{R}{x} \right) R.$$

С учётом граничных условий значение коэффициента конвективной теплопередачи определяется по критериальным формулам

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\lambda \cdot Nu}{\beta}; \quad Nu = A \left(\frac{Gr \cdot Pr^2}{1 + Pr} \right)^m, \\ Gr &= \frac{g \cdot \nu (T_M'' - T_{\text{ш}}) \cdot \beta}{\nu^2}; \quad Pr = \frac{\nu}{a}. \end{aligned}$$

Уровень расплава в печи должен составлять:

$$H_{\text{кр}} \geq \frac{G \cdot \tau}{\rho \cdot F_{\text{ш}}} \approx 0.15 \text{ м}.$$

Теплообмен в печи описывается уравнением его теплового баланса

$$Q'_{\text{прих}} = Q'_{\text{расх}}.$$

Суммарное количество прихода теплоты в печь составит

$$Q'_{\text{прих}} = Q_x + Q_{\text{с}} + Q_{\Gamma} + Q_{\Phi}.$$

Физическая теплота, вносимая воздухом, равна

$$Q_{\text{с}} = \beta_0 \alpha_l i_{\beta}.$$

Физическая теплота, вносимая металлом, определяется по формуле

$$Q_{\Phi} = G \cdot i_M''.$$

Потеря теплоты с уходящими продуктами сгорания определяется по формуле

$$Q_1 = \beta_0 V_y' C_y' T_y'.$$

Потеря теплоты за счёт теплопроводности стенок печи, свободных от жидкого расплава, равна

$$Q_2 = \frac{T_{\text{ср}}' - T_0}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{S_1}{\lambda_1 F_1} + \frac{S_2}{\lambda_2 F_2} + \frac{S_3}{\lambda_3 F_3} + \frac{1}{\alpha_2 F_4}}.$$

Потеря теплоты лучеиспусканием через окно составит

$$Q_4 = C_{\text{ГКМ}} (T_{\text{ср}}')^4 \cdot F_{\text{ок}}' \cdot \phi (1 - \Psi).$$

Потеря теплоты с выхлопами, выбивающимися через зазоры,

$$Q_5 = V_{\text{выб}} \cdot i_{Г1} (1 - \Psi).$$

Значения экспериментальных плавок, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры, полученные экспериментальной плавкой

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Количество
Коэффициент теплопроводности металлического кожуха печи (Марка Ст3)	λ_{CT}	Вт (м·К)	60
Масса одной чушки	$M_{\text{ш}}$	кг	15
Площадь поверхности одной чушки	$F_{\text{ш}}$	м ²	0.35
Коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела (по данным справочника)	C_0	Вт (м ² ·К ⁴)	5667
Степень черноты продуктов сгорания (по данным справочника)	E_r		0.135
Температура продуктов сгорания (по замерам термопарой)	T'_r	°С	1250
Температура окружающей среды (принимается как среднесуточную в летнее время)	T_0	°С	20
Коэффициент теплопроводности футеровки	λ_1	Вт/(м ² ·К)	0.85
Коэффициент теплопроводности изоляционного слоя	λ_2	Вт/(м·К)	0.17
Начальная температура шихты	$T'_{\text{ш}}$	°С	20 – 25
Температура подогрева шихты	$T_{\text{ш}}$	°С	400 – 500
Температура изоляционного слоя	$T_{\text{из}}$	°С	200 – 280
Температура кожуха печи	T_{CT}	°С	120 – 170

Таблица 3

Расчётные данные работы печи

Производительность печи, кг/ч	Длина камеры перегрева, м	Длина камеры плавления, м	Площадь загрузочной площадки, м ²	Расход газа, м ³
50	0.4	0.2	0.26	98.2
100	0.48	0.32	0.28	98
150	0.6	0.42	0.3	96.62
200	0.72	0.52	0.32	96.16
250	0.88	0.62	0.34	95.80
300	1.06	0.74	0.36	95.22
350	1.28	0.84	0.38	94.2
400	1.44	0.94	0.4	92.6
450	1.60	1.24	0.42	89.8
500	1.78	1.24	0.44	88.2
550	1.94	1.24	0.46	86.4
600	2.2	1.26	0.48	83.54
650	2.36	1.4	0.5	78.22
700	2.56	1.46	0.52	71.4
750	2.70	1.46	0.54	66.4
800	2.84	1.6	0.56	62.6
850	2.98	1.6	0.58	58.0
900	3.16	1.6	0.6	53.3
950	3.4	1.6	0.62	52.7
1000	3.6	2.28	0.64	52.7
1050	3.8	2.28	0.66	52.7
1100	4.2	2.28	0.68	52.4
1150	4.4	2.28	0.74	52.4
1200	4.6	2.28	0.8	51.8
1250	4.6	3.2	0.94	51.4
1300	4.7	3.28	1.12	49.9
1350	4.7	3.30	1.26	48.6
1400	4.7	3.40	1.6	47.4
1450	4.8	3.40	1.9	46.2
1500	4.8	3.60	2.2	45.8

Потери теплоты вследствие теплопроводности стенок и пода печи, занятых жидким металлом,

$$Q_{6,2} = \frac{T'_M - T_0}{\frac{S_1}{\lambda_1 F_4} + \frac{S_2}{\lambda_2 F_5} + \frac{S_3}{\lambda_3 F_6} + \frac{S_6}{\lambda_3 F_8} + \frac{S_8}{\lambda_2 F_7} + \frac{1}{\alpha_2 (F_6 + F_8)}}.$$

Потери на перегрев расплава от температуры T'_M до температуры

$$Q_{6,1} = C_{жс} (T'_M - T'_M) G.$$

Подставляя значения экспериментальных плавов, приведённых в табл. 3, выводим числовые значения для печей производительностью от 50 до 1500 кг/ч с шагом в 50 кг/ч.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Тураходжаев Н.Д., Турсунов Т.Х., Якубов Л.Э., Абдурахманов Х.З., Тураходжаева Ш.Н., Ташбулатов Ш.А., Мукимов А. Определение режимов плавки алюминиевых сплавов с применением защитного флюса // ТошДТУ хабарлари. Ташкент, 2015. № 3. С. 174 – 179.
- [2] Karimov K.A., Akhmedov A.H., Umurzakov A.K., Abduvaliev U.A., Turakhodjaev N.D. Development and analytical realization of the mathematical model of controlled motion of a positioning mechanism // European Applied Sciences. Europäische Fachhochschule info@ortpublishing.de. Germany, 2015. № 4. P. 63 – 66.
- [3] Nurmurodov S., Rasulov A., Turakhodjaev N., Bakhadirov K., Yakubov L., Abdurakhmanov K., Tursunov T. Development of New Structural Materials with Improved Mechanical Properties and High Quality of Structures through New Methods // Journal of Materials Science Research. Vol. 5. 2016. N. 3. P. 52 – 58.
- [4] Nurmurodov S.D., Rasulov A.K., Turahadjayev N.D., Bakhadirov K.G. Procedure-Technique for New Type Plasma Chemical Reactor Thermo-physical Calculations. American Journal of Materials Engineering and Technology. Vol. 3. 2015. N. 3. P. 58 – 62.

Ташкентский государственный технический университет
Узбекско-Японский молодёжный центр инноваций

Дата поступления
28.09.2018

Н.Д. Тураходжаев, Ж.С. Камолов, Ф.Н. Тураходжаева, Ш.Б. Ташбулатов, Ш.М. Чоршанбиев. Биологик актив флюс остида металл эритиши иссиқлик алмашинув схемаси

Мақолада биологик актив таркибли флюс остида металл эритиши жараёнида ресурс тежамкорлигини таъминлайдиган технология асосида ишлайдиган печнинг иссиқлик алмашинув жараёни схемаси келтирилган.

N.D. Turakhodjaev, J.S. Kamolov, F.N. Turakhodjaeva, Sh.B. Tashbulatov, Sh.M. Chorshanbiev. Thermal scheme of metal smelting under a layer of biologically active flux

This article presents the results of research on the smelting of metals with the use of biologically active fluxes, as well as the thermal diagram of the heat exchange process.

АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИНГ ТЕМИР БЕТОН КЎПРИКЛАРИНИ ЮК КЎТАРИШ ҚОБИЛИЯТИ ВА УЗОҚҚА ЧИДАМЛИЛИГИНИ ОШИРИШ МУАММОЛАРИ

2017-2018 йилларда мақола муаллифлари томонидан текширилган автомобиль йўллари кўприklarининг ҳолатларини таҳлил қилиш натижасида ушбу хулосалар олинди:

- кўприklarнинг кўпгина қисми қониқарсиз ҳолатда;
- кўприklarнинг юк кўтарувчанлиги норматив талабларга жавоб бермайди;
- кўприklarнинг иш муддати камайган;
- кўприklar эксплуатациясининг нормал шартлари таъминланмаган.

Мавжуд кўприklarнинг эксплуатацион баҳолаш методикаси “Кўприklar ва тоннеллар” норматив ҳужжат, ҳамда проф. А.И.Лантух-Ляшенко [1] ишида ўз ифодасини топган. Бу методика кўприklar элементларининг (таянч, оралиқ қурилма, қатнов қисми) техник ҳолати, уларнинг юк кўтарувчанлиги ва узоққа чидамлилигини сонли баҳолаш имконини беради. Кўприklarнинг эксплуатацион кўрсаткичларини баҳолаш натижалари бўйича қуйидагича хулосалар олинди.

1. Элементларининг ҳолати бўйича кўприklarнинг кўпгина қисми юк кўтариш қобилияти ва узоққа чидамлилиги камайган. Кўприklar узоққа чидамлилигининг пасайиши сабаби қатнов қисми ва деформацион чоклар орқали сизиб ўтадиган сувнинг фильтрацияси, бетон ва арматура коррозияси ҳамда ҳимоя қатламининг емирилишини келтириб чиқарадиган кўп сонли ёриқлар эканини тан олиш лозим (1- расм). Плитали йиғма кўприklar ва охириги йилларда кенгайтирилган кўприklarнинг узоққа чидамлигини пасайишига сабаб, блоклар орасидаги кўндаланг боғлиқликларнинг (бирикма) бузилиши ҳисобланади. Қайд қилинган нуқсонлар кўприklar эксплуатация даврида мавсумий назорат олиб бориш ва таъмирлаш (парвариш) даражасининг пастлиги натижасида анча тез ривожланишга эга.



1-расм. Қатнов қисми ва деформацион чоклар орқали сизиб ўтадиган сувнинг фильтрацияси сабабли бетон ва арматура коррозияси ҳамда ҳимоя қатламининг емирилишини

2. Кўприklarнинг ёмон ҳолати лойиҳалашда йўл қўйилган хатоликлар ҳамда қурилиш ишлари сифатининг пастлиги ҳам сабаб бўлади. Айниқса деформацион чоклар, кўприкка кириш йўллари, тротуар ости изоляцияси ва сув оқимини йўналтирувчи қурилмаларнинг ҳолати ёмон. Кўприklarнинг кўп қисми таъмирланмаган ва хатто бутун эксплуатация даврида кўрикдан ўтказилмаган. Йиғма оралиқ қурилма плиталари кўндаланг боғламаларининг етарлича бириктирилмагани сабабли, улар ораси очилиб сувнинг конструкциялар орасига сизиб кириши плиталарнинг емирилишига олиб келмоқда. 1970-1980 йилларда қурилган қозикли кўприklarнинг

бетони ҳимоя кавати емирилиши натижасида кўприкларнинг кўтариш қобилияти камайиши ва авария ҳолатлари рўй бериши кузатилмоқда (2-расм).



2- расм. Қозиклар ҳимоя қатламининг емирилишидан келиб чиқарадиган бетон ва арматура коррозияси

3. Кўприкларнинг юк кўтарувчанлигининг замонавий норматив юкларга нисбатан етарли эмаслиги, уларнинг кам юкларга (Н-10, Н-13, НГ-60) лойихаланганидан келиб чиққан. Ўзбекистоннинг иқтисодий ривожланиши, хусусан нефт-газ ва энергетика соҳаларида, ишлаб чиқариш корхоналарининг қайта жиҳозланиши, янги компрессор станциялари қурилиши, иссиқлик ва гидроэлектростанцияларининг қувватини ошириши янги технологиялар жорий этилиши билан боғлиқ. Янги технологиялар ўз навбатида янги жиҳозлар билан боғлиқ. Кўп ҳолларда янги жиҳозлар ишлаб чиқарилган заводдан қурилиш майдонига яхлит ҳолатда етказиб берилиши керак бўлади, бу эса ташиш учун оғир юк бўлиши мумкин [2].

Меъёридан ортиқ оғир юкларни кўприк иншоотларидан ўтказиш тартиби қонияқарли эмаслиги кўпгина кўприкларнинг эксплуатация даврини камайишига олиб келади (3-расм).



3-расм. Меъёридан оғир юкларни ўтказилиши сабабли оралиқ қурилма тўсинларида рўй берган бузилишлар

Ҳорижий давлатлардан олиб келинган жуда йирик габаритли (катта ўлчамли) юкларни назорат қилиш ишлари ташкил этилмаган. Шаҳардаги йирик юклар умуман назорат қилинмайди. Йирик габаритли машиналар ҳаракати пайтида барча кўприкларни текшириш ишлари бажарилиши шарт. Текшириш натижалари асосида кўприк конструкцияларининг юк кўтариш имкониятини аниқлаш, зарур бўлса вақтинча кучайтириш чора тадбирларини амалга ошириш ёки кўприкни айланиб ўтиш чора-тадбирларини амалга ошириш зарур.

Бугунги кунда эксплуатация қилинаётган кўприклар 1970–1980 йилларда қурилган. Охириги 15 йил ичида кенгайтирилган кўприкларнинг анчагина қисми уларнинг реконструкциясини лойиҳалашдаги хатоликлари натижасида уларнинг юк кўтарувчанлиги камайган. Асосий хатолик кўп ҳолларда қўшимча элементлар усули билан амалга ошириладиган эски оралиқ қурилма элементлари ва кенгайтирадиган элементлар орасидаги боғламаларнинг мавжуд эмаслиги ҳисобланади. Таянчларни кенгайтириш тадбирлари эски ва янги қисмларининг нотекис чўкишига қарши чора-тадбирлар қўлланилмасдан пойдеворга қўшиш орқали бажарилган.

Бундан ташкари, конструкциялар салқиллиги ва чўкишининг бир хил эмаслиги сабабли қатнов қисмининг бузилиши содир бўлади, бу сув фильтрацияси натижасида конструкцияларнинг синишига ва у ўз навбатида уларнинг узокқа чидамлилиги камайишига олиб келади. Автомобиль кўприклари реконструкциясини нораціонал ва хато лойиҳалаш, лойиҳа ташкилотларининг лойиҳалаш тажрибаси етарли эмаслиги, ҳамда реконструкция бўйича меъёрий кўрсатмалар, маълумот қўлланмаларининг камлиги сабаб бўлмоқда.

Шунга қарамасдан кўприкларни кенгайтиришга эҳтиёж йилдан йилга ошиб бормоқда ва уларни лойиҳалаш ва қуришга сарфланадиган сарф ҳаражатлар миқдори, янги кўприкларни лойиҳалаш ва қуриш учун кетадиган ҳаражатларга яқинлашмоқда. Автомобиль йўллари темирбетон кўприкларининг юк кўтариш қобилияти ва узокқа чидамлилигини ошириш учун куйидаги чора-тадбирларни амалга ошириш тавсия этилади:

1. Эксплуатация қилинаётган кўприklar учун:

- эксплуатацион ишончлилик кўрсаткичларини таъминлаш, кўприкда намёон бўлган лойиҳа ва қурилиш нуқсонлари зудлик билан қайд қилиниши ва профилактик таъмирлаш чора тадбирлари билан бартараф этилиши лозим. Тамирлаш ишларининг бажарилиш усуллари меъёрий хужжатларда мавжуд;

- кўприк элементларининг юк кўтарувчанлиги ва узокқа чидамлигига таъсир қилувчи турли хил нуқсонлар масалаларини ўрганиш ва тадқиқ қилиш. Ҳозирги вақтда бу муаммо фақат темирбетон конструкцияларнинг ёриқларига нисбатан ўз ечимини топган.

2. Янги қуриладиган ва мавжуд кўприкларни реконструкция қилиш учун:

- физик емирилиш бўйича кўприк элементларининг талаб қилинадиган узокқа чидамлилиги уларнинг ишлаш шароитига, ташқи таъсирларга, материалга, тайёрлаш тизими ва усулига боғлиқ ҳолда ҳисобга олиш;

- маънавий емирилиш муддатларини ўрганиш ва ҳисобга олиш, айниқса таянч ва пойдеворлар учун, кўприкнинг бу элементларининг нисбатан катта физик узокқа чидамлилигини эътиборга олиб лойиҳалаш таянч ва пойдеворларни реконструкция қилмасдан, оралиқ қурилмани реконструкция қилишда, уни кенгайтириш ва кучайтириш имкониятини кўзда тутиш лозим;

- оралиқ қурилмаларни лойиҳалашда юклар ошганда, уларни рационал кучайтириш имконияти кўзда тутилиши лозим, бу билан конструкцияларнинг вақт давомида ишончлилиги таъминланади.

Кўприкнинг ўтиш жойи элементларининг (қатнов қисми, оралиқ қурилма, таянч ва пойдеворлар, сув оқими йўналтирувчи иншоотлар мажмуаси) физик емирилиши, маънавий эскириши, узокқа чидамлилигининг тадқиқот ишлари, ҳамда маънавий эскиришнинг аниқ муддатини эътиборга олиб кўприklar ўтиш қисмининг турли хил элементлари учун узокқа чидамлиликнинг меъёрий талабларини яратиш биринчи даражали аҳамиятга эга. Кўприklar элементларининг ишончлилик масалаларида уларнинг физик ва маънавий емирилиш муддатларига боғлиқ ҳолда, уларнинг барча элементларининг тенг ишончлилик тамойилига алоҳида эътибор қаратиш лозим, бу билан конструкцияни максимал тежалиши таъминланади.

Аммо қурилиш конструкцияларининг ишончлилик ва узокқа чидамлилик назариясининг амалиётда қўлланиши шунчалик мураккабки, хали кўп йиллар илмий тадқиқот ва изланишлар мавзуси бўлиб қолади.

Қайд этилган муаммоларни ечиш учун тажрибали мутахассислар лозим. Бугунги кунда кучли билимга эга, кўприklarни лойиҳалаш ва қуриш ёки диагностика қилишдаги мутахассис кадрлар етишмайди. Кўприксоzлик бўйича мутахассис кадрлар етишмаслигидан кўпгина кўприк ишларида кўприксоzлар эмас аксинча йўлчилар ишлаб келишмоқда.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Лантух-Лященко А. И. Проблемы нормативного управления безопасностью мостов // Журнал “Мосты и тоннели: теория, исследования, практика”. Украина. 2016. №10. С. 51 – 60.
- [2] ИКН112-16. Меъёридан ортик оғир юкларни кўприк иншоотларидан ўтказиш тартиби бўйича йўриқнома. Тошкент. 2016.

Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Проблемы повышения грузоподъемности и долговечности железобетонных мостов автомобильных дорог

В статье исследованы железобетонные мосты автомобильных дорог и оценены их грузоподъемность и долговечность. Приведены выводы по оценке эксплуатационных показателей мостов. Рекомендованы мероприятия для повышения грузоподъемности и долговечности железобетонных мостов автомобильных дорог.

Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Problems of increasing the carrying capacity and durability of reinforced concrete bridges of highways

In the article, reinforced concrete bridges of highways are investigated and their loading capacity and durability are evaluated. The conclusions on the evaluation of operational performance bridges. Recommended measures to increase the load capacity and durability of concrete bridges of highways.

УДК 556.536

Р.К. БАЙМАНОВ

О МЕТОДАХ РАСЧЕТА ПЕРЕФОРМИРОВАНИЯ НИЖНИХ БЬЕФОВ И РЕЧНЫХ ГИДРОУЗЛОВ

Возведение на реках гидротехнических сооружений и создание в их верхних бьефах озеровидных регулирующих емкостей вызывают нарушение естественного режима и во многих случаях приводят к существенным трансформациям русла в верхних и нижних бьефах сооружений. Для большинства речных гидроузлов наиболее важное значение имеют русловые переформирования в их нижних бьефах, вызываемые регулированием стока. В связи с этим разработка надежных инженерных приемов расчета русловых переформирований имеет важное практическое значение.

В настоящее время изучение проблемы переформирований русла и разработка методов расчета понижения уровней нижнего бьефа развиваются в двух направлениях: в направлении, базирующемся на гидромеханической основе, и в направлении, основывающемся на морфометрических зависимостях.

Первое из этих направлений – гидромеханическое, по существу, сводится к попыткам совместного решения системы следующих основных уравнений динамики русловых потоков:

- 1) уравнения движения потока;
- 2) уравнения неразрывности жидкой фазы;
- 3) уравнения баланса твердой фазы, часто именуемого уравнением деформаций.

В силу значительной сложности процесса русловых переформирований и их зависимости от большого числа факторов решение указанной системы уравнений в общем виде представляет весьма серьезные, а в некоторых случаях непреодолимые трудности. Поэтому различные авторы вводят для замыкания системы те или иные допущения и эмперические зависимости, которыми, по существу, и отличаются друг от друга все гидромеханические методы.

В основе второго направления – морфометрического лежат морфометрические зависимости, получаемые в результате изучения в бытовом состоянии проектируемого участка реки.

Следует полагать, что в силу мотива обоснования предпочтение должно быть отдано гидромеханическим методам расчета, поскольку при их разработке делается попытка с той или иной степенью приближения отразить физические процессы рассматриваемого явления. В настоящее время развиваются и совершенствуются методы расчета этих двух направлений.

Явление общего размыва можно представить как совокупность глубинной и боковой эрозии. Оба процесса происходят одновременно, но они могут быть неодинаковы по интенсивности. Например, в нижнем бьефе Чардарьинского гидроузла на р. Сырдарье с 1964 по 1970 г. в отдельных местах плановое перемещение русла произошло на расстояние 400 и даже 600 м (в бытовых условиях русло было устойчивым). Снижение уровней в результате общего размыва учитывается в проектах всех гидроузлов. Гидроузлы, построенные без учета общего размыва, рано или поздно могут оказаться в аварийном состоянии. Кроме того, в случае проявления боковой эрозии значительный ущерб может быть нанесен прибрежным землям, населенным пунктам, сооружениям и предприятиям. Все это заставляет с особым вниманием изучать конкретные объекты, используя методы прогнозирования русловых переформирований.

В достаточно общем виде процесс размыва рассмотрен И.И. Леви [1], В.Н. Гончаровым [2], М.А. Великановым [3], Ц.Е. Мирцхулава [4], А.В. Караушевым [5] и др.

Наиболее приемлемые для практического использования методы, разработанные И.И. Леви [6], К.И. Россинским и И.А. Кузьминым [7], С.Т. Алтуниным и И.А. Бузуновым [8], Ф.Ш. Мухамеджановым [9], В.С. Лапшенковым [10].

Результаты методов расчетов, выполненных различными исследователями [1, 10, 11], показали, что в сопоставлении они дают существенные расхождения между собой. Лучшее приближение к натуре отмечено в расчете по методу И.И. Леви. Методы А.В. Караушева и Н.А. Ржаницына дают результаты, значительно превышающие натурную кривую, а метод В.Н. Гончарова лежит намного ниже этой кривой. Метод К.И. Россинского и И.А. Кузьмина дает результат, хорошо совпадающий с натурными данными в первые годы эксплуатации речных гидротехнических сооружений.

При проектировании Тахиташского гидротехнического сооружения расчеты переформирования бьефов были произведены в 1966 г. по методике Ф.Ш. Мухамеджанова [7], продолжающей развитие методики С.Т. Алтунина и И.А. Бузунова [8], основанной на предположении, что в пределах участков переформирования бьефов образуется устойчивое русло с шириной, удовлетворяющей следующей формуле:

$$B = A \frac{Q_p^{0.5}}{J^{0.2}}, \quad (1)$$

так как на этих участках продольный уклон уменьшается до значений меньше уклона устойчивого течения, определяемого по формуле

$$J_y = \left(\frac{A}{n} \right)^{0.213} \left(\frac{\rho \tilde{u}}{3300} \right)^{0.71} Q^{-0.107}, \quad (2)$$

где Q_p – руслоформирующий расход (расход паводка с обеспеченностью 3 – 10 %); J – уклон водной поверхности; A – параметр, зависящий от гидротехнической классификации участков рек; n – коэффициент шероховатости; ρ – мутность потока; $\tilde{u}$ – средняя гидравлическая крупность; $\rho \tilde{u}$ – нагрузка потока взвешенными наносами.

Важное отличие метода Ф.Ш. Мухамеджанова от метода С.Т. Алтунина и И.А. Бузунова состоит в том, что кривая свободной поверхности для участков переформирования у него строится с помощью уравнения деформации.

$$\frac{\partial Q_s}{\partial x} + (1 - \varepsilon) \left[B \frac{\partial Z_0}{\partial t} + H \frac{\partial B}{\partial t} + \frac{\partial (\mu \omega)}{\partial t} \right] = 0. \quad (3)$$

Здесь Q и Q_s – расходы воды и наносов; $Z_0 = Z_w - H$, где Z_w – ординаты водной поверхности и дна, отсчитываемые от горизонтальной плоскости, совпадающей с осью OX ; $\omega = B \cdot H$ – площадь живого сечения потока; ε – пористость донных отложений; $\mu = \rho / t_H$ – удельное содержание наносов; B – ширина по урезу воды; H – средняя глубина.

Уравнение (3) отражает для элементарного участка длины русла баланс между разницей в количествах поступивших и унесенных наносов и объемом отложения или размыва, изменяющим отметку дна. Поэтому свой метод Ф.Ш. Мухамеджанов назвал балансовым.

В кратких чертах метод Ф.Ш. Мухамеджанова можно характеризовать следующим образом. Элементы бытового (устойчивого) русла для створов начала кривой подпора в верхнем бьефе и конца участка размыва в нижнем бьефе определяют по эмпирическим формулам, полученным Ф.Ш. Мухамеджановым обработкой данных гидрометрических наблюдений поста Чатлы и натурных измерений в теснине Тахиташ и имеют следующий вид:

$$H_0 = 1.90 + 0.00036 Q; \vartheta_0 = 0.14 \cdot Q^{1/3}; J_0 = (75 + 0.0115 Q) \cdot 10^{-6}; \\ w_0 = Q / \vartheta = 7.15 Q^{2/3}; B_0 = 7.15 Q^{2/3} (1.90 + 0.00036 Q)^{-1} = w_0 / H_0.$$

В этих формулах H_0 и ϑ_0 – средняя глубина и скорость течения; J_0 – продольный уклон; w_0 – площадь живого сечения; B_0 – ширина по урезу воды; Q – расход воды.

Для участка изменения элементов русла на участке переформирования Ф.Ш. Мухамеджанов принял следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} B_x &= B_0 N^{-0.2}, \\ H_x &= H_0 N^{-0.18}, \\ w_a &= w_0 N^{-0.38}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $N=J_x/J_0$ – относительный уклон в створе «х» (по отношению к бытовому); x – индекс, показывающий расстояние створа с рассматриваемыми характеристиками от створа выклинивания подпора или конца участка размыва.

Связав подъём дна и уровней воды с объемом отстающих наносов, а снижение дна и уровней – с объемом размыва при помощи одномерного уравнения деформации вида (3), Ф.Ш. Мухамеджанов произвел численное интегрирование и построил упрощающие расчеты графики [9] в виде систем кривых: $\alpha=f_1(S_0; N)$; $P=f_2(S_0; N)$; $\epsilon=f_3(S_{OH}; N)$ и $P_H=f_4(M_{OH}; N)$.

Первые два графика используются при расчетах кривой подпора верхнего бьефа, вторые – при расчетах общего размыва нижнего бьефа.

Объем размыва ниже створа плотины с относительным уклоном $N_{ХН}$ в нижнем бьефе определяется по формуле

$$V_{ХН} = \frac{\rho_{OH} \tilde{u}_{OH} Q_{OH} T_H}{\tilde{u}_{cp} \gamma_{cp}} (1 - N_{ХН}^{1.41}), \quad (5)$$

где T_H – время размыва нижнего бьефа; $\tilde{u}_{cp}$ и γ_{cp} – средняя гидравлическая крупность и объемный вес грунта размываемого дна нижнего бьефа.

Более подробно метод Ф.Ш. Мухамеджанова изложен в [9], где приведены указанные два графика.

Прогнозные расчеты переформирования бьефов с учетом влияния Туямуюнского водохранилища были выполнены Ф.Ш. Мухамеджановым по его методике (Мухамеджанов Ф.Ш.. Балансовый метод расчета переформирования русла у низконапорных плотин // Труды ТИИИМСХ. Вып. 18. 1966) Рассматривались работы Туямуюнского водохранилища в двух вариантах – энергетическом (НПУ-130 с учетом заилиения наливных водохранилищ) и ирригационном (схема В.В. Павловского с пропуском паводка при отметке уровня 120 м). Расчетные расходы реки приняты по материалам проработки «Схемы Амударьи», а твердый сток определен расчетами мутности на выходе из Туямуюнского водохранилища (с учетом варианта его работы).

Расчет общего размыва нижнего бьефа Тахиаташского гидроузла по методу Ф.Ш. Мухамеджанова показали, что размыв нижнего бьефа может продолжаться после ввода в эксплуатацию 20 и больше лет. Максимальное снижение уровня воды в нижнем бьефе по этим расчетам составит: а) при энергетическом варианте работы Туямуюнского водохранилища – 1.26 м (после 10 лет эксплуатации) и б) при ирригационном варианте – 1.71 м (после 20 лет эксплуатации). К 2020 г. (50 лет эксплуатации) расчетный подъем дна в нижнем бьефе на 2.46 м может вызвать подпор плотины. Эти расчеты приведены в техническом проекте Тахиаташского гидроузла.

Для выяснения фактического хода процессов переформирования бьефов Тахиаташского гидроузла с 1973 г. сотрудниками Каракалпакского отдела САНИИРИ были начаты многолетние исследования [12]. При изучении русловых деформаций проводились промеры нижнего бьефа по 31 створу на участке от плотины до поста Саманбай длиной 14 км.

В многолетнем разрезе ход размыва нижнего бьефа можно характеризовать следующим образом. К сентябрю 1974 г. объем размыва нижнего бьефа составлял 5972 тыс.м³, к августу 1975 г. он увеличился до 8014 тыс.м³ (или на 2038 тыс. м³), к августу 1976 г. уменьшился до 7334 тыс.м³ (на 680 тыс.м³), к октябрю 1977 г. опять увеличился до 12281 тыс.м³ (на 4947 тыс.м³), а, к концу многоводных 1978 и 1979 гг. уменьшился, соответственно, на 1487 и 1890 тыс.м³. После четырех лет эксплуатации Тахиаташского гидроузла имел место наибольший объем размыва в ноябре 1977 г., а затем характер деформаций русла менялся в зависимости от водности года.

Проведенные многолетние исследования и материалы эксплуатационных наблюдений показали, что в 1974 – 1983 гг., в основном, происходило снижение фактических уровней воды в

нижнем бьефе и по сравнению с бытовым их величина по годам составляла: в 1974 г. – 0.12 м; в 1975 г. – 0.23 м; в 1976 г. – 0.49 м; в 1977 г. – 0.63 м; в 1978 г. – 0.86 м; в 1979 г. – 1.05 м; в 1980 г. – 0.88 м; в 1983 г. – 0.65 м.

Следовательно, общее снижение уровня воды в нижнем бьефе плотины с момента постройки узла до момента прекращения заилиения верхнего бьефа (1983 г.) составило 1.10 м, что не вызывает опасность подмыва зубов рисбермы, так как она рассчитана для снижения уровней на 2.0 м.

Таким образом, можно считать, что в 1978 – 1979 гг. фактическое снижение уровней в нижнем бьефе Тахиаташского гидроузла приближалось к нижнему пределу $H=1.26$ м, определенному в техническом проекте гидроузла для варианта работы Туямуюнского водохранилища по энергетическому графику.

Необходимо отметить, что расчеты, выполненные по методу Ф.Ш. Мухамеджанова, показывают достаточную близость к фактическим измеренным объемам размыва, хотя значительно преувеличены соотносительно фактического снижения уровней воды в нижнем бьефе плотины до поста Саманбай. Главной причиной значительного завышения снижений уровней, определяемых расчетами, по сравнению с фактически измеренным и видимо, можно считать не учтенную расчетами боковую эрозию.

Анализ материалов наблюдений позволяет представить в нижнем бьефе гидроузла следующую общую картину русловых переформирований. В нижнем бьефе плотины наблюдаются интенсивные размывы берегов русла, связанные с блужданием речного потока, особенно на участках разделения его на рукава. При этом интенсивные размывы одного берега с образованием вдоль него больших глубин, как правило, сопровождаются обмелением у противоположного берега, вызывающим отход от него потока. Размывы берегов русла в нижнем бьефе вблизи плотины можно регулировать, маневрируя затворами в ее пролетах. Поэтому, чтобы избежать подмыва левобережной дамбы отводящего русла, сброс в нижний бьеф расходов менее $1000 \text{ м}^3/\text{с}$ производят через правую половину пролетов плотины.

Расчеты общего размыва нижнего бьефа Туямуюнского гидроузла производили САНИИРИ и Институт «Союзгидропроект». САНИИРИ, используя ряд приближенных методов, получил различные величины снижения уровня и дна, а также длины размыва, которые уточняются в процессе модельных исследований. «Союзгидропроект» выполнял расчеты балансовым методом [7]. Согласно расчетам, при энергетическом варианте работы водохранилища длина участка размыва через 10 лет эксплуатации достигла 65 км, уровень воды в начальном створе понизился на 5.5 м, а средние отметки дна – на 7.5 м. Уклон дна размываемого участка уменьшился в 2.5 раза, а скорость течения на нем – в два раза. Затопление отмелей паводком практически прекратилось после 2 – 5 лет эксплуатации гидроузла [1].

Для прогнозирования хода общего размыва широко применяется метод баланса наносов, позволяющий получить изменение отметок дна, уклона водной поверхности и скоростей течения во времени и по длине участка размыва. Заключается он в совместном решении для расчетного участка реки уравнений движения жидкости и баланса наносов.

Таким образом, величины снижения уровней нижнего бьефа, полученные по различным методам расчета для одних и тех же условий, характеризуются большим разбросом. Причина этого разброса объясняется различными рекомендациями авторов для определения транспортирующей способности потока. Наиболее строгим в теоретическом отношении и опирающимся на аналитическое описание процесса русловых переформирований следует признать метод И.И. Леви. Для расчета общего размыва нижнего бьефа гидроузлов, построенных на центральноазиатских реках, можно признать балансовый метод Ф.Ш. Мухамеджанова. Окончательная оценка достоинств и недостатков имеющихся методов расчета общих трансформаций русла нижних бьефов речных гидроузлов должна быть произведена на основании исследований, которые дадут возможность также наметить пути усовершенствования этих методов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кузьмин И. А., Калганова М. В. Общие деформации в нижних бьефах гидроузлов и вопросы их расчета // Сб. докладов Всесоюзного совещания по водозаборным сооружениям и русловым процессам. Ташкент, 1974. С. 56 – 63.
- [2] Гончаров В. Н. Динамика русловых потоков. Л.: Гидрометеиздат, 1962. – 374 с.
- [3] Великанов М. А. Русловой процесс. М.: Физматгиз, 1958. – 296 с.
- [4] Мирцхулава Ц. Е. Размыв русел и методика оценки их устойчивости. М.: Колос, 1967. – 180 с.
- [5] Караушев А. В. Теория и методы расчета речных наносов. Л.: Гидрометеиздат, 1977. – 272 с.
- [6] Леви И. И. Движение речных потоков в нижних бьефах гидротехнических сооружений. Л.; М.: Госэнергоиздат, 1955. – 160 с.
- [7] Россинский К. И., Кузьмин И. А. Балансовый метод расчета деформаций дна потока // Труды Гидропроекта. Сб. XII. Энергия. 1964. С. 265 – 271.
- [8] Алтунин С. Т., Бузунов И. А. Вопросы формирования и расчета русел рек у гидроузлов // Труды Института сооружений АН УзССР. Вып. VII. Ташкент, 1955. С. 21 – 35.
- [9] Мухамеджанов Ф. Ш. Расчет переформирования русла у низконапорных плотин. Ташкент: Средазгипроводхлопок, 1979. – 54 с.
- [10] Лапшенков В. С. Прогнозирование русловых деформаций в бьефах речных гидроузлов. Л.: Гидрометеиздат, 1979. – 240 с.
- [11] Факторович М. Э., Векслер А. Б., Квасова И. Г. Переформирование русла в нижних бьефах речных гидроузлов // Работа нижних бьефов гидротехнических сооружений. М., 1969. С. 21 – 28.
- [12] Байманов К. И. Натурные исследования переформирования бьефов Тахиаташского гидроузла // Гидротехническое строительство. М., 2001. № 6. С. 42 – 48.

Каракалпакский государственный университет им. Бердаха

Дата поступления
15.05.2017

Р.К. Байманов. Гидроузелларнинг пастки бьефлари ўзанларининг қайта шаклланишларини ҳисоблаш усуллари

Мақолада гидроузелларнинг пастки бьефлари ўзанларининг қайта шаклланишларини ҳисоблашнинг энг маълум усуллари таҳлил этилган. Таққослаб ҳисоблашлар натижасида бу усулларнинг абзалликлари ва камчиликлари кўрсатилган. Дала тадқиқот маълумотлари билан аниқланган ўзанинг ёнбош емирилишини ҳисобга олиб мувозонат усулининг қайта янгилаш йўллари таклиф этилган.

R.K. Baimanov. Calculation methods of the reorganization of the lower pools of the waterworks river

The article presents the most known methods of calculation of channel reorganization of the lower pools of the waterworks. Shows the advantages and disadvantages of these methods as a result of comparative calculations. Suggested ways to improve the balance sheet liability method taking into account the lateral erosion data – driven field studies.

УДК 532.5

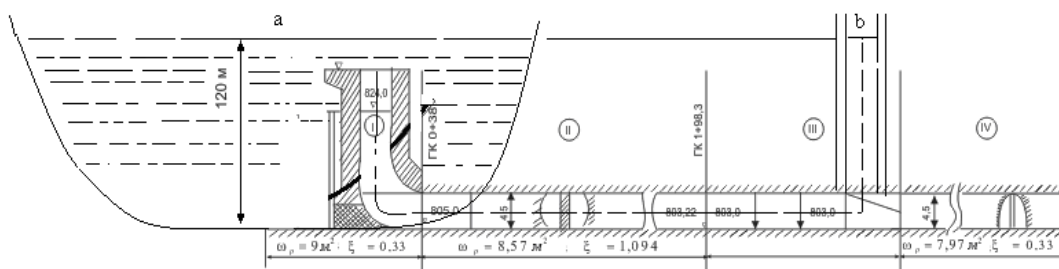
У.Т. ЖОВЛИЕВ, Х.А. МАННОПОВА, Б.С. ХУДАЙКУЛОВ

СВЯЗЬ ЗОНЫ ПОНИЖЕННОГО ИЛИ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ С ХАРАКТЕРНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТНОГО НАПОРА

Конфигурация чащи водохранилища, а также особенности режимов функционирования течений в водопроводящих трактах сооружений приводят к сложным ситуациям, возникновению пульсации и кавитации, которые способствуют появлению вибрации тракта, приводящей к разрушению всего гидроузла. Безопасность гидротехнических сооружений – одна из основных задач гидротехники, подтверждаемая многими постановлениями и распоряжениями Кабинета Министров Республики Узбекистан, в частности распоряжением Кабинета Министров Республики Узбекистан № 143 от 30 марта 1999 г. «О реализации Закона Республики Узбекистан «О безопасности гидротехнических сооружений»».

Безопасность гидротехнических сооружений начинается с их проекта. При исследовании и проектировании гидротехнических сооружений должны учитываться причины и условия развития гидравлических явлений, в частности, кавитации и пульсации потока, что является главной причиной возникновения негативных гидравлических процессов на водохранилищном гидроузле. Поэтому в процессе эксплуатации гидроузла эти факторы проявляются и создают риск для нарушения безопасной эксплуатации водохранилища. Из-за высокой стоимости создания физической мо-

В статье рассматриваются влияние вибрации на трубопроводы и водовыпускные сооружения и условия возникновения вибрации. Одним из условий возникновения вибрации можно считать кавитацию и пульсации в гидросистемах. Сочетая данные, полученные для этих элементов, можно будет получить решение всей проблемы в целом: расчет сложной гидросистемы, состоящей из элементов в условиях вибрации (рис. 1).



где p – гидростатическое давление набегающего потока, Па; p_s – давление насыщенных паров жидкости при определенной температуре окружающей среды, Па; ρ – плотность среды, кг/м³; g – скорость потока на входе в систему, м/с.

Известно, что кавитация возникает при достижении потоком граничной скорости $\vartheta = \vartheta_c$, когда давление в потоке становится равным давлению парообразования (насыщенных паров). Этой скорости соответствует граничное значение критерия кавитации. В зависимости от величины X можно различать четыре вида потоков: докавитационный – сплошной (однофазный) поток при $X > 1$; кавитационный – (двухфазный) поток при $X \sim 1$; пленочный – с устойчивым отделением кавитационной полости от остального сплошного потока (пленочная кавитация) при $X < 1$; суперкавитационный – при $X \ll 1$.

Уровень кавитации измеряют (как правило, в относительных единицах) с помощью приборов, называемых кавитометрами [3].

Обычно давление, которое жидкость оказывает на окружающие ее поверхности, зависит от температуры. Это давление называется давлением насыщенных паров, и оно является уникальной характеристикой любой жидкости, которая возрастает с повышением температуры. Когда давление насыщенного пара жидкости достигает давления окружающей среды, жидкость начинает испаряться или кипеть [4]. Температура, при которой происходит это испарение, будет понижаться по мере того, как понижается давление окружающей среды.

При испарении жидкость значительно увеличивается в объеме. Один кубический фут воды при комнатной температуре превращается в 1700 кубических футов пара (испарений) при той же самой температуре, при этом повышается давление в жидкости и появляются зоны пониженного давления (рис. 2). Нами рассматриваются эти зоны, т.е. зоны пониженного или повышенного давления, при стационарном режиме. В статье [5] описываются аналитические исследования уравнения Бернулли для нахождения давлений в произвольной n -зоны пониженного давления трубопровода. Находится связь зоны пониженного или повышенного давления с характерным изменением скоростного напора [6]. Эту связь получим из уравнения Бернулли, которое имеет следующий вид:

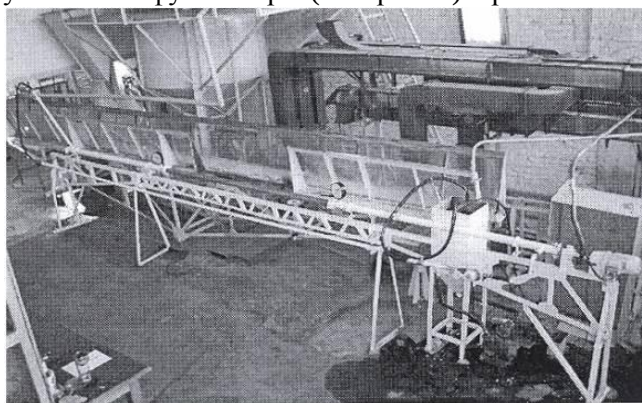


Рис. 2. Лабораторная установка по определению кавитации и кавитационной эрозии в Институте механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз

$$\frac{p_n}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{1}{2g} \left\{ \vartheta_1^2 \left(\frac{l_1}{d_1} + \xi_{m_1} \right) - \sum_{i=2}^n \vartheta_i^2 \left(\frac{l_i}{d_i} + \xi_{m_i} \right) + \vartheta_n^2 + 2g[H(t) - z_1] \right\}. \quad (1)$$

Для решения уравнения Бернулли относительно скоростного напора переносим подобные члены выражения (1) в левую часть, при этом правую часть приравняем нулю и, вынося за скобку общий множитель изменения напора во времени, приводя к общему множителю относительно $\gamma = \rho g$, имея в виду уклон $z = z_1 \cos \theta_1$ водопроводящего тракта, напомним

$$\rho \left(\frac{dH(t)}{dt} \right)^2 \left(1 - (\alpha \varphi)^2 \left(1 + \xi_m + \frac{l_1}{d_1} \right) \right) - 2H(t)\gamma - 2(p_1 - p_0) - 2\gamma z_1 \sin \theta_1 = 0.$$

Для удобства проведения вычислительного расчёта введём некоторые обозначения к гидравлическим параметрам:

$$a = \rho \left(1 - (\alpha \varphi)^2 \left(1 + \xi_m + \frac{l_1}{d_1} \right) \right), b = 2(p_1 - p_0), C^* = 2\gamma z_1 \sin \theta_1.$$

Тогда придем к дифференциальному уравнению первого порядка второй степени относительно скоростного напора

$$a \left(\frac{dH(t)}{dt} \right)^2 - 2H(t)\gamma - (b + C^*) = 0. \quad (2)$$

Для решения дифференциального уравнения (2) разделим его на a и, перенеся некоторые

члены данного равенства в правую часть, получим

$$\left(\frac{dH(t)}{dt}\right)^2 = \frac{2}{a} \left(H(t)\gamma + \frac{b+C^*}{a} \frac{a}{2} \right) = \frac{2}{a} \left(H(t)\gamma + \frac{b+C^*}{2} \right).$$

В целях удобства решения и сохранения физического смысла правую часть этого уравнения обозначим через функцию напора – $h(t)$, равную

$$h(t) = \left(H(t)\gamma + \frac{b+C^*}{2} \right). \quad (3)$$

Дифференцируя по времени истечения, имеем

$$dh(t) = d(H(t))\gamma.$$

Подставляя это обозначение в уравнение (2), имеем

$$\left(\frac{dH(t)}{dt}\right)^2 = \frac{2}{a} h(t).$$

Отсюда находим значение изменения напора водохранилища во времени:

$$\left(\frac{dh(t)}{\sqrt{h(t)}}\right) = \pm \sqrt{\frac{2}{a}} dt.$$

Проведя дифференцирование в левой части равенства, имеем

$$2d\sqrt{h(t)} = \pm \sqrt{\frac{2}{a}} dt, \quad d\sqrt{h(t)} = \pm \sqrt{\frac{1}{2a}} dt.$$

Для нахождения изменения напора проинтегрируем это равенство и получим

$$\sqrt{h(t)} = \pm \sqrt{\frac{1}{2a}} t + C.$$

Здесь C – постоянная интегрирования. Отсюда находим значения $h(t)$, возводя во вторую степень обе части равенства, получив

$$h(t) = \left(\pm \frac{t}{\sqrt{2a}} + C \right)^2. \quad (4)$$

Приравнявая формулы (3) и (4) для $h(t)$, имеем

$$h(t) = \left(H(t) + \frac{b+C^*}{2} \right) = \left(\pm \frac{t}{\sqrt{2a}} + C \right)^2.$$

При $t=0$ из формулы (3) находим постоянное интегрирование

$$h(0) = \left(H(0) + \frac{b+C^*}{2} \right) = C^2. \quad (5)$$

Из (5) находим значение постоянного интегрирования C и, подставляя значение в формулу (4), имеем выражение для изменения напора во времени:

$$h(t) = \left(H(t) + \frac{b+C^*}{2} \right) = \left(\pm \frac{t}{\sqrt{2a}} + \sqrt{\left(H(0) + \frac{b+C^*}{2} \right)} \right)^2.$$

Из этого выражения находим функцию напора на всю глубину водохранилища:

$$H(t) = \frac{b+C^*}{2} + \left(\pm \frac{t}{\sqrt{2a}} + \sqrt{\left(H(0) + \frac{b+C^*}{2} \right)} \right)^2. \quad (6)$$

Как отмечалось, при кавитации происходит испарение жидкости, повышается температура, появляются зоны пониженного давления. Поэтому, исходя из формулы (6), производим минус, т.е. $-t/\sqrt{2a}$. Тогда вышеприведенное решение или выражение для функции напора в зоне пониженного давления примет вид

$$H(t) = \left(\sqrt{H(0) + \frac{b+C^*}{2}} - \frac{t}{\sqrt{2a}} \right)^2 - \frac{b+C^*}{2}.$$

Подставляя значения параметров из обозначения (6), имеем следующее частное решение для данной задачи [4] – задачи при возникновении кавитации, которая является причиной появления зон пониженного давления в течениях, подверженных пульсации. Пульсация потока приводит к вибрации системы гидротехнического сооружения. Функция напора в момент пульсации имеет вид

$$H(t) = \left(\sqrt{H(0) - (p_1 - p_0) + z_1 \gamma \sin \theta_1} - \frac{t}{\sqrt{2\rho \left[1 - (\alpha\varphi)^2 \left(1 + \xi_m + \frac{l_1}{d_1} \right) \right]}} \right)^2 + [(p_1 - p_0) + z_1 \gamma \sin \theta_1].$$

По частному решению и изменению напора (4) при кавитации можно судить о возникновении вибрации и использовать принятое в теплоэнергетике вибрационное число Рейнольдса

$$Re_{vibp} = \frac{2\pi f A d}{\nu},$$

где f , A – частота и амплитуда вибрации; d – внутренний диаметр вибрирующей трубки; ν – кинематический коэффициент вязкости [1, 2].

Таким образом, вибрация трубок водовыпускного сооружения не оказывает влияния на течение жидкости при ламинарном режиме (до чисел $Re=1400$) и при турбулентном режиме (при числах $Re>4000$). Вибрация трубок водовыпускного сооружения способствует переходу ламинарного режима течения в турбулентный при меньших значениях нижних критических чисел Рейнольдса, т.е. обуславливает турбулизацию потока. Оценка влияния вибрации с помощью вибрационного числа Рейнольдса объясняет причины расхождения результатов аналогичных работ различных авторов. Полученная аналитическая формула дает возможность для определения коэффициента гидравлического трения и числа кавитации X в зависимости от параметров вибрации. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при гидравлических расчетах гидросистем, находящихся в условиях вибрации.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Злотников Ш. Л. Движение жидкости в вибрирующем трубопроводе // Труды МВВИА. Вып. 311. М., 1948.
- [2] Morton A. S. Effect of pipe diameter, vibration amplitude and fluid viscosity on pipe flow // Nature (Engl.). Vol. 217. 1968. № 5121.
- [3] Соковишин Ю. А., Елисеев В. И., Коробкин В. Н. Процессы переноса в струях несмешивающихся жидкостей. Л.: Изд. ЛГУ, 1990. – 184 с.
- [4] Хамидов А. А. Плоские и осесимметрические струйные течения идеальной несжимаемой жидкости. Ташкент: Наука, 1978.
- [5] Нигматуллин Р. И. Динамика многофазных сред. М.: Наука, 1987. – 464 с.
- [6] Хамидов А. А., Худайкулов С. И., Махмудов И. Э. Гидромеханика. Ташкент: Фан, 2009. – 360 с.
- [7] Хамидов А. А., Худайкулов С. И. Теория струй многофазной вязкой жидкости. Ташкент: Фан, 2003. – 140 с.

У.Т. Жовлиев, Х.А. Маннопова, Б.С. Худайкулов. Босим ортиши ёки камайиши соҳасининг тезлик босими орасидаги боғланиши

Мақолада Бернулли тенгламасидан фойдаланиб, қувурда босимнинг ўзгаришини кўрсатувчи аналитик формула топилган, қувурнинг ҳар бир қисмига мос вибрация таъсиридаги ҳаракат алгоритми яратилган. Вибрациянинг қувурга ва сув омбори сув чиқариш тизимида таъсири қаралиб, эксперимент натижалари билан солиштирилиш натижасида иссиқлик энергетикасидаги Рейнольдснинг вибрация сони берилган.

U.T. Jovliev, Kh.A. Mannapova, B.S. Khudaykulov. Connection of the zone of low or high pressure with a characteristic change in the velocity head

In article the analytical formula of change of a pressure is given and the algorithm of vibration for each part of a water-conducting pipeline is created. The peculiarities of the current are considered, in the water-conducting tracts leading to the appearance of pulsation and cavitation, which contribute to the appearance of the vibration of the tract leading to the destruction of the entire hydroelectric complex. The vibrational Reynolds number used in thermal power engineering is given.

УДК 532.517.4

З.М. МАЛИКОВ, Ф.Х. НАЗАРОВ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКРУЧЕННОГО ДВУХФАЗНОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА

Исследования многофазных турбулентных потоков имеет огромное практическое и теоретическое значение. Это обусловлено тем, что подобные потоки встречаются в технологических процессах промышленности, в природных явлениях и влияют на экологическую обстановку окружающей среды. Данные исследования имеют большое значение и для проектирования различных инерционных пылеуловителей, так как с обострением экологической обстановки ставятся более жесткие требования к выбросу промышленных токсичных веществ в атмосферу. Данное обстоятельство требует создания более эффективных пылеуловителей, а значит их более тщательного исследования процессов двухфазного потока, происходящих внутри инерционного пылеуловителя. Данная проблема очень сложна и не до конца исследована, потому что поток внутри пылеуловителя является полностью турбулентным. В связи с этим многие исследователи для математического моделирования двухфазного потока внутри центробежного пылеуловителя используют систему уравнений Эйлера.

В статье проводится численное исследование двухфазного потока на основе эффективной

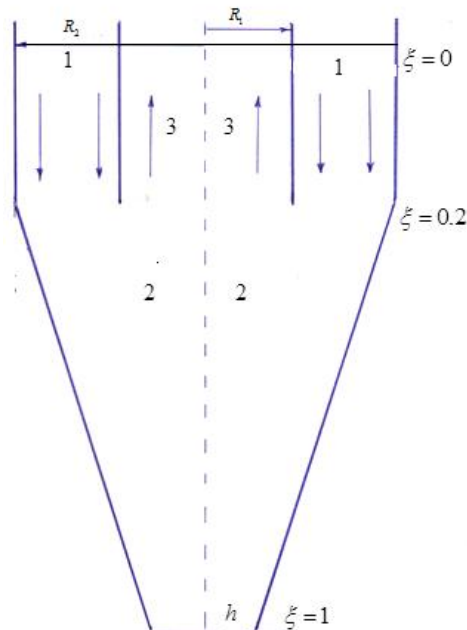


Рис. 1. Принципиальная схема центробежного пылеуловителя

модели турбулентности. Сравниваются численные результаты этой модели с результатами, полученными на основе уравнений Эйлера. Как известно, закрученные потоки характеризуются сильной искривленностью линий тока, возникновением рециркуляционных зон, расположение и размеры которых в значительной мере зависят от интенсивности крутки и конфигурации границ. Кроме того, такие потоки являются турбулентными. Поэтому для их исследования требуется привлечение эффективных моделей турбулентности. В последнее время появились достаточно эффективные модели турбулентности [1 – 2], которые модифицированы и для турбулентных потоков с небольшой закруткой [3 – 4]. Однако проверка этих моделей для сильно закрученных потоков показала, что их точность недостаточна [5] и они для вращающихся потоков не имеют преимущества по сравнению с другими. Поэтому для численного исследования потока в пылеуловителе нами используется хорошо проверенная на практике модификация $\kappa - \varepsilon$ модели для закрученных потоков [6]. Принципиальная схема пылеуловителя представлена на рис. 1.

Почти все предыдущие модификации $\kappa - \varepsilon$ модели были связаны с изменением выражений для эмпирических констант c_2 или (и) c_μ . Нами сделана попытка модифици-

ровать член в ε -уравнении, связанный с генерацией так, чтобы эмпирически учесть дополнительные корреляции, возникающие в закрученном течении. Для этого вводится коэффициент

$$c_1 = 1.44 - Ri.$$

Здесь Ri – число Ричардсона, равное $Ri = G_\varphi / (G_{zr} + G_\varphi)$; G_φ – генерация за счет тангенциальной составляющей скорости v_φ ; G_{zr} – генерация за счет составляющих u , v . Генерация G_φ определена как

$$G_\varphi = \mu_s \left[\left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\varphi}{r} \right) \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right)^2 - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\varphi^2}{r} \right) \right].$$

Уравнения в цилиндрической системе координат с осью z вдоль оси канала и радиальной координатой r имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \rho v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \rho v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_s \frac{\partial v_z}{\partial r}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_s \frac{\partial v_r}{\partial r}) + 2 \frac{\partial}{\partial z} (\mu_s \frac{\partial v_z}{\partial z}), \\ \rho v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \rho v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\rho v_\varphi^2}{r} + \frac{\partial P}{\partial r} &= \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_s \frac{\partial v_r}{\partial r}) - 2 \mu_s \frac{v_r}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z} (\mu_s \frac{\partial v_r}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\mu_s \frac{\partial v_z}{\partial r}), \\ \rho v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \rho v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{\rho v_\varphi v_r}{r} &= \frac{\partial r^2 \mu_s (\frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r})}{r^2 \partial r} + \frac{\partial}{\partial z} (\mu_s \frac{\partial v_\varphi}{\partial z}), \\ \rho v_r \frac{\partial k}{\partial r} + \rho v_z \frac{\partial k}{\partial z} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\mu_s}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\frac{\mu_s}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z}) + G - \rho \varepsilon, \\ \rho v_r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} + \rho v_z \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\mu_s}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial k}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\frac{\mu_s}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial k}{\partial z}) + c_1 f_1 \frac{\varepsilon}{k} G - c_2 f_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\begin{aligned} c_1 &= 1.44 - Ri, \quad \mu_s = \mu + \mu_t, \quad G = G_{zr} + G_\varphi, \quad Ri = G_\varphi / (G_{zr} + G_\varphi), \quad \mu_t = c_\mu f_\mu \rho k^2 / \varepsilon, \\ G_\varphi &= \mu_s \left[\left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\varphi}{r} \right) \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right)^2 - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\varphi^2}{r} \right) \right], \quad G_{zr} = 2 \mu_s \left[\left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 \right], \\ f_\mu &= (1 - \exp(-A_\mu R_R))^2 (1 + A_t / R_t), \quad f_1 = 1 + (A_t / f_\mu)^3, \quad f_2 = 1 - \exp(-R_t^2), \\ R_t &= \rho k^2 / \mu \varepsilon, \quad R_R = \rho k^{1/2} (R - r) / \mu, \quad r = R: \quad \mu_t = \frac{\partial k}{\partial r} = 0, \quad \varepsilon_w = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 k}{\partial r^2} \right)_w. \end{aligned}$$

Эмпирические константы $k - \varepsilon$ модели принимают стандартные значения: $c_\mu = 0.09$, $c_2 = 1.92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $A_\mu = 0.0165$, $A_t = 20.5$, $A_t = 0.05$.

Что касается моделирования кинематики для расчета движения частиц в турбулентном двухфазном потоке, отсутствует единое представление о правильном подходе к данной проблеме [7]. Модель, основанная на концепции «траекторных частиц», считается некорректной из-за отсутствия учета влияния рейнольдсовых напряжений на частицу. С другой стороны, неоспоримы преимущества лагранжева подхода, более близкого к реальным процессам и позволяющего получить необходимую информацию о траекториях частиц, времени нахождения частиц в аппарате, минимальном размере улавливаемых частиц [8 – 11]. По этой причине для моделирования эффективности центробежного пылеуловителя используется лагранжев подход:

$$\begin{cases} \frac{dv_{pr}}{dt} = \frac{v_{p\varphi}^2}{r} + k(v_r - v_{pr}) \\ \frac{dv_{p\varphi}}{dt} = -\frac{v_{p\varphi} v_{pr}}{r} + k(v_\varphi - v_{p\varphi}) \end{cases}. \quad (2)$$

В данной системе уравнений левая часть – субстанциональная производная, а параметры с

индексом p относятся к скоростям пылевых частиц. Воздействие газа на частиц пыли определяется параметром Стокса

$$k = \frac{18\mu}{\rho^0 \delta^2}.$$

В данном выражении ρ^0 – плотность материала частиц пыли; δ – «эффективный» диаметр частиц.

Для численной реализации системы (1) проведена частичная параболизация, т.е. в правых частях пренебрегаются члены с производными по z . Вводится функция тока ψ , для которой удовлетворяется условие неразрывности

$$v_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi}, \quad v_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r}. \quad (3)$$

Вводится также завихренность ζ , равная

$$\zeta = \frac{\partial v_z}{\partial r} - \frac{\partial v_r}{\partial z}. \quad (4)$$

Для численной реализации системы уравнений проведено следующее преобразование координат

$$\xi = \frac{z}{L}, \quad \eta = \frac{r}{f(z)},$$

$$f(z) = R \quad \text{при} \quad z < 0, \quad (5)$$

$$f(z) = R - \frac{R-h}{L} z \quad \text{при} \quad 0 < z < L$$

Для обеспечения устойчивости при численном решении системы (5) использовалась разностная схема против потока, а диффузионные члены аппроксимировались центральной разностью. Уравнение Пуассона для функции тока также аппроксимировалось центральной разностью и для его разрешения использовался метод итерации верхней релаксации. Что касается численной реализации уравнений движения частиц (2), использовался метод Эйлера с пересчетом. Поэтому данная система уравнений интегрировалась с точностью второго порядка. Параметры лабораторной установки пылеуловителя имели значения: $R_1=12$ см, $R_2=20$ см, $h=8$ см, $L=300$ см. Опыт проводился при следующих значениях параметров потока на входе в коаксиальный канал: $V_{oz}=4.1$ м/с, $V_{or}=0$, а окружная скорость находилась из соотношения $rV_{0\varphi}=1.8$ м/с. Безразмерный коэффициент взаимодействия между газом и сферической твердой частицей был равен

$$k = \frac{18\mu R_1}{\rho^0 \delta^2 V_z} = 2260.$$

На рис. 2 – 4 иллюстрируются профили безразмерных скоростей в сечениях $\xi=0.5$ для турбулентного и безвихревого потоков. Оберазмеривание проводилось соотносением скоростей к аксиальной скорости на входе V_{oz} .

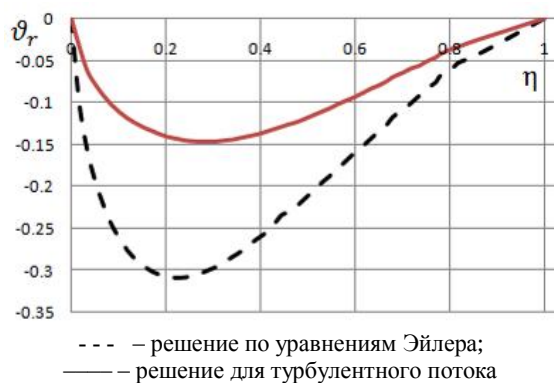


Рис. 2. Профили безразмерных радиальных скоростей для турбулентного и безвихревого потоков в сечении $\xi=0.5$

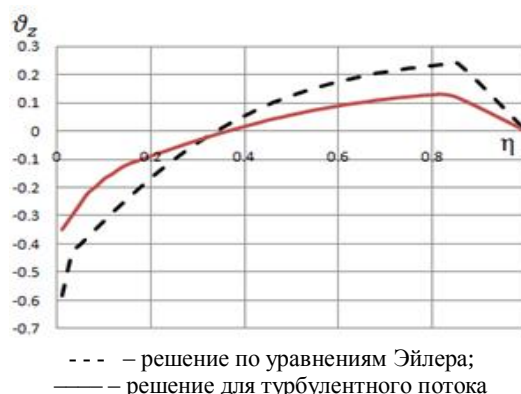


Рис. 3. Профили безразмерных аксиальных скоростей для турбулентного и безвихревого потоков в сечении $\xi=0.5$

Как установлено, решение турбулентного потока довольно заметно отличается от решения уравнения Эйлера. Отсюда можно сделать вывод, что при математическом моделировании течения внутри инерционных пылеуловителей необходимо использовать турбулентные модели. Заметная разница между двумя моделями наблюдается и в расчетах траектории пылевых частиц (рис. 5 – 6). Эти траектории дают возможность рассчитать эффективность пылеулавливающего устройства. На рис. 5 показаны траектории частиц калибров 10, 12 и 15 мкм при моделировании на основе уравнений Эйлера. Аналогичные траектории частиц при использовании вышерассмотренной модели турбулентности иллюстрируются на рис. 6. Анализ рис. 5 и 6 дает основание утверждать следующее: расчеты эффективности центробежного пылеуловителя в предположении, что газовый поток является безвихревым (использование уравнений Эйлера), показывают завышенные значения в отличие от реальных.

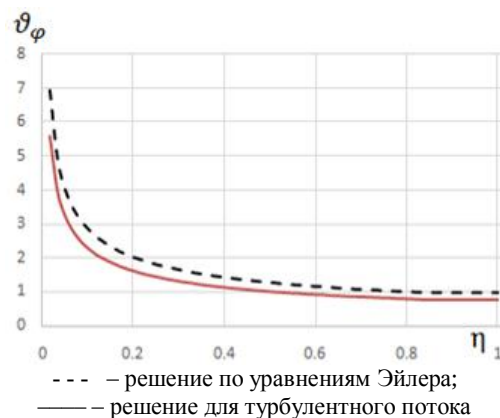


Рис. 4. Профили безразмерных тангенциальных скоростей для турбулентного и безвихревого потоков в сечении $\zeta=0.5$

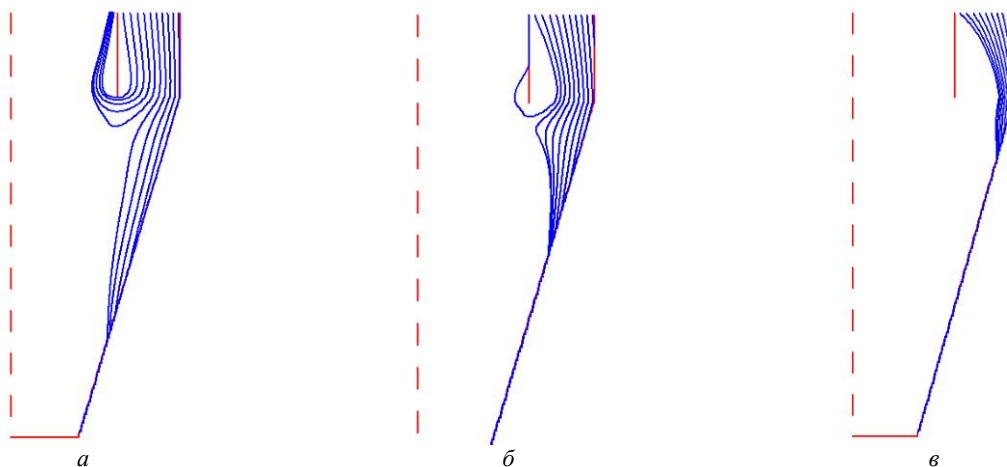


Рис. 5. Траектории частиц при использовании уравнений Эйлера с диаметром, равным: a – 10 мкм; b – 12 мкм; v – 15 мкм

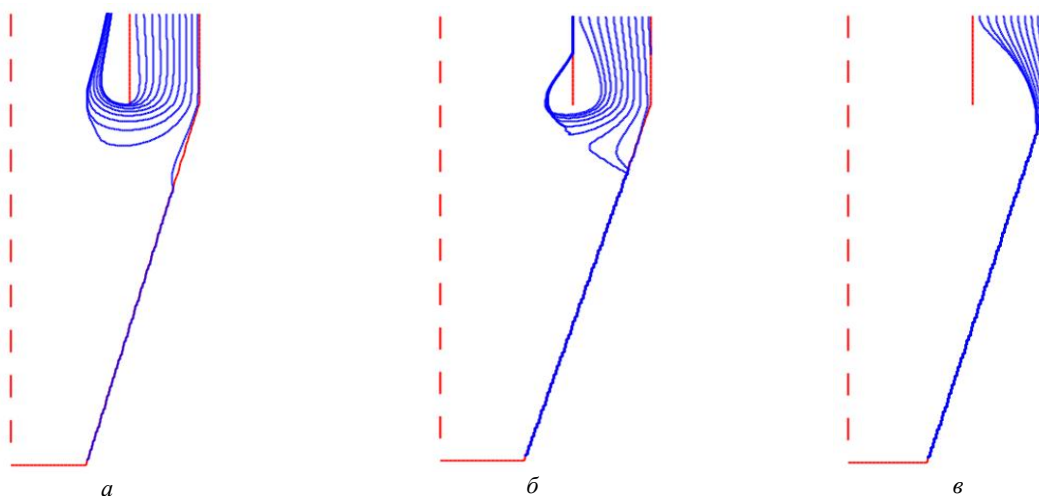


Рис. 6. Траектории частиц при использовании описанной модели турбулентности с диаметром, равным: a – 10 мкм; b – 12 мкм; v – 15 мкм

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Spalart P.R., Allmaras S.R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows // AIAA Paper, 1992.
- [2] Menter F.R. Zonal two-equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows // AIAA Paper, 1993.
- [3] Spalart P.R., Shur M.L. On the sensitization of turbulence models to rotational and curvature // *Aerospace Science and Technology*. Vol. 1. 1997. No. 5. P. 297 – 302.
- [4] Smirnov P., Menter F. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term // *Proc. of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT 2008*, Germany, Berlin, June 9 – 13, 2008. P. 10
- [5] Sentyabov A.V., Gavrilov A.A., Dekterev A.A. Investigation of turbulence models for computation of swirling flows // *Thermophysics and aeromechanics*. Vol. 18:1. 2011. P. 73 – 85.
- [6] Новомлинский В.В., Стронгин М.П. Численное исследование закрученных одно- и двухфазных турбулентных потоков в цилиндрическом канале // *Прикладная механика и техническая физика*. 1988. № 2.
- [7] Василевский М.В., Зыков Е.Г. Расчет эффективности очистки газа в инерционных аппаратах. Томск: Изд-во ТПУ, 2005. – 86 с.
- [8] Шиляев М.И., Шиляев А.М. Моделирование процесса пылеулавливания в прямоточном циклоне. 1. Аэродинамика и коэффициент диффузии частиц в циклонной камере // *Теплофизика и аэромеханика*. 2003. Т. 10. № 2. С. 157 – 170.
- [9] Шиляев М.И., Шиляев А.М. Моделирование процесса пылеулавливания в прямоточном циклоне. 2. Расчет фракционного коэффициента проскока // *Теплофизика и аэромеханика*. 2003. Т. 10. № 3. С. 427 – 437.
- [10] Баранов Д.А., Кутепов А.М., Лагуткин М.Г. Расчет сепарационных процессов в гидроциклонах // *Теоретические основы химической технологии*. 1996. Т. 30. № 2. С. 117 – 122.
- [11] Ахметов Т.Г., Порфильева Р.Т., Гайсин Л.Г. Химическая технология неорганических веществ. Кн. 1. М.: Высшая школа, 2002. – 688 с.

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

Дата поступления
21.09.2018

З.М. Маликов, Ф.Х. Назаров. Айланма ҳаракат қилаётган икки фазали турбулент оқимини сонли ечиши орқали ўрганиши

Ушбу мақолада марказдан қочма чанг тутғичидаги икки фазали турбулент оқими сонли ечиши усули орқали ўрганилган. Айланма ҳаракат қилаётган турбулент оқими учун модификацияланган $k-\epsilon$ модели ишлатилган. Чанг заррачаларининг ҳаракатини ўрганиши учун Лагранж ёндашувидан фойдаланилган.

Z.M. Malikov, F.H. Nazarov. The numerical investigation of swirling two phase turbulent flow

In this paper, a numerical study of a two-phase turbulent flow in a centrifugal dust collector is carried out. To model a turbulent swirling flow, a well-known turbulence model is used-a modified $k-\epsilon$ model. The Lagrangian approach was used to investigate the motion of particles in the solid phase.

УДК 621.01

Д.М. МУХАММАДИЕВ, Ф.Х. ИБРАГИМОВ, Р.Х. РОСУЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ АМПЛИТУДЫ РАДИАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ МЕЖДУПИЛЬНЫХ ПРОКЛАДок ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА

Для проектирования междупильной прокладки пильного цилиндра джина необходимо установить его основные динамические характеристики и параметры [1]. Пильный цилиндр джина предназначен для захвата зубьями пильных дисков волокон летучек, отрыва их от семян и выноса через щелевые зазоры в колосниковой решетке к воздухоподъемному аппарату. Одновременно с отрывом волокон пильный цилиндр, вступая в контакт с сырцовым валиком на дуге захвата волокон в рабочую камеру, вращает их, что создает условия для постоянной подачи на пильные диски свежих летучек.

В рабочей камере джина под значительным силовым воздействием от внешних нагрузок находятся детали пильного цилиндра и, главным образом, ее основной узел – междупильная прокладка.

Диаметр пильных дисков – 320 мм, между дисками размещают колеброванные междупильные прокладки диаметром 160 мм, которые повышают жесткость пил и устанавливают заданное между пилами точное расстояние 17.05 мм.

Междупильные прокладки являются массовой деталью хлопкоочистительных машин. С целью многократного использования материалов, уменьшения веса и упрощения технологии изготовления их отливают из алюминиевого сплава методом центробежного литья в форму с последующей механической обработкой торцевых поверхностей цилиндрических поясков с обеспечением точности по толщине несколько сотых долей миллиметра.

Недостатком существующей конструкции междупильной прокладки является использование дефицитного цветного металла – алюминия, деформация алюминиевых прокладок, излишний вес и дороговизна. Данная прокладка не обеспечивает точной координации пил в межколосниковых зазорах колосниковой решетки и придание необходимой жесткости пильному цилиндру.

Для устранения указанных недостатков предложена новая конструкция междупильных прокладок (рис. 1), в которых диск с отверстием под размер вала и концентрически расположенный пояс выполнены из прочного листового металла, причём наружный диаметр диска в виде прямоугольной шлицы, а концентрически расположенный пояс выполнен в виде кольца с отверстиями по периметру для соединения диска и кольца [2].

Недостаточная точность и жесткость деталей пильного цилиндра могут привести к ухудшению процесса дженирования и повреждению волокон, поэтому междупильную прокладку следует при проектировании подвергать необходимым силовым расчетам. Важным параметром динамической системы привода джина скоростей является собственная частота крутильных колебаний пильного цилиндра [3].

Однако, если частота радиальных колебания становится равной собственной частоте колебаний системы двигатель – пильный цилиндр, наступает явление резонанса, сопровождающееся сильным шумом и вибрациями, а в ряде случаев и механическими повреждениями. В этих случаях критическое число оборотов определяется собственной частотой крутильных колебаний вращающейся системы [1, 4, 5]. Значения частот собственных колебаний нужны для определения резонансных зон, оценки характера затухания колебаний и определения амплитуд вынужденных крутильных колебаний привода.

Амплитуду установившихся радиальных колебаний междупильной прокладки можно определять как расчетным путем, так и экспериментально на специально оборудованных стендах.



Рис. 1. Новая конструкция междупильной прокладки

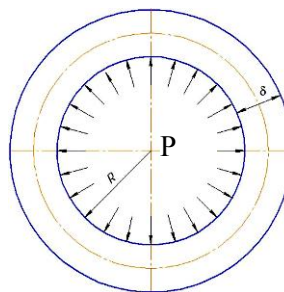


Рис. 2. Расчетная схема междупильной прокладки

В работе [6] исследована динамика привода 156-пильного цилиндра джина 5ДП-156 на основе использования уравнения Лагранжа II рода. Для исследования машинного агрегата пильного цилиндра джина 5ДП-156 были экспериментально определены технологическая нагрузка, действующая на вращающийся вал пильного цилиндра, $M = M_0 + M_1 \cdot \cos(\omega \cdot t)$, где $M_0 = 843.72$ Н·м; $M_1 = 78.78$ Н·м; $\omega = 76.969$ рад/с; t – время.

Если технологическую нагрузку, действующую на вращающийся вал пильного цилиндра, определить через давление на междупильной прокладке, то тогда $p = M / (S \cdot D / 2)$, где $S = \pi \cdot r \cdot l = 3.14 \cdot 0.05 \cdot 2.325 = 0.3645$ м², $r = 0.05$ м – радиус пильного вала, $l = 2.325$ м – длина вала, $D = 0.320$ м – диаметр пильного диска.

Однако междупильная прокладка находится под воздействием внутреннего давления $p_0 = M_0 / (S \cdot D / 2) = 14464.94$ Н/м² и $p_1 = M_1 / (S \cdot D / 2) = 1350.62$ Н/м² (от вала пильного цилиндра переменного во времени $p = p_0 + p_1 \cdot \cos(\omega \cdot t)$) (рис. 2). Масса единицы стальной междупильной прокладки $m_0 = 0.14$ кг / 0.496 м = 0.282 кг/м, площадь поперечного сечения $F = 0.01705 \cdot 0.002$ м², модуль упругости $E = 8 \cdot 10^{11}$ Н/м², ширина кольца $h = 0.01705$ м (толщина кольца $\delta = 0.002$ м намного меньше радиуса $R = 0.16$ м).

Рассмотрим элемент междупильной прокладки (рис. 3). Проектируя все силы на радиус, получаем ($dm_o = dSm_o$)

$$\ddot{u} + \frac{EF}{m_o R^2} u = \frac{p_o}{m_o} + \frac{p_1}{m_o} \cos \omega t.$$

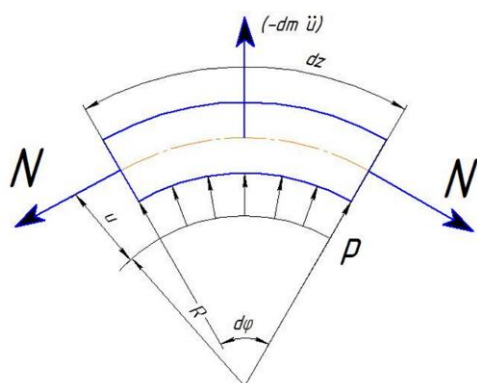


Рис. 3. Расчетная схема междупильной прокладки

Постоянное давление p_0 создает статическую составляющую радиального перемещения междупильной прокладки. Амплитуда установившихся колебаний междупильной прокладки

$$u_1 = \frac{p_1}{m_o \left(\frac{EF}{m_o R^2} - \omega^2 \right)}.$$

$N = E \cdot F \cdot u / R$ – упругая сила в поперечном сечении междупильной прокладки при растяжении – сжатии, где u – радиальная деформация междупильной прокладки (положительные значения u и N соответствуют растяжению междупильной прокладки).

Если материал междупильной прокладки выполнен из стали Ст3, а $E = 8 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $F = 0.01705 \times 0.002$ м²; $m_o = 0.14$ кг/0.496 м = 0.282 кг/м; $R = 0.158$ м, тогда $u = 1.236 \cdot 10^{-6}$ м.

Если материал междупильной прокладки изготовлен из алюминия АК5М2, а $E = 7 \cdot 10^{10}$ Н/м²; $F = 0.01705 \times 0.005$ м²; $m_o = 0.2$ кг/0.496 м = 0.403 кг/м; $R = 0.158$ м, тогда $u = 5.65 \cdot 10^{-6}$ м.

При этом установлено, что с увеличением поперечного сечения междупильной прокладки (рис. 4) снижается амплитуда радиальных колебаний прокладки (для ст.3 – с $4.21 \cdot 10^{-6}$ до $8.43 \cdot 10^{-7}$ м, для АК5М2 – с $4.81 \cdot 10^{-5}$ до $9.63 \cdot 10^{-6}$ м), а с увеличением распределенной массы по длине прокладки (рис. 5) амплитуда увеличивается незначительно (для ст.3 – от $1.235959 \cdot 10^{-6}$ до $1.235962 \cdot 10^{-6}$ м, для АК5М2 – от $1.41253 \cdot 10^{-6}$ до $1.41257 \cdot 10^{-6}$ м).

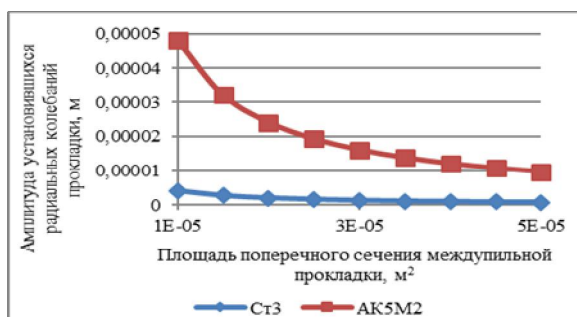


Рис. 4. Изменение амплитуды установившихся радиальных колебаний междупильной прокладки в зависимости от площади поперечного сечения

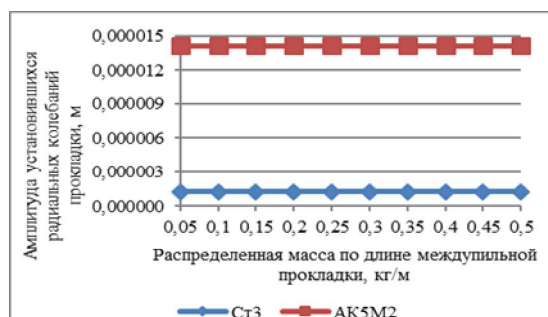


Рис. 5. Изменение амплитуды установившихся радиальных колебаний междупильной прокладки в зависимости от распределенной массы по длине междупильной прокладки

Таким образом, расчет амплитуды радиальных колебаний междупильной прокладки позволил установить уменьшение в 4.5 раза из стали Ст3 ($1.236 \cdot 10^{-6}$ м) относительно алюминиевой АК5М2 ($5.65 \cdot 10^{-6}$ м). Результаты расчетов амплитуды радиальных колебаний междупильных прокладок из стали Ст.3 и алюминия АК5М2 показали возможность использования стальной междупильной прокладки взамен из алюминия АК5М2 при сборке пильных цилиндров для серийных пильных джинов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М.: Машиностроение, 1972. – 486 с.
- [2] Мухаммадиев Д.М., Ибрагимов Ф.Х. и др. Патент РУз. FAP. 01182. 2017. № 2. Междупильная прокладка для хлопкоочистительных машин.

- [3] Мухаммадиев Д.М. Амплитудно-частотные характеристики крутильных колебаний пыльного цилиндра джина // Проблемы механики. Ташкент, 2014. № 3 – 4. С. 107 – 110.
- [4] Бабаков И.М. Теория колебания. М.: Наука, 1968. – 560 с.
- [5] Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1990. – 607 с.
- [6] Мухаммадиев Д.М. Динамика машинных агрегатов пыльного джина с семяотводящим устройством и конденсора с пульсирующим потоком: Дис. ... докт. техн. наук. Ташкент: ТИТЛП, 2014. – 211 с.

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

Дата поступления
13.09.2018

Д.М. Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, Р.Х. Росулов. Аррали жин арралараро қистирмаларнинг радиал тебранишлар амплитудасини тадқиқи

Мақолада 4ДП-130 аррали жин арралараро қистирмасининг радиал тебраниш амплитудасини ҳисоблаш натижалари келтирилган. Сериялаб ишлаб чиқарилаётган АК5М2 алюмин ва таклиф этилаётган Ст3. пўлатдан тайёрланган арралараро қистирмаларнинг радиал тебранишлар амплитудалари аниқланган. Ҳисоблашлар АК5М2 алюмин ва Ст3. пўлатдан тайёрланган арралараро қистирмаларнинг радиал тебраниш амплитудалари орасидаги фарқни аниқлашга имкон берган ва у 4.5 мартага тенглиги топилган. Арралараро қистирманинг радиал тебраниш амплитудасини ҳисоблаш натижалари пўлатдан тайёрланган арралараро қистирмаларни 4ДП-130 жин аррали цилиндрини йиғишда фойдаланиш имконияти кўрсатди.

D.M. Mukhammadiev, F.X. Ibragimov, R.Kh. Rosulov. Study of amplitudes of radial oscillations of intermediate spacer block saw gin

Calculation results of radial oscillations amplitude of interblade spacer of gin 4DP-130 are presented in the paper. The amplitude of radial oscillations of interblade spacer is established for serial one made of aluminum AK5M2 and the proposed one made of steel 3. Calculations made it possible to establish the difference in amplitude of radial oscillations of the interblade spacer made of steel 3 and aluminum AK5M2, which is 4.5 times. Calculation results of radial oscillations amplitude have shown the possibility of using steel interblade spacer when assembling the saw cylinders of gin 4DP-130.

УЎК 677.21.021

А.ПАРПИЕВ, А.Х.ҚАЮМОВ, Ю.И.КЎПАЛОВА

ПАХТАНИ ҚУРИТИШ РЕЖИМИНИ ТАКОМИЛЛАШТИРИШ

Муаммонинг ҳолати. Пахта тозалаш корхоналарида ишлаб чиқарилаётган тола сифати асосан пахта намлиги ва ифлослигига боғлиқ. Пахтани дастлабки ишлашнинг мувофиқлаштирилган технологияси (ПДИ 70-2017) тавсияси бўйича I-II нав пахталар намлиги технологик жараёнда 8%, III-V навлариники эса 9% дан ошмаслиги керак [1]. Намлиги 8-9% дан юқори бўлган пахтани дастлабки ишлашда пахта тозалагичларни тозалаш самарадорлиги пасаяди, толада ифлослик ва нуқсонли аралашмалар миқдори ошади, уни нави ва синфи ҳамда нархи пасаяди.

Мавжуд пахта тозалаш корхоналарини таҳлили пахта намлиги ҳар доим ҳам технологик меъёрга бўлмаслиги, уни қиймати 10%, баъзан 11% дан юқори бўлишини кўрсатди.

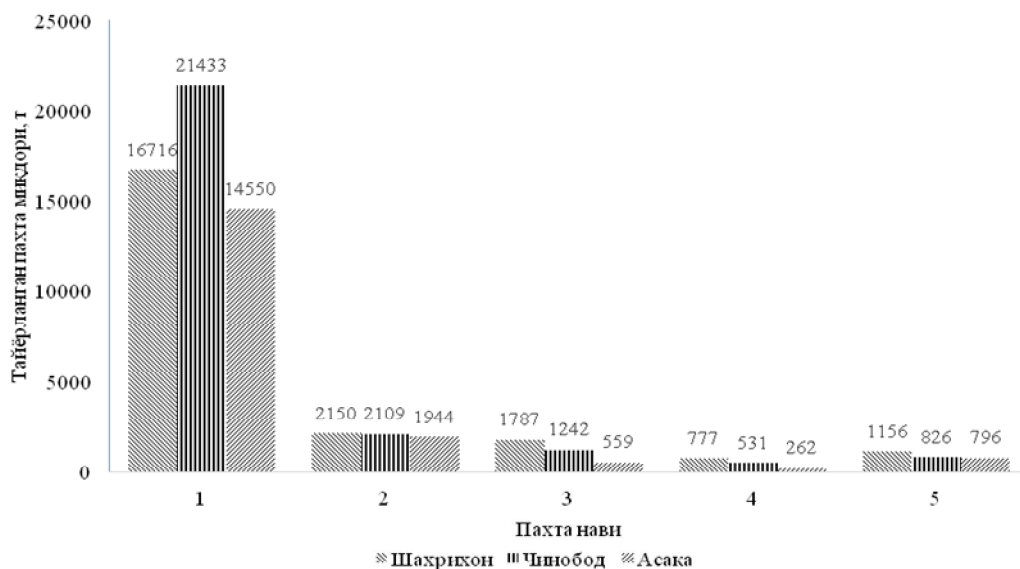
Бунинг асосий сабабларидан бири мавжуд қуриштиш барабанларини пахтани бошланғич намлигига мос ҳолда керакли режимларда ишлатилмаслиги ҳисобланади. Технологик регламент ПДИ 70-2017 да тавсия этилган режимларда қуриштиш барабанини ишлатиш пахтадан намлик ажралишини кутилган миқдорини бермади.

Маълумки, Ўзбекистон иқлим шароитида етиштирилган пахта намлиги 6% дан 24% ва ундан ҳам юқори бўлиши мумкин. Агарда I-II нав пахталардан олинини керак бўлган намлик миқдори $\Delta W = W_6 - 8\%$, III-V нав пахтадан эса $\Delta W = W_6 - 9\%$ бўлса (W_6 – пахтани бошланғич намлиги), унда пахтани навлари бўйича намлик ўзгариш чегараларини аниқлаш талаб этилади. Қуриштиш барабани 2СБ-10 ни ишлаш режимларини пахтани бошланғич намлигига мос равишда танлаш бўйича амалга оширилган тадқиқотларни [2 – 5] таҳлили, ушбу масала бўйича олинган натижалар қуриштиш барабанларини самарали ишлатиш учун етарли эмаслигини кўрсатди.

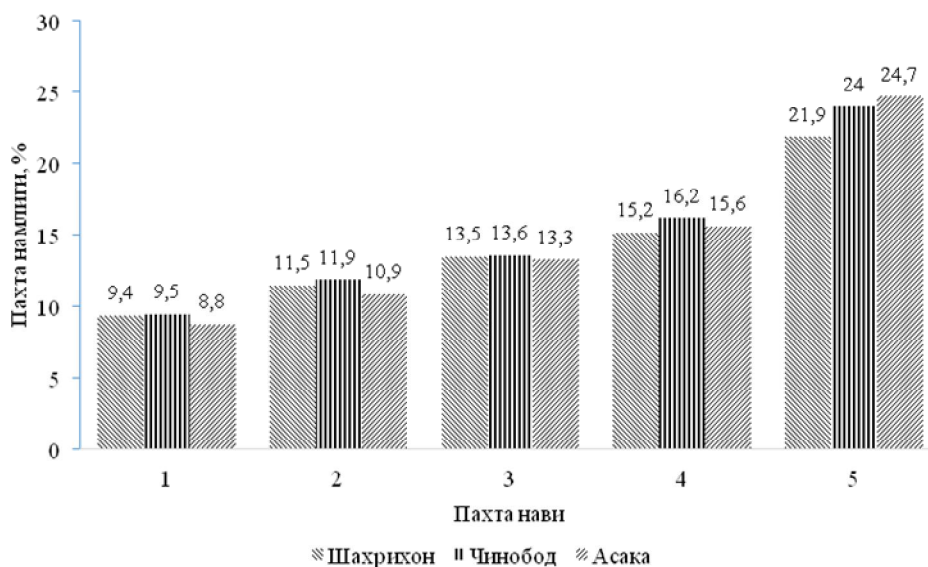
Шу сабабли тадқиқот объекти сифатида қуриштиш барабани 2СБ-10 олинди, асосий мақсад этиб пахтани бошланғич намлигига қараб қуриштиш режими харитасини ишлаб чиқиш белгиланди.

Бунинг учун биринчи навбатда намликни пахта навлари бўйича тақсимланишини аниқлаш эҳтиёжи мавжуд бўлганлиги сабабли Республикани 3 та пахта тозалаш корхоналарида Шахрихон,

Чинобод ва Асака пахта тозалаш корхоналарида 2015 йилда тайёрланган пахта ҳажми, намлиги таҳлил қилинди (1, 2-расмлар).



1 - расм. Пахтани навлари бўйича ҳажми



2 - расм. Пахтани навлари бўйича намлиги

Барча пахта тозалаш корхоналарида асосан I нав пахта ҳажми юқори бўлиб, тайёрланган пахтани умумий ҳажмига нисбатан ўртача 78,8 % ни қолган навлар бўйича эса мос равишда 9,4, 5,3, 2,5 ва 4,3 % ни ташкил этади (1-расм). Пахта намлигини навлар бўйича тақсимооти эса мос равишда 8,8-9,5, 10,9-11,9, 13,3-13,6, 15,2-16,2, 21,9-24,7% гача бўлиши аниқланди, яъни пахта навлари бўйича намлик фоизларини қуйидаги 1 – жадвалда келтирилган қийматлар бўйича белгилаш мумкин.

1 – жадвал

Пахта навлари бўйича намлик фоизлари

Пахта нави	I	II	III	IV	V
Намлик, %	10	12	14	16	16 дан юқори
(гача) намлик олиними, %	2	4	5	7	

Умумий тайёрланган пахтадан III-V нав улуши Шахрихон, Чинобод ва Асака пахта тозалаш корхоналарида мос равишда 16,5, 9,94, 9,09% ни ташкил этар экан.

Тайёрланган пахтани қуритиш барабани 2СБ-10 да самарали қуритиш режимларини аниқлаш бўйича Чинобод пахта тозалаш корхонасида тажриба синовлари ўтказилди. Тажриба математик режалаштириш асосида амалга оширилди. Оптималлаштириш критерияси сифатида қуритиш барабанида намлик олиш миқдори $y(\Delta W)$, таъсир этувчи омиллар сифатида – пахтани бошланғич намлиги $x_1(W_0)$, қуритиш барабани иш унумдорлиги – $x_2(Pr)$, иссиқ ҳаво температураси – $x_3(t)$, иссиқ ҳаво ҳажми – $x_4(Q)$ олинди.

Факторларни қуйи ва юқори чегараси қуйидагича олинди:

$W=10-24\%$; $Pr=3.5-10$ т/соат; $t=120-250$ °C; $Q=15000-25000$ м³/соат.

Тажриба ўтказиш матрицаси асосида синовлар амалга оширилди.

Ҳар бир тажриба учун 3 тоннадан пахта олинди. Пахта узатиш бошланишидан 10 минут кейин намуналар 2 минут оралиқ билан 5 марта олинди ва пахта намликлари аниқланди.

Тажриба натижаларини қайта ишлаш ва регрессия тенгламасидаги коэффицентлар ва уларни аҳамиятлилиқ даражаси [5] келтирилган усулда аниқланди. Натижада қуйидаги регрессия тенгламаси олинди:

$$y = 5.03 + 1.168x_1 - 0.795x_2 + 1.645x_3 + 0.581x_4 + 0.441x_1x_3 + 0.526x_1x_4. \quad (1)$$

Олинган тенгламани адекватлилиги Фишер критерияси ёрдамида аниқланди.

Омилларни кодланган қийматларидан моддий қийматларига ўтказиш натижасида тенглама (1) қуйидаги ҳолга келтирилди:

$$\Delta W = 8.39 - 0.437W_n - 0.265Pr - 0.001t + 0.292Q + 0.021W_n \cdot Q + 0.013 W_n \cdot t. \quad (2)$$

(2) – тенгламадан пахтани бошланғич намлигига қараб қуриш режимларини рационал кўрсаткичлари аниқланди. Ҳисоблаш натижасида тавсия этилган қуритиш режимлари 2 – жадвалда келтирилган. Барабанининг қуритиш режимлари қуйидаги тартибда ишлаб чиқилди.

2 – жадвал

Пахтани бошланғич намлигига қараб қуритиш барабанининг ишлаш режими харитаси

№	Пахтани бошланғич намлиги, % W_n	Қуритиш барабанининг иш унумдорлиги, т/ч Pr	Иссиқ ҳаво температураси, °C t	Ҳаво сарфи, минг. м ³ /ч Q	Намлик олиниши, % ΔW	Пахтани қуритишдан кейинги намлиги, % $W=W_n-\Delta W$
1	10	4.5	100	17	2.6	7.4
2	10	9	100	24	0.83	9.17
3	12	4.5	140	19	3.5	8.5
4	12	9	140	22	2.90	9.1
5	14	4.5	180	17	4.3	9.7
6	14	4.5	180	19	4.3	9.7
7	14	9	180	17	3.2	10.8
8	14	3.5	180	17	5	9.0
9	16	3.5	216	17	6.2	9.8
10	16	7	216	17	4.9	11.1
11	18	3.5	250	15	7.1	10.9
12	18	7	250	22	6.3	11.7
13	20	3.5	250	19	8.0	12.0
14	20	7	250	22	7.3	12.7
15	22	3.5	250	19	8.7	13.3
16	22	7	250	22	7.9	14.1
17	24	3.5	250	24	10.4	13.6
18	24	7	250	24	9.0	15.0

Бир қатор тадқиқотларда [3, 4, 6] қуритиш барабанининг температура режимининг тола сифатига таъсирини ўрганиш натижасида пахтани бошланғич намлигига қараб қуритиш барабанига берилаётган иссиқ ҳаво температураси бўйича тавсиялар ишлаб чиқилган бўлиб, у Пахтани дастлабки ишлашнинг мувофиқлаштирилган технологияси (ПДИ 70-2017) да ўз аксини топган [1].

Ушбу технологик регламент ПДИ 70-2017 да тола сифатини сақлаб қолувчи тавсия этилган иссиқ ҳаво температураси билан пахтани бошланғич намлиги ўртасидаги боғланишни регрессия тенгламаси қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$t = -0.278W_n^2 + 26W_n - 135. \quad (3)$$

Пахтани бошланғич намлигини хар бир қиймати учун иссиқ ҳаво температураси (3) – тенглама ёрдамида аниқланиб, сўнгра (1) – тенгламага қиймати киритилиб, барабанда намлик ажралиш миқдори ΔW ҳисобланди.

Шу сабабли барабанда намлик ажралишини оптималлаштириш, уни иш унумдорлиги ва иссиқ ҳаво ҳажми миқдорини оптимал қийматларини аниқлашдан иборат бўлди.

Шуни таъкидлаш керакки, пахта тозалаш корхонасини асосий технологик ускуналари I-II нав пахталарни дастлабки ишлашда 9 т/соат, III-V нав пахталарда эса 7 т/соат иш унумдорлигида ишлайди. Қуритиш барабани ҳам узлуксизликни таъминлаш учун ушбу иш унумдорлигида ишлаши керак бўлади. Пахтани дастлабки ишлашни технологик оқимига 2 та қуритиш барабани ўрнатилган бўлиб, пахта нави ва намлигига қараб, уларни биттаси 7 ёки 9 т/соат иш унумдорлигида ишлаши, ёки иккитаси шу иш унумдорлигида кетма-кет ишлаши, ёки улар паст иш унумдорлигида (3.5, 4.5 т/соат) параллел ишлашлари мумкин [6].

Қуритиш барабанини ишлаш режими харитасини ишлаб чиқишда пахта нави ва намлигига қараб, 7 ёки 9 т/соат иш унумдорлиги таъминланди.

2 – жадвалдан кўриниб турибдики, 12 % гача намликка эга бўлган I ва II нав пахталарни битта барабанда 9 т/соат иш унумида қуритиб ёки иккита барабанни 4.5 т/соат иш унумдорлигида ишлатиб пахта намлигини 8% га тушириш мумкин.

Намлиги 14% бўлган паст нав пахталарни 3.5 т/соат иш унумдорлигида иккита барабанни параллел ишлатиб пахта намлигини 9 % га тушириш мумкин. Намлиги 16% дан юқори бўлган пахталарни иккита барабаннинг 7 т/соат иш унумдорлигида кетма-кет ишлатиш мумкин.

Агарда пахта тозалаш корхонаси бошқа иш унумдорлигида ишласа, (2) ва (3) тенгламалар ёрдамида қуритиш барабанларини ишлаш режимларини аниқлаш мумкин.

Хулоса. Пахтани қуритиш барабанида қуритишни ўрганиш асосида пахтадан олинadиган намлик билан унга таъсир этувчи омиллар ўртасидаги боғланиш қонуниятини характерловчи регрессия тенгламалари олинди. Пахтани бошланғич намлигига қараб қуритиш барабанини самарали ишлаш режимлари тавсия этилди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Пахтани дастлабки ишлашнинг мувофиқлаштирилган технологияси (ПДИ-70-2017). “Ўзпахтасаноатэкспорт” ҳолдинг компанияси “PAHTASANOAT ILMIY MARKAZI” АЖ. Тошкент. 2017.
- [2] Кучерова Л.И. Оценка влияния сушки на структуру и свойства хлопкового волокна и качество вырабатываемых из него пряжи и ткани: Дис.... канд.техн.наук. М., 1981. – 174 с.
- [3] Каюмов А.Х. Повышение равномерности сушки компонентов хлопка-сырца путем оптимизации температурного режима: Дис.... канд.техн.наук. Ташкент, 1994. – 177 с.
- [4] Гаппарова М.А. Совершенствование режима сушки хлопка-сырца в барабанной сушилке с целью максимального сохранения качества волокна: Дис.... канд.техн.наук. Ташкент, 1999. – 161 с.
- [5] Kayumov A. The influence of drying regimes in moisture of raw cotton and its components // Journal of Textile Science & Engineering. США, 2017. P. 1 – 4.
- [6] Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. – 183с.

Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти

24.07.2018 й
кабул қилинган

А. Парпиев, А.Х. Каюмов, Ю.И. Купалова. Совершенствование режима сушки хлопка-сырца

В статье приведены уравнения регрессии, характеризующие зависимость влагоотбора в барабанной сушилке от влияющих факторов. Предложены эффективные режимы работы барабанной сушилки в зависимости от начальной влажности хлопка-сырца.

A. Parpiev, A.H. Kayumov, Yu.I. Kupalova. Improving the regime of drying of raw cotton

The article presents the equation of regression of selection in the drum dryer from the factors influencing them. Effective modes of operation of the drum dryer are proposed depending on the initial moisture content of the raw cotton.

КАТОР ОРАЛАРИНИ КУЛЬТИВАЦИЯЛАШДА ЎСИМЛИКЛАР ШИКАСТЛАНИШИНИНГ ЭХТИМОЛИЙ-СТАТИСТИК МОДЕЛЛАРИ

Вўза, маккажўхори каби чопиқ экинларини парваришлашдаги культивациялаш, ўғитлаш, юмшатиш тадбирларини бажаришда культиватор агрегати ўсимликлар қатор ораларида ҳаракатланади. Бундай усулда ҳаракатланиш агрегатни аниқ бошқаришни талаб қилади, чунки уни қатордан силжиши ўсимликларни шикастланишига олиб келади.

Экин қаторидан чап ёки ўнг томонларга силжиб қолган ўсимликларга зарар етказмаслик учун культиваторнинг ишчи органлари ўсимликлар қаторларидан муайян масофада, уларнинг қийшиқлиги ва мураккаб шаклини аниқ копирлаган ҳолда ҳаракатланиши керак.

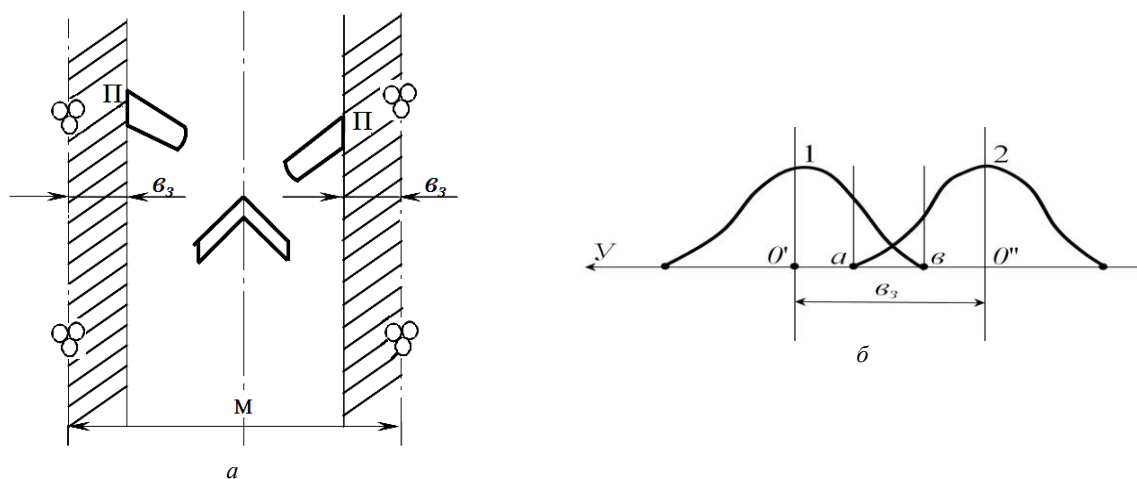
Амалда культиватор пичоқларини қаторлар бўйлаб ҳаракатланиш йўналишини барқарор сақлашнинг иложиси йўқлиги сабабли ишчи органларни жойлаштиришда қаторларнинг ҳар икки томонидан ҳимоя зонасини қолдириб кетадилар. Ҳимоя зонасининг кенглиги катта бўлганда ўсимликларни шикастланиш эҳтимоллиги камаяди, аммо бир вақтнинг ўзида культиватор билан ишлов берилмаган юза миқдори ортиб кетади.

Чопиқ экинлари етиштириладиган суғориладиган майдонларда кенг ҳимоя зоналарини қолдириш ёмон, зеро ўсимлик тупларининг шундоқ ёнбошидан ўтлар кўкариб чиқади, суғоришдан кейин ниҳолларни қисиб, ривожланишига ҳалақит берадиган қаттиқ қатлам ҳосил бўлади. Шу сабабли культивациядан сўнг тупрокка кўпинча қўл кучи ёрдамида қўшимча ишлов беришга тўғри келади. Демак, культивация жараёнида ҳимоя зонаси кенглигини тўғри танлаш ҳам агротехник, ҳам иқтисодий жиҳатдан катта аҳамиятга эга.

Маълумки, культиватор пичоғи (1, а-расм) траекториясининг берилган ҳаракат йўналишидан силжиши нормал тақсимот конунига бўйсунади (1, б-расмдаги 2 рақамли эгри чизик) [1]:

$$f(V) = \frac{1}{\sigma_K \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(V-m_K)^2}{2\sigma_K^2}}.$$

Бунда m_K – пичоқ кўндаланг тебранишининг математик кутилиши; σ_K – кўндаланг тебранишнинг ўртақвадратик четлашиши.



1-расм. Кенглиги M бўлган экин қатор орасини культивациялашда ўсимликларни (а) шикастланиш даражаларини (б) аниқлаш схемалари

Ўсимликларни қатор ўқиға нисбатан жойлашиш қийматлари ҳам нормал равишда тақсимланган (1, б-расмдаги 1 рақамли эгри чизик):

$$f(Y) = \frac{1}{\sigma_{\vartheta} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y-m_{\vartheta})^2}{2\sigma_{\vartheta}^2}},$$

бунда m_{ϑ} – ўсимликларни қатор ўқиға нисбатан кўндаланг силжишининг математик кутилиши; σ_{ϑ} – ўсимликларни қатор ўқидан ўртақвадратик четлашиши.

Ҳимоя зонасининг кенглиги ϑ_3 бўлсин. Культивация пайтида шикастланадиган ўсимликларнинг эҳтимолий улуши қўйидагича аниқланади.

Нормал тақсимотда тасодифий миқдорларнинг деярли ҳаммаси узунлиги $\pm 3\sigma$ бўлган кесма ичида жойлашади [2].

Пичоқ иш пайтида ўсимликларни ўзининг энг чеккадаги Π нуқтасидан бошлаб шикастлаши мумкин. Π нуқтанинг культиватор пичоғи ўсимликларни шикастлаши мумкин бўлган av кенгликдаги (1, б-расм) тасма ичига тушиш эҳтимоли [2]:

$$P_K(O''\vartheta < Y < O''a) = P_K(\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} < Y < 3\sigma_K). \quad (1)$$

(1) ни Лаплас функциялари орқали ифодаalayмиз:

$$P_K(\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} < Y < 3\sigma_K) = \Phi\left(\frac{3\sigma_K - m_K}{\sigma_K}\right) - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} - m_K}{\sigma_K}\right). \quad (2)$$

Π нуқтанинг ҳаракат ўқиға нисбатан тебранишининг математик кутилиши қиймати $m_K=0$ эканлигини ҳисобга олсак,

$$P_K(\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} < Y < 3\sigma_K) = \Phi\left(\frac{3\sigma_K}{\sigma_K}\right) - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta}}{\sigma_K}\right)$$

ёки

$$P_K(\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} < Y < 3\sigma_K) = \Phi(3) - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta}}{\sigma_K}\right). \quad (3)$$

Ўсимлик қисмларини кенглиги av бўлган тасма ичида бўлиш эҳтимоли:

$$P_{\vartheta}(O'a < Y < O'\vartheta) = P_{\vartheta}(\vartheta_3 - 3\sigma_K < Y < 3\sigma_{\vartheta});$$

ёки

$$P_{\vartheta}(\vartheta_3 - 3\sigma_K < Y < 3\sigma_{\vartheta}) = \Phi\left(\frac{3\sigma_{\vartheta} - m_{\vartheta}}{\sigma_{\vartheta}}\right) - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_K - m_{\vartheta}}{\sigma_{\vartheta}}\right),$$

$m_{\vartheta}=0$ бўлгани учун

$$P_{\vartheta}(\vartheta_3 - 3\sigma_K < Y < 3\sigma_{\vartheta}) = \Phi(3) - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_K}{\sigma_{\vartheta}}\right). \quad (4)$$

Статистика жадвалидан [3] топилган $\Phi(3) \approx 1$ қийматни (3) ва (4) га қўямиз:

$$P_K(\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} < Y < 3\sigma_K) = 1 - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta}}{\sigma_K}\right); \quad (5)$$

$$P_{\vartheta}(\vartheta_3 - 3\sigma_K < Y < 3\sigma_{\vartheta}) = 1 - \Phi\left(\frac{\vartheta_3 - 3\sigma_K}{\sigma_{\vartheta}}\right). \quad (6)$$

$1 - \Phi(Y) \approx \Phi(-Y)$ ўринли бўлгани учун (5) ва (6) ифодалар қуйидаги кўринишни олади:

$$P_K(\vartheta_3 - 3\sigma_{\vartheta} < Y < 3\sigma_K) = \Phi\left(\frac{3\sigma_{\vartheta} - \vartheta_3}{\sigma_K}\right); \quad (7)$$

$$P_{\vartheta}(\vartheta_3 - 3\sigma_K < Y < 3\sigma_{\vartheta}) = \Phi\left(\frac{3\sigma_K - \vartheta_3}{\sigma_{\vartheta}}\right). \quad (8)$$

Ўсимлик қисмларини культиватор пичоғи таъсирида шикастланиш эҳтимолининг процентлардаги қиймати қуйидагича ҳисобланади:

$$V_{\vartheta} = P_{\vartheta} P_K \cdot 100\%. \quad (9)$$

(7) ва (8) ни ҳисобга олиб, (9) ни ёзамиз:

$$V_3 = \phi\left(\frac{3\sigma_K - e_3}{\sigma_3}\right)\phi\left(\frac{3\sigma_3 - e_3}{\sigma_K}\right)100\%. \quad (10)$$

(10) формула e_3 кенгликдаги ҳимоя зонасига эга бўлган ўсимликларни шикастланиш эҳтимолини ўсимликларни қатор ўқидан силжиши (σ_3) га ва культиватор пичоғи чекка нуктасини ҳаракат йўналишидан силжиши (σ_K) га боғлиқ равишда ҳисоблаш имконини беради.

1-мисол. Пахта етиштиришда e_3 , σ_3 ва σ_K параметрларнинг рухсат этилган қийматлари: $e_3=10$ см [3], $\sigma_K=\pm 3$ см [4], $\sigma_3=\pm 2$ см [3]. V_3 қиймати ҳисоблансин (2-расм).

Ечиш. Рухсат этилган қийматларни (10) формулага қўямиз:

$$V_3 = \phi\left(\frac{3 \cdot 2 - 10}{3}\right)\phi\left(\frac{3 \cdot 2 - 10}{2}\right)100\% = \phi(-1.33)\phi(-0.50)100\% =$$

$$= 0.0918 \cdot 0.3085 \cdot 100\% = 0.0283 \cdot 100\% = 2.83\%$$

2-мисол. Культиватор агрегатининг бир ўтишида шикастланадиган ўсимликлар миқдори 1 % дан ошмаслиги керак, яъни $[V_3] \leq 1.0\%$. σ_K , σ_3 ва e_3 нинг қайси қийматларида бу талаб қондирилади?

Ечиш. Ҳисоб-китоблар бу талабни параметрларнинг $\sigma_K=1.55$ см, $\sigma_3=3$ см ва $e_3=10$ см қийматларида қондирилишини кўрсатди:

$$V_3 = \phi\left(\frac{3 \cdot 1.55 - 10}{3}\right)\phi\left(\frac{3 \cdot 3 - 10}{1.55}\right)100\% = \phi(-1.78)\phi(-0.64)100\% =$$

$$= 0.0375 \cdot 0.2611 \cdot 100\% = 0.00979 \cdot 100\% = 0.979\% \approx 1.0\%.$$

Демак, культиватор кўндаланг тебранишининг рухсат этилган ўртақвадратик четлашиши қийматини $\sigma_K=\pm 2$ см эмас, балки $\sigma_K=\pm 1.55$ см этиб белгилаш керак.

Шундай қилиб, юқорида келтирилган эҳтимолий-статистик моделлардан фойдаланиб қаторлаб экиладиган турли ўсимликлар учун ҳимоя зоналари кенглик (e_3) лари, ўсимликларни қатор (σ_3) ва культиваторни ҳаракат йўналишидан (σ_K) ўртақвадратик четлашишларининг рационал қийматларини ҳисоблаш ва асослаш мумкин.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Корсун А.И., Сулейманов С.С., Шабурян С.С. Ҳаракатланувчи кишлок хўжалик агрегатларининг динамикавий тафсилотларини ва иш режимларини мукамаллаштириш йўли билан улардан фойдаланиш самарасини ошириш. Ташкент: ТИМИ, 2005. – 162 б.
- [2] Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. 4-е изд. М.: Высшая школа, 1972. – 368 с.
- [3] Тошболтаев М., Хаджиев А., Байметов Р., Тўхтақўзиев А. ва бошқалар. Пахтачилик ва ғаллачилик машиналарини ростилаш ва самарали ишлатиш. Тузатилган, тўлдирилган 2-нашри / Мас.муҳар. Тошболтаев М.. Тошкент: Фан, 2012. – 200 б.
- [4] Тошболтаев М., Худайкулиев Р. Пахта кўсақларига интенсив ишлов берувчи терим аппарати: назария ва амалиёт. Тошкент: “Yosh kuch press matbuoti” MCHJ, 2014. – 146 б.

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

Дата поступления
28.09.2018

М.Т. Тошболтаев, Р.Р. Худайкулиев, Х. Солиев. Вероятностно-статистические модели повреждаемости растений при культивации междурядий

В статье показана возможность расчета и обоснования рациональных значений среднеквадратических отклонений от направления движения культиватора при погрядковом посеве различных растений с использованием вероятностно-статистических моделей.

M.T. Toshboltaev, R.R. Khudaykuliev, Kh. Soliev. Probabilistic-statistical models of plant damage during the cultivation of row spacings

The article shows the possibility of calculating and justifying rational values of root-mean-square deviations from the direction of the movement of the cultivator when sowing various plants with the use of probability-statistical models. The article developed and analyzed probabilistic-statistical models of plant damage during the cultivation of rows.

ХРОНИКА

АКАДЕМИК Х.М. АБДУЛЛАЕВ-БЕНАЗИР ФАН ТАШКИЛОТЧИСИ ВА БУЮК ДАВЛАТ АРБОБИ

Мустақилликнинг ҳозирги муҳим босқичида, мухтарам Ш.М.Мирзиёевнинг республикамиз илмий-техникавий, ижтимоий-иқтисодий салоҳиятини ошириш, халқимиз маънавиятини янада мустаҳкамлаш бўйича амалга оширилаётган тизимли, кенг ва мазмунли ислохотлар кўламига назар ташлар эканмиз, улар ўтмишда собиқ совет тизими исканжасида бўлишига қарамай, ватанпарвар республика раҳбарлари, хусусан ҳурматли Ш.Р.Рашидов ва илм-фан фидойиси академик, аввал, республика фанлар академиясининг вице-президенти ва кейинчалик унинг президенти - Хабиб Мухаммедович Абдуллаев томонидан илм-фан тараққиётига қўшган улкан хиссалари билан ҳамоҳанглигини эслатиб туради.

Маълумки фанимиз устидан қозонилган ғалабада, Ўзбекистоннинг муҳим хиссасини инобатга олиб ва унинг бой моддий ҳамда шахсий-инсоний ресурсларини истифода қилиш, энг аввало илм-фанни ривожлантириш орқалигина эришиш мумкинлигини фахмлаган собиқ давлат раҳбариятининг 1956 йил мартида “Ўзбекистонда фанни ривожлантириш бўйича” махсус қарорини қабул қилиниши жуда катта воқеа бўлиб, фан тараққиётига берилган маъсулиятли имконият эди. Бу қарор Ўзбекистон Фанлар академиясига катта вазифалар юкланганлиги бежиз эмас эди. Бунга биноан энг аввало республикамиз фанининг бош штаби бўлмиш ЎзФА раҳбари юқори интеллектуал салоҳиятга эга бўлган, жаҳон эътирофи этган олим ва тажрибали мутахассис бўлиши шарт эди.

Шундай шахслардан бири таниқли олим, давлат ва жамоат арбоби, юқори давлат бошқарув органларида раҳбар бўлиб тобланган, ишлаб чиқариш ва олий таълим соҳасида бой тажрибага эга бўлган буюк инсон – академик Х.М.Абдуллаевни 1947 йилдан ЎзФА вице-президенти ва 1956 йилдан 1961 йилгача унинг президенти бўлиб ишлаган чоғида республикамизда илм-фаннинг ривожланиши тарихида, Академияни (1943 йилда) ташкил этилганидан кейинги яъни бир даврни бошлаб берган эди.

Келтириб ўтилган мазкур қарорда республикамизда илм-фаннинг ривожланишига юқори талаблар қўйилиб, унинг учун катта имкониятлар яратилиши ҳам кўзда тутилган эди. Унга кўра, энг муҳими, Собиқ тизимнинг энг йирик илмий марказлари ва шаҳарларига, Фанлар Академияси, унинг Новосибирск, Урал бўлинмаси, илмий текшириш институтлари, университетларига ажратилган квоталар бўйича Республика-мизда фаннинг барча соҳалари бўйича, докторантлар, аспирантлар қабул қилиниши белгиланган, қолаверса, ЎзФА Академиясининг моддий техника базасини мустаҳкамлаш бўйича ҳам аниқ вазифалар кўзда тутилган эди.

Бундай маъсулиятли ва шарафли топшириқни ташкилий, илмий-амалий жиҳатдан рўёбга чиқариш Академиянинг янги сайланган Президенти Х.М.Абдуллаевнинг зиммасига юкланганлиги, таъкидлаганимиздек бежиз эмас эди, албатта.

Шу даврдан бошлаб ЎзФА ҳаётида фундаментал тадқиқотлар олиб бориш бўйича йирик силжишлар юз бердики, у дунёга танилди, хусусан:

Замон талаби даражасидаги қатор йирик илмий-текшириш институтлари барпо этилиб, уларнинг моддий-техник базаси кучайтирилди;

Тажриба-ишлаб чиқариш конструкторлик буюролари яратилди;

Илмий ходимлар истиқомат қилиши учун Тошкент шаҳрида “Академиклар шаҳарчаси” ва аспирантлар уйи қурилди;

Марказий Осиёда ягона бўлган Ядро физикаси институти қурилиб, унинг ходимлари яшаши учун барча қулайликларга эга бўлган Қибрай туманида “Улуғбек” посёлкаси қурилди;

Москва шаҳри, Рязань шох кўчасида Ўзбекистонлик аспирант, тадқиқотчи ва келиб кетувчилар учун ҳеч қайси республикада бўлмаган аспирантлар уйи ва меҳмонхонаси қурилди;

Аспирантлар фаолиятига қўмаклашиш ва уни мувофиқлаштириш учун Москвадаги Ўзбекистон ваколатхонасида алоҳида мутасадди тайинланган.

Бундай имкониятлар республикамиз шаҳар ва қишлоқларидан илмга ташна бўлган иқтидорли ёшларни оқиб келишига асос бўлган. Булар қаторида мен ҳам 1957 йили Бухоро вилоятидан республика ми-нистрлар Советининг Фармойишига мувофиқ ЎзФА иқтисодиёт институтига кўчирилиб, сунгра Москва Давлат Иқтисодиёт институти аспирантурасига киришга мувофиқ бўлганман. Таъкидлаш жоизки, Х.М.Абдуллаев ҳар сафар Москвада иш юзасидан бўлганимда Ўзбекистон ваколатхонасига аспирант ва докторантларни йиғиб, улардан ҳабар олар ва оталарча ғамхўрлик қилиб ишларини жадаллаштиришга керак бўлса, тегишли мутасаддиларга топшириқлар берар эди. Бундай инсонийлик аспирантлар руҳиятини кўтарар эди.

Таъкидлаш жоизки, Х.М.Абдуллаев республика бўйича илмий-техникавий ва ижтимоий-иқтисодий муаммоларини мувофиқлаштириш учун 1952 йили ЎзФА Президиуми қошида ташкил этилган СОПС (Республика ишлаб чиқарувчи кучларини ўрганиш кенгаши) ташкилотининг раиси сифатида ҳам кенг фаолият юритган. Афсуски бу ташкилотнинг 1992 йили бутунлай тугатилганлиги ачинарли бир ҳолат бўлди.

Хабиб Мухаммедовични 1942 йил Ўзбекистон министрлар Совета Раисининг ўринбосари ва бир йўла 1944 йилдан Республика Госплани Раиси сифатида фаолият юритгани, фаннинг илғор йўналишларини шакллантиришдаги аниқ тафаккурини чуқурлаштириб, уларни ишлаб чиқариш талаблари билан чамбарчас боғлашга муҳим асос яратганлиги шубҳасиз.

Бу туфайли фаннинг самарадорлиги ҳам сезиларли даражада ошиб борган. Шубҳасиз Ўзбекистон фанининг бундай одимлари Республика биринчи раҳбарининг фаолиятига бевосита боғлиқ бўлган.

Бу жиҳатдан у даврда Республика раҳбари бўлиб ишлаган, ҳурматли Ш.Р.Рашидовнинг фаолияти алоҳида таҳсинга сазовар. У зот фан аҳлини ва фан тараққиётини доимо қувватлаб, унинг ривожига муносиб ҳисса қўшган. Шароф Рашидов олимлар, академиклар билан доимо мулоқотда бўлган, ёшларни қўллаб қувватлаб келган.

Унинг қарийиб 25 йиллик республикага раҳбарлик қилган чоғида унинг фани мукаммал шаклланиб, юқори малакали кадрлар билан таъминланган, ва бу ҳолат билан у фахрланган. ЎзФА умумий мажлисларида қатнашиб, муҳим тавсиялар берган ва улар унинг “Высокий долг учёных Узбекистана” (Ш.Р.Рашидов. Высокий долг учёных Узбекистана. Ташкент: Изд. ЦК КП Узбекистана, 1980. – 27 с.) деган китобчасида ўз ифодасини топган ва олимларни, академикларни кўпайишидан ўта ғурурланган.

Афсуски бундай салоҳият мамлакатимиз мустақилликка эришгунича мустабид тузуми даврида ва истиқлолнинг илк даврида “ғарб модаси” га “таасуф” қилиниши туфайли фавқулодда, пала-партиш, чуқур ўйланмаган қарорлар қабул қилиниши шундай ҳавфли вазиятни юзага келтирдик, у мамлакатимизни инкироз гирдобига тортиш даражасига олиб келди. Бу жараёнда жамиятимизни интеллектуал салоҳиятини белгилаб келган фан ва таълим соҳаси қаттиқ зарбага учради.

Айниқса, Ўзбекистон фанлар академиясининг аксарият илмий-текшириш институтларини турли хил вазирликларига тарқатиб юборилиши, йиллар мобайнида шаклланган Ўзбекистон фанини катта таҳликага учратди, унинг бетакрор президенти бўлмиш Хабиб Мухаммедович Абдуллаевнинг руҳи-покларини ҳам ранжитди.

Ҳозирги даврда мамлакатимиз президенти Ш.М. Мирзиёев томонидан мазкур институтларнинг аксарият қисмини Фанлар Академиясига қайтарилиши академиклар ва олимлар учун мисли кўрилмаган шарт-шароитларни яратилиши академиямизни қаддини тиклаб олишга имкон яратмоқда.

Умуман, мустақиллиқни охириг икки йил атрофида шаклан тадрижий, мазмунан инқилобий хусусиятга эга бўлган мамлакатимизни бошдан оёқ барча соҳаларини тизимли ислох қилиниши мерос бўлиб ўтган иллатларга барҳам бериб, давлатимизни замонавий инновация моделига мос ҳаракатлар стратегияси асосида ривожланишига кенг йўл очди ва унинг нуфузини ошириб, жаҳон ҳамжамияти орасида муносиб ўрин эгаллашига катта умид бағишлайди ва Хабиб Мухаммедовичдек забардаст олим ва комил инсоннинг фан тараққиётига қўшган ҳиссалари, орзуларини намоён этиб, унинг руҳи-покларини шод этади.

*ЎзР ФА Академиги, Ўзбекистонда ҳизмат кўрсатган Фан арбоби,
Беруний номидаги республика Давлат мукофоти лаурияти,
И.И.Искандеров*

ВЕЛИКИЙ УЧЕНЫЙ И ОРГАНИЗАТОР НАУКИ

В истории развития науки в Узбекистане и Центральноазиатском регионе были выдающиеся личности, которые своими научными трудами не только определили развитие науки и производства в своем государстве, но и внесли существенный вклад в развитие мировой науки. К таким личностям относится выдающийся сын узбекского народа Хабиб Мухамедович Абдуллаев – признанный мировым научным сообществом выдающийся ученый в области наук о Земле, геолог, видный государственный и общественный деятель, академик Академии наук Узбекистана, доктор геолого-минералогических наук, профессор, основатель металлогенической научной школы в Узбекистане, именуемой в научном мире «Школой Абдуллаева», член Минералогического общества Великобритании и Ирландии и Геологического общества Франции.

Хабиб Мухамедович Абдуллаев родился 18 августа 1912 г. в кишлаке Араван Ошского уезда (или Маргиланского уезда) Ферганской области. В 1935 г. окончил геолого-разведочный факультет Среднеазиатского индустриального института и получил звание инженера-геолога. Вел научно-исследовательскую работу по изучению строения месторождения вольфрам-молибдена Лангара, его образования и минерального состава.

Хабиб Мухамедович, будучи от природы талантливым человеком, быстро добивался успехов. В 1939 г. защитил кандидатскую, в 1946 г. – докторскую диссертацию. С 1940 г. заведовал основанной им кафедрой «Петрология и металлогения» горного факультета Среднеазиатского политехнического института СазПИ (ныне – Ташкентский государственный технический университет). В свои 28 лет – директор СазПИ (1940–1941). С 1942 г. работал в составе правительства Узбекистана, а с 1944 г. – председатель Госплана республики.

Вел важные научные исследования по рудным месторождениям Средней Азии. Один из организаторов научного центра Академии наук Узбекистана по геологическим направлениям. С 1943 г. – член-корреспондент, с 1946 г. – академик Академии наук, в 1947 – 1955 г. – вице-президент академии, в 1952 – 1955 гг. – председатель отделения технических и геолого-химических наук, в 1956 – 1961 гг. – Президент АН Узбекистана.

Теоретические труды академика Х.М. Абдуллаева помогли выделить Центральную Азию как особую зону рудообразования металлов. Он стал выдающимся теоретиком геологии мирового масштаба! Под его руководством сложилась талантливая школа узбекских геологов, трудами которых Узбекистан превратился в крупную мировую державу по производству золота, серебра, вольфрама, урана, цветных металлов и др. Научные исследования Хабиба Мухамедовича публиковались во всем мире на английском, французском, немецком, русском, китайском языках.

Доклады Х.М.Абдуллаева звучали на международных форумах геологов в Мексике, Индии, Англии, Москве, Алма-Ате, КНР. Избранные произведения опубликованы в 7-ми томах (1964–1969).

Хабиб Мухамедович Абдуллаев уделял большое внимание развитию научного потенциала республики, притоку молодых ученых. Будучи Президентом Академии наук Узбекистана, Хабиб Мухамедович более 1000 молодым людям создал условия для поступления в аспирантуру и докторантуру в ведущих научных центрах таких городов, как Москва, Ленинград (ныне – Санкт-Петербург), Новосибирск, Киев и др. Многие ученые, прошедшие эту школу, впоследствии в Узбекистане создали свои научные школы, известные всему миру. К ним можно отнести школы академиков М.Т. Уразбаева и Т.Р. Рашидова (механика и сейсмостойкость сооружений), академика В.К. Кабулова (кибернетика и информационные технологии), академика Х.Ф. Фазылова (электроэнергетика и общая энергетика), академика М.С. Салахитдинова (математика) и мн. др.

С 1950 г. и до конца своих дней Х.М. Абдуллаев руководил Узбекским отделом общества минералогии, с 1960 г. – он член общества. В 1959 г. за комплекс научных трудов по проблеме «Генетическая связь оруденения с интрузиями» ему присуждена Государственная премия ССР, он – Лауреат Государственной премии им.А.Беруни.

Х.М. Абдуллаев придавал огромное значение усилению материально-финансовой базы Академии наук. Вскоре после своего избрания Президентом Академии им был поставлен вопрос об укреплении материально-технической базы и упорядочении системы снабжения научно-исследовательских учреждений Академии, а также внесены и практические предложения. В результате в системе Академии наук с 1956 по 1959 г. было создано 9 новых научных учреждений. Среди организованных институтов особое место по своей значимости занял Институт ядерной физики. В создании этого атомного исследовательского центра в Ташкенте, помимо академического и республиканского руководства, большую роль сыграл И.В. Курчатов. Атомный реактор был пущен уже в 1959 г. Помимо работ фундаментального характера, проводились исследования по проблемам использования атомной энергии и в народном хозяйстве. Институт располагал мощной научно-технической базой, а также необходимой для продуктивной работы инфраструктурой – сооружением хозяйственного назначения, жилым городком для сотрудников. Следует отметить, что развитие работ по ядерной физике и ее приложению в Узбекистане было связано, кроме академика Х.М. Абдуллаева, также с именами талантливых ученых – У.А. Арифова, С.В. Стародубцева, С.А. Азимова.

Перу академика Хабиба Мухамедовича Абдуллаева принадлежат такие всемирно известные крупные монографии, как «Геология шлейтоносных скарнов Средней Азии» (1947 г.), «Очерки по металлогении Средней Азии» (1949), «Генетическая связь оруденения с интрузиями» (1950 – 1954), «Дайки и оруденения» (1957), «Магнетизмы и металлогения Средней Азии» (1960) и др., обогатившие мировую Науку о Земле и обеспечившую впоследствии богатство и развитие независимого Узбекистана.

Имя Х. М. Абдуллаева присвоено Институту геологии и геофизики Академии наук Узбекистана, станции метро, школе № 193, улицам в поселке Улутбек Кибрайского района Ташкентской области и Ташкенте, в селе Араван Ошской области, в Оше. В память о нем установлены мемориальные доски на здании Института геологии и геофизики Академии наук Узбекистана. Издано собрание сочинений.

В 1992 г. учреждена Золотая медаль им. Х.М. Абдуллаева. В Институте геологии и геофизики открыт его музей. Указом Первого Президента Республики Узбекистан И.А.Каримова от 23 августа 2002 г. за выдающиеся заслуги перед отечеством Хабиб Мухамедович Абдуллаев награжден орденом "Буюк хизматлари учун" (посмертно).

Мы все убеждены, что заслуги академика Хабиба Мухамедовича Абдуллаева в развитии Узбекистана, его научные идеи в развитии мировой Науки о Земле послужат примером, маяком для подрастающего поколения, мечтающего о научных достижениях, и будут вечно служить процветанию родного, независимого Узбекистана!

Академик АН РУз К. Аллаев

К 100-ЛЕТИЮ АКАДЕМИКА Х.Х. УСМАНХОДЖАЕВА

В 2019 г. научная общественность будет отмечать 100-летие основателя научной школы теории механизмов и машин в Узбекистане доктора технических наук, профессора, действительного члена АН РУз, Заслуженного деятеля науки Узбекистана, лауреата Государственной премии им. Абу Райхана Беруни, члена Национального комитета Международной федерации теории машин (IFTOM) Халима Хайдаровича Усманходжаева.

Фундаментальный учебник «Теория механизмов и машин», написанный Х.Х. Усманходжаевым на узбекском языке в 1962 г., был опубликован при его жизни тремя изданиями и является основным предметом при подготовке инженеров в вузах республики.

Научные исследования в области теории планетарных механизмов, кинематической пары динамичной конструкции, технологических машин по проблемам уборки и переработки хлопка и волокнистых материалов и метода расчета производительности машин с учетом нестабильности показателей работы во времени в интегральной форме остаются актуальными и востребованными. Основное содержание исследований Х.Х. Усманходжаева опубликовано в его монографиях, брошюрах, статьях, выпущенных в свет Издательством «Фан» АН РУз.

Разработанная под руководством Х.Х. Усманходжаева новая конструкция вертикального шпинделя – основного самоочищающегося рабочего органа, защищенная более 20 охранными документами, позволила обеспечить повышение производительности хлопкоуборочной машины более чем на 18 – 24 %, а в условиях Болгарии – на 34 %.

Научные исследования по теории механизмов в Академии наук РУз берут начало с открытия в 1961 г. лаборатории «Теория механизмов и машин» (ТММ) под руководством Х.Х. Усманходжаева в Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз. Далее эта лаборатория с несколькими другими лабораториями выросла до отдела «Теория механизмов и машин хлопково-промышленного комплекса», где были подготовлены высокопрофессиональные специалисты по теории машин, а также под руководством Х.Х. Усманходжаева и на основе его консультаций были защищены более 10 докторских и 40 кандидатских диссертаций. Благодаря активной поддержке руководства республики школа по теории механизмов и машин успешно развивается.

В связи с юбилеем академика Х.Х. Усманходжаева запланирован выпуск книги о его жизни и деятельности и школе, организованной им. Редакция журнала просит своих читателей активно участвовать в этом благородном деле.

Т. Рашидов, А. Ризаев

АКАДЕМИК ЁРМУХАМЕД НУРУПОВИЧ МУБАРАКОВ И ЕГО ВКЛАД В РАЗВИТИЕ СЕЙСМОДИНАМИКИ ПОДЗЕМНЫХ СООРУЖЕНИЙ

Ё.Н. Мубараков родился 22 апреля 1944 г. в селе Кетмон Уйгурского района Алматинской области Республики Казахстан. В 1970 г. Ё.Н. Мубараков закончил механико-математический факультет Ташкентского государственного университета (ныне Национальный университет Узбекистана им. Мирзо Улугбека). В 1970 – 1997 гг. работал в Институте механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз им. М.Т. Уразбаева в качестве младшего научного сотрудника, старшего научного сотрудника, заведующего лабораторией, зам. директора по научной работе и директором. С 1998 г. до последних дней жизни работал заместителем председателя отделения физика-математика и техника АН РУз. В 1975 г. защитил кандидатскую диссертацию на тему «Проблемы сейсмодинамики элементов подземных метрополитенов», а в 1989 г. – докторскую на тему «Сейсмодинамика элементов подземных сооружений в виде оболочек». Ё.Н. Мубаракову в 1991 г. присвоено учёное звание «профессор», в 1995 г. избран действительным членом Академии наук РУз. Академик Ё.Н. Мубараков был известным ученым, специалистом в области механики деформируемого твердого тела в СНГ и за его пределами. Внес большой вклад в направление «Сейсмостойкость зданий и сооружений», основа которому была заложена М.Т. Уразбаевым. Ё.Н. Мубараков развивал «Сейсמודинамическую сложную разветвляющую теорию» разработанную академиком Т.Р. Рашидовым, и применил их в оболочечных подземных сооружениях. Он развивал фазовую конструкцию сейсмодинамики подземных сооружений с экспериментальными результатами, полученными в многоплановых лабораториях и полевых условиях.

Обладая организаторскими способностями и педагогическими навыками, а также отзывчивым характером и внимательным отношением к окружающим, Ёрмухаммад Нурупович вел активную работу по планированию и координации исследований, осуществляемых в институте с вузами и проектно-

конструкторскими организациями республики. Им подготовлено 8 кандидатов наук. За активную научную, научно-организационную и общественную работу он удостоен звания лауреата Государственной премии им. А.Р. Беруни и премии союза молодежи. Академик Ё.Н. Мубаракوف умер 18 ноября 1999 г. в 55 лет.

О научном вкладе академика Ё.Н. Мубаракова.

Применение современных методов математической физики, вычислительной техники и учет реального взаимодействия подземного сооружения с грунтом позволили создать в 70-е годы прошлого века динамическую теорию сейсмостойкости сложных подземных сооружений различного назначения, с этого времени в теории сейсмостойкости сооружений зародилось совершенно новое направление сейсmodинамической теории сложных систем подземных сооружений, разработанной академиком Т.Р.Рашидовым, основу которой составляет учет различий между деформациями грунта и сооружения, чего не могли учитывать предыдущие теории. С помощью сконструированных установок в натуре и на моделях исследовались взаимодействия трубопроводов с грунтом в различных грунтовых условиях, на разных глубинах заложений, при разных геометрических размерах и экспериментально доказаны различия в деформациях трубы и грунта при действии на них сейсмических нагрузок.

Сейсmodинамическая теория сложных систем подземных сооружений нашла широкое применение при оценке сеймонапряженного состояния подземных трубопроводов, тоннелей, станций метрополитенов и т.п. При изучении различных моделей взаимодействия динамической системы «сооружение – грунт» выявлен ряд закономерностей сейсмических колебаний подземных сооружений, изменений динамических усилий в их элементах в зависимости от сейсмического воздействия, геометрических размеров и физикомеханических свойств конструкций и грунтовой среды.

В связи с созданием мощных технических комплексов, в частности, грандиозных гидросооружений, АЭС, аварии на которых могут привести к экологической катастрофе, а также с созданием сложнейших автоматических линий и строительством больших комплексов выдвигаются новые требования к расчету и проектированию таких сложных систем подземных сооружений, как путепроводы, трубопроводы больших размеров, обводные тоннели, входящие в систему гидротехнических комплексов, транспортные тоннели, подземные сооружения специального назначения и др.

Их основные элементы являются тонкостенными оболочками различных очертаний и пологости, позволяющие значительно экономить металл, цемент, во многом упрощать производство работ, обладающими большой прочностью и устойчивостью при малой массе по сравнению с плоскостными конструкциями.

Чаще других на практике применяются цилиндрические оболочки, поэтому разработка теоретико-экспериментальных основ исследования и методов расчета оболочек, особенно цилиндрических (замкнутого и открытого профиля), взаимодействующих с грунтовой средой при сейсмических (динамических) нагрузках, является актуальной задачей, имеющей важное народнохозяйственное значение.

Школа антисейсмиков, получившая международное признание, созданная выдающимся узбекским ученым в области механики акад. М.Т. Уразбаевым и успешно развитая акад. Т.Р. Рашидовым, решала и в настоящее время решает важнейшие проблемы сейсмостойкости сооружений. Одним из важнейших участков этой школы с конца 1980-х годов возглавлял Ё.Н. Мубаракوف.

Его научные исследования были посвящены формированию основных предпосылок и постановке задач сейсmodинамики подземных сооружений типа пространственных оболочек замкнутого и открытого профиля. В теоретическом плане впервые совместно Б. Кувановим Ё.Н. Мубаракوفым разработаны методики решения и алгоритм расчета подземных пологих оболочек переменного поперечного сечения. Разработанные методики позволяли рассчитать станции метрополитена односводчатого типа при воздействии сейсмических волн. Под руководством академика Ё.Н. Мубаракова совместно с Х. Сагдиевым создана сейсmodинамическая теория подземных цилиндрических оболочек. Впервые исследованы собственные и вынужденные колебания подземных оболочек в зависимости от грунтовых условий, от которых зависит эффективность применения в качестве подземных тонкостенных нефтегазовых трубопроводов и тоннелей метрополитена. На основе сейсmodинамической теории цилиндрических оболочек и волновой теории академика Ё.Н. Мубаракова (совместно с Х. Сагдиевым и И.И. Сафаровым) теоретически доказана область применения сейсmodинамической теории к подземным сооружениям.

В начале 1980-х годов под руководством акад. Ё.Н. Мубаракова организован и впервые проведен цикл крупномасштабных экспериментальных исследований с различными образцами подземных оболочек открытого и замкнутого профиля, с созданием специальных сейсмовзрывных воздействий различной мощности с разных расстояний от испытываемых сооружений.

В качестве образцов реальных конструкций подземных сетевых сооружений использованы асбестоцементные трубы длиной 3.5 м, внешним диаметром 0.32 м, соединенные взаимноортогонально с железобетонным колодцем высотой 1.2м с помощью муфт в виде резиновых колец. Для исследования подземных сооружений типа цилиндрических оболочек открытого и замкнутого профиля были использованы железобетонные и стальные тонкостенные образцы со следующими размерами:

из стали $L=6.0\text{м}$; $D_n=0.72\text{м}$. $\delta=8.0\text{мм}$;

из железобетона $L=4.0$ м; $D_n=1.2$ м, $\delta=10$ см цилиндрические образцы открытого профиля из стали следующих размеров: $L=6.0$ м; $R_n=0.5$ м, $\delta=16.0$ мм; из железобетона $L=6.15$ м; $R_n=60$ см; $\delta=6.8$ мм;

При этом ставилась задача экспериментально или с помощью экспериментально полученных данных определить следующие кинематические и динамические параметры сооружения и грунта в зависимости от мощности взрыва и эпицентрального расстояния.

Затем результаты теоретических исследований сопоставлялись с экспериментальными данными.

Кульминационным моментом научной деятельности лаборатории, где руководил Ё.Н. Мубараков, было участие во Всесоюзной комплексной программе опытных взрывов по возведению взрывонабросных плотин Камбаратинской ГЭС в Кыргызстане. В этой программе участвовали Институт физики Земли (г. Москва), Средазгидропроект (г. Ташкент), Гидроспецпроект (г. Москва), НИИ строительства и архитектуры Госстроя Кыргызстана и Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз.

В 1989 г. в Кыргызстане, в Нарынском районе в Ущелье Бурликия, на реке Уч-Терек был произведен взрыв с общим весом заряда ВВ 2060 т. Этот взрыв был первым опытным взрывом, где проверялась брзантность заряда ВВ и изучался сейсмический эффект взрыва, в целях прогнозирования сейсмического действия крупномасштабного основного взрыва ($C=270$ КТ). Здесь было произведено инструментальное измерение сейсмического действия опытного взрыва и на основе экспериментально полученных результатов прогноз сейсмического действия основного крупномасштабного взрыва.

По результатам натурных экспериментов были определены составляющие параметров взаимодействия сооружения с грунтовой средой в трех взаимно перпендикулярных направлениях скорости распространения продольных и поперечных волн для данного грунта и другие кинематические и динамические параметры подземного сооружения и грунта, определяющие напряженно-деформированное состояние конструкций при сейсмозрывных воздействиях. Выявлено относительное смещение оболочки и грунта по трем направлениям в пространстве.

На основе обобщения многочисленных опытных данных предложены эмпирические зависимости: для продольного перемещения и скорости колебаний частиц грунта; для определения напряжений в грунте и подземном цилиндрическом сооружении.

Все вышеназванные экспериментальные исследования были начаты под руководством акад. Ё.Н. Мубаракова, часть из этих исследований при его жизни математически обработаны и доведены до получения численных значений. Целью Ё.Н. Мубаракова было создание научных и методических основ сейсmodинамической теории подземных тонкостенных сооружений на основе натурных экспериментальных исследований, разработка нормативных правил и методик расчета подземных тонкостенных сложных оболочечных конструкций с учетом их пространственной работы.

Научная деятельность академика Ё.Н. Мубаракова представляет новое научное направление в сейсmodинамике: теоретико-экспериментальные исследования физико-механического поведения подземных оболочечных конструкций, направленные на решение крупной проблемы, имеющей большое народнохозяйственное значение при расчете и определении прочности подземных пространственных сооружений, взаимодействующих с грунтом при действии динамических (сейсмических) нагрузок.

Решении практических задач при действии сейсмических нагрузок применительно к сборным и цельносекционным тоннельным обделкам прямоугольного и круглого очертания, станции метро односводчатого типа, плиты основания станций и специального подземного сферического сооружения, результаты которых были использованы при проектировании и строительстве Ташкентского и Софийского (Болгария) метрополитенов, тоннелей БАМа (Россия), Армянско-Акташской АЭС (Армения) и на Койташском вольфрамовом руднике и других сооружениях, имеющих важное народнохозяйственное значение, а также при расчете и проектировании некоторых военных объектов.

Дальнейшая научная деятельность академика Ё.Н. Мубаракова была посвящена решению проблемы взаимодействия волн с пространственными сооружениями с учетом дифракционных явлений около преград, глубин заложения и нестационарности воздействия.

Научные результаты, полученные Ё.Н. Мубараковым, безусловно, являются крупным вкладом в теории сейсмостойкости сооружений.

Множество его научных идей нашли продолжение в научных исследованиях его учеников и последователей, в научных трудах многих ученых нашей республики и за рубежом. Например, его первый ученик Х. Сагдиев в настоящее время возглавляет Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз. Под его руководством решаются крупные проблемы сейсмостойкости, связанные с безопасностью школьных и дошкольных зданий Республики Узбекистан.

Мы, Ё.Н. Мубаракова ученики, продолжаем воплощать его идеи в научную жизнь, особенно, его цели в теоретической и экспериментальной механике, не нарушая гармонического развития науки сейсмостойкости подземных сооружений.

Доктор физико-математических наук, профессор И.И. Сафаров

ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЯ И КАТАКЛИЗМЫ В ИНДОНЕЗИИ. ХРОНИКА И ПОСЛЕДСТВИЯ

Утром 28 сентября 2018 г. в Индонезии у побережья острова Сулавеси (четвертом по величине индонезийском острове) в 80 километрах к северу от города Палу с населением 350 тысяч человек произошло землетрясение магнитудой 6.1. Затем было зафиксировано еще одно землетрясение магнитудой 7.5 и несколько афтершоков. Как сообщает агентство ТАСС со ссылкой на Геологическую службу США, за первыми землетрясениями последовали афтершоки. За двое суток их число достигло 170.

Эпицентр землетрясения магнитудой 7.5 (по данным отдельных источников – до 7.7) находился на глубине 10 км.

После этого на остров обрушилось цунами, высота которого составляла от 2 до 6 м (рис. 1). Местное Агентство метеорологии через полчаса после первых толчков отменило угрозу цунами, так как приборы не смогли зафиксировать необходимые данные. По сообщениям местных властей, система раннего обнаружения цунами в стране не работает полноценно, начиная с 2012 г.

Кроме того, на основную дорогу, ведущую в город, сошел оползень.

1 октября по сообщению Геологической службы США еще 2 землетрясения магнитудой около 6 зафиксированы на юге Индонезии.

2 октября на острове Сулавеси было зафиксировано новое землетрясение магнитудой около 5, а вдобавок к нему еще и извержение вулкана Сопутан (см. рис. 1).

Вулкан Сопутан выбросил столб пепла высотой около четырех километров.

Как сообщает газета Jakarta Post со ссылкой на заявление Центра вулканологии и снижения геологических рисков Индонезии, извержение началось около 9 утра по местному времени. По мнению специалистов, облако вулканического пепла продолжит движение в западном и северо-западном направлениях. Для авиации объявлен оранжевый уровень опасности.

Людям рекомендовано не подходить к вулкану ближе, чем на 6 км и использовать респираторы. Жителей близлежащих деревень предупредили о возможном излиянии лавы. Вместе с тем эксперты заверили, что на работу аэропорта в городе Манадо извержение не повлияет.



Фото: Antara Foto / Muhammad Adimaja via Reuters

Рис. 1. Спровоцированное землетрясением цунами и извержение вулкана Сопутан

Индонезия является частью так называемого «Тихоокеанского огненного кольца» и расположена в зоне целого ряда мощных тектонических разломов. В этом районе располагаются самые активные тектонические плиты, одна из которых передвигается со скоростью 7 см в год. Ежегодно здесь регистрируется порядка 6 – 7 тысяч землетрясений магнитудой выше 4.0. (рис. 2).

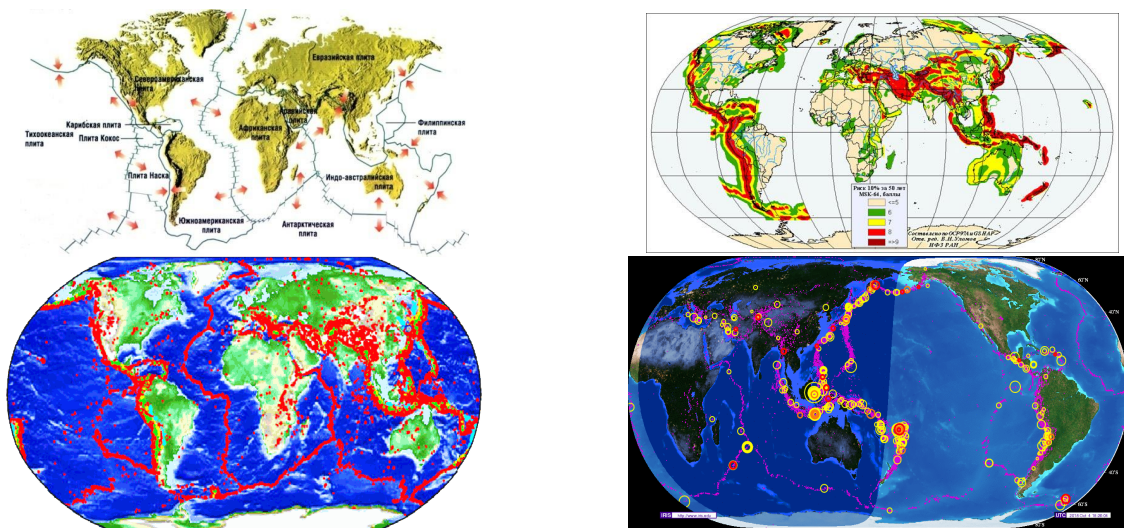


Рис. 2. Разломная тектоника и карты землетрясений

Последствия землетрясения определяются как катастрофические.

На 4 октября 2018 г. число жертв землетрясения и цунами (по данным агентства «Интерфакс») достигло 1424 человека, более 2.5 тысяч человек пострадали.

Не исключено, что число жертв продолжит увеличиваться, поскольку, по данным с места происшествия, на береговой линии продолжают находить тела погибших и власти еще только приступили к ликвидации последствий разгула стихии и составлению списков возможных жертв.

Издание The Straits Times со ссылкой на Президента страны Джоко Видодо сообщило, что точное число погибших неизвестно.

По информации Jakarta Post (без ссылки на источник), из-за селевых потоков могли погибнуть около 2 тысяч человек.

По данным Управления по координации гуманитарных вопросов ООН, почти 200 тысяч человек нуждаются в срочной помощи, разрушено или повреждено порядка 66 тысяч домов.

Больше всего от стихии пострадал город Палу. Люди, отдыхавшие там, готовились к пляжному фестивалю в честь дня города.

Согласно информации Красного Креста, в городе разрушено 60% зданий.

По предварительным оценкам, почти 62 тыс. человек вынуждены были эвакуироваться и примерно 2.5 млн. человек понадобится гуманитарная помощь.

«Тысячи людей не могут вернуться к своим поврежденным или разрушенным жилым домам, толчки продолжаются», – говорится в сообщении пресс-службы управления Верховного комиссара ООН по гуманитарным вопросам.

Число погибших при землетрясении и цунами в Индонезии может достичь нескольких тысяч. Об этом сообщил вице-президент страны Юсаф Каллу.

До 11 октября в Индонезии введен режим ЧС. Об этом сообщило агентство «Associated Press» со ссылкой на официального представителя индонезийского Национального агентства по предотвращению и ликвидации стихийных бедствий (BNPB) Сутопо Нугрохо в эфире национального телевидения.

Спасательные работы. В стране продолжают разборы завалов и поиски людей, погибших и пропавших в результате мощного землетрясения и цунами, которые произошли 28 сентября.

Положение в пострадавшем районе осложнено ввиду отсутствия электроснабжения. Разрушены дороги, мосты, повреждены линии электропередачи и другие объекты инфраструктуры. Местный аэропорт закрыт.

Ликвидация последствий. Власти планируют выделить для ликвидации последствий стихии 560 миллиардов рупий (около 37.6 миллиона долларов США).

Организация Объединенных Наций выделила в помощь Индонезии 15 млн \$ US, которые пойдут на ликвидацию последствий землетрясения и цунами.

Евросоюз в качестве помощи направил Индонезии 1.5 млн \$ US.

Еще 1.5 миллиона долларов индонезийцам направят власти Канады, сообщает телеканал «Россия 24».

Первая партия гуманитарной помощи уже доставлена из Сингапура. В наиболее пострадавшие районы двумя самолетами отправили самое необходимое: продовольствие, питьевую воду, медицинское оборудование.

Предложили помощь и Соединенные Штаты, но индонезийские власти от нее отказались. США хотели направить в Индонезию плавучий госпиталь, который, как уверяет правительство Индонезии, совсем не эффективен, как уже показывал опыт стихийных бедствий. Сейчас в приоритете – помощь в реабилитации пострадавших.

О готовности оказать содействие пострадавшей стране также заявила Турция.





Φoto: EPA / TACC



Φoto: Antara Foto / Muhammad Adimaja via Reuters



Φoto: Antara Foto / Muhammad Adimaja via Reuters

Φoto: Rio Mario / AP



Φoto: Antara Foto / Muhammad Adimaja via Reuters

Φoto: Arimacs Wilander / AP



Фото: Antara Foto / Muhammad Adimaja via Reuters



Фото: Antara Foto / Basri Marzuki via Reuters



Фото: EPA / TACC



Фото: Antara Foto / Darwin Fatir via Reuters



Фото: Mast Irham / EPA / TACC



Фото: Mast Irham / EPA / TACC



Фото: Mast Irham / EPA / TACC



Фото: Mast Irham / EPA / TACC

Землетрясения, как известно, не имеют границ. Отмеченное в равной степени относится и к нашей республике, территория которой неоднократно подвергалась воздействию этих наиболее грозных стихийных явлений, принесших за её многовековую историю немалый социально-экономический ущерб.

Все мы должны помнить, что около 52% территории Узбекистана могут подвергаться землетрясениям интенсивностью 7 баллов и выше. В этой зоне проживает около 22 млн человек, что составляет 93% населения республики. В сейсмически опасных районах расположено более 330 населенных пунктов, в том числе 120 городов. Согласно Каталогу землетрясений, на территории нашей республики могут происходить землетрясения с магнитудой до 7.5.

Такие грозные природные явления как цунами (зачастую провоцируемыми землетрясениями), территории нашей республики непосредственно не угрожают. Но на ней и в непосредственной близости (на территориях соседних государств) расположены сотни таких объектов, как крупные озера (естественного и искусственного происхождения), водохранилища, плотины ГЭС и пр., от которых реально исходит подобная опасность.

Следует отметить, что проблема обеспечения сейсмической безопасности в нашей республике имеет прочную законодательную основу. Защита населения и территорий Узбекистана от чрезвычайных ситуаций природного, техногенного и экологического характера, является одним из приоритетных направлений в политике национальной безопасности и осуществляется «Государственной системой предупреждения и действий в чрезвычайных ситуациях» (ГСЧС). Особенно за последний период принят целый ряд законов, постановлений, указов и государственных программ.

В нашей республике довольно детально разработана организационно-нормативная база. В частности, в сфере государственного строительства создана и эффективно функционирует система государственной экспертизы, контроля и приёмки объектов. Проектная документация разрабатывается компетентными проектными организациями, рассматривается на предмет соответствия действующим нормативным документам и утверждается органами экспертизы. Качество же самого строительства и соответствие его проектным положениям обеспечивается системой авторского и технического надзора, контролем со стороны органов архитектурно-строительного надзора. Эффективное функционирование отмеченной системы обеспечивает как качество проектных решений, так и качество самого строительства.

Существующая прочная законодательная и организационно-нормативная база в нашей республике, постоянное внимание правительства к проблеме снижения риска чрезвычайных ситуаций, усилия служб хокимиятов областей и городов, региональных УЧС, научных работников, организаций и подразделений строительной сферы, контролирующих качество и сейсмостойкость строительства, а также усилия эксплуатационных служб позволили за последние годы значительно снизить как число самих чрезвычайных ситуаций, так и число человеческих жертв при их возникновении. Однако материальные потери от различного рода аварий, природных явлений и пр. всё ещё остаются довольно высокими и не снижаются.

В значительной степени это связано с тем, что в большинстве случаев наша работа в этом направлении заключается лишь в ликвидации последствий уже проявивших себя чрезвычайных ситуаций.

В современной постановке вопроса, как это и определено положениями отмеченной «Государственной Программы», должен быть осуществлён переход со сменой «простого реагирования» на заблаговременное осуществление комплекса мероприятий, направленных на эффективное предупреждение и максимально возможное уменьшение рисков возникновения чрезвычайных ситуаций, а также на сохранение здоровья людей, снижение материальных потерь и размеров ущерба окружающей природной среде.

Многие из отмеченных мероприятий на протяжении вот уже нескольких десятилетий, и особенно в последнее время, активно разрабатываются и реализуются авторами настоящей статьи на основе фундаментальных, прикладных и инновационных исследований и разработок. Но здесь предстоит сделать ещё очень многое.

Нашей общей целью, включая специалистов и работников всех отмеченных выше релевантных структур, является заблаговременная оценка возможных разрушений и социально-экономических последствий, разработка на базе этой оценки обоснованной и рациональной стратегии снижения сейсмического риска, осуществление мер, направленных на укрепление зданий, сооружений, систем жизнеобеспечения и социальной инфраструктуры, повышение уровня информированности населения и органов управления, что позволит значительно снизить возможные социально-экономические потери – гибель людей и дестабилизацию экономики, сократить сроки восстановления.

Реализация отмеченных положений без всяких сомнений будет способствовать рациональному и адресному распределению имеющихся ресурсов и обеспечению устойчивого социально-экономического развития наших городов и республики в целом, как на ближайшую перспективу, так и в стратегическом плане.

Т.Р. Рашидов, В.А. Кондратьев

ЛЕГКОВОЙ АВТОМОБИЛЬ "SANO"

Заявлено художественно-конструкторское решение внешнего вида узбекского легкового автомобиля, предназначенного для индивидуального пользования в качестве транспортного средства для городских условий.

Известен промышленный образец легкового автомобиля «САНУ» (Патент № 331 от 13.06.1997 г. МКПО 12-08), а также автомобили производства Джи Эм Узбекистан: Нексия, Ласетти, Кобальт.

Художественно - конструкторское решение этого автомобиля характеризуется такими основными признаками, как:

- каплеобразная форма и архитектура всего кузова и дверей;
- наклонная вперед верхняя плоскость капота;
- трапецевидное лобовое стекло;
- наличие решетки ограждения радиатора;
- наличие явно выраженных бамперов.

Общий композиционный прием, основанный на применении прямолинейности форм и наличии углов сопрягаемых контурных и рельефных линий, не способствует созданию художественно-информационной выразительности, снижает его аэродинамические качества.

Целью создания данного промышленного образца является достижение аэродинамичности формы и выражение современной тенденции индивидуализации внешнего облика автомобиля.

Перечень фотографий и графических материалов

Промышленный образец иллюстрируется следующими фотографиями:

Фото 1. Общий вид автомобиля "SANO" в ракурсе 3/4 спереди; чертежами:

Рис. 1. Вид сбоку (слева); рис. 2. Вид спереди; рис. 3. Вид сзади;



Фото 1. Общий вид автомобиля

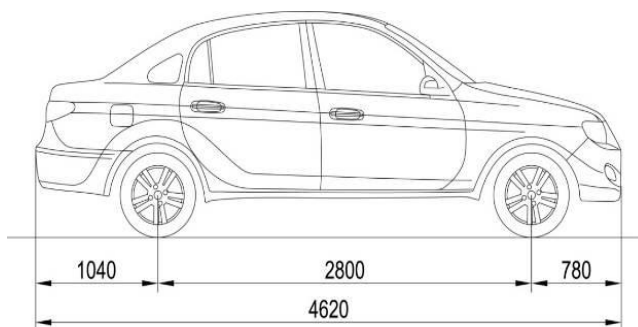


Рис. 1. Вид сбоку

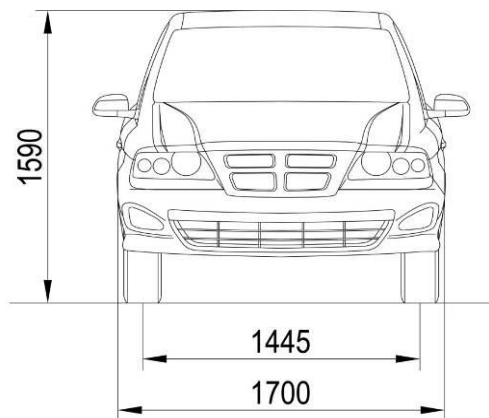


Рис. 2. Вид спереди

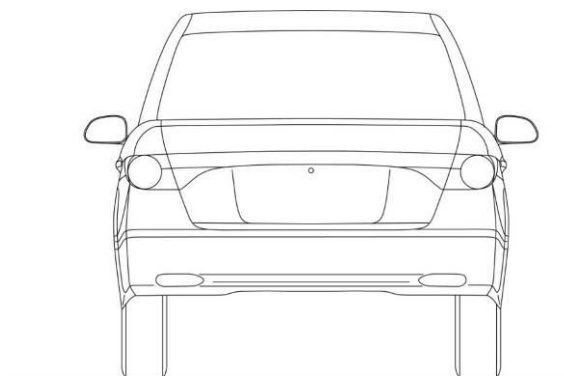


Рис. 3. Вид сзади

Основными формообразующими элементами автомобиля "SANO" являются (см. рис. 1):

– передний капот, – лобовое стекло, – крыша кузова, – заднее лобовое стекло, – задний капот, – задний бампер, – колесо, – стойка кузова, – передние и задние двери, – переднее крыло, – передний бампер, – заднее крыло.

Соответствие заявленного художественно-конструкторского решения автомобиля требованиям технической эстетики. Заявленное художественно-конструкторское решение внешнего вида автомоби-

ля обладает художественно-информационной выразительностью, отражает определенные взгляды общества, уровень развития производства, структуру сложившихся потребностей.

Решение не только является результатом инженерного проектирования, а свидетельствует о творческом подходе к формообразованию, т.е. оно – оригинально, современно и соответствует условно - временному эталону, моде, является выразителем самых последних, свежих тенденций в формообразовании.

Организованность объема по пространственной структуре обеспечивает максимальное соответствие формы функциональной сущности автомобиля. Целесообразность решения отражает внутреннюю логику его строения, соответствует конструкторской схеме, размещению узлов и блоков в корпусе, правильности использования внутреннего пространства, объема.

Эстетическая выразительность обеспечивается уравновешенностью композиции, соразмерностью, пропорциональностью, пластической проработкой формы в целом и пластической нюансировкой элементов.

Эргономичность, т.е. человеческий фактор в функционировании системы «человек – машина», эстетически приятна и обеспечивает соответствие автомобиля антропометрическим, физиологическим и психологическим его свойствам, а также удобство действий.

Предлагаемый промышленный образец может быть многократно произведен конвейерной сборкой, но она может быть заменена индивидуальной стапельной при штучном изготовлении автомобиля “SANO”.

С.М. Кадиоров, О.С. Кодирова, С. Эронов

О КНИГЕ Р.Д. МАТЧАНОВА «СТРАНИЦЫ ЖИЗНИ». ТАШКЕНТ: ФАН, 2018. – 279 с.

За последние годы из-под пера Р.Д. Матчанова вышли достаточно солидные книги и вот следующая со скромным названием, где он в содержательной и увлекательной форме пишет о своей семье, становлении и развитии сельхозмашиностроения, об организаторах и профессионалах своего дела.

Рафик Достанович Матчанов, выпускник старейшего в республике вуза – Среднеазиатского политехнического института (ныне – Ташкентский технический университет им. И.А. Каримова), инженер-механик, доктор технических наук, профессор, член-корреспондент Академии сельскохозяйственных наук является одним из активных участников становления и развития сельхозмашиностроения в республике. В книге в хронологической последовательности раскрыта история сельхозмашиностроения, изложена информация о его организаторах, руководителях этой отрасли. Она состоит из пяти глав, включающих «Время перемен», «Главное – общение с людьми», «Сельхозмашиностроение в новом витке», «Примеры для новых поколений», «Из истории отечественного машиностроения». В предисловии Р.Д. Матчанов пишет: «Узбекистан является ключевым государством в Центральной Азии. У нашей страны богатейшая история ... Эта земля взрастила великих людей – Аль-Беруний, Аль-Хорезми, Абу Али ибн Сину, Великого Темура, Мирзо Улугбека, Аль-Бухари, Аль-Термизи и мн.др. ... Сегодня Узбекистан преобразуется. Создаются новые отрасли, строятся заводы и производства. В основе всего лежит продуманная, выстраданная политика нашего Президента – Шавката Миромоновича Мирзиёева».

В очень эмоциональной и увлекательной форме описана встреча во Дворце торжеств Президента Республики Ш.М. Мирзиёева с академиками Узбекистана (30 декабря 2016 г.), где Р.Д. Матчанов пишет «... Если бы мне дали слово, я, конечно, рассказал бы о нашем положительном опыте работы фундаментальной, прикладной и вузовской науки» при выполнении НИР и ОКР в отрасли. Автор с уважением вспоминает имена Ш.Р. Рашидова, И.А. Каримова как лидеров республики.

«В конце я обращаюсь к своим коллегам, друзьям ... кому не безразлична судьба отечественного сельхозмашиностроения», и в этом контексте хотелось бы вспомнить имена ученых и специалистов из Академии наук республики, которые внесли большой вклад в развитие науки в области теории машин: академики М.Т. Уразбаев, Х.А. Рахматулин, В.К. Кабулов, Х.Х. Усманходжаев, А.Д. Глущенко, О.В. Лебедев, профессора А. Каримов, А.А. Ризаев, М. Тошболтаев и др., инженер-механик Лауреат Госпремии Л.М. Роземблум. В настоящее время наука о механике машин развивается в ряде академических институтов, где активно трудятся академик Т. Рашидов и известные ученые, специалисты в данном направлении.

Редколлегия

КЛАСТЕР ТИЗИМИ: МУАММО ВА ВАЗИФАЛАР

Президентимиз ташаббуси билан республикамызда инновацион иқтисодиёт барпо этиш, барча соҳаларда тубдан ислохотлар ўтказиш, фаолиятимизнинг жаҳонда эришилган тажриба ва ютуқлар асосида қайта қуриш ҳисобига ривожланишни таъминлаш жараёнлари кечмоқда. Республикамызни экспорт салоҳиятини ошириш, барча соҳаларда ҳом-ашёни чуқур қайта ишлаб тайёр маҳсулот чиқариш вазифаси қўйилмоқда.

Ҳозирги кунда республикамызда пахта тозалаш ва тўқимачилик саноати техника ва технологияларининг янгиларини тadbиқ этиш, етиштирилаётган пахта ҳом-ашёсини чуқур қайта ишлаш асосида дунё бозорида рақобатбардошликни таъминловчи сифатли тайёр маҳсулотлар ишлаб чиқаришга, бир қатор тўқимачилик ва енгил саноат корхоналари қуришга, замонавий технологик ускуналар билан жиҳозлашга, пахта тозалаш корхоналарида ишлаб чиқарилаётган тола сифатини оширишга долзарб масала сифатида эътибор берилмоқда. Тўқимачилик саноатида кластер тизимини барпо этиш асосий йўналишга айланмоқда, яъни “енгил саноат корхонаси+тўқимачилик корхонаси+пахта тозалаш корхонаси+фермер хўжалиги” тизими яратилмоқда.

Ушбу пахта толасидан тайёр маҳсулот етиштиришгача бўлган технологик жараёнларни ўз ичига олган ташкилий тузилма - кластерларни самарали ишлаши учун бир қатор муаммоли масалаларни ҳал этишга тўғри келади.

Маълумки, бутун дунёда ва республикамызда пахта толасидан ип-йигирувдан бошлаб тайёр кийим чиқаришгача бўлган технологик жараёнларни (ип-йигирув + тўқув-тиқув) ўз ичига қамраб олган корхоналар ва технологик ускуналар яхлит бир технологик оқимда ишлаган, уларни ишлатиш бўйича тажрибалар етарли, қандай технологик ускуналарни ишлатиш ҳам аниқ. Лекин тўқимачилик корхоналари билан пахта тозалаш корхоналари ва фермер хўжаликларининг бир тизимда ишлаши бўйича тажрибалар етарли эмас.

Шу сабабли мазкур мақолада кластер тизими олдида турган мавжуд муаммо ва амалга оширилиши керак бўлган вазифалар тўғрисида ўз фикримизни билдирмоқчимиз.

Ҳозирда энг асосий муаммо тайёр маҳсулотлар бозорини эгаллашдир. Афсуски, мавжуд ҳолат тўқимачилик маҳсулотларини рақобатбардошлиги юқори бўлмаганлиги, уларни дунё бозорларида сотиш учун маркетинг фаолияти етарли эмаслиги туфайли асосан пахта толаси тўлиқ қайта ишланмасдан калава-ип шаклида сотилаётганлигини кўрсатмоқда. Иқтисодий самарадорликни ошириш учун сифатли рақобатбардош маҳсулотлар чиқариш, дунё бозорини ўрганиш ва эгаллаш бўйича маркетинг ишларини фаоллаштириш талаб этилади.

Рақобатбардош маҳсулот ишлаб чиқариш асосан пахта толаси сифатига, яъни тола узунлиги, пишиқлиги, микронейер, ифлослиги, тола таркибидаги нуқсонли аралашмалар ва калта толалар миқдорига боғлиқ. Тола сифати фермер хўжалигида асосан пахта етиштириш агротехникаси ва табиий шароитга монанд шаклланади ҳамда павхтани дастлабки ишлаш жараёнларида сақланади ва яхшиланади.

Афсуски, ҳозирда фермер хўжалиги ва пахта тозалаш корхоналари турли тизимда ишлаши, мустақил фаолият юритиши ҳамда тола сифатини яхшилашга мотивация етарли бўлмаганлиги сабабли, тўқимачилик корхоналарига етказиб берилаётган тола сифати талабга тўлиқ жавоб бермайди. Улардаги энг асосий камчилик тола таркибида нуқсонли аралашмалар (непс), момик ва калта толалар миқдорини юқорилиги ҳисобланади. Натижада толадан калава-ип чиқиш фоизи паст бўлмоқда.

Бунинг энг асосий сабаблари қуйидагилардан иборат:

1. Фермер хўжалиги учун энг асосий кўрсаткич бу ҳосилдорлик, пахта топшириш режасини бажариш бўлиб, етиштирилаётган пахтани сифати айниқса ифлослигига эътибор кам, пахта ифлос терилади. Олдин биринчи терим қўлда терилган пахталар ифлослиги 3 – 5 % бўлса, кейинги йилларда 8-10% ни ташкил этмоқда. Бу албатта пахта тозалаш корхоналарида толага кўпроқ механик таъсир кўрсатишга, уни таркибида толалар ва нуқсонли аралашмалар пайдо бўлишига, яъни сифати паст бўлишига олиб келмоқда.

2. Пахта тозалаш корхоналарини фаолияти самарадорлигини асосий мезон кўрсаткичларидан бири - бу пахтадан тола чиқиш миқдори бўлиб, тола сифатига эътибор талаб даражасида эмас. Шу билан бир қаторда фермерлардан пахта тозалаш корхоналарига пахта топшириш тартиб қоидалари қўпол равишда бузилиши, пахта режасини бажариш мақсадида кўшиб ёзиш, пахта ифлослиги ва намлигини пасайтириш ҳолатлари кузатилмоқда. Бу эса камомадларни пайдо бўлиши, пахта ҳажмига нисбатан тола миқдорини режадан паст бўлишига олиб келмоқда. Пахта тозалаш корхоналари маъмурияти томонидан тола чиқишини ошириш мақсадида “Пахтани дастлабки ишлашнинг мувофиқлаштирилган технологияси” талабларига зид равишда пахта тозалаш режалари бузилиши, баъзи ҳолларда аррали тозалагичларда тозаламасдан пахтани жинлаш амалга оширилмоқда, ишлаб чиқарилаётган тола сифати пасаймоқда. Шу билан бир қаторда тола миқдорини ошириш мақсадида пахтани жинлаш жараёни ҳом-ашё валиги юқори зичлигида амалга оширилмоқда, натижада толада нуқсонли аралашмалар ва калта толалар миқдори кўпаймоқда.

3. Пахта қабул қилиш масканларида қуриштириш ва тозалаш ускуналарини йўқлиги туфайли юқори намлик ва ифлосликдаги пахталарни сақлашга қўйиш натижасида пахтани ўз-ўзидан қизиши вужудга келиб, тола сифати кескин пасайишига олиб келмоқда.

4. Пахта тозалаш корхоналарида самарали тола тозалаш ускуналари йўқлиги натижасида толада нуқсонли аралашмаларни миқдори юқори.

5. Пахтани дастлабки ишлашнинг технологик ускуналарини ишлатувчи ходимларнинг назарий ва амалий малакаси етарли эмаслиги, уларни мақсадли тайёрлаш, малакасини ошириш яхши йўлга қўйилмаган.

6. Кейинги йилларда пахта тозалаш корхоналарида илмий-тадқиқот ишларига етарли аҳамият берилмаслиги туфайли технологик ускуналарни ўз вақтида янгилаш, модернизация қилиш аянчли аҳволга тушиб қолган.

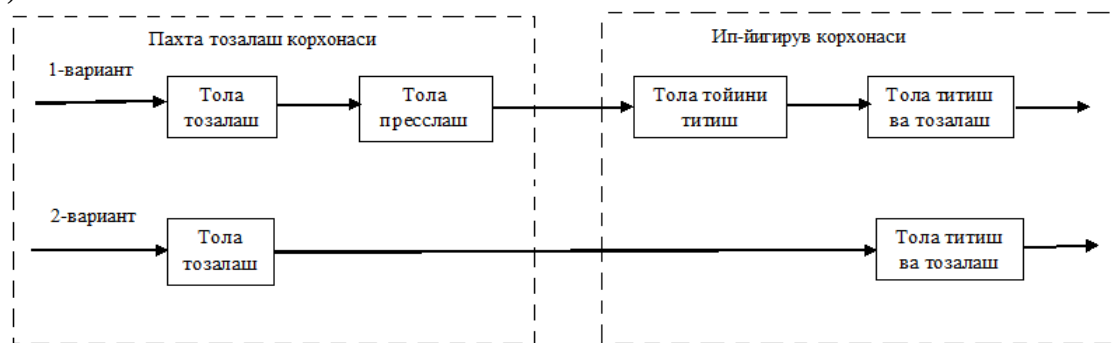
Кластер тизимининг энг муҳим афзаллиги - бу бутун яхлит тизимга ягона раҳбарлик бўлиб, унда энг асосий мақсад маҳсулот сифати ҳисобланади, сифат мониторинги ташкил этилади, фермер хўжалигида ғўза агротехникасини тўғри амалга ошириш, пахта терими сифатини назорати, пахта тозалаш корхоналарида пахтани сақлаш, қайта ишлашда ҳам сифат назорати ташкил этилади. Пахтани қабул қилиш тартибга тушади, қўшиб ёзиш эҳтиёжи йўқолади.

Фермер хўжалиги ва пахта тозалаш корхоналарида сифатли маҳсулот тайёрлаш учун кучли иқтисодий манфаатдорлик асосида мотивация шакллантирилади. Юқорида қайд этилган мавжуд камчиликлар ўз-ўзидан деярли барҳам топади.

Шу билан бир қаторда кластер тизими олдида яна қандай муаммолар мавжуд.

Биринчидан кластер тизими ва фермер хўжалиги ҳамда пахта тозалаш корхоналари ўртасидаги ўзаро муносабатларга оидинлик киритиш лозим. Бунда кластер тузилмаси таркибида бўлиши ёки шартнома асосида ишлашлари мумкин. Ушбу масала кластерларга ер ажратиб бериш ҳисобига ҳал қилинмоқда.

Иккинчидан пахта тозалаш корхоналари билан тўқимачилик корхоналарини технологик жараёнларини мутаносиблигини таъминлаш муаммоси мавжуд. Бунда икки хил вариант бўлиши мумкин (расм).



Пахта тозалаш корхонасидан ип-йигирув корхонасининг технологик жараёнларига тола узатиш схемаси

Биринчи вариантда пахта тозалаш корхонаси ва тўқимачилик корхонаси турли масофада жойлашиши мумкин. Бунда мавжуд пахта тозалаш корхоналаридан фойдаланиш мумкин. Пахта тозалаш корхонасида пахта мавжуд технологик жараёнларда дастлабки ишланиб, тола прессланади ва ип-йигирув корхоналарига тола тойи жўнатилади.

Иккинчи вариантда эса пахта тозалаш корхонаси ип-йигирув корхонаси билан битта технологик оқимда ишлайдиган қилиб қурилади. Пахтани жинлашдан олинган тола тозаланиб, тўғридан тўғри ҳаво ёрдамида ип-йигирув корхонасига ўрнатилган тола тозолагичларга узатилади. Ушбу вариантда толани пресслаш, тола тойи симларини кесиш, уни титиш жараёнлари бўлмайди. Тўқимачилик корхонаси билан пахта тозалаш корхонасини кластер тизимига бирлаштиришда қуйидаги муаммоларни ҳал қилиш лозим:

- Пахта тозалаш корхонасини ип-йигирув корхонасига нисбатан жойлаштириш вариантини иқтисодий асосланган ҳолда танлаш;
- Пахта тозалаш корхонасининг технологик ускуналарини танлаш. Бунда мавжуд технологик ускуналардан фойдаланиш мумкин ёки ип-йигирув корхоналарини технологик оқимини иш унумдорлигига мувофиқлаштирилган иш унумдорлигини таъминловчи янги технологик ускуналарни тадбиқ этиш мумкин;
- Этиштирилаётган пахта ва ундан ишлаб чиқарилаётган тола сифатини кескин ошириш чора тадбирларини белгилаш ва амалга ошириш;
- Кластер тизимидаги корхоналарга мақсадли кадрлар тайёрлаш тизимини ташкил этиш;
- Муаммонинг энг асосийси - ишлаб чиқарилаётган маҳсулотни жаҳон бозорига чиқариб сотиш ҳисобланади. Ушбу йўналишда жиддий иш олиб бориш лозим.

Маълумки, пахта тозалашни технологик ускуналари Ўзбекистондан ташқари асосан АҚШ, Хитой, Туркия ва қисман Ҳиндистонда ишлаб чиқарилади. Кластер раҳбарлари томонидан ҳозирда асосан юқорида қайд этилган давлатлардан технологик ускуналар келтириш режалаштирилган. Лекин шуни айтиш лозимки, пахта тозалаш корхоналарини тажрибаси ушбу давлатлардан келтирилган технологик ускуналарни самарадорлиги юқори эмаслигини, бизни пахтамызни қайта ишлашга мосланмаганлигини кўрсатди. Ундан

ташқари импорт ҳажмини ошириш, сўнгра уларни эҳтиёт қисмлар билан таъминлаш муаммолари корхоналарни ишлатишни қийинлаштириб қўйиши мумкин.

Ҳозирда пахта тозалаш техникаларини ишлаб чиқарувчи қўшма корхоналар яратиш мақсадга мувофиқ бўлар эди.

Кластер тизимини сифатли тола билан таъминлаш учун қуйидаги вазифаларни бажариш лозим:

- Пахтани териш сифатини ошириш, назоратни ташкил этиш, пахта ифлослигини минимал бўлишини таъминлаш;

- Самараси юқори бўлган дефолиантлар ишлаб чиқишни ташкил этиш;

- Пахтани сифатини пасайтирмаган ҳолда намлиги ва ифлослиги юқори бўлган пахталарни қуришиб, тозалаб сўнгра сақлашга ғарамлаш. Бунинг учун пахта тайёрлаш масканларини етарли иш унумига эга бўлган қуриш ва тозалаш ускуналари билан таъминлаш;

- Тозалаш ва жинлаш жараёнларида пахта намлигини 8% бўлишини таъминлаш;

- Юқори сифатли тола олиш учун пахтани тозалаш самарадорлиги 95% дан юқори бўлган технологик ускуналар мажмуасини ўрнатиш;

- Нуқсонли аралашмалар ва калта толалар миқдорини минимал бўлишини таъминловчи жинлаш ускунаси ва режимларини танлаш;

- Кўп босқичли тола тозалагич мажмуасини танлаш ва ишлаб чиқаришга тадбиқ этиш.

Юқорида қайд этилган муаммолар ва вазифаларни ҳал этилиши кластер тизимида сифатли рақобатбардош тайёр маҳсулотлар ишлаб чиқарилишини таъминлаши мумкин.

Т.Р. Рашидов, А. Парпиев

МУНДАРИЖА

К. Мамасолиев. Асос билан ўзаро таъсирдаги уч қатламли балка типдаги плиталарнинг эгилиши контакт масаласини ечишга ортогонал полиномларни қўлланилиши.....	3
М.К. Усаров, Д.М. Усаров. Қалинлиги ўзгарувчи қалин пластиналарнинг бимоменларни инобатга олувчи назарияси.....	6
К.И. Байманов. Дарё ва каналларнинг турғунлик критериялари ҳақида.....	11
У.Т. Жовлиев, Б.С. Худайкулов. Вибрацияли қувурдаги суюкликларнинг ҳаракати	15
А. Абдукаримов, Г.А. Баҳадиров, С.М. Мадаминов. Ричагли контури параллелограм бўлган тишли ричагли валлараро дифференциал узатиш механизми синтези.....	20
Х.Т. Аҳмедходжаев, Б.М. Мардонов, Н.М. Сафаров. Пахта хом ашёсини қувурда иссиқ ҳаво оқими билан қуриштишнинг математик моделини ишлаб чиқиш	26
Г.А. Баҳадиров, А.М. Набиев, М.У. Мусиров. Вал жуфтлиги орасида тери хом-ашёсига ишлов беришда таъсир этувчи кучларни тадқиқи	32
А. Жаҳонгиров. Ёўза қатор орасига ғалла экиш учун сеялка сошнинг дискининг диаметрини асослаш.....	37
К.А. Каримов, А.Х. Умурзаков, А.Х. Аҳмедов. Бошқариладиган прецизион механизмларни яратишнинг истикболлари. Назариядан қурилмалар сари (2 қисм)	39
З.М. Маликов, А.Т. Йулдашев, М.Э. Мадалиев. Кукунли материалларни пневматик саралашдаги хусусиятларининг таҳлили	44
Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, С.Н. Камалов. Хом ашё валигининг аррали жин қўйи фартук юзасидаги ҳаракатини тадқиқи	47
А. Парпиев, И.Собиров. 1ДР-119 жин-регенератор кўрсаткичларига колосникдан арранинг чиқиб туриш катталиги таъсирини ўрганиш	51
Т.Р. Рашидов, Р.Р. Раджабов, А.А. Ризаев. Пахта териш аппаратининг юқори самарали ишчи органи	55
А.А. Ризаев, Н.Б. Джураева. Пахта териш аппаратидаги “шпиндель-очилган пахта кўсаги” ўзаро таъсир изининг параметрлари	58
М. Тошболтаев, З. Сейтимбетова. Дилерлик пунктнинг жойлашиш ўрнини аниқлашнинг гравитацион модели	61
Р.У. Шукуров, А.А. Азизов, Б.Ф. Хўжаназаров, Х.С. Хўжахмедова. Бир чўмичли экскаватор тишларини ёйилиш жадаллигини ҳисоблаш	65
Ш.С. Юлдашев, М.У. Карабаева, М.Б. Бойтемиров. Эластиклик назарияси масалаларини чекли элементлар усулида ечишда чегаравий шарт коэффициентларининг эластик тўлқинларни тарқалиш частотасига боғлиқлигини тадқиқ этиш	68
С.М. Кадыров, М.М. Файзиев. Тоғли шароитда КамАЗ-740 дизелнинг бир қатор кўрсаткичларининг тадқиқот натижалари.....	72
Н.Д. Тураходжаев, Ж.С. Камолов, Ф.Н. Тураходжаева, Ш.Б. Ташбулатов, Ш.М. Чоршанбиев. Биологик актив флюс остида металл эритиш иссиқлик алмашинув схемаси.....	75

Илмий ахборотлар

Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Автомобиль йўлларининг темир бетон кўприklarини юк кўтариш қобилияти ва узокқа чидамлилигини ошириш муаммолари.....	80
Р.К. Байманов. Гидроузелларнинг пастки бьефлари ўзанларининг қайта шаклланишларини ҳисоблаш усуллари ҳақида.....	83
У.Т. Жовлиев, Х.А. Маннопова, Б.С. Худайкулов. Босим ортиши ёки камайиши соҳасининг тезлик босими орасидаги боғланиши	87
З.М. Маликов, Ф.Х. Назаров. Айланма ҳаракат қилаётган икки фаза турбулент оқимини сонли ечиш орқали ўрганиш.....	92
Д.М. Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, Р.Х. Росулов. Аррали жин арралараро кистирмаларнинг радиал тебранишлар амплитудасини тадқиқи.....	96
А. Парпиев, А.Х. Қажумов, Ю.И. Кўпалова. Пахтани қуриштиш режимини такомиллаштириш.....	99
М.Т. Тошболтаев, Р.Р. Худайкулиев, Ҳ. Солиев. Қатор ораларини культивациялашда ўсимликлар шикастланишининг эҳтимолий-статистик моделлари.....	103

Хроника

Академик Х.М. Абдуллаев-беназир фан ташкилотчиси ва буюк давлат арбоби.....	106
Академик АН РЎЗ К. Аллаев. Буюк олим ва фан ташкилотчиси.....	107
Академик Х.Х. Усмонходжаевнинг 100 йиллиги.....	109
Профессор И.И. Сафаров. Академик Ё.Н. Муборақов ва унинг ер ости иншоотлари сейсמודинамикасининг ривожланишига қўшган хиссаси.....	109
Т.Р. Рашидов, В.А. Кондратьев. Индонезиядаги zilзила ва ҳалокат. Хроника ва оқибатлари.....	112
С.М. Кадиров, О.С. Кодирова, С. Эронов. "SANO" енгил автомобили.....	117
Р.Д. Матчанов «Ҳаёт varaқлари» китоби ҳақида. Тошкент: Фан, 2018. – 279 б.....	119
Т.Р. Рашидов, А. Парпиев. Кластер тизими: муаммо ва вазифалар.....	119

СОДЕРЖАНИЕ

К. Мамасолиев. Применение ортогональных полиномов к решению контактной задачи об изгибе трехслойных балочных плит, взаимодействующих с основанием.....	3
М.К. Усаров, Д.М. Усаров. Теория толстых пластин переменной толщины с учетом бимоментов.....	6
К.И. Байманов. О критериях устойчивости русел рек и каналов.....	11
У.Т. Жовлиев, Б.С. Худайкулов. Движение жидкости в вибрирующем трубопроводе.....	15
А. Абдукаримов, Г.А. Бахадиров, С.М. Мадаминов. Синтез зубчато-рычажного дифференциального межвалкового передаточного механизма с параллелограммным рычажным контуром....	20
Х.Т. Ахмедходжаев, Б.М. Мардонов, Н.М. Сафаров. Разработка математической модели сушки хлопка-сырца в трубопроводе потоком горячего воздуха.....	26
Г.А. Бахадиров, А.М. Набиев, М.У. Мусиров. Исследование влияния действующих сил в процессе обработки кожевенного полуфабриката между валковой парой.....	32
А. Жахонгиров. Обоснование диаметра диска сошника для сева зерновых в междурядьях хлопчатника.....	37
К.А. Каримов, А.Х. Умурзаков, А.Х. Ахмедов. Перспективы разработки управляемых прецизионных механизмов. от теории к конструкциям (Часть 2).....	39
З.М. Маликов, А.Т. Йулдашев, М.Э. Мадалиев. Особенности и анализ пневматической сепарации порошковых материалов.....	44
Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, С.Н. Камалов. Исследование движения сырцового валика по поверхности нижнего фартука пильного джина.....	47
А. Парпиев, И.Собиров. Изучение влияния величины выступа пил над колосниками на показатели джина-регенератора 1ДР-119.....	51
Т.Р. Рашидов, Р.Р. Раджабов, А.А. Ризаев. Высокоэффективный рабочий орган хлопкоуборочного аппарата.....	55
А.А. Ризаев, Н.Б. Джураева. Параметры следа контакта «хлопковая коробочка – шпиндель» в уборочном аппарате.....	58
М. Тошболтаев, З. Сейтимбетова. Гравитационная модель определения месторасположения дилерского пункта.....	61
Р.У. Шукуров, А.А. Азизов, Б.Ф. Хужаназаров, Х.С. Хужахмедова. Расчет интенсивности абразивного изнашивания зубьев одноковшовых экскаваторов.....	65
Ш.С. Юлдашев, М.У. Карабаева, М.Б. Бойтемиров. Исследование коэффициентов условий излучений на границах в зависимости от частоты распространяемой упругой волны при решении динамических теории упругости методом конечных элементов.....	68
С.М. Кадыров, М.М. Файзиев. Некоторые результаты исследования показателей дизеля КамАз-740 в горных условиях.....	72
Н.Д. Тураходжаев, Ж.С. Камолов, Ф.Н. Тураходжаева, Ш.Б. Ташбулатов, Ш.М. Чоршанбиев. Тепловая схема плавки металла под слоем биологически активного флюса	75

Научные сообщения

Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Проблемы повышения грузоподъемности и долговечности железобетонных мостов автомобильных дорогах.....	80
Р.К. Байманов. О методах расчета переформирования нижних бьефов речных гидроузлов.....	83
У.Т. Жовлиев, Х.А. Маннопова, Б.С. Худайкулов. Связь зоны пониженного или повышенного давления с характерным изменением скоростного напора.....	87
З.М. Маликов, Ф.Х. Назаров. Численное исследование закрученного двухфазного турбулентного потока.....	92
Д.М. Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, Р.Х. Росулов. Исследование амплитуды радиальных колебаний междупильных прокладок пильного цилиндра.....	96
А. Парпиев, А.Х. Каюмов, Ю.И. Купалова. Совершенствование режима сушки хлопка-сырца...	99
М.Т. Тошболтаев, Р.Р. Худайкулиев, Ҳ. Солиев. Вероятностно-статистические модели повреждаемости растений при культивации междурядий.....	103

Хроника

Академик Х.М. Абдуллаев - Великий государственный деятель и организатор науки.....	106
Академик АН РУз К. Аллаев. Великий ученый и организатор науки.....	107
Т. Рашидов, А. Ризаев. К 100-летию академика Х.Х. Усманходжаева.....	109
Доктор физико-математических наук, профессор И.И. Сафаров. Академик Ёрмухамед Нурупович Мубараков и его вклад в развитии сейсмодинамики подземных сооружений.....	109
Т.Р. Рашидов, В.А. Кондратьев. Землетрясения и катаклизмы в Индонезии. Хроника и последствия..	109
С.М. Кадилов, О.С. Кодирова, С. Эронов. Легковой автомобиль "SANO".....	112
О книге Р.Д. Матчанова «Страницы жизни». Ташкент: Фан, 2018. – 279 с.....	117
Т.Р. Рашидов, А. Парпиев. Система кластер: проблемы и задачи.....	119
	119

Редактор: Н.А. Нишонов
Технический редактор: Е.В. Ан

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

Сдано в набор 09.10.2018. Подписано в печать 09.11.2018.
Формат 60×84 ¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. 14.8, Уч.-изд. л. 10.0. Тираж 110. Заказ № .
Цена договорная.

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