

MOTROL

MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA
MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE

COMMISSION OF MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE
NATIONAL UNIVERSITY OF LIFE AND ENVIRONMENTAL SCIENCES OF UKRAINE IN KIEV
MYKOLAYIV STATE AGRARIAN UNIVERSITY
NATIONAL ACADEMY OF NATURE PROTECTION AND RESORT BUILDING
IN SIMFEROPOL
LVIV NATIONAL AGRARIAN UNIVERSITY IN DUBLANY
UNIVERSITY OF ENGINEERING AND ECONOMICS IN RZESZÓW

MOTROL

MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE

Volume 13 A

LUBLIN 2011

KOMISJA MOTORYZACJI I ENERGETYKI ROLNICTWA PAN ODDZIAŁ W LUBLINIE
NARODOWY UNIwersYTET BIOLOGICZNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII
I WYKORZYSTANIA PRZYRODY W KIJOWIE
PAŃSTWOWY UNIwersYTET ROLNICZY W MYKOŁAJEWIE
NARODOWA AKADEMIA BUDOWNICTWA OBIEKTÓW SANATORYJNYCH
I OCHRONY PRZYRODY W SYMFEROPOLU
LWOWSKI NARODOWY UNIwersYTET ROLNICZY W DUBLINACH
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERYJNO-EKONOMICZNA W RZESZOWIE

MOTROL

MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA

Tom 13 A

LUBLIN 2011

Redaktor naczelny: Eugeniusz Krasowski
Sekretarz redakcji: Wojciech Tanaś

Komitet Redakcyjny

Zbigniew Burski, Jan Gliński, Karol Cupiał, Aleksandr Dashchenko, Valeriy Dubrovin, Sergiy Fedorkin, Aleksandr Holubenko, Anatoliy Yakovenko, Janusz Laskowski, Dmytro Melnychuk, Maksym Melnychuk, Ryszard Michalski, Leszek Mościcki, Aleksandr Morozow, Janusz Mysłowski, Ilia Nikolenko, Paweł Nosko, Marek Rozmus, Vyacheslav Shebanin, Wołodymyr Snitynskiy, Stanisław Sosnowski, Aleksandr Sydorczuk, Georgiy F. Tayanowski, Kostyantyn Dumenko, Dmytro Koshkin

Komitet Programowy

*Andrzej Ambrozik, Kielce, Poland
Volodymyr Bulgakow, Kiev, Ukraine
Valeriy Diadychev, Ługańsk, Ukraine
Kazimierz Dreszer, Lublin, Poland
Bohdan Hevko, Ternopil, Ukraine
Marek Idzior, Poznań, Poland
L.P.B.M. Jonssen, Groningen, Holland
Elżbieta Kusińska, Lublin, Poland
Józef Kowalczyk, Lublin, Poland
Stepan Kovalyshyn, Lwów, Ukraine
Kazimierz Lejda, Rzeszów, Poland
Nikolaj Lubomirski, Symferopol, Krym,
Jerzy Merkisz, Poznań, Poland
Leszek Mościcki, Lublin, Poland
Gennadij Oborski, Odessa, Ukraine
Dariusz Andrejko, Lublin, Poland
Dariusz Dziki, Lublin, Poland
Jerzy Grudziński, Lublin, Poland*

*Marian Panasiewicz, Lublin, Poland
Ignacy Niedziółka, Lublin, Poland
Stanisław Niziński, Olsztyn, Poland
Jurij Osenin, Ługańsk, Ukraine
Sergiy Pastushenko, Mykołajiw, Ukraine
Józef Sawa, Lublin, Poland
Ludvikas Spokas, Kaunas, Lithuania
Povilas A. Sirvydas, Kaunas, Lithuania
Michail Sukach, Kiev, Ukraine
Henryk Tylicki, Bydgoszcz, Poland
Denis Viesturs, Ulbrok, Latvia
Dmytro Voytiuk, Kiev, Ukraine
Janusz Wojdalski, Warszawa, Poland
Oleg Zaitsev, Symferopol, Ukraine
Viktor Tarasenko, Symferopol, Krym, Ukraine
Tadeusz Złoto, Częstochowa, Poland
Jarosław Strzyczek, Wrocław, Poland*

@ Copyright by Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa Polskiej Akademii Nauk
Oddział w Lublinie, Lublin 2011

ISSN 1730-8658

Opracowanie redakcyjne: Ilia Nikolenko.
Weryfikacja tekstów w języku angielskim: Elena Valkina
Skład i łamanie: Robert Kryński, Hanna Krasowska-Kołodziej
Projekt okładki: Eugeniusz Krasowski
Fotografia na okładce: Igor Flis
Opracowanie plastyczne okładki: Barbara Jarosik
Adres redakcji: Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN Oddział w Lublinie
ul. Wielkopolska 62, 20-725 Lublin
tel./fax. (+48) 81 526 93 27
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Wydawca

KOMISJA MOTORYZACJI I ENERGETYKI ROLNICTWA PAN ODDZIAŁ W LUBLINIE
NARODOWY UNIWERSYTET BIOLOGICZNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII
I WYKORZYSTANIA PRZYRODY W KIJOWIE
PAŃSTWOWY UNIWERSYTET ROLNICZY W MYKOŁAJEWIE
NARODOWA AKADEMIA BUDOWNICTWA OBIEKTÓW SANATORYJNYCH
I OCHRONY PRZYRODY W SYMFEROPOLU
LWOWSKI NARODOWY UNIWERSYTET ROLNICZY W DUBLANACH
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERYJNO-EKONOMICZNA W RZESZOWIE

DRUK: Centrum Wydawnicze Państwowego Uniwersytetu Rolniczego w Mykołajewie
Nakład 150 + 16 egz. Ark. druku 16.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ ПОЛИНОМИАЛЬНОЙ ЭКСТРАПОЛЯЦИИ РЕАЛИЗАЦИИ СЛУЧАЙНОГО ПРОЦЕССА С ФИЛЬТРАЦИЕЙ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ

Igor Atamanyuk*, Yuriy Kondratenko**

*Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: atamanyuk_igor@mail.ru

**Petro Mohyla Black Sea State University
68-th Desantnykiv Street 10, Mykolaiv 54003, Ukraine
e-mail: y_kondratenko@rambler.ru

Аннотация. Получен полиномиальный алгоритм оптимальной экстраполяции случайного процесса с фильтрацией погрешностей измерений. Алгоритм прогноза также как и каноническое разложение, положенное в его основу, не накладывает никаких существенных ограничений на класс исследуемых случайных процессов (линейность, марковость, стационарность, монотонность и т.д.).

Ключевые слова: случайная последовательность, каноническое разложение.

ВВЕДЕНИЕ

Решение многих актуальных научно-технических задач связано с применением экстраполирующих алгоритмов и устройств, которые по известной т.е. доступной наблюдению части процесса позволяют сделать оценки неизвестной недоступной его части. В частности экстраполирующие алгоритмы используются в системах автоматического управления инерционными объектами и в системах с запаздыванием. Исключительно широкое распространение получил алгоритм линейного прогнозирования, используемый в вокодерах современных систем цифровой связи, в системах сжатия аудио- и видеосигналов [1]. Также широко применяются прогнозирующие алгоритмы на основе нейронных сетей, фильтры Калмана-Бьюси, метод группового учета аргументов и ряд других [2-7]. Однако, несмотря на указанное разнообразие, потребность в быстродействующих, робастных и максимально точных алгоритмах и устройствах прогноза продолжает быть актуальной в настоящее время и в перспективе.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ

Наиболее универсальное решение задачи прогноза получено в [8] в предположении, что исследуемый случайный процесс $X(t)$ задан своим каноническим разложением [9] в дискретном ряде точек $t_i, i = \overline{1, I}$:

$$X(i) = \sum_{v=1}^i V_v \varphi_v(i), \quad i = \overline{1, k}. \quad (1)$$

Универсальность полученного решения определяется тем, что каноническое разложение (1) существует и точно описывает в точках t_i любой случайный процесс с конечной дисперсией.

В (1) без ограничения общности положено $M[X(i)] = 0, i = \overline{1, I}$, а элементы канонического разложения определены стандартным образом:

$$V_1 = X(1), V_i = X(i) - \sum_{v=1}^{i-1} V_v \phi_v(i), i = \overline{2, I}, \quad (2)$$

$$D_1 = D_x(1), D_i = D_x(i) - \sum_{v=1}^{i-1} D_v \phi_v^2(i), i = \overline{2, I}, \quad (3)$$

$$\varphi_\mu(i) = \frac{1}{D_\mu} [R_x(\mu, i) - \sum_{v=1}^{\mu-1} D_v \varphi_v(\mu) \varphi_v(i)], \mu = \overline{1, I}, i = \overline{\mu, I}. \quad (4)$$

В (3), (4) $D_x(i), i = \overline{1, I}$, - дискретизированная функция дисперсии, а $R_x(\mu, i), \mu = \overline{1, I}, i = \overline{\mu, I}$, - корреляционная матрица случайной последовательности $X(i), i = \overline{1, I}$.

На базе представления (1) алгоритм оптимальной в среднеквадратическом смысле линейной экстраполяции реализации случайного процесса $X(t)$ по k известным последовательным начальным значениям $X(\mu) = x(\mu), \mu = \overline{1, k}, k < I$, может быть представлен в одной из двух эквивалентных форм.

Первая из них представляет собой рекуррентное соотношение:

$$m_x^{(\mu)}(i) = \begin{cases} 0, \mu = 0, i = \overline{1, I}, \\ m_x^{(\mu-1)}(i) + [x(\mu) - m_x^{(\mu-1)}(\mu)] \varphi_\mu(i), \mu = \overline{1, k}, i = \overline{\mu+1, I}. \end{cases} \quad (5)$$

Вторая явная форма записи имеет вид:

$$m_x^{(k)}(i) = \sum_{\mu=1}^k x(\mu) f_\mu^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}, \quad (6)$$

где: $f_\mu^{(k)}(i)$ - весовые функции, которые определяются через координатные функции $\varphi_v(i)$ исходного канонического разложения (1) рекуррентным образом:

$$f_\mu^{(k)}(i) = \begin{cases} f_\mu^{(k-1)}(i) - f_\mu^{(k-1)}(k) \varphi_k(i), \mu \leq k-1 \\ \varphi_k(i), \mu = k. \end{cases} \quad (7)$$

В предположении, что в процессе $X(t)$ имеют место только корреляционные связи выражения (5),(6) определяют условное математическое ожидание случайного процесса:

$$X^{(k)}(i) = m_x^{(k)}(i) + \sum_{v=k+1}^i V_v \varphi_v(i), i = \overline{k+1, I}, \quad (8)$$

возникающего из априорного при условии $X(\mu) = x(\mu), \mu = \overline{1, k}$.

Таким образом, оценки (5),(6) будущих значений экстраполируемой реализации процесса обеспечивают минимум среднего квадрата ошибки прогноза:

$$E_x^{(k)}(i) = M[m_x^{(k)}(i) - X(i)]^2, i = \overline{k+1, I}, \quad (9)$$

равный дисперсии апостериорного процесса:

$$E_x^{(k)}(i) = D_x^{(k)}(i) = \sum_{v=k+1}^i D_v \varphi_v^2(i), i = \overline{k+1, I}. \quad (10)$$

Увеличение объема информации о случайном процессе используемой в алгоритме прогноза возможно на базе канонического разложения [10]:

$$X(i) = M[X(i)] + \sum_{v=1}^i \sum_{\lambda=1}^{N-1} W_v^{(\lambda)} \beta_{1v}^{(\lambda)}(i), i = \overline{1, I}. \quad (11)$$

Элементы разложения (11) определяются следующими рекуррентными соотношениями:

$$W_v^{(\lambda)} = X^\lambda(v) - \sum_{\mu=1}^{v-1} \sum_{j=1}^{N-1} W_\mu^{(j)} \beta_{\lambda\mu}^{(j)}(v) - \sum_{j=1}^{\lambda-1} W_v^{(j)} \beta_{\lambda v}^{(j)}(v), v = \overline{1, I}, \quad (12)$$

$$D_\lambda(v) = M\left[\{W_v^{(\lambda)}\}^2\right] = M[X^2(v)] - \sum_{\mu=1}^{v-1} \sum_{j=1}^{N-1} D_j(\mu) \{\beta_{\lambda\mu}^{(j)}(v)\}^2 - \sum_{j=1}^{\lambda-1} D_j(v) \{\beta_{\lambda v}^{(j)}(v)\}^2, v = \overline{1, I}, \quad (13)$$

$$\beta_{hv}^{(\lambda)}(i) = \frac{M[W_v^{(\lambda)} X^h(i)]}{M\{W_v^{(\lambda)}\}^2} = \frac{1}{D_\lambda(v)} \{M[X^\lambda(v) X^h(i)] - \sum_{\mu=1}^{v-1} \sum_{j=1}^{N-1} D_j(\mu) \beta_{\lambda\mu}^{(j)}(v) \beta_{h\mu}^{(j)}(i) - \sum_{j=1}^{\lambda-1} D_j(v) \beta_{\lambda v}^{(j)}(v) \beta_{hv}^{(j)}(i)\}, \lambda = \overline{1, h}, v = \overline{1, i}. \quad (14)$$

В каноническом разложении (11) случайный процесс $X(t)$ представлен в исследуемом ряде точек $t_i, i = \overline{1, I}$ с помощью $N-1$ массивов $\{W^{(\lambda)}\}, \lambda = \overline{1, N-1}$ некоррелированных центрированных случайных коэффициентов $W_i^{(\lambda)}, i = \overline{1, I}$. Данные коэффициенты содержат информацию о значениях $X^\lambda(i), \lambda = \overline{1, N-1}, i = \overline{1, I}$, а координатные функции $\beta_{hv}^{(\lambda)}(i), \lambda, h = \overline{1, N-1}, v, i = \overline{1, I}$ описывают вероятностные связи порядка $\lambda + h$ между сечениями t_v и $t_i, v, i = \overline{1, I}$.

Алгоритм экстраполяции также как и в линейном случае (5),(6) имеет две формы записи [11]:

$$m_x^{(\mu, l)}(h, i) = \begin{cases} 0, \mu = 0; \\ m_x^{(\mu, l-1)}(h, i) + (x^h(\mu) - m_x^{(\mu, l-1)}(l, \mu)) \phi_{h\mu}^{(l)}(i), l \neq 1, \\ m_x^{(\mu, N-1)}(h, i) + (x^h(\mu) - m_x^{(\mu-1, N-1)}(l, \mu)) \phi_{h\mu}^{(1)}(i), l = 1, \end{cases} \quad (15)$$

Либо:

$$m_x^{(k, N-1)}(1, i) = \sum_{j=1}^k \sum_{v=1}^{N-1} x^v(j) S_{((j-1)(N-1)+v)}^{(k(N-1))} ((i-1)(N-1)+1), \quad (16)$$

где:

$$S_{\lambda}^{(\alpha)}(\xi) = \begin{cases} S_{\lambda}^{(\alpha-1)}(\xi) - S_{\lambda}^{(\alpha-1)}(\alpha)\gamma_k(i), & \lambda \leq \alpha-1, \\ \gamma_{\alpha}(\xi), & \lambda = \alpha, \end{cases} \quad (17)$$

$$\gamma_{\alpha}(\xi) = \begin{cases} \beta_{1, [\alpha/(N-1)]+1}^{(\text{mod}_{N-1}(\alpha))}([\alpha/(N-1)]+1), & \text{для } \xi \leq k(N-1), \\ \beta_{1, [\alpha/(N-1)]+1}^{(\text{mod}_{N-1}(\alpha))}(i), & \text{если } \xi = (i-1)(N-1) + 1. \end{cases} \quad (18)$$

При этом средний квадрат погрешности экстраполяции определяется как

$$M[X(i/x^v(j), v=1, \overline{N-1}, j=1, \overline{k}) - m_x^{(k, N-1)}(1, i)] = M[X^2(i)] - \sum_{j=1}^k \sum_{v=1}^{N-1} M[(W_j^{(v)})^2] (\beta_{1j}^{(v)}(i))^2, i = \overline{k+1, I}. \quad (19)$$

Выражение $m_x^{(\mu, l)}(h, i) = M[X^h(i)/x^v(j), j = \overline{1, \mu-1}, v = \overline{1, N-1}; x^v(\mu), v = \overline{1, l}]$ для $h=1, l=N-1, \mu=k$ является несмещенной оптимальной оценкой $m_x^{(k, N-1)}(1, i)$ будущего значения $x(i), i = \overline{k+1, I}$, при условии, что для вычисления данной оценки используются значения $x^v(j), v = \overline{1, N-1}, j = \overline{1, k}$ т.е. известны результаты измерений случайного процесса $X(t)$ в точках $t_j, j = \overline{1, k}$. Однако в реальных ситуациях предположение о том, что измеренные значения $x(j), j = \overline{1, k}$ известны абсолютно точно никогда не выполняется.

Положим, что в результате измерений наблюдается случайный процесс:

$$Z(i) = X(i) + Y(i), i = \overline{1, I}, \quad (20)$$

где: $Y(i), i = \overline{1, I}$, - случайная погрешность измерения, $X(i), i = \overline{1, I}$, - ненаблюдаемая составляющая. Без ограничения общности предполагается, что составляющие (20) некоррелированы $M[X(i), Y(j)] = 0, i, j = \overline{1, I}$ и $M[X(i)] = M[Y(i)] = 0, i = \overline{1, I}$.

В рамках такой постановки простейшее решение задачи предполагает использование для прогноза алгоритма (5), (6), подставляя в него результаты измерений:

$$m_{x/z}^{(\mu)}(i) = \begin{cases} 0, \mu = 0, i = \overline{1, I}, \\ m_{x/z}^{(\mu-1)}(i) + [z(\mu) - m_{x/z}^{(\mu-1)}(\mu)]\phi_{\mu}(i), \mu = \overline{1, k}, i = \overline{\mu+1, I}, \end{cases} \quad (21)$$

или

$$m_{x/z}^{(k)}(i) = \sum_{\mu=1}^k z(\mu) f_{\mu}^k(i), i = \overline{k+1, I}. \quad (22)$$

Условное математическое ожидание по-прежнему остается несмещенной оценкой будущих значений истинной экстраполируемой реализации. При этом ошибка одиночной экстраполяции запишется как:

$$\Delta_{x/z}^{(k)}(i) = m_{x/z}^{(k)}(i) - x^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I},$$

где: $x^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}$ - истинные значения экстраполируемой реализации в области прогноза. Эти значения фактически неизвестны и в области прогноза реализация $x^{(k)}(i)$ развивается случайным образом, вследствие чего ошибка одиночной экстраполяции приобретает случайный характер:

$$\delta_{x/z}^{(k)}(i) = m_{x/z}^{(k)}(i) - m_x^{(k)}(i) - \sum_{v=k+1}^i V_v \varphi_v(i). \quad (23)$$

Применение к последнему выражению операции математического ожидания

$$S^{(k)}(i) = M[\delta_{x/z}^{(k)}(i)] = m_{x/z}^{(k)}(i) - m_x^{(k)}(i) = \sum_{\mu=1}^k y(\mu) f_{\mu}^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}, \quad (24)$$

показывает, что в данном случае в отличие от идеального, одиночная экстраполяция сопровождается условной систематической ошибкой.

Соответственно дисперсия погрешности одиночной экстраполяции из (23),(24) определяется как:

$$M[|\delta_z^{(k)}(i) - S^{(k)}(i)|^2] = \sum_{v=k+1}^i D_v \varphi_v^2(i) = D_x^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}. \quad (25)$$

С использованием (23), (24) средний квадрат погрешности одиночной экстраполяции запишется в виде:

$$E_{z/z}^{(k)}(i/z(\mu), \mu = \overline{1, k}) = \{S^{(k)}(i)\}^2 + D_x^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}. \quad (26)$$

Поскольку погрешность (26) является условной, для полной характеристики точности алгоритма (21),(22) необходимо усреднение (26) по условию, в предположении, что значения $z(\mu), \mu = \overline{1, k}$ случайны, что дает окончательное выражение для среднего квадрата ошибки прогноза:

$$E_{x/z}^{(k)}(i) = \sum_{\mu=1}^k \sum_{v=1}^k R_y(\mu, v) f_{\mu}^{(k)}(i) f_v^{(k)}(i) + D_x^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}. \quad (27)$$

Повышение качества экстраполяции случайного процесса $X(t)$, наблюдаемого с шумами, возможно за счет перехода от результатов измерения $z(\mu), \mu = \overline{1, k}, k < I$ к оценке [12]:

$$x(\mu) = (1 - B^{(\mu)}) m_x^{(\mu-1)}(\mu) + B^{(\mu)} z(\mu), \mu = \overline{1, k}. \quad (28)$$

Алгоритм оптимальной линейной экстраполяции с предварительной фильтрацией погрешностей измерения приобретает вид:

$$m_x^{(\mu)}(i) = \begin{cases} 0, \mu = 0, i = \overline{1, I}, \\ m_x^{(\mu)}(i) + B^{(\mu)} [z(\mu) - m_x^{(\mu-1)}(\mu)] \varphi_{\mu}(i), \mu = \overline{1, k}, i = \overline{\mu+1, I}, \end{cases} \quad (29)$$

или

$$m_x^{(k)}(i) = \sum_{\mu=1}^k z(\mu) L_{\mu}^{(k)}(i), k < I, i = \overline{k+1, I}, \quad (30)$$

где: $L_{\mu}^{(k)}(i)$ - аналогичные (7) весовые функции, определяемые как:

$$L_{\mu}^{(k)}(i) = \begin{cases} L_{\mu}^{(k-1)}(i) - L_{\mu}^{(k)}(k) B^{(k)} \varphi_k(i), \mu < k, \\ B^{(k)} \varphi_k(i), \mu = k, \end{cases} \quad (31)$$

Коэффициенты $B^{(\mu)}, \mu = \overline{1, k}$ определяются из условия минимума среднего квадрата погрешности фильтрации с помощью выражения

$$B^{(k)} = \frac{B_1^{(k)} + B_2^{(k)} - B_3^{(k)}}{B_1^{(k)} + B_2^{(k)} - 2B_3^{(k)} + D_y(k)}, \quad (32)$$

где:

$$\begin{aligned} B_1^{(k)} &= D_x(k) - 2 \sum_{\mu=1}^{k-1} R_x(\mu, k) L_\mu^{(k-1)}(k) + \sum_{\mu=1}^{k-1} \sum_{\nu=1}^{k-1} R_x(\mu, \nu) L_\mu^{(k-1)}(k) L_\nu^{(k-1)}(k), \\ B_2^{(k)} &= \sum_{\mu=1}^{k-1} \sum_{\nu=1}^{k-1} R_y(\mu, \nu) L_\mu^{(k-1)}(k) L_\nu^{(k-1)}(k), \\ B_3^{(k)} &= \sum_{\mu=1}^{k-1} R_y(\mu, k) L_\mu^{(k-1)}(k). \end{aligned}$$

Средний квадрат погрешности экстраполяции с использованием алгоритма линейной фильтрации определяется как:

$$\begin{aligned} E_{x/x}^{(k)}(i) &= \sum_{\mu=1}^k \sum_{\nu=1}^k R_x(\mu, \nu) [L_\mu^{(k)}(i) - f_\mu^{(k)}(i)] [L_\nu^{(k)}(i) - f_\nu^{(k)}(i)] + \\ &+ \sum_{\mu=1}^k \sum_{\nu=1}^k R_y(\mu, \nu) L_\mu^{(k)}(i) L_\nu^{(k)}(i) + D_x^{(k)}(i), i = \overline{k+1, I}. \end{aligned} \quad (33)$$

Дополнительное снижение погрешности прогноза возможно за счет использования в операции фильтрации полиномиального алгоритма экстраполяции (15), (16), в котором учтены нелинейные свойства исследуемого случайного процесса. Несмещенная оценка неизвестной величины $x(\mu)$, рассматриваемая как взвешенное среднее результата прогноза на μ -й шаг $m_x^{(k, N-1)}(1, \mu)$ и результата μ -того измерения $z(\mu)$,

запишется как:

$$x(\mu) = (1 - F^{(\mu)}) m_x^{(k, N-1)}(1, \mu) + F^{(\mu)} z(\mu), \mu = \overline{1, k}. \quad (34)$$

Путем последовательной подстановки с использованием оценки (34) алгоритм экстраполяции (15) приводится к виду:

$$m_x^{(\mu, l)}(h, i) = \begin{cases} 0, \mu = 0, \\ m_x^{(\mu, l-1)}(h, i) + F^{(\mu)} (z^h(\mu) - m_x^{(\mu, l-1)}(l, \mu)) \varphi_{h\mu}^{(l)}(i), l \neq 1, \\ m_x^{(\mu, N-1)}(h, i) + F^{(\mu)} (z^h(\mu) - m_x^{(\mu-1, N-1)}(l, \mu)) \varphi_{h\mu}^{(1)}(i), l = 1. \end{cases} \quad (35)$$

Алгоритм (35) имеет эквивалентную явную форму записи:

$$m_x^{(k, N-1)}(1, i) = \sum_{j=1}^k \sum_{\nu=1}^{N-1} z^\nu(j) G_{((j-1)(N-1)+\nu)}^{(k(N-1))} ((i-1)(N-1)+1), \quad (36)$$

где:

$$G_\lambda^{(\alpha)}(\xi) = \begin{cases} G_\lambda^{(\alpha-1)}(\xi) - G_\lambda^{(\alpha-1)}(\alpha) \gamma_k(i), \lambda \leq \alpha-1, \\ \gamma_\alpha(\xi), \lambda = \alpha, \end{cases} \quad (37)$$

$$\gamma_\alpha(\xi) = \begin{cases} F^{([\alpha/(N-1)]+1)} \beta_{1, [\alpha/(N-1)]+1}^{(\text{mod}_{N-1}(\alpha))} ([\alpha/(N-1)]+1), \text{ для } \xi \leq k(N-1), \\ F^{([\alpha/(N-1)]+1)} \beta_{1, [\alpha/(N-1)]+1}^{(\text{mod}_{N-1}(\alpha))}(i), \text{ если } \xi = (i-1)(N-1)+1. \end{cases} \quad (38)$$

Оптимальные значения весовых коэффициентов определяются из условия минимума среднего квадрата погрешности фильтрации:

$$E_{\Phi}(k) = M\left[|X(k) - \hat{X}(k)|^2\right] = M\left[(1 - F^{(k)}) \times \sum_{j=1}^k \sum_{v=1}^{N-1} z^v(j) G_{((j-1)(N-1)+v)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1) + F^{(k)} Z(k) - X(k)\right]^2. \quad (39)$$

После дифференцирования этого выражения по $F^{(k)}$ и решения соответствующего уравнения получаем выражение для расчета оптимального значения коэффициента:

$$F^{(k)} = \frac{F_1^{(k)} + F_2^{(k)} - F_3^{(k)}}{F_1^{(k)} + F_2^{(k)} - 2F_3^{(k)} + D_y(k)}, \quad (40)$$

где

$$\begin{aligned} F_1^{(k)} &= D_x(k) - 2 \sum_{j=1}^{k-1} \sum_{v=1}^{N-1} M[x^v(j)x(k)] G_{((j-1)(N-1)+v)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1) + \\ &+ \sum_{j=1}^{k-1} \sum_{v=1}^{N-1} \sum_{l=1}^{k-1} \sum_{\mu=1}^{N-1} M[x^v(j)x^\mu(l)] G_{((j-1)(N-1)+v)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1) \times \\ &\times G_{((l-1)(N-1)+\mu)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1), \\ F_2^{(k)} &= \sum_{j=1}^{k-1} \sum_{v=1}^{N-1} \sum_{l=1}^{k-1} \sum_{\mu=1}^{N-1} M[y^v(j)y^\mu(l)] G_{((j-1)(N-1)+v)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1) \times \\ &\times G_{((l-1)(N-1)+\mu)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1), \\ F_3^{(k)} &= \sum_{j=1}^{k-1} \sum_{v=1}^{N-1} M[y^v(j)y(k)] G_{((j-1)(N-1)+v)}^{((k-1)(N-1))} ((k-1)(N-1)+1). \end{aligned}$$

Каждый элемент формулы (40) имеет очевидный физический смысл. В частности, слагаемое $F_1^{(k)}$ определяет вклад в результирующую погрешность, вносимый стохастической природой процесса $X(t)$, слагаемые $F_2^{(k)}$ и $F_3^{(k)}$ связаны с погрешностями прошлых измерений, а слагаемое $D_y(k)$ есть дисперсия последнего измерения.

Следует отметить, что несмотря на относительную громоздкость выражений алгоритм (36),(37) является достаточно простым в вычислительном отношении так как все параметры могут быть определены предварительно до решения задачи прогноза.

ВЫВОДЫ

Таким образом, получен полиномиальный алгоритм оптимальной экстраполяции случайного процесса с фильтрацией погрешностей измерений, не накладывающий существенных ограничений на класс исследуемых случайных процессов (линейность, марковость, стационарность, монотонность и т.д.).

ЛИТЕРАТУРА

1. Оппенгейм Э. Цифровая обработка речевых сигналов. //Применение цифровой обработки сигналов. /Под. ред. Э.Оппенгейма.-М.:Мир, 1980.-550 с.
2. Колмогоров А.Н. Интерполирование и экстраполирование стационарных случайных последовательностей. //Известия АН СССР. Сер. Мат.-1941.-№5-С. 3-14.

3. Wiener N. The interpolation, extrapolation and smoothing of stationary time series.-N.Y.J. Wiley, 1949.-169 p.
4. Kalman R.E. and Busi R.S. A new results in leaner filtering and prediction theory. // Trans. ASME, J.Basic End., 1961.
5. Ивахнеко А.Г. Начала индуктивной теории нечетного распознавания и прогнозирования случайных процессов и событий. – Киев, 1991. – 48 с. – (Преп./АН УССР. Ин-т кибернебтики АН Украины; 91-32).
6. Ивахнеко А.Г. Долгосрочное прогнозирование и управление сложными. – Киев: Техніка, 1975, - 312 с.
7. Бокс Дж., Дженкинс Г. Анализ временных рядов, прогноз и управление. Вып. 1:Пер.с англ. /Под ред. В.Ф. Писаренко.-М.:Мир, 1974. - 406 с.
8. Кудрицкий В.Д. Прогнозирующий контроль радиоэлектронных устройств.- К.: Техника, 1982.-168 с.
9. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение. -М.:Физматгиз, 1962.-720 с.
10. Атаманюк І.П. Поліноміальний канонічний розклад скалярного випадкового процесу зміни параметрів радіоелектронних пристроїв.//Вісник ЖІТІ ,2000.-№13/Технічні науки.-С.99-101.
11. Атаманюк И.П. Полиномиальный алгоритм оптимальной экстраполяции параметров стохастических систем. //Управляющие системы и машины. – 2002. - №1. - с.16-19.
12. Кудрицкий В.Д., Атаманюк И.П., Иващенко Е.Н. Оптимальная линейная экстраполяция реализации случайного процесса с фильтрацией погрешностей коррелированных измерений. //Кибернетика и системный анализ.- 1995.- №1.- с. 99-107.

INFORMATION TECHNOLOGY OF OPTIMUM POLYNOMIAL EXTRAPOLATION OF REALIZATION OF RANDOM PROCESS WITH A FILTRATION OF ERRORS OF MEASUREMENTS

Summary. It is received polynomial algorithm of optimum extrapolation of random process with a filtration of errors of measurements. The algorithm of the forecast also as the canonical decomposition put in its basis, does not impose any essential restrictions on a class of investigated random processes (linearity, condition of markov, stationary, monotony, etc.).

Key words: casual sequence, canonical decomposition.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛ ПРИ ИХ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ. КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА

Aleksey Popov*, Boris Butakov**, Dmitriy Marchenko**

*National university of shipbuilding, Ukraine
Chkalova av. 82, ap. 49, Mykolayiv 54055
Popov.aleksey.pavlovich@gmail.com

**Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040
etcmtpr@yandex.ru

Аннотация. В статье приведено решение контактной задачи напряженно-деформируемых тел, на примере работы стального канатного блока и троса, решение которой базируется на основах новой методологии теоретических исследований контактной прочности упругосжатых полупространств, ограниченных криволинейными поверхностями применительно к начальному линейному взаимодействию тел.

Ключевые слова: контактная задача, напряженно-деформированное состояние, канатный блок, трос.

ВСТУПЛЕНИЕ

Исследования в области контактных задач теории упругости в течение длительного времени ограничивались классической постановкой, когда рассматривался контакт гладких (без трения) тел, одно из которых есть полуплоскость или полупространство. Стремление исследователей к более тесному сближению математических постановок контактных задач с проблемами, возникающими в машиностроении, привело к развитию контактных задач в неклассической постановке.

Усталостное контактное изнашивание возникает в результате повторного деформирования микрообъемов материала, вызывающего возникновение трещин и отделение частиц материала. Циклически изменяющиеся контактные напряжения вызывают поверхностное разрушение в виде ямок выкрашивания (питтинг), трещин, осповидного изнашивания, отслаивания. Образующиеся раковинки с диаметром от сотых долей миллиметра до нескольких миллиметров увеличиваются в процессе работы узла трения, возникает шелушение поверхности. Количественная оценка контактной усталости выражается в числе циклов нагружения или в часах работы до возникновения усталостных разрушений поверхностей. Появление усталостного изнашивания приводит к усилению вибрационно-акустической активности механизмов, повышению уровня шума, увеличению концентрации нагрузки, контактных напряжений, уменьшению размера площади несущей

поверхности трущихся поверхностей, возникновению интенсивного износа и заедания. Условия возникновения и кинетика развития усталостного контактного изнашивания зависят от напряженно-деформированного состояния поверхностных и приповерхностных слоев материала, физико-механических свойств материала, физико-химических свойств смазочных материалов и окружающей среды, толщины смазочного слоя, кинематики контакта, формы и размеров соприкасающихся деталей. Упругое контактное макродеформирование материалов сопровождается появлением микропластических деформаций в микрообъемах.

Возникновению микротрещин при циклических контактных воздействиях способствует влияние концентраторов напряжений. К поверхностным концентраторам напряжений относятся дефекты в виде царапин, вмятин, рисок, прижогов и др. Подповерхностные концентраторы напряжений – неметаллические включения, микропоры, раковины, карбиды и др. Большое влияние оказывают значения максимальных касательных напряжений. Первичная трещина чаще возникает на поверхности контакта, но может зарождаться и в приповерхностных слоях материала.

Скорость развития усталостного контактного изнашивания зависит от многих факторов – механических свойств материала, физико-механических свойств поверхности, качества обработки поверхности, остаточных напряжений в приповерхностных и поверхностных слоях материалов, от концентрации напряжений, степени приработки, частоты изменения напряжений, уровня температуры, химической активности окружающей среды и др. Увеличение коэффициента трения скольжения способствует возникновению выкрашивания. С ростом толщины смазочного слоя уменьшаются число взаимодействующих микронеровностей, продолжительность и величина деформирования, предотвращается металлический контакт. Условиями появления выкрашивания, связанными с пластическими деформациями, можно объяснить положительное влияние повышенных значений пределов упругости, текучести, вязкости материала, твердости несущей области материала, а также ведущее значение дислокационных процессов - образование пустот, слияние дислокаций вдоль плоскостей скольжения или спайности [Когаев В.П., 1991].

СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Контактные напряжения и деформации являются главными факторами, определяющими характер и интенсивность изнашивания деталей машин. Наиболее напряженными зонами материала деталей являются приповерхностные слои, где действуют большие градиенты напряжений. Отметим напряженно-деформированное состояние криволинейных поверхностей при их локальном упругом контакте. При решении контактных задач Г. Герц [Hertz Н., 1881; Hertz Н., 1882; Hertz Н., 1895] допускал, что тела гладкие, изотропные и однородные, характер деформации абсолютно упругий, сжимающая сила нормальна к контактной площадке, размеры пятна контакта малы по сравнению с характерными размерами контактирующих тел [Когаев В.П., 1991].

Теорию расчета контактных напряжений и деформаций разрабатывали многие ученые. Решение контактной задачи, начатое Герцем и полностью законченное А.Н. Динником [Динник А.Н., 1909] и Н.М. Беляевым [Беляев Н.М., 1957], свыше полувека оставалось единственным, если не считать небольших работ М.Т. Губера, С. Фукса, А. и Л. Фоппля [Фёппль А., Фёппль Л., 1936], Г. Лундберга, Ф. Одквиста и других ученых, рассматривавших частные вопросы и неизбежно повторявших результаты, полученные А.Н. Динником и Н.М. Беляевым. Эксперименты и расчеты А. И. Петрусевича [Петрусевич А. И., 1935.], Д. Н. Решетова [Левина З. М., Решетов Д. Н., 1971], В. Н. Кудрявцева, С.В. Пинегина, Г. Лундберга, А. Пальмгрена [Palmgren A., 1924], Т. Эллиана и многих других ученых позволили создать расчеты деталей

машин на усталостное контактное разрушение [Пинегин С.В., 1965; Пинегин С.В., 1969; Рыжов Э.В., Колесников Ю.В., Сулов А.Г., 1982].

Работы Н.И. Мухелишвили [Мухелишвили Н.И., 1954.], И.Я. Штаермана [Штаерман И. Я., 1939], Л.А. Галина, В.М. Коровчинского, А.Н. Грубина, а также В.И. Моссаковского [Моссаковский В.И. и др., 1976], Н.А. Кильчевского и других ученых дали общие методы решения плоских и пространственных контактных задач, охватывающих очень широкий круг внешних условий, в том числе контакт упругих круговых цилиндров, радиусы которых почти равны, скорость перемещения поверхностей, влияние анизотропии материала и переменного по глубине модуля упругости.

Фундаментальные исследования в области контактного взаимодействия твердых тел, выполненные советскими и зарубежными учеными, позволили установить влияние физико-механических свойств и параметров шероховатости поверхностей, времени приложения нагрузки на эксплуатационные свойства контакта деталей машин. Значительный вклад в эту проблему внесли А.С. Ахматов, В.А. Белый, Н.Б. Демкин, Ю.Н. Дроздов, А.Ю. Ишлинский, Б.И. Костецкий, З.М. Левина, Н.М. Максак, Н.М. Михин, И.В. Крагельский [Ишлинский А.Ю., Демкин Н.Б., 1971], Д.М. Решетов, а также Аппал, Грин, Линг, Проберт, Хисакадо и другие.

Также следует указать ряд известных ученых, которые непосредственно занимались напряженно-деформируемым состоянием контактирующих тел, геометрией, кинетикой формирования контакта деталей, такие как: Н.Н. Давиденков [Давиденков Н.Н., 1979.], И.И. Ворович, В.М. Александров, Ю.В. Линник, Я.А. Рудзит, Г. Томлинсон, Р. Хольм, Д. Тейбор, И. Арчард, А. Шалломах, Ж. Гринвуд, Ж. Вильямсон и другие.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В процессе работы канатного блока в паре со стальным канатом на судоперегрузателях ОАО «Николаевский глиноземный завод» на рабочей поверхности блока после 3 – 4-х месяцев эксплуатации происходило смятие рабочей поверхности канатного блока. При работе канатного блока наиболее интенсивному износу подвергается галтельный переход, где наблюдается отслаивание металла, особенно при наличии в поверхностях слоя газовых раковин и пустот, полученных в процессе отливки заготовок из литейных сталей 35Л, 45Л. Однако разбиваются канатом и конические поверхности. Соответственно изнашивался и сам стальной канат, а именно происходит перегиб проволок на неровностях изношенного блока [Бутаков Б.И., Марченко Д.Д., 2008].

Поэтому, возникла идея провести расчет контактных напряжений, возникающих при работе канатного блока и каната, а для этого необходимо решить контактную задачу.

Основные допущения по решениям:

1. Контактные напряжения определяются на рабочих поверхностях тел.
2. Материалы взаимодействующих тел принимаются однородными и изотропными с разными значениями коэффициентов Пуассона и модулей упругости.
3. Сила, сжимающая тела, создает в зоне контакта только упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука.
4. Площадка контакта тел считается меньшей величиной по сравнению с общей площадью контактирующих тел.
5. Между функциями контактных деформаций и контактных напряжений существует причинно-следственная связь, впервые озвученная и введенная в рассмотрение в [Попов А.П., 2008]. Суть указанной взаимосвязи (связи): функция контактных деформаций (причина) отображает функцию контактных напряжений (следствие).

Основные допущения к расчетной модели контакта:

1. Трос рассматривается как единое целое упругое тело.

2. Радиус шкива r_2 принимается большим по сравнению с радиусом троса r_1 в $1,1 \dots 1,2$ раза, т.е. $r_2 / r_1 \geq 1,1 \dots 1,2$.

Общая информация:

В процессе эксплуатации трос, как единое целое тело, подвергается растяжению, изгибу и смятию на поверхностях контакта.

Однако напряжения растяжения и изгиба не являются определяющими в процессе эксплуатации устройства.

Определяющими являются напряжения смятия (контактные напряжения), для определения которых предполагается решение плоской контактной задачи.

В дальнейшем для оценки найденных величин контактных напряжений и сравнения их с допускаемыми значениями необходимо выполнить тщательный анализ источников по данной проблеме.

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Решение задачи осуществляется, исходя из вышеприведенных рассуждений, допущений и упрощающих предположений. Выполненное ниже решение базируется на основах новой методологии теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств, ограниченных криволинейными поверхностями применительно к начальному линейному взаимодействию тел [Попов А.П., 2008].

Для решения плоской контактной задачи необходимо найти две функции контактных деформаций. В соответствии с рис. 1 запишем:

$$S_1(a) = \frac{a^2}{2r_1}; \quad S_2(a) = \frac{a^2}{2r_2},$$

где: $S_1(a)$, $S_2(a)$ – расстояние между упруго взаимодействующими телами соответственно каната 1 и канатного блока 2 (рис. 1) и горизонтальной осью x .

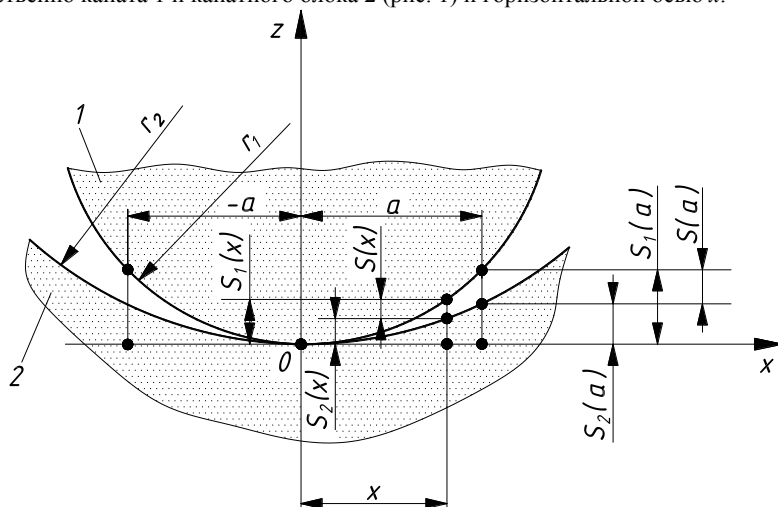


Рис. 1. Расчетная модель контакта:

1 – канат; 2 – канатный блок

Fig. 1. Calculation model of contact:

1 – rope; 2 – is a rope block

В соответствии с выражениями $S_1(a)$ и $S_2(a)$ расстояние между ними в точке $x = a$ равно:

$$S(a) = S_1(a) + S_2(a) = \frac{a^2}{2r_1} - \frac{a^2}{2r_2} = \frac{a^2}{2r_{np}}, \quad (1)$$

где: $r_{np} = r_1 r_2 / (r_2 - r_1)$ – приведенный радиус кривизны взаимодействующих тел; a – полуширина площадки контакта.

По аналогии с выражениями $S_1(a)$ и $S_2(a)$ запишем выражения $S_1(x)$ и $S_2(x)$ в точке x , а именно:

$$S_1(x) = \frac{x^2}{2r_1}; \quad S_2(x) = \frac{x^2}{2r_2}.$$

Исходя из зависимостей $S_1(x)$ и $S_2(x)$, найдем расстояние между телами 1 и 2 в точке x :

$$S(x) = S_1(x) - S_2(x) = \frac{x^2}{2r_1} - \frac{x^2}{2r_2} = \frac{x^2}{2r_{np}}. \quad (2)$$

С учетом зависимостей (1) и (2) функция контактных деформаций примет вид

$$W(x) = S(a) - S(x) = \frac{a^2}{2} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) - \frac{x^2}{2} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) = \frac{a^2 - x^2}{2r_{np}} = \frac{a^2}{2r_{np}} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right). \quad (3)$$

Из уравнения (3) очевидно, что оно является параболическим.

Таким образом, располагая функцией (3), перейдем к определению второй ей равнозначной функции $W(x)$. С этой целью воспользуемся законом Гука и гипотезой Винклера.

При этом рассмотрим последовательность получения указанной функции. При сжатии тел 1 и 2 (рис. 1) и изменении деформации в направлении оси x (плоская задача) исходим из подчинения сближаемых тел в пределах упругости гипотезе Винклера [Попов А.П., 2008], в связи с чем запишем:

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x), \quad (4)$$

где $W_1(x) = A_1(x) \cdot \varpi(x)$ и $W_2(x) = A_2(x) \cdot \varpi(x)$ – упругие перемещения тел; $A_1(x)$, $A_2(x)$ – коэффициенты постелей первого и второго тел, мм²/Н, сумма которых равна $A_1(x) + A_2(x) = A(x)$; $\varpi(x)$ – функция нагрузки распределенной по оси x в пределах ширины площадки контакта $2a$, измеряемая в Н/мм.

В соответствии с принятыми обозначениями и пояснениями функцию (4) представим в более упрощенном виде:

$$W(x) = A(x) \cdot \varpi(x). \quad (5)$$

Из уравнения (4) очевидно, что коэффициент постели $A(x)$ является переменной величиной, которая не позволяет осуществить решение задачи в явном виде. В связи с этим необходимо найти решение коэффициентов $A(x)$ в виде постоянной величины, т.е. константы A , не зависящей от переменной величины x .

С этой целью в рассмотрение введем средние по величине контактные напряжения σ_m , полученные путем деления действующей силы F_n (нормальной силы) на площадь контакта.

Для получения напряжений σ_m воспользуемся законом распределения усилий в пределах дуги охвата тросом блока, приведенным на рис. 2, в соответствии с которым запишем уравнение:

$$F_n = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_m R \cdot 2a \cdot \cos \varphi d\varphi = 4R \cdot a \cdot \sigma_m,$$

исходя из которого найдем:

$$\sigma_m = \frac{F_n}{4aR}. \quad (6)$$

В качестве основной зависимости, характеризующей взаимосвязь между упругими перемещениями W тел и возникающими при этом в телах напряжениями σ , примем выражение [Попов А.П., 2008]

$$W = C_m \sigma, \quad (7)$$

где: C_m – размерный параметр в мм/МПа, определение которого будет дано далее.

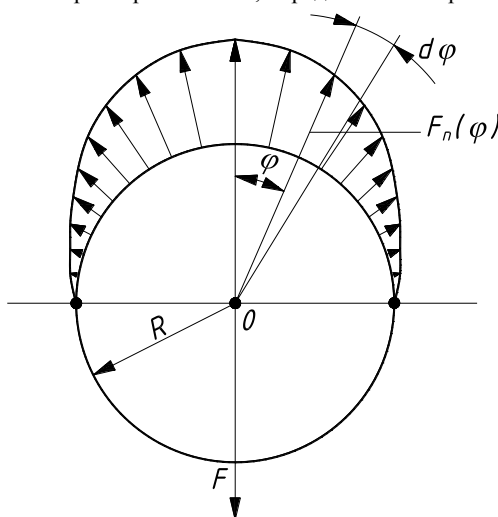


Рис. 2. Схема распределения усилий, возникающих между тросом и канатным блоком
Fig. 2. Chart of distribution of efforts arising up between a rope and rope block

Размерный параметр C_m , как и функция (5), даны для случая, когда коэффициенты Пуассона μ_1 и μ_2 , как и модули упругости материалов E_1 и E_2 , равны друг другу. Так как практический интерес представляет решение задачи для случая $\mu_1 \neq \mu_2$ и $E_1 \neq E_2$, то на рассмотрении этой задачи и остановимся.

При этом необходимо отметить, что при решении задачи будут фигурировать размерные параметры C_{m1} и C_{m2} , относящиеся к первому и второму упруго сжатым телам. С физической точки зрения размерные параметры C_{m1} и C_{m2} представляют собой величины деформаций первого и второго тел, измеряемые в миллиметрах при действии напряжений, равных одному МПа.

Напряжения в месте соприкосновения тел характеризуются действием одной и той же силы и одинаковой площадкой смятия (контакта). В связи с этим можно принять

$C_{m1} = C_{m2}$, причем $C_{m1} + C_{m2} = C_m$. В действительности при неизменной по размерам площадке контакта параметры C_{m1} и C_{m2} отличаются друг от друга вследствие разных значений ν_1, ν_2 и E_1, E_2 .

Так как в большинстве случаев трос и блок изготавливаются из сталей, то принятое допущение о равенстве между собой размерных параметров C_{m1} и C_{m2} можно считать обоснованным.

На основе изложенного с учетом выражения (7), полагая $C_m = C_{m1}$ и $C_m = C_{m2}$, а также $\sigma = \sigma_1$ и $\sigma = \sigma_2$, запишем уравнение:

$$W = W_1 + W_2 = C_{m1}\sigma_1 + C_{m2}\sigma_2, \quad (8)$$

где: W_1, W_2 – упругие перемещения, как уже отмечалось, первого и второго взаимодействующих тел; σ_1, σ_2 – контактные напряжения первого и второго тел.

Выражения контактных напряжений σ_1 и σ_2 в соответствии с законом Гука имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\varepsilon E_1}{1 - \nu_1^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} \\ \sigma_2 &= \frac{\varepsilon E_2}{1 - \nu_2^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где: $\varepsilon = \Delta L / L$ – относительная деформация; ΔL – абсолютная деформация; L – некоторый условный линейный размер, который в соответствии с [Попов А.П., 2008] принимаем равным ширине площадки контакта $2a$, т.е. $L = 2a$.

С учетом уравнений (9) зависимость (8) представим в виде двух равнозначных выражений, а именно:

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= 2C_{m1}\sigma_1 = \frac{2C_{m1} \cdot E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} \\ W_2 &= 2C_{m2}\sigma_2 = \frac{2C_{m2} \cdot E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Исходя из равенства между собой упругих перемещений и деформаций, т.е. полагая $W = \Delta L$, из выражений (10) определим зависимости размерных параметров приняв $L = 2a$, а именно:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{(1 - \nu_1^2)a}{E_1} \\ C_{m2} &= \frac{(1 - \nu_2^2)a}{E_2} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

На основе зависимостей (6) и (11), приняв в формуле (6) $\sigma_m = \sigma_{m1} = \sigma_{m2} = F_n / 4aR$, найдем уравнения контакта податливости каждого из взаимодействующих между собой тел:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\kappa 1} &= \frac{C_{m1} \sigma_{m1}}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{4RE_1} \\ \delta_{\kappa 2} &= \frac{C_{m2} \sigma_{m2}}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{4RE_2} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Затем, умножив ширину площадки контакта $2a$ на сумму $\delta_{\kappa 1} + \delta_{\kappa 2}$, определим в виде константы коэффициент постели:

$$A = 2a(\delta_{\kappa 1} + \delta_{\kappa 2}) = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{a}{2R}. \quad (13)$$

В соответствии с выражением (13) вторая функция контактных деформаций при $A(x) = A = \text{const}$ примет окончательный вид:

$$W(x) = \frac{a}{2R} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \cdot \varpi(x). \quad (14)$$

Таким образом, располагая уравнениями (3) и (14), запишем выражение напряженно-деформированного состояния тел:

$$A \int_{-a}^a \varpi(x) dx = AF_n = \frac{aF_n}{2R} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) = \frac{1}{2r_{np}} \int_{-a}^a (a^2 - x^2) dx = \frac{2a^3}{3r_{np}},$$

исходя из которого найдем зависимость полуширины площадки контакта:

$$a = 0,866 \sqrt{\frac{r_{np} F_n}{R} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}. \quad (15)$$

Умножив и разделив правую часть выражения (5) на $2R$ при $A(x) = A$, получим зависимость:

$$W(x) = A \cdot \varpi(x) \frac{2R}{2R} = 2AR \cdot \sigma(x),$$

исходя из которой с учетом функции (3) определим функцию контактных напряжений:

$$\sigma(x) = \frac{W(x)}{2AR} = \frac{a^2 - x^2}{4ARr_{np}}. \quad (16)$$

При $x = 0$ из выражения (16) найдем зависимость максимальных контактных напряжений:

$$\sigma_{\max} = \frac{a^2}{4r_{np} AR},$$

которая после подстановки в нее правой части уравнения (13) примет вид:

$$\sigma_{\max} = 0,433 \sqrt{\frac{F_n}{r_{np} \cdot R \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}. \quad (17)$$

При $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, т.е. при материалах троса и канатного блока, изготовленных из одинаковых сталей, уравнения (15) и (17) будут сведены к более упрощенному виду:

$$a = 1,168 \sqrt{\frac{r_{np} F_n}{RE}}, \quad (18)$$

$$\sigma_{max} = 0,321 \sqrt{\frac{EF_n}{r_{np} R}}. \quad (19)$$

Оценим достоверность полученных решений, заменив рассматриваемую модель моделью контакта двух упруго сжатых круговых цилиндров длиной b с учетом их внутреннего соприкосновения. В этом случае средние контактные напряжения будут равны:

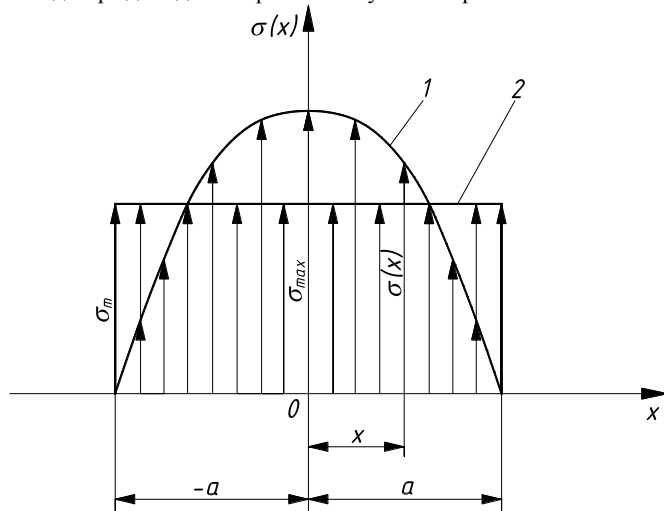
$$\sigma_m = \frac{F_n}{2ab}. \quad (20)$$

Сравнивая правые части выражений (6) и (20), отмечаем, что $4aR = 2ab$, откуда $R = b/2$. В соответствии со сказанным, подставив в уравнения (18) и (19) вместо радиуса R половину длины цилиндров, т.е. $b/2$, получим выражения:

$$a = 1,168 \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{r_{np} F_n}{bE}} = 1,652 \sqrt{\frac{r_{np} F_n}{bE}}, \quad (21)$$

$$\sigma_{max} = 0,321 \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{EF_n}{r_{np} b}} = 0,454 \sqrt{\frac{EF_n}{r_{np} b}}. \quad (22)$$

Сравнивая выражения (21) и (22) с выражениями полуширины площадки контакта и максимальных контактных напряжений, полученных в [Попов А.П., 2008] применительно к параболическому закону изменения контактных деформаций (3), отмечаем, что найденные нами уравнения (21) и (22) идентичны таковым, приведенным в данной книге. Данное обстоятельство подтверждает достоверность полученных решений.



**Рис. 3. Эпюры распределения напряжений в пределах ширины площадки контакта $2a$:
 1 – реальная эпюра; 2 – замененная прямоугольная эпюра**
**Fig. 3. Epures of distribution of tensions within the limits of width of ground of contact of $2a$:
 1 – real epure; 2 – transferable rectangular epure**

К вышеизложенному следует добавить, что площади реальной 1 и замененной 2 эпюры напряжений (рис. 3) должны быть равны между собой, а именно:

$$\sigma_m \int_{-a}^a dx = \int_{-a}^a \sigma(x) dx. \quad (23)$$

Для определения функции $\sigma(x)$, входящей в равенство (23), воспользуемся уравнением (3), которое представим так:

$$W(x) = W_{\max} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right), \quad (24)$$

где: $W_{\max} = a^2 / 2r_{np}$ – максимальная величина деформации.

В соответствии с уравнением (24) выражение функции $\sigma(x)$ примет вид:

$$\sigma(x) = \sigma_{\max} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right). \quad (25)$$

С учетом зависимости (25) выражение (23) представим следующим образом:

$$\sigma_m \int_{-a}^a dx = 2a\sigma_m = \sigma_{\max} \int_{-a}^a \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) dx = \frac{4a\sigma_{\max}}{3}.$$

Исходя из последнего уравнения, запишем

$$\sigma_m = \frac{2\sigma_{\max}}{3} \quad \text{или} \quad \sigma_{\max} = \frac{3\sigma_m}{2}.$$

В заключение отметим, что при использовании полученных выражений следует исходить из соотношения $r_2 / r_1 \geq 1,1 \dots 1,2$.

Выполним расчет по приведенным функциям, исходя из $r_1 = 18$ мм; $r_2 = 1,1r_1 \approx 20$ мм; $R = 800/2 = 400$ мм; $F_n = 18,4 \cdot 10^4$ Н; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

По общеизвестной формуле находим:

$$r_{np} = \frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} = \frac{18 \cdot 20}{20 - 18} = 180 \text{ мм},$$

а по формулам (18) и (19) определяем:

$$a = 1,168 \sqrt{\frac{180 \cdot 18,4 \cdot 10^4}{400 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 0,733 \text{ мм} = 733 \text{ мкм},$$

$$\sigma_{\max} = 0,321 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 18,4 \cdot 10^4}{180 \cdot 400}} = 235,15 \text{ МПа}.$$

Указанная величина $\sigma_{\max} = 235,15$ МПа несколько превышает, как уже указывалось ранее, действительную величину напряжений смятия на витках троса. В связи со сказанным можно утверждать, что указанная величина напряжений позволит обеспечить надежную работоспособность устройства в течение заданного срока службы.

ВЫВОДЫ

Разработана новая методика решения контактной задачи, которая базируется на обобщенном законе Гука, гипотезе Винклера, на введении в рассмотрение размерных параметров, размерных коэффициентов постели (плоская задача). Рассмотренная теория

распространяется не только на случай линейной зависимости между упругими перемещениями и напряжениями, но и впервые на случай нелинейной зависимости. Данная теория контактной прочности базируется на получении двух равнозначных функций контактных деформаций. Полученные решения полностью совпадают с решениями Герца (плоская задача).

ЛИТЕРАТУРА

1. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz. // J. für Reine und Angewandte Mathematik. — 1881. — Bd. 92.
2. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte / H. Hertz // Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Geverbefleisses. — Berlin. Nov. — 1882. — 449 s.
3. Hertz H. Gesammelte Werke / H. Hertz. — Leipzig. — 1895. — Bd. 1. — S. 155—196.
4. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов — М.: Высш. шк., 1991. — 319 с.
5. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел / А.Н. Динник // Известия Киевского политехнического института. — 1909. — Кн. 4.
6. Беляев Н.М. Труды по теории упругости и пластичности / Беляев Н.М. - М., 1957. — 632 с.
7. Фёппль А. Сила и деформация / А. Фёппль, Л. Фёппль: Т. I. и II. — М. : ОНТИ, 1936.
8. Петрусевич А.И. Расчет зубчатых колес, принятый в ЦКБР / А.И. Петрусевич // Редукторостроение. — М. : Оргметалл. — 1935.
9. Левина З.М. Контактная жесткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1971. — 264 с.
10. Palmgren A. Die Lebensdauer von Kugellagern / A. Palmgren // Z. V. D. Y. —1924. — Rd 68, №14.
11. Пинегин С.В. Контактная прочность в машинах / С.В. Пинегин — М.: Машиностроение, 1965. — 192 с.
12. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению / С.В. Пинегин — М.: Машиностроение, 1969. — 243 с.
13. Рыжов Э.В. Контактное взаимодействие твердых тел при статических и динамических нагрузках / Э.В. Рыжов, Ю.В. Колесников, А.Г. Суслов — К.: Наукова думка, 1982. — 172 с.
14. Мухелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н. И. Мухелишвили. — М. — Л., 1954.
15. Штаерман И.Я. К теории Герца местных деформаций при сжатии упругих тел / И. Я. Штаерман // ДАН. — 1939. — Т. 25, № 5.
16. Контактная прочность пространственных конструкций: [сб. начн. работ / научн. ред. Моссаковский В.И. и др.] — К.: Наукова думка, 1976. — 200 с.
17. Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения и износа. Посвящается 60-летию профессора, доктора технических наук, заслуженного деятеля науки и техники РСФСР И.В. Крагельского: [сб. начн. работ / отв. ред. академик А.Ю. Ишлинский, д.т.н. Н.Б. Демкин]. — М.: Наука, 1971. — 239 с.
18. Проблемы прочности и пластичности. К 100 – летию со дня рождения академика АН УССР Н.Н. Давиденкова – Л.: Наука, 1979. — 120 с.
19. Бутаков Б.И. Повышение контактной прочности стальных деталей с помощью поверхностного пластического деформирования / Б.И. Бутаков, Д.Д. Марченко // Проблеми трибології. — 2008. - № 1. - С. 14 – 23.
20. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов / А.П. Попов – Николаев: Изд-во НУК, 2008. — 580 с.

DETERMINATION of the TENSELY-DEFORMED STATE of BODIES AT THEIR PIN CO-OPERATION. PIN TASK

Summary. A decision over of pin task of the tensely-deformed bodies is brought in the article, on the example of work of steel rope block and rope, the decision of which is based on bases of new methodology of theoretical researches of pin durability of the resiliently compressed half-spaces, limited to the curvilinear surfaces as it applies to initial linear co-operation of tel.

Key words: pin task, tensely-deformed state, rope block, rope.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

МОБИЛЬНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Oleksandr Cherednichenko

National University of Shipbuilding, Ukraine

Mira av. 48, ap. 135, Mykolayiv 54056, Ukraine
e-mail: oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua

Аннотация. В работе рассмотрены газотурбинные установки сложных циклов без пароводяных утилизационных контуров. Показано, что применение теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем в составе газотурбинных установок сложных циклов обеспечивает существенное уменьшение габаритов мобильных энергетических комплексов.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, регенерация тепла, промежуточный теплоноситель, теплообменник.

ВСТУПЛЕНИЕ

К современным энергетическим установкам различного назначения предъявляются жесткие требования по энергетической эффективности и минимизации экологического воздействия на окружающую среду.

Газотурбинные технологии позволяют создать мобильный энергокомплекс для выработки всех необходимых видов энергии. Использование газотурбинных установок (ГТУ), работающей как на традиционных, так и на альтернативных топливах (отходы термопластических полимеров, этанола, метанола, диметилового эфира и др.) позволяет обеспечить допустимые экологические показатели [Ткач М.Р., 2004; Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., 2011]. Применение в качестве топлива биогаза, получаемого из возобновляемого сырья путем переработки методами ферментации бытовых отходов, отходов птице- и животноводства, сточных вод позволяет существенно снизить применение ископаемых органических топлив и выбросы углекислого газа [Моисеев И.М., Платэ Н.Э., Варфоломеев С.Д., 2006; Яновский Л.С. и др., 2009].

Применение газотурбинных двигателей (ГТД) сдерживается сравнительно высоким удельным расходом топлива [Когоритсын М.А., 1998; Горбов В.М., Чередниченко А.К., 2008]. Такие резервы повышения эффективности ГТД как увеличение температуры газа перед турбиной и уменьшение потерь в узлах установки практически исчерпали свой потенциал. Достичь соответствующих современным требованиям показателей топливной эффективности возможно за счет усложнения газотурбинных циклов, путем применения бинарных, контактных, когенерационных технологий.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Для приводных газотурбинных двигателей энергокомплексов мобильных объектов предъявляются более жесткие требования к показателям надежности, массам и габаритам установки, чем для двигателей стационарных энергетических установок. Это влечет за собой ограничение по температуре газа перед турбиной и, соответственно, снижение КПД двигателя.

Повышение топливной эффективности газотурбинных энергокомплексов может быть достигнуто путем утилизации теплоты отработавших газов. Бинарные и контактные газотурбинные установки хорошо зарекомендовали себя в стационарной энергетике, но требуют дополнительного оборудования для подготовки и обслуживания пароводяного контура. Для цикла STIG (Steam Injection Gas turbine) с подачей пара непосредственно в камеру сгорания ГТД характерна полная потеря цикловой воды. В газопаротурбинных установках типа "Водолей", разработки "Зоря"–"Машпроект", предусмотрен возврат воды в цикл (при температуре охлаждающей воды выше 20...22°C потребуется дополнительная подпитка цикла водой в объеме 5...7% от паропроизводительности котла-утилизатора) [Исаков Б.В., Чобенко В.Н., Палиенко Р.В., 2008]. Масса и габариты установки "Водолей", по сравнению с установкой простого цикла, значительно возрастают. Это сдерживает возможности применения таких установок на мобильных объектах.

В практике проектирования газотурбинных установок сложных циклов широкое распространение получили регенеративные схемы [Horlock H.J., 2003; Коваль В.А., Тарелин А.А., 2008].

Регенеративный ГТД при умеренных температурах газа перед турбиной $T_3 = 1300...1400$ К и степени повышения давления $\pi_k = 6...10$ может обеспечивать КПД не менее 40...41%, а при более высоких значениях T_3 и до 45% [Романов В.В. и др, 2009].

Традиционная конструктивная компоновка регенеративного ГТД предусматривает введения в схему теплообменника-регенератора «котельного» типа, размещенного в выхлопном тракте. Применение такого регенератора влечет за собой усложнение конфигурации газозвдушного тракта и нарушение равномерности потока, вызывающие значительный рост потерь полного давления и тепла, утечки рабочих сред. Сложность решения вопросов прочности вследствие больших температурных напряжений сдерживает применение компактных регенераторов пластинчатого типа. Для теплообменников трубчатого типа проблемы прочности не стоят так остро, но они не обладают достаточной компактностью. Реализация поперечного обтекания и эффективного оребрения поверхностей в них затруднена.

Одним из путей минимизации габаритов теплообменников и снижения потерь полного давления может быть применение регенератора ГТД с промежуточным теплоносителем (ПТН) – комплекса из двух теплообменников трубчатого типа (рис. 1), передача энергии между которыми осуществляется ПТН [Грязнов Н. Д. и др, 1985].

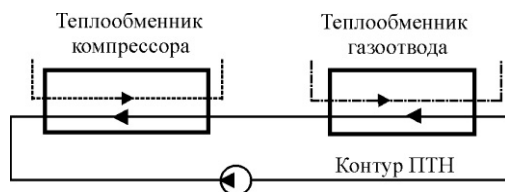


Рис. 1. Схема теплообменного аппарата регенеративной ГТУ с переносом тепла промежуточным теплоносителем между теплообменником газоотвода и теплообменником компрессора

Fig. 1. Scheme of the regenerative heat exchanger gas turbine with heat transfer between the intermediate heat carrier preheater flue gas heat exchanger and compressor

Перенос тепла может осуществляться промежуточным "тяжелым" жидкометаллическим теплоносителем. Усложнение схемы и использование такого теплоносителя представляет определенную проблему, но позволяет уменьшить габариты теплообменных поверхностей за счет существенного улучшения процессов теплопередачи и снизить потери в газозвдушном

тракте. Высокий коэффициент теплопроводности теплоносителей класса Pb-Bi, Pb и др. позволяет обеспечить достаточно малую величину площади проходных сечений каналов. Технологии использования "тяжелого" жидкотеплоносителя, решение проблем сохранения чистоты теплоносителя, предотвращения коррозии и эрозии материалов поверхностей теплообменных аппаратов успешно отработаны на опытных, а затем и серийных транспортных реакторных установках в 60-90 г. прошлого века [Орлов Ю.И., Мартынов П.Н., Иванов К.Д., 2003; Безносов А.В. Драгунов Ю.Г., Рачков В.И., 2007].

Конструктивно регенеративная газотурбинная установка может быть выполнена с теплообменником газоотвода (ТГО), размещенным на выхлопе ГТД и теплообменником компрессора (ТКО) с переносом тепла промежуточным "тяжелым" жидкотеплоносителем (рис.3).

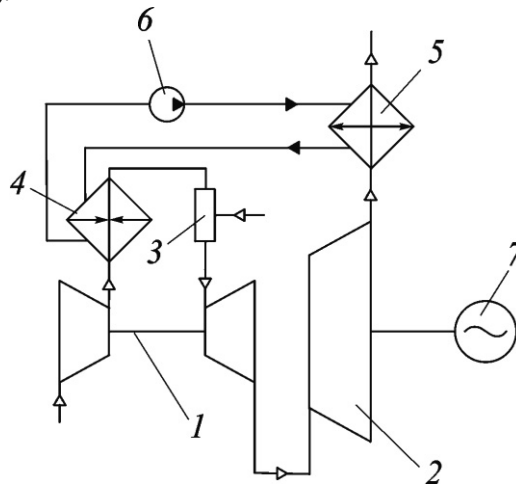


Рис. 2. Схема регенеративной ГТУ с ПТН:

1 – турбокомпрессорный блок; 2 – силовая турбина; 3 – камера сгорания; 4 – ТКО; 5 – ТГО; 6 – циркуляционный насос ПТН; 7 – генератор

Fig. 2. The scheme of regenerative gas turbine with a CVC:

1 - turbocompressor unit, 2 - power turbine, 3 - combustion chamber, 4 - TCO, 5 - TGO, 6 - pump FLA 7 – Generator

Прокачка промежуточного теплоносителя осуществляется последовательно через каждый теплообменник отдельными циркуляционными насосами. Разработана модульная схема регенератора с вертикальным исполнением двухсекционного теплообменника газоотвода и двухсекционной конструкцией теплообменника компрессора с размещением ТКО "вокруг ГТД" [Чердниченко А.К., Ткач М.Р., 2011].

Для мобильных объектов энергоснабжения целесообразно блочно-модульное исполнение энергокомплекса. В этом случае оценка габаритных показателей установки возможна по критерию энергонасыщенности модуля по объему [Ткач М.Р., Чердниченко А.К., Ващиленко Н.В., 2010]. Данный критерий представляет собой отношение мощности на выходном валу двигателя к объему энергомодуля, k_v (кВт/м³). Согласно проведенным конструктивным проработкам для регенеративного ГТД с промежуточным теплоносителем (степень регенерации 0,85, мощность 16 МВт) энергонасыщенность сопоставима с характеристиками среднеоборотных дизельных двигателей такой же мощности (например, для двигателей 8L64 и 16V46 фирмы Wärtsilä).

Таблица 1. Энергонасыщенность энергомодуля по объему для разных типов установок

Table 1. Power-volume characteristics of mobile power plants'

Тип энергоустановки	Энергонасыщенность модуля по объему, $kV, кВт/м^3$.
Транспортный ГТД простого цикла	300
Регенеративная ГТУ с регенератором «котельного» типа	5
Регенеративная ГТУ с жидкометаллическим промежуточным теплоносителем	45
Энергоустановка на базе среднеоборотного ДВС	49

Одним из путей повышения эффективности ГТУ сложного цикла может быть термохимическая регенерация тепла отходящих газов ГТД путем конверсии топлива в смесь газов с более высокой теплотворной способностью [Носач В.Г., 1989; Kesser K.F., Hoffman M.A., Vaughn J.W., 1994]. Принципиально возможна совместная термодинамическая и термохимическая регенерация тепла [Ткач М.Р., Чередниченко А.К., 2009; Чередниченко А.К., 2010]. Для таких установок схема с промежуточным теплоносителем дает возможность разместить термохимический реактор вне газовыпускного тракта ГТД.

Одним из современных направлений повышения эффективности газотурбинных энергетических комплексов различного назначения является применение воздушной теплоутилизирующей турбинной установки (ВТТУ) [Кучеренко О.С и др., 2008]. Несмотря на меньший КПД такой утилизации в сравнении с паро- и водяными теплоутилизирующими комплексами, схемы с ВТТУ позволяют снизить интенсивность тепловых выбросов – до 2,1...1,6 % при температуре выбросов 490...505 К, интенсивность вредных выбросов – на 10...13 % [Шевцов А.П., 2008]. Резервом повышения эффективности установки может быть снижение потерь полного давления в нагревателе-утилизаторе, что достигается применением теплообменника с контуром промежуточного теплоносителя (рис. 3).

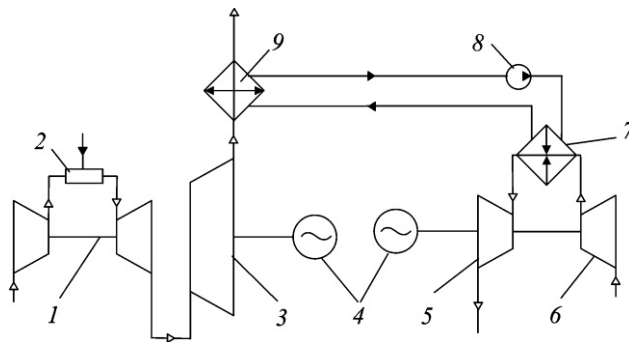


Рис. 3. Схема ГТУ с ВТТУ и нагревателем-утилизатором с ПТН:

1 – турбокомпрессорный блок; 2 – камера сгорания; 3 – силовая турбина; 4 – генератор; 5 – турбина ВТТУ; 6 – компрессор ВТТУ; 7 – нагреватель воздуха; 8 – циркуляционный насос ПТН; 9 – теплообменник газоотвода

Fig. 3. The scheme of GTP VTTU and waste-heat from the heater FLA:

1 - turbocompressor unit 2 - combustion chamber, 3 - power turbine, 4 - generator 5 - VTTU turbine, 6 - Compressor VTTU 7 - air heater, 8 - FLA pump, 9 - heat exchanger flue gas

Применение жидкометаллического промежуточного теплоносителя позволяет реализовать модульную схему нагревателя-утилизатора и обеспечить компоновку воздушной теплоутилизующей турбинной установки по прямоточной схеме.

ВЫВОДЫ

Применение в газотурбинных установках сложных циклов с термодинамической и термохимической регенерацией тепла, а также с воздушным теплоутилизующим турбинным контуром жидкометаллического промежуточного теплоносителя позволяет применять надежные и высококачественные теплообменники трубчатого типа. При этом существенно уменьшаются габариты мобильного энергокомплекса.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ткач М.Р. 2004: Моделирование влияния условий эксплуатации на эффективность газотурбинных энергетических установок специализированных судов, Вестник двигателестроения, № 2, С. 13–17.
2. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. 2011: Моторные топлива из полимерного сырья: производство и применение, К., С. 290.
3. Моисеев И.М., Платэ Н.Э., Варфоломеев С.Д. 2006: Альтернативные источники органических топлив, Вестник РАН, № 5, С. 427-437.
4. Яновский Л.С и др. 2009: Гибридные газотурбинные установки на топливах биологического происхождения, Восточно-европейский журнал передовых технологий, № 4 (40), С. 40-47.
5. Korobitsyn M.A. 1998: New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles, Printed by Febodruk BV, Enschede, 155 p.
6. Горбов В.М., А.К. Чередниченко А.К. 2008: Анализ и перспективы использования отечественных газотурбинных двигателей в судовой энергетике. Авиационно-космическая техника и технология, № 7(54), с. 103-107
7. Исаков Б.В., Чобенко В.Н., Палиенко Р.В. 2008: Состояние и перспективы развития корабельной газотурбинной энергетики, Вісник СевДТУ, Збірник наукових праць, Вип. 87, С. 56–61.
8. Horlock H.J. Advanced gas turbine cycles 2003: Elsevier Inc., 203 p.
9. Коваль В.А., Тарелин А.А. 2008: О выборе термодинамической схемы газотурбинной установки промышленного назначения, Вестник Национального технического университета «ХПИ», Харьков, 2008, №35, С.72 - 77.
10. Н. Д. Грязнов и др. 1985: Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок, М.: Машиностроение, С.360.
11. Романов В.В. и др. 2009: Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА, Восточно-европейский журнал передовых технологий, № 4 (40), С. 16-19.
12. Безносков А.В., Драгунов Ю.Г., Рачков В.И. 2007: Тяжелые жидкометаллические теплоносители в атомной энергетике, М.: ИздАт, С. 434.
13. Орлов Ю.И., Мартынов П.Н., Иванов К.Д. 2003: Технология свинцово-висмутowego теплоносителя на ЯЭУ первого и второго поколения. Доклад на конференции «Тяжелые жидкометаллические теплоносители в ядерных технологиях», Обнинск.
14. Чередниченко А.К., Ткач М.Р. 2011: К выбору параметров промежуточного теплоносителя регенеративного газотурбинного цикла, Вестник двигателестроения, № 2, С. 101–105.
15. Ткач М.Р., Чередниченко А.К., Ващенко Н.В. 2010: Повышение эффективности мобильных газотурбинных установок сложных циклов применением промежуточного теплоносителя. Авиационно-космическая техника и технология, № 7 (74), С. 41–44.
16. Носач В.Г. 1989: Энергия топлива, К.: Наук. думка, С 148.

17. Kesser K.F., Hoffman M.A., Baughn J.W., 1994: Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 116, pp. 277–284.
18. Ткач М.Р., Чередниченко А.К. 2009: Эффективность газотурбинной установки с термодинамической и термохимической регенерацией тепла отходящих газов, *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7 (64), С. 19–22.
19. Чередниченко А.К. 2010. Об эффективности термохимической регенерации тепла в газотурбинных установках мобильных энергокомплексов, *Электронне видання, Вісник НУК*, № 1, С. 109–113.
20. Кучеренко О.С и др. 2008: Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок, *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*, Харьков, №35, С.89 – 96.
21. Шевцов А.П. 2008: Энергосбережение и экологическая безопасность газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизирующими установками, *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*, № 6, С.104 – 110.

MOBIL GAS TURBINE POWER PLANT WITH INTERMEDIATE HEAT CARRIER

Summary. The complex gas turbine power plants without water-steam recycling have been considered. It has been proved that the use of the heat-exchanger with intermediate coolant in the complex circle gas turbine provides a significant reduction of mobile power plants' mass-volume characteristics.

Key words: gas turbine engine, regeneration of heat, intermediate heat carrier, heat-exchanger.

Reviewer: Boris Timoshevskiy, Prof. Sc. D. Eng.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБКАТЫВАНИЯ ИГОЛЬЧАТЫМИ РОЛИКАМИ РЕЗЬБ С ШИРОКОЙ ВПАДИНОЙ И АРХИМЕДОВЫХ ЧЕРВЯКОВ ОБКАТЫВАНИЕМ КОНУСОВ И ГИПЕРБОЛОИДОВ

Boris Butakov, Aleksandra Zubekhyna

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
Etcmtpr@yandex.ru

Аннотация. В статье описаны результаты исследования процесса обкатывания игольчатыми роликами резьб с широкой впадиной и архимедовых червяков. Предложен способ обкатывания резьб и червяков с большими углами подъема линии витка с помощью гибких игольчатых роликов.

Ключевые слова: Обкатывание винтовых поверхностей игольчатыми роликами, кривизна винтовой поверхности, шероховатость.

ВВЕДЕНИЕ

Известные способы накатывания резьб на цилиндрических заготовках и обкатывания предварительно прорезанных резьб роликами резьбового профиля пригодны для обработки резьбы с небольшим шагом [1].

При увеличении высоты профиля крупных резьб или червяков сила, необходимая для эффективной деформации поверхностного слоя, растет пропорционально квадрату линейных размеров зоны контакта ролика с деталью, что ограничивает область применения известных способов относительно малыми размерами винтовых нарезок.

Интенсификация деформации при небольших силах обкатывания достигается за счет уменьшения диаметра роликов [2, 3]. Применение роликов малого диаметра открывает возможность обкатывания весьма крупных трапецеидальных или упорных резьб и червяков [4 - 11].

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Для обкатывания упорных резьб с расширенной впадиной и архимедовых червяков разработано устройство с самоустанавливающимися игольчатыми роликами [12 - 13].

Конструкция устройства для обкатывания упорной резьбы с шагом 64 мм на нажимных винтах прокатных станков показана на рис. 1. Рабочие игольчатые ролики 3 и 7 установлены в пазах сепараторов 2 и 8 под углами, соответствующими номинальным углам профиля червяка или резьбы, и опираются на тороконические шайбы 4 и 6, служащие промежуточными элементами между роликами и диском 5, установленным через игольчатый подшипник 11 на оси 12 в корпусе 1. Корпус 1 выполнен с возможностью поворота относительно державки 10 на угол подъема линии витка λ . Для измерения упругой деформации пружинящей части корпуса 1 устройство снабжено индикатором 9. Державкой 10 устройство установлено в ресцедержателе токарного станка, в патроне и задней бабке которого закреплена обкатываемая деталь. Устройство работает следующим образом. Поперечным и продольным перемещениями суппорта станка устройство заводится во впадину обкатываемой резьбы, так чтобы игольчатые ролики 3 и 7 коснулись левой и

правой сторон впадины резьбы. Вращением рукоятки поперечного винта суппорта станка за счет деформации упругой части корпуса 1, контролируемой по индикатору 9, ролики поджимаются к винтовым поверхностям с усилием обкатывания $P_{об}$. При номинальной величине углов профиля обкатываемой резьбы между торообразными поверхностями шайб и диском образуются клиновидные зазоры, достаточные для установочных перемещений роликов при колебаниях угловых размеров резьбы. Самоустановка облегчается тем, что центр кривизны торообразных поверхностей лежит вблизи линии контакта роликов с деталью. Благодаря самоустановке обеспечивается равномерный контакт роликов с деталью на всей длине образующих профиля резьбы.

Жесткость (10 кН/мм) пружинящей части корпуса устройства достаточна для создания необходимого усилия обкатывания, контролируемого по индикатору. Корпус поворачивается на оправке вокруг оси, проходящей через впадину резьбы. Поворот опорного диска с роликами необходим при обкатывании резьб с большими углами подъема.

Для обкатывания резьбы приходится смещать плоскость роликов относительно осевого сечения детали на некоторую величину h , достаточную для образования силы, поджимающей ролики к корпусу, иначе ролики будут смещаться в направлении дна впадины обкатываемой резьбы, нарушая процесс обкатывания.

Смещение h (рис. 1), так же как и разворот плоскости роликов на угол λ_p , приводит к изменению ширины впадины, искажению углов и к появлению кривизны профиля резьбы в плоскости роликов.

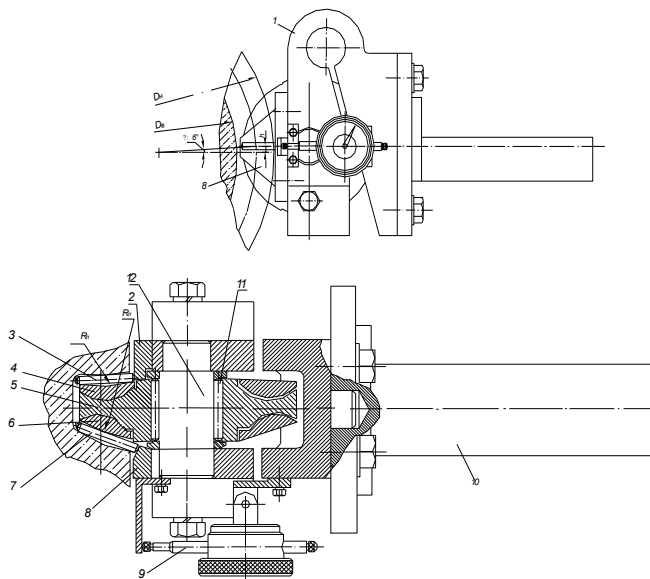


Рис. 1. Схема устройства для обкатывания игольчатыми роликами упорной резьбы с шагом 64 мм

Fig. 1. Diagram of the needle rollers for obkativaniya persistent thread in increments of 64 mm

Запишем уравнения винтовой поверхности резьбы в системе координат X, Y, Z (рис. 2):

$$x = \rho \cos \varphi,$$

$$y = \rho \sin \varphi,$$

$$z = (\rho - m)tg\alpha + P\varphi,$$

где: ρ и φ — криволинейные координаты; P — параметр винтового движения (при шаге резьбы, равном P_a , $P = P_a / 2\pi$); α - угол профиля; m – отрезок, отсекаемый образующей винтовой поверхности на оси X .

Переходя к системе координат X_2, Y_2, Z_2 связанной с плоскостью роликов, получим:

$$x_2 = \rho \cos \varphi,$$

$$y_2 = \rho \sin \varphi \cos \lambda_p + [(\rho - m)tg\alpha + P\varphi] \sin \lambda_p + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}, \quad (1)$$

$$z_2 = -\rho \sin \varphi \sin \lambda_p + [(\rho - m)tg\alpha + P\varphi] \cos \lambda_p + \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda},$$

где: λ - угол подъема резьбы.

В плоскости роликов $y_2 = 0$, поэтому уравнение сечения винтовой поверхности в криволинейных координатах на плоскости роликов запишется:

$$\psi(\rho, \varphi) = \rho \sin \varphi \cos \lambda_p + [(\rho - m)tg\alpha + P\varphi] \sin \lambda_p + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda} = 0. \quad (2)$$

Значение угла φ в уравнении (2) для левой стороны впадины резьбы определяется в зависимости от угла (β) между плоскостью роликов и образующей резьбы. Угол β через направляющие коэффициенты плоскости роликов и образующей резьбы выразится:

$$\sin \beta = \frac{|A \cdot l + B \cdot m + C \cdot n|}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2} \cdot \sqrt{l^2 + m^2 + n^2}}, \quad (3)$$

где: A, B, C – коэффициенты направляющего вектора плоскости роликов, l, m, n – направляющие коэффициенты образующей резьбы.

В системе координат X_2, Y_2, Z_2 уравнения винтовой поверхности (1) при $\varphi = const$ являются уравнениями ее образующей.

Направляющие коэффициенты образующей резьбы (l, m, n) определим из уравнений (1), как разность координат двух точек образующей при $\rho = 0$ и $\rho = 1$:

$$l = \cos \varphi,$$

$$m = \sin \varphi \cos \lambda_p + tg\alpha \cdot \sin \lambda_p,$$

$$n = -\sin \varphi \sin \lambda_p + tg\alpha \cdot \cos \lambda_p.$$

Коэффициенты направляющего вектора плоскости роликов $A = 0$; $B = 1$; $C = 0$.

Угол (β) между плоскостью роликов и образующей резьбы определится:

$$\sin \beta = \cos \alpha (\cos \varphi \sin \lambda_p + \sin \varphi \cos \lambda_p) + \sin \alpha \sin \lambda_p \quad (4)$$

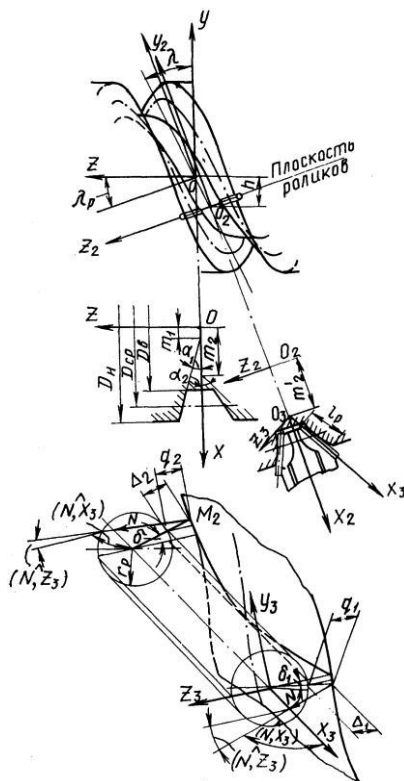


Рис. 2. Схема расчета геометрических параметров сечения резьбы плоскостью роликов
Fig. 2. Scheme for calculating the geometrical parameters of the plane of section cutting rollers

После преобразования уравнения (4) относительно угла φ имеем:

Приравнявая $\beta = -\beta^\circ$, $\alpha = \alpha_1$, найдем значение угла φ_1 из уравнения (5) для левой стороны впадины.

$$\text{Подставив значение } \varphi = \varphi_1 \text{ в уравнение (2), при } m = m_1, \alpha = \alpha_1 \text{ и } \rho = \frac{D_{cp}}{2} \quad (5)$$

определим необходимую величину смещения h :

$$h = \frac{-\cos \lambda \left\{ \frac{D_{cp}}{2} \sin \varphi_1 \cos \lambda_p + \left[\left(\frac{D_{cp}}{2} - m_1 \right) \operatorname{tg} \alpha_1 + p \varphi_1 \right] \sin \lambda_p \right\}}{\cos(\lambda - \lambda_p)} \quad (6)$$

Приравнявая m и α последовательно m_1 , α_1 и m_2 , $(-\alpha_2)$ для левой и правой стороны впадины, определим из уравнения (2) значения углов φ_1 и φ_2 на среднем диаметре резьбы

($\rho = D_{cp}/2$). Подставив эти значения в выражение Z_2 системы уравнений (1) и просуммировав полученные значения, найдем ширину впадины резьбы в плоскости роликов:

$$B' = b'_1 + b'_2 = (b_1 + b_2) \cos \lambda_p - \frac{D_{cp}}{2} \sin \lambda_p (\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2) + \frac{S}{2\pi} \cos \lambda_p (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (7)$$

Углы профиля резьбы в плоскости роликов α , составленные касательными к профилю на среднем диаметре и осью X_2 , определяются из уравнений (1) при $y_2 = 0$. Исключив при этом параметр ρ , получим:

$$\begin{aligned} ctg\alpha' = \frac{dx_2(\varphi)}{dz_2(\varphi)} &= \frac{(\cos \lambda_p + \sin \lambda_p tg\alpha_1 \sin \varphi)[P\varphi \sin \lambda_p - mtg\alpha \sin \lambda_p + h \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}]}{P \sin \varphi (\cos \lambda_p \sin \varphi + tg\alpha \sin \lambda_p) +} \rightarrow \dots \\ &\dots \rightarrow \frac{-P \sin \lambda_p (\cos \lambda_p \sin \varphi + tg\alpha \sin \lambda_p) \cos \varphi}{+ tg\alpha [P\varphi \sin \lambda_p - mtg\alpha \sin \lambda_p + h \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}] \cos \varphi}. \end{aligned} \quad (8)$$

Значения α'_1 и $(-\alpha'_2)$ находятся при подстановке в формулу (8) величин α_1, m_1 и $(-\alpha_2), m_2$. Кривизна винтовой поверхности в плоскости роликов в соответствии с [14]:

$$K_n = \frac{L \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 + 2M \frac{d\rho}{d\varphi} + N}{E \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 + 2F \frac{d\rho}{d\varphi} + G}. \quad (9)$$

Коэффициенты первой квадратичной формы E, F, G и второй квадратичной формы L, M, N для архимедовой винтовой поверхности определены в работе [15, 16] и равны:

$$\begin{aligned} E &= \sec^2 \alpha; F = tg\alpha P; G = \rho^2 + P^2; L = 0, \\ M &= -\frac{P}{\sqrt{P^2 + \rho^2 \sec^2 \alpha}}; N = \frac{\rho^2 tg\alpha}{\sqrt{P^2 + \rho^2 \sec^2 \alpha}}. \end{aligned}$$

Подставляя их значения в (9), получим:

$$K = \frac{-2p \frac{d\rho}{d\varphi} + \rho^2 tg\alpha}{\left[\sec^2 \alpha \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 + 2Ptg\alpha \frac{d\rho}{d\varphi} + P^2 + \rho^2 \right] \sqrt{P^2 + \rho^2 \sec^2 \alpha}}. \quad (10)$$

Отношение дифференциалов $\frac{d\rho}{d\varphi}$ характеризует направление касательной к кривой пересечения винтовой поверхности плоскостью роликов и определяется уравнением:

$$\frac{\partial \psi}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} d\varphi = 0. \quad (11)$$

Определив $\partial \psi / \partial \rho$ и $\partial \psi / \partial \varphi$ из уравнения (2), получим:

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = -\frac{\rho \cos \lambda_p \cos \varphi + P \sin \lambda_p}{\sin \varphi \cos \lambda_p + tg\alpha \sin \lambda_p}, \quad (12)$$

где: значение угла φ определяется из уравнения (2) при заданном ρ .

В принятой системе координат знак кривизны, рассчитанной по формуле (11) при $\alpha = \alpha_1$, соответствует левой стороне впадины. Для правой стороны впадины при подстановке $\alpha = -\alpha_2$ знак, полученный из формулы (11), меняется на обратный.

Номенклатура резьб и червяков, которые могут обкатываться цилиндрическими роликами с прямолинейной образующей, ограничивается предельной величиной кривизны винтовой поверхности в плоскости роликов. Эта кривизна зависит от диаметра, углов подъема линии витка и профиля резьбы.

Обкатывание винтовых поверхностей с положительной кривизной в плоскости роликов моделировалось обкатыванием конусов, а поверхностей с отрицательной кривизной - обкатыванием гиперболоидов.

Для моделирования взяты архимедовы червяки с модулями 10-24 мм, имеющие большие углы подъема линий витка. Трапецеидальные и упорные резьбы, имеющие значительно меньшие углы подъема линии витка и менее глубокие впадины, не моделировались.

При обкатывании определяли максимальную ширину деформированной полоски. Если эта ширина, умноженная на коэффициент уточнения (отношение длин контакта ролика с винтовой поверхностью и поверхностью модели при равной величине вдавливания ролика) (K_y), определенный расчетами, равняется ширине витка моделируемой резьбы, или превосходит ее, то обкатывание резьбы возможно. При обкатывании моделей сохранялись кривизна обкатываемой поверхности в плоскости роликов и величины относительного скольжения в контакте роликов с деталью μ_p в направлениях, параллельном и перпендикулярном оси ролика. Кривизну винтовой поверхности в плоскости роликов можно рассчитать по формулам (9) и (10).

Угол $\varphi = \varphi_1$ в уравнении (10) для левой стороны впадины рассчитывали по (5) при $\beta = -6^\circ$, $\alpha = \alpha_1$, $\lambda_p = \lambda$, а угол $\varphi = \varphi_2$ для правой стороны впадины определяли решением системы уравнений (2) и (6) при $\alpha = \alpha_2$, $\lambda_p = \lambda$. Угол $\beta = \beta_2$ для правой стороны впадины рассчитывали по (5) при $\varphi = \varphi_2$, $\alpha = -\alpha_2$, $\lambda_p = \lambda$.

Результаты расчета радиусов кривизны профиля для левой $R_1 = 1/K_1$ и правой $R_2 = 1/K_2$ сторон впадины архимедовых червяков с модулем 10 мм приведены в табл. 1, в первом и втором столбцах которой указаны соответственно числа заходов Z архимедовых червяков и отношения среднего диаметра профиля к модулю q_o . Заметим, что на левой стороне впадины кривизна имеет отрицательный знак, а на правой - положительный. При равном среднем диаметре профиля с ростом угла λ абсолютное значение кривизны увеличивается.

Радиус кривизны R_k поверхности конуса, принятого в качестве модели правой стороны впадины профиля в плоскости роликов (рис. 2, а), полученной поворотом на угол β осевого сечения конуса вокруг перпендикуляра к его образующей, определяется с учетом формулы Эйлера [17]:

$$R_k = r_{cp} / \sin \alpha_k \sin^2 \beta, \quad (13)$$

где: r_{cp} - средний радиус конуса; α_k - угол при основании конуса.

Относительное скольжение при обкатывании в направлении, перпендикулярном оси ролика: при обкатывании резьбы:

$$\mu_p = \frac{V_{max}}{V_{cp}} = \frac{\omega_p \left(\frac{D_{cp}}{2} + \frac{l_p}{2} \cos \beta \cos \alpha \right)}{\omega_p \frac{D_{cp}}{2}} = 1 + \frac{l_p \cos \alpha \cos \beta}{D_{cp}},$$

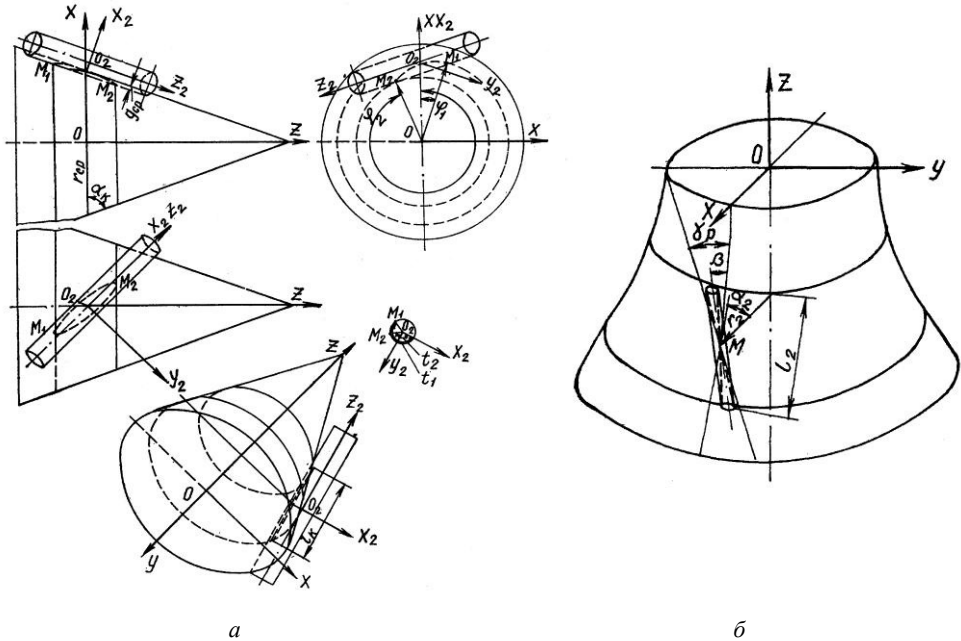


Рис. 3. Схемы расчетов параметров моделирования обкатывания конусов (а) и гиперболоидов (б) игольчатыми роликами при обкатывании конуса

Fig. 3. Scheme calculations for modeling obkattyvaniya cones (a) and hyperboloids (b) needle rollers in obkattyvanii cone

$$\mu_k = \frac{V_{max}}{V_{cp}} = \frac{\omega_k \left(r_{cp} + \frac{l_k}{2} \cos \beta \cos \alpha_k \right)}{\omega_k r_{cp}} = 1 + \frac{l_k \cos \beta \cos \alpha_k}{2r_{cp}}.$$

Если $\mu_p = \mu_k$; $l_p = l_k$, то получим:

$$r_{cp} = D_{cp} \cos \alpha_k / 2 \cos \alpha. \tag{14}$$

Угол конуса α_k с учетом (13) и (14) при $R_k = 1/K_6$ определяется из уравнения:

$$\alpha_k = \arctg \left[\frac{D_{cp} K_6}{2 \cos \alpha \sin^2 \beta} \right]. \quad (15)$$

Из решения геометрической задачи пересечения цилиндра с винтовой и конической поверхностями определим длину контакта ролика с поверхностью резьбы и макета, отношение этих значений равно коэффициенту уточнения $K_y = l_p / l_k$.

Запишем уравнения винтовой поверхности в системе координат $X_3 Y_3 Z_3$ (см. рис. 2), где: y_3 - ось ролика. Для правой стороны впадины при $\alpha = \alpha_1$, $m' = m_2$ с учетом (1) имеем:

$$\begin{aligned} x_3 &= \rho \cos \varphi \cos \alpha'_2 - \rho \sin \varphi \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 - [(\rho - m_2) \operatorname{tg} \alpha_2 - \\ &- p\varphi] \cos \lambda_p \sin \alpha'_2 - m'_2 \cos \alpha'_2 + \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p) \sin \alpha'_2}{\cos \lambda}, \\ y_3 &= \rho \sin \varphi \cos \lambda_p - [(\rho - m_2) \operatorname{tg} \alpha_2 - p\varphi] \sin \lambda_p + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}, \quad (16) \\ z_3 &= -\rho \cos \varphi \sin \alpha'_2 - \rho \sin \varphi \sin \lambda_p \cos \alpha'_2 - [(\rho - m_2) \operatorname{tg} \alpha_2 - \\ &- p\varphi] \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 + m'_2 \sin \alpha_2 + \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p) \cos \alpha'_2}{\cos \lambda}, \end{aligned}$$

где: α'_2 - определяется из (5) при $\alpha = -\alpha_2$, $\varphi = \varphi_2$, $\lambda_p = \lambda$, $m'_2 = x_{2cp} \operatorname{ctg} \alpha'_2 - r_p \sec \alpha'_2$; x_{2cp} , z_{2cp} - из (1) при $\rho = D_{cp} / 2$, $\alpha = \alpha_2$, $r_p = D_p / 2$.

Расстояния Δ_1 и Δ_2 между точками M_1 , M_2 винтовой поверхности и поверхностью ролика при точечном контакте ролика с поверхностью резьбы на среднем диаметре профиля (рис. 2) определяются из выражения

$$\Delta = \left| \frac{z_3 \sin(\hat{N}, x_3)}{\cos(\hat{N}, z_3)} \right| - r_p,$$

где (\hat{N}, x_3) и (\hat{N}, z_3) - углы соответственно между осями x_3, z_3 и нормалью N к винтовой поверхности, проходящей через точки M_1 и M_2 и ось x_3 .

Давление ролика в направлении оси z_3 до момента касания по-верхностью ролика точек M_1, M_2 винтовой поверхности находится по формуле:

$$q_{cp} = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta_1}{\cos \delta_1} + \frac{\Delta_2}{\cos \delta_2} \right), \quad (17)$$

углы δ_1 и δ_2 определяются равенством $\operatorname{tg} \delta_i = y_3 / z_3$.

Координаты x_3, y_3, z_3 точек M_1, M_2 рассчитываются по формулам (16) соответственно при $\beta = D_n / 2$ и $\rho = D_6 / 2$. Значения угла φ в (16) определяются уравнением нормали N к винтовой поверхности, проходящей через ось x_3 :

$$\frac{X - x_3}{\cos(\hat{N}, x_3)} = \frac{Y - y_3}{\cos(\hat{N}, y_3)} = \frac{Z - z_3}{\cos(\hat{N}, z_3)},$$

где: X, Y, Z - координаты нормали, x_3, y_3, z_3 — координаты точек M_1, M_2 винтовой поверхности.

Направляющие косинусы с учетом (16) в соответствии с [3] определяются соотношением:

$$\begin{aligned} \cos(\hat{N}, x_3) &= K \left[\sin \varphi (-\rho \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 + p \cos \alpha'_2) + \right. \\ &\quad \left. + \cos \varphi (p \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 + \rho \cos \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2) + \rho \cos \lambda_p \sin \alpha'_2 \right], \\ \cos(\hat{N}, y_3) &= K \left[\rho (\sin \lambda_p + \sin \varphi \cos \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_2) - \cos \varphi p \cos \lambda_p \right], \\ \cos(\hat{N}, z_3) &= K \left[\sin \varphi (-\rho \cos \alpha'_2 \sin \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_2 - p \sin \alpha'_2) + \right. \\ &\quad \left. + \cos \varphi (-\rho \sin \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 + p \cos \alpha'_2 \sin \lambda_p) + \rho \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 \right], \end{aligned}$$

где: K - нормирующий множитель, $K = 1 / \sqrt{\rho^2 \sin^2 \alpha_2 + p^2}$.

В точках пересечения нормали с осью x_3 значения $y_3 = 0, z_3 = 0$. С учетом этого окончательно получим

$$\begin{aligned} &\left\{ \rho \sin \varphi \cos \lambda_p - [(\rho - m') \operatorname{tg} \alpha_2 - p \varphi] \sin \lambda_p + h \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda} + \rho \cos \varphi \sin \alpha'_2 + \right. \\ &\quad \left. + \rho \sin \varphi \sin \lambda_p \cos \alpha'_2 + [(\rho - m') \operatorname{tg} \alpha_2 - \right. \\ &\quad \left. - p \varphi] \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 - m'_2 \sin \alpha'_2 - \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p) \cos \alpha'_2}{\cos \lambda} \right\} / \\ &\left\{ \rho (\sin \lambda_p + \sin \varphi \cos \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_2) - \cos \varphi p \cos \lambda_p - \right. \\ &\quad \left. - \sin \varphi (\rho \cos \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 + p \sin \alpha'_2) - \cos \varphi (\rho \sin \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 - p \cos \alpha_2 \sin \lambda_p) + \rho \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 \right\} = 0. \end{aligned}$$

После преобразования имеем:

$$\begin{aligned} &\sin \varphi \{ \varphi [a_2 \rho + b_2] + c_2 \rho^2 + d \rho + e \} + \cos \varphi \{ \varphi [f d + q_2] + \\ &\quad + i \rho^2 + l_2 \rho + j \} + \omega \rho = 0, \end{aligned} \tag{18}$$

где

$$a_2 = -ptg\alpha_2 \cos\alpha'_2; b_2 = -p^2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2; c_2 = \sec^2\alpha_2 \cos\alpha'_2,$$

$$d = -m_2tg^2\alpha_2 \cos\alpha'_2 - htg\alpha_2tg\lambda \cos\alpha'_2 + ptg\alpha_2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2 - m'_2tg\alpha_2 \cos\lambda_p \sin\alpha'_2,$$

$$e = -p \left(m_2tg\alpha_2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2 + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p) \sin\alpha'_2}{\cos\lambda} \right),$$

$$f = -ptg\alpha_2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2,$$

$$q_2 = p^2 \cos\alpha'_2,$$

$$i = \sec^2\alpha_2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2,$$

$$l_2 = -m'tg^2\alpha_2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2 - htg\alpha_2 \sin\alpha'_2 \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos\lambda} - ptg\alpha_2 \cos\alpha^2,$$

$$j = p(m'tg\alpha_2 \cos\alpha'_2 + htg\lambda \cos\alpha'_2 + m'_2 \cos\lambda_p \sin\alpha'_2),$$

$$\omega = -p \cos\lambda_p \sin\alpha'_2 + h \cos\alpha'_2 - m'_2 \sin\lambda_p \sin\alpha'_2.$$

Длина контакта ролика, вдавленного в винтовую поверхность на q_{cp} , находится из уравнения:

$$l_p = x_{3n} - x_{3в},$$

где: $x_{3н}, x_{3в}$ абсциссы точек M_1 и M_2 .

Определим длину контакта ролика с конусной моделью для случая вдавливания ролика в поверхность конуса на величину q_{cp} (рис. 3, а). Запишем уравнения конуса в системе координат XYZ где ось конуса, $z = (r_{cp} - r)tg\alpha_\kappa$; $x = r \cos\psi$; $y = r \sin\psi$ (r, ψ - криволинейные координаты). Уравнения поверхности конуса в системе координат $X_2Y_2Z_2$, связанной с осью ролика:

$$x_2 = \sin\alpha_\kappa (r \cos\psi - r_{cp}) - r_p + q_{cp},$$

$$y_2 = -\sin\beta \left[-r (\cos\psi \cos\alpha_\kappa + \sin\psi tg\beta + \sin\alpha_\kappa tg\alpha_\kappa) + r_{cp} \cos\alpha_\kappa \right],$$

$$z_2 = \cos\beta \left[-r (\cos\psi \cos\alpha_\kappa - \sin\psi tg\beta + \sin\alpha_\kappa tg\alpha_\kappa) + r_{cp} \cos\alpha_\kappa \right].$$

Уравнения цилиндра в системе координат $X_2Y_2Z_2$:

$$x_2 = r_p \cos t; y_2 = r_p \sin t; z_2 = A. \quad (19)$$

Исключив параметр t при совместном решении уравнений поверхности конуса и цилиндра, получим:

$$z = \cos\beta \left[\frac{b_1 \pm \sqrt{b_1^2 - 4ac_1}}{2a_1} (\cos\psi \cos\alpha_\kappa - \sin\psi tg\beta + \sin\alpha_\kappa tg\alpha_\kappa + r_{cp} \cos\alpha_\kappa) \right] \quad (20)$$

где

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \sin^2 \beta (\cos \psi \cos \alpha_\kappa + \sin \psi \operatorname{ctg} \beta + \sin \alpha_\kappa \operatorname{tg} \alpha_\kappa)^2 + \sin \alpha_\kappa \cos^2 \psi, \\
 b_1 &= -2 \left[r_{cp} \sin^2 \beta \cos \alpha_\kappa (\cos \psi \cos \alpha_\kappa + \sin \psi \operatorname{ctg} \beta + \sin \alpha_\kappa \operatorname{tg} \alpha_\kappa) + \right. \\
 &\quad \left. + \cos \psi \sin \alpha_\kappa (\sin \alpha_\kappa r_{cp} - q_{cp} + r_p) \right], \\
 c_1 &= \sin^2 \beta r_{cp}^2 \cos^2 \alpha_\kappa - r_p^2 + (r_{cp} \sin \alpha_\kappa - d_{cp} + r_p)^2.
 \end{aligned}$$

Длина контакта ролика с конусом определяется из уравнения:

$$l_\kappa = z_{2\max} - z_{2\min}. \quad (21)$$

Максимум и минимум функции находят из уравнения (19) численным методом.

Однополостной гиперboloид, служащий моделью винтовой поверхности с отрицательной кривизной в плоскости роликов, образуется прямолинейной режущей кромкой резца. Режущая кромка, первоначально совпадающая с образующей конуса с углом у основания α_κ , поворачивается вокруг перпендикуляра к образующей конуса на угол γ_p (рис. 3, б).

При вращении детали конусная поверхность за счет срезания припуска превращается в гиперboloид со средним радиусом r_κ . Плоскость ролика при обкатывании гиперboloида образует с его осевым сечением угол $\beta = 6^\circ$. Определим угол разворота режущей кромки резца γ_p , при котором кривизна гиперboloида в плоскости ролика будет равняться кривизне винтовой поверхности. Кривизна сечения гиперboloида плоскостью ролика в точке M в соответствии с [5] определяется выражением:

$$1/R = \cos^2 \beta / R_1 + \sin^2 \beta / R_2,$$

где R_1 - радиус кривизны осевого сечения, гиперboloида; R_2 - радиус кривизны сечения, нормального к образующей гиперboloида.

Применив предыдущую формулу к линии режущей кромки, получим:

$$\cos^2 \gamma_p / R_1 + \sin^2 \gamma_p / R_2 = 0.$$

Решив совместно два последних уравнения при $R_2 = r_\kappa / \sin \alpha_\kappa$, с учетом, $1/R_1 = K_\sigma$ получим:

$$\gamma_p = \operatorname{arctg} \left[\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta - \frac{r_\kappa K_\sigma}{\cos^2 \beta \sin \alpha_\kappa}} \right]. \quad (22)$$

Значения r_κ принимают равными r_{cp} , вычисленными по формуле (21) при $\alpha_\kappa = \alpha_\kappa = 60^\circ$.

Результаты расчета параметров моделирования для червяков с модулем 10 мм с различными Z и q_o , выполненного численно, приведены в табл. 1. Для червяков других модулей при любых z и q_o угловые параметры моделирования остаются неизменными, а линейные - увеличиваются пропорционально возрастанию модуля.

Конические и гиперboloидные модели обкатывались игольчатыми роликами на токарном станке ТВ-50 устройством с гидравлической схемой нагружения. Головка с игольчатым роликом выполнена с возможностью поворота вокруг оси устройства на угол β . Угол поворота замерялся маятниковым угломером. При нагружении ролик, благодаря повороту головки на цапфах, самоустанавливается по обкатываемой поверхности.

Обкатыванию подвергались усеченные конусы и гиперboloиды, причем кромка их верхнего основания моделировала кромку витка червяков. Материал моделей - улучшенные стали 40X и 34XН1М твердостью 286-320HB, широко применяемые в тяжелом машиностроении для изготовления червяков. Под обкатывание модели обтачивали полировочными резцами с прямолинейной режущей кромкой. Шероховатость поверхности перед обкатыванием достигала $R_z = 10...40$ мкм. Каждую модель обкатывали с несколькими значениями усилия, верхнюю границу которого определяли по появлению шелушения металла на обкатываемой поверхности при пятом проходе. Для обкатывания моделей червяков с модулем 10 мм применен ролик диаметром 2,5 мм, с модулем 12 мм - диаметр ролика увеличен пропорционально модулю и равен 3 мм. На обкатанных конусах измеряли ширину b_x полоски обкатанной поверхности. Для червяков $m = 10$ мм результаты замеров помещены в табл. 1. По результатам экспериментов, сравнивая величины $b_x K_y$ с шириной витка моделируемого червяка, равной 21,5 мм, определяют, что выпуклая сторона витка может успешно обкатываться игольчатыми роликами при углах λ не превышающих 10° .

При обкатывании гиперboloидов расстояние между крайними точками контакта ролика, одна из которых является кромкой верхнего основания гиперboloида, равнялось ширине витка моделируемого червяка. При этом в случае большой кривизны гиперboloида середина его поверхности оказывалась непрокатанной (см. табл. 1) или имелись отдельные риски. Для червяка с углом $\lambda = 11^\circ 18'$ поверхность гиперboloида оказалась равномерно деформированной. Величина смятия на краю модели за счет деформации металла для этого случая не превышала 0,02 мм и укладывалась в поле допуска на непрямолинейность профиля. Поскольку ограничения возможности обкатывания вогнутых поверхностей червяков оказались менее жесткими, чем выпуклых, отпала необходимость расчета коэффициента уточнения для случая моделирования на гиперboloидах. В табл. 1 приведены усилия $P_{кон}$ и P_z для обкатывания

Таблица 1. Параметры моделирования обкатывания роликами архимедовых червяков

Исходные данные для расчета	Z	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	1	1	1	1	1		
	q_0	7,5	8	9	12	16	7,5	8	9	10	12	14	7,5	8	9	12	14	16
	$D_B/2$, мм	27,5	30	35	50	70	27,5	30	35	40	50	60	27,5	30	35	50	60	70
	$D_{cp}/2$, мм	37,5	40	45	60	80	37,5	40	45	50	60	70	37,5	40	45	60	70	80
	$D_H/2$, мм	47,5	50	55	70	90	47,5	50	55	60	70	80	47,5	50	55	70	80	90
	$m_1=m_2$, мм	15,9	18,4	23,8	38,4	58,4	15,9	18,4	23,4	28,4	38,4	48,4	15,9	18,4	23,4	38,4	48,4	58,4
Результаты расчета	$\lambda_{ср}$, град	28,7	26,55	23,95	18,43	14,03	14,92	14,03	12,52	11,3	9,37	8,13	7,62	7,12	6,33	4,75	4,08	3,56
	h , мм	8,89	9,15	9,92	11,9	14,6	6	6,38	7,49	7,8	9,13	10,4	5	5,34	5,99	7,89	9,07	10,2
	R_1 , мм	-497,4	-554,1	-677,6	-1142	-1991	-877,0	-955,8	-1259	-1559	-2272	-3144	-1822	-2094	-2708	-5176	-7433	-10283
	R_2 , мм	147,5	168,6	207,7	370,4	682,9	389,4	436,5	491,3	662,5	950,8	1301	914,4	1024	1264	2157	2888	3718
	α_2 , град	13,37	14,02	14,33	15,55	17	17,4	17,45	17,4	18,05	18,2	18,33	18,54	18,58	19,02	19,13	19,18	19,22
	β_2 , град	16,42	16,12	15,52	14,32	13,12	10,42	10,43	11,33	10,32	10,13	9,53	8,17	8,17	8,17	8,05	7,55	7,47
	$q_{ср}$, мм	0,359	0,315	0,256	0,145	0,079	0,144	0,128	0,113	0,083	0,058	0,042	0,063	0,056	0,044	0,025	0,018	0,014
	$\alpha_{ср}$, град	72,98	72,5	72,23	70,0	67,2	73,82	73,1	68,07	62,82	64,8	64,13	68,07	63,87	61,78	60,05	55,97	57,63
	$r_{ср}$, мм	11,28	12,4	14,17	21,30	32,41	10,95	12,22	17,64	19,7	26,64	32,17	14,78	18,58	22,51	31,07	41,49	45,35
	r_H , мм	13,65	14,56	16,38	21,84	29,12	13,65	14,56	16,38	18,20	21,84	25,48	13,65	14,56	16,38	21,84	25,48	29,12
	γ_B , град	11,38	11,22	10,9	10,08	7,83	9,47	9,3	9,0	8,73	8,03	8,0	7,78	7,75	7,56	7,12	6,92	6,2
	l_B , мм	22,2	22,2	22,0	21,9	21,8	21,6	21,6	21,7	21,6	21,6	21,6	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5
	$l_{кз}$, мм	19,7	19,5	20,3	20,0	21,1	19,2	19,8	20,3	20,4	20,7	20,8	19,8	20,2	20,4	20,7	21,1	21,3

	K_y	1,12	1,12	1,08	1,05	1,03	1,13	1,09	1,06	1,06	1,04	1,03	1,08	1,06	1,05	1,04	1,02	1,01
Результаты обкатывания	b_z , мм	10,02	-	-	-	-	-	-	16,00	-	-	-	20,2	-	-	-	-	-
	Примечание по обкатыванию гиперboloидов	Непрокатанная полоска 8,9 мм	-	-	-	-	-	-	Заметные риски на середине поверхности	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$P_{зон}$, кН	9,0	-	-	-	-	-	-	13,0	-	17,0	-	17,0	-	-	-	-	-
	P_r , кН	14,0	-	-	-	-	-	-	17,0	17,0	-	-	-	-	-	-	-	-

соответственно конических и гиперboloидных моделей червяка $m = 10$ мм. Оптимальное усилие, обеспечивающее деформацию поверхности витка по всей глубине профиля при указанной выше твердости материала, достигает 17 кН.

Для червяков $m = 12$ мм оно увеличивается в соответствии с законом подобия в $(1,2)^2$ раз и равно 24,5 кН. Оптимальность этого усилия проверена при обкатывании моделей червяков $m = 12$ мм. При определении усилий для обкатывания червяков больших модулей также следует пользоваться законом подобия. В результате моделирования установлено, что игольчатыми роликами по всей глубине профиля можно обкатывать архимедовы червяки с углом подъема линии витка $\lambda < 10^\circ$. Определены усилия, необходимые для эффективного их обкатывания.

Методом наименьших квадратов аппроксимируем зависимости радиусов R_n и R_z кривизны винтовых поверхностей с левой и правой сторон профиля червяков с разными значениями модуля m , отношения среднего диаметра профиля червяка к модулю m (q_0) и числа заходов z резьбы или червяка [18-20]:

$$R_z = 3,7q_0^2 m/z; R_n = 1,5q_0^2 m/z.$$

Обкатывание резьб и червяков с углами подъема линии витка $\lambda > 10^\circ$ по всей глубине профиля нами предложено производить гибкими игольчатыми роликами. Для этого коническую сторону шайбы необходимо выполнить выпуклой с радиусом $R_z = 3,7q_0^2 m/z$, а правой – вогнутой с радиусом $R_n = 1,5q_0^2 m/z$. При этом в процессе обкатывания правой и левой сторон профиля резьбы игольчатые ролики изгибаются, что обеспечивает равномерную деформацию витков червяка. На предложенное решение поданы заявки на патент в Россию и Украину.

Выводы:

1. Выполнен теоретический анализ геометрических параметров винтовых поверхностей в зоне деформации при обкатывании игольчатыми роликами. При этом рассчитаны углы профиля и ширина впадины резьб, кривизна винтовых поверхностей в зоне пластической деформации.
2. Проведено физическое моделирование обкатывания винтовых поверхностей, игольчатыми роликами. Выпуклые поверхности моделировались конусами, вогнутые – однополостными гиперboloидами. При этом соблюдалось равенство кривизны контактирующих тел и скорость проскальзывания в зоне деформации. Установлено, что игольчатыми роликами можно обкатывать с деформацией по всей глубине профиля архимедовы червяки с углом подъема линии витка $\lambda < 10^\circ$.

3. Предложено обкатывать архимедовы червяки с $\lambda > 10^\circ$ гибкими игольчатыми роликами, на устройство для этой цели поданы заявки на патент в Россию и Украину.

Литература:

1. Рыжов Э. В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В. Рыжов, А.Г. Сулов, В.П. Федоров - М.: Машиностроение, 1979.— 170 с.
2. Бабей Ю.И. Поверхностное упрочнение металлов / Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев - Киев: Наук. думка, 1995. – 256 с.
3. Бутаков Б.И. Усовершенствование процесса чистового обкатывания деталей роликами / Б.И. Бутаков // Вестник машиностроения – 1984 - №7 – С. 50 - 53.
4. А.С. 1031719 СССР, В24В 39/00. Устройство для обкатывания винтовых поверхностей / Бутаков Б.И. – Опубл. 30.07.83 – Бюл. № 28.
5. А.С. 1588474 СССР, В21 Н 5/02; В24В39/04. Устройство для обкатывания поверхностей деталей / [Бутаков Б.И., Маршалик Ю.З.]. – Опубл. 30.08.90 – Бюл. № 32.
6. Бутаков Б.И. Поверхностное пластическое деформирование как метод повышения качества деталей / Б.И. Бутаков, В.С. Шебанин, А.В. Зубехина // Труды ГОСНИТИ, Том 107, часть 2. Восстановление и упрочнение деталей - Москва – 2011, - С. 85-87.
7. Бутаков Б.И. Повышение долговечности изделий с помощью поверхностного пластического деформирования / Б.И. Бутаков, В.А. Артюх, О.А. Анисимов // Тяжелое Машиностроение, №9, 2006, С. 26 – 32.
8. В.И. Butakov. Methods of dynamic strngthening of metals and alloys. Rkuznechno-Shtampovochnoe Proizvodstvo, No. 7, pp. 7-10, 1988 (by Allerton Press, Inc. pp. 11-19).
9. Бутаков Б.И. Повышение эффективности реновации металлических деталей путем совмещения чистового и упрочняющего обкатывания роликами / Б.И. Бутаков, М.Ю. Третяк, Ю.Г. Овчинников // Вестник машиностроения - № 7 - 2004. – С. 59-67.
10. Бутаков Б.И. Исследование и разработка технологии обкатывания игольчатыми роликами упорных резьб / Б.И. Бутаков, А.В. Зубехина // Материалы 13-й международной научно-практической конференции: «Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки от нано- до макроуровня». Часть 2. Санкт-Петербург, «Плазмацентр». – 2011. - С. 60-66.
11. Бутаков Б.И. Повышение качества деталей машин с помощью обкатывания роликами / Б.И. Бутаков, А.В. Зубехина // Материалы 12-й международной научно-практической конференции 13-16 апреля 2010 г. „Технологии реманта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки. Часть 2. - Санкт-Петербург. – 2010. – С. 59- 68.
12. А. с. 204311 СССР, кл. 7f, 9, МПК В21h. Устройство для обкатки крупных резьб и червяков / [В.М. Браславский, Б.И. Бутаков] – Опубл. 20.10.67. Бюл. № 22.
13. Бутаков Б.И. Способы обкатывания роликами винтов и червяков с крупным шагом в тяжелом машиностроении / Б.И. Бутаков // Вестник машиностроения – 1985 - №3 – С. 44 - 50.
14. Рашевский П.К. Курс дифференциальной геометрии / П.К. Рашевский - М.; Л.: Гостехиздат, 1960. – 428 с.
15. Люкшин В.С. Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов / В.С. Люкшин – М.:Машиностроение, 1968. – 372 с.
16. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин — М.: Наука, 1968.— 584 с.
17. Бронштейн И.Н. Справочник по математике / И.Н. Бронштейн, К.Е. Семендяев - М., 1967. – 608 с.

18. Хальд А. Математическая статистика с техническими приложениями / А. Хальд — М.: Изд-во иностр. литературы, 1956. — 664 с.
19. Степнов М.Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний / М.Н. Степнов — М.: Машиностроение, 1972. — 232 с.
20. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский — М.: Наука, 1969. — 512 с.

MODELLING ROLLING NEEDLE ROLLERS THREAD WITH BROAD TROUGHS AND ARCHIMEDEAN CHERVYAKOV ROLLING CONES AND HYPERBOLOIDS

Summary. In article results of research of process rolling by needle rollers of carvings with a wide hollow and Archimedean worms are described. The way rolling carvings and worms with the big corners of rise of a line of a coil by means of flexible needle rollers is offered.

Key words: rolling screw surfaces needle rollers, curvature of a screw surface, a roughness.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ СТЕБЕЛ КУКУРУДЗИ ІНТЕГРОВАНИМ РІЗАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

Zaviryuha N.V.

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

Анотація. В роботі проведено аналіз процесу різання і факторів, які впливають на нього. Проведено апроксимацію даних дослідження зусилля різання стебел кукурудзи на маятниковому копрі в динамічних умовах. Визначено спосіб перерізання стебел, який забезпечує найменше зусилля різання інтегрованим різальним пристроєм

Ключові слова: енергоємність, стебло кукурудзи, різальний елемент, протирізальна пластина, апроксимація.

ВСТУП

Аналізуючи енергоємність основних робочих органів кукурудзозбиральних машин було визначено, що зрізання та подрібнення становить в окремих випадках від 25 до 75 % загальної енергоємності, тому саме в цьому напрямку є резерви для економії енергоресурсів, які можливо використати для підвищення продуктивності кукурудзозбиральної техніки.

В зв'язку з великою енергоємністю подрібнення стебел та їх малою поживною цінністю в період збирання кукурудзи на зерно в сучасних кукурудзозбиральних машинах в більшості країн кукурудзяного поясу відмовились від подрібнювальних апаратів. Практика експлуатації пристроїв до зернозбиральних комбайнів показала, що технологія збирання кукурудзи всього біологічного врожаю за один прохід агрегату використовується у господарствах степової зони України. Однак через високу вартість енергетичних матеріалів частина господарств вимушена збирати лише зернову частину врожаю. До того ж, останніми роками різко зменшилось поголів'я ВРХ у господарствах України, що спричинило зменшення виходу органічного добрива, і як наслідок — зменшення на 10—15% вмісту гумусу в ґрунті, а отже, і врожайності сільськогосподарських культур. Зважаючи на ці чинники значна кількість господарств, які добре забезпечені грубими кормами, практикують останніми роками розкидання подрібнених стебел по полю одночасно із збиранням зернової частини врожаю кукурудзи, тобто використання мультучої технології обробітку ґрунту [1].

Вивчення механічних властивостей стебла кукурудзи при різанні є необхідним елементом при проектуванні кукурудзозбиральних машин. Визначити такі важливі характеристики, як зусилля і робота різання неможливо без знання фізики явищ, що виникають під час перерізування стебла, чіткої картини деформації та руйнування стебла лезом.

В даний час, вивченим залишається достатньо мале коло питань, які пов'язані з процесом різання і майже всі математичні моделі, що використовуються є недостатньо точними, в зв'язку із великим числом змінних величин.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Вивченню цього процесу в різальних апаратах сільськогосподарських машин присвячено багато праць. Першими з них, що започаткували теорію різання лезом ножа і заклали основи теоретичного розрахунку різальних апаратів більшості типів

сільськогосподарських машин є дослідження російського академіка В.П. Горячікіна. Йому належить і пріоритет в аналітичному дослідженні питань про різання з ковзанням. Він встановив, що процес різання ножем полягає в проникненні леза всередину тіла з витісненням своїми гранями часточок матеріалу. При цьому долаються сили нормального тиску і тертя. Ковзаючий рух ножа полегшує проникнення його в матеріал, а дрібна насічка перепилувальною дією порушує зв'язок між часточками [2].

Дослідженнями, проведеними Ю. Ф. Новиковим на твердостебельних культурах, встановлено, що в процесі деформування волокон стебла лезом вони сприймають різні види деформацій: стискання — в поперечному напрямку, розтягу — в поздовжньому, а також згинання і зсуву. Руйнуються волокна здебільшого від поздовжнього розтягу [3].

Загалом процес різання можна розділити на дві фази: відхилення стебла ножем та його зрізання. У другій фазі, на думку академіка В.А. Желіговського, потрібно розрізняти процес власне різання, який відтворюється лінією перетину граней леза, і процес входження леза в матеріал.

Дослідженнями Є.Г. Івановського встановлено, що при різанні механічна енергія витрачається на утворення нових поверхонь у матеріалі, на деформацію матеріалу і різального інструменту, на подолання сил тертя при ковзанні матеріалу, що розрізується по поверхні різального інструменту. З фізичної точки зору різання є сукупністю процесів перетворення механічної енергії в інші її види - теплову, електричну, хімічну.

Досвід засвідчує, що процес різання стебел є складним періодичним процесом, що відбувається з визначеною частотою зміни фаз стискання-розтягу. Ця частота залежить від геометрії різального інструмента: чим гостріше лезо, менший кут загострення і більший кут нахилу леза (або коефіцієнт ковзання), тим вища частота коливань. Збільшення останньої відповідає локалізації руйнування біля леза, що зумовлює зменшення зусилля різання.

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

У відомих конструкціях вітчизняних і зарубіжних кукурудозбиральних машин широко застосовують апарати зі зворотно-поступальним, обертальним і, рідше, з коливальним рухом ріжучих елементів, але всі їх можна поділити на апарати з механічним (б) і інерційним (а) підпором стебел в момент їх різання (рис. 1).

Апарати з інерційним підпором стебел механічних протиризальних (підпирних) елементів не мають, тому швидкість руху ріжучих елементів у цих апаратах значно перевищує швидкість ріжучих елементів з механічним підпором. Підвищення швидкостей різання дозволяє ефективно використовувати інерційний опір стебел, що закріплені на корені, удару ріжучих елементів у момент різання, що замінюють у цих апаратах механічний підпір стебел.

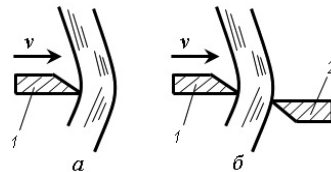


Рис. 1. Апарати з інерційним (а) та механічним (б) підпором стебел

Fig. 1. Apparatus of inertia (a) and mechanical (b) stems backwater
1- рухомий різальний елемент; 2 – нерухома протиризальна пластина

До недоліків апаратів з інерційним підпором відноситься те, що ріжучі апарати даного виду здатністю самоочищення не володіють, тому при підвищених швидкостях руху досить часто забиваються. В конструкціях широкозахватних жнивварок вимагають складних механізмів приводу ріжучих елементів і мають підвищену енергоємність. Ріжучі апарати

цього типу використовуються лише в потокових кукурудозбиральних машинах і тут важливе місце відіграє ціленаправленість руху стебла.

Апарати з механічним підпором стебел мають ріжучі і механічні протирізальні (підпірні) елементи. Ріжучі елементи виконують рухливими, а протирізальні - переважно нерухомими. Зрізання стебел у цих апаратів відбувається при порівняно невеликих швидкостях ріжучих елементів.

До недоліків слід віднести кількість подвійних зрізів на пожнивних залишках. Подвійний зріз відбувається в тому випадку, коли стебло не перерізається повністю при одному ході ножа і дорізається зворотнім рухом ножа, що збільшує висоту зрізання і втрати стебел на ґрунті, які складають 9,5%. Середнє значення висоти зрізу при збільшенні швидкості руху збирального агрегату від 3,8 до 10,8 км/год збільшується до 14 см, що визвано згинанням стебел після прокатування вальцями до моменту зрізання і частковим напрямленням їх в зону повз протирізальних пластин.

Для усунення вищевказаних недоліків, на базі проблемної лабораторії Миколаївського ДАУ, по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин, проводились дослідження процесу різання стебел кукурудзи в динамічних умовах на маятниковому копрі, а також оптимізація геометричних параметрів копра для встановлення необхідної швидкості різання.

Досліджувалось різання стебел кукурудзи з одно- та двостороннім протирізальним елементом (рис. 2). Гострота леза (товщина різальної кромки) при випробуваннях знаходилась в межах 50-100 мкм. Зазор між різальною і протирізальною частинами пристрою не повинен перевищувати 1-2 мм. Довжину різання витримують у межах 50 - 100 мм. Напрямок зрізу - упоперек стебла (перпендикулярно волокнам).

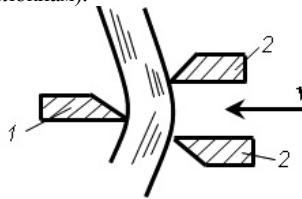


Рис. 2. Схема різання з подвійним підпором
Fig. 2. Scheme of cutting double-backwater
1- нерухомий ніж; 2 – рухомі протирізальні елементи

Експеримент проводився відповідно методиці, яка детально описана у відповідних джерелах [4]. Для встановлення відповідності отриманої моделі експериментальним результатам проводилась перевірка її адекватності за допомогою критерію Фішера та перевірка її відтворюваності за критерієм Кохрена.

Була проведена апроксимація експериментальних даних зусилля різання від діаметру стебла кукурудзи, який зменшується від кореня до суцвіття [5]. Результати цього аналізу представлені у вигляді залежностей при різній вологості стебел для процесу різання з одиничним та подвійним підпором стебел кукурудзи (рис. 3).

У результаті проведених дослідів встановлено, що при швидкості ножа 2—10 м/с і гострому лезі, вертикально стояче одиночне стебло не перерізається в суворо вертикальному положенні. При зустрічі ножа зі стеблом в момент удару відбувається одночасне зростання зусиль в ножі і розтягування стебла. У момент різання ніж багаторазово вдарає стебло зі зменшенням амплітуди і частоти удару. При достатньому вигині стебла, коли сила інерції надасть необхідний опір подальшому відхиленню стебла, останній починає зрізатися ножем.

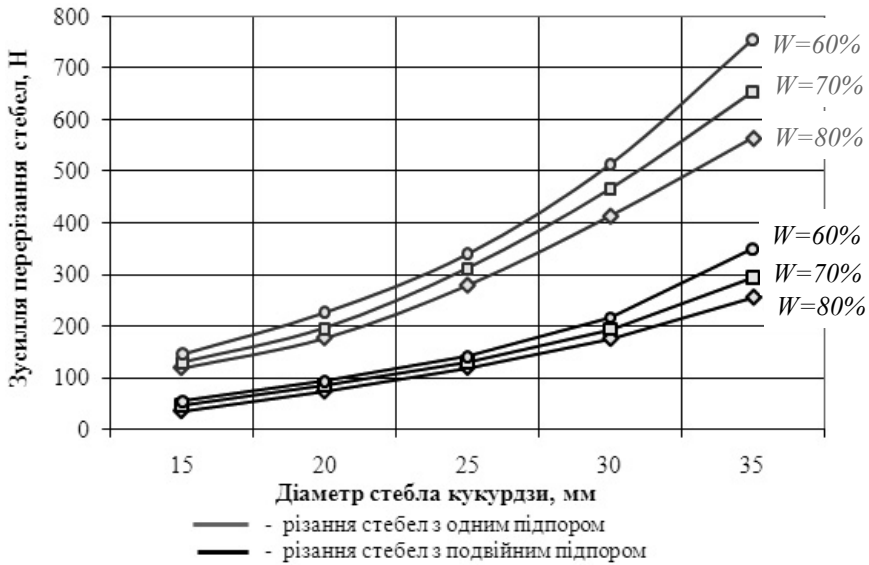


Рис. 3. Апроксимація експериментальних даних для гібриду «Арабіка»
Fig. 3. Approximation of experimental data for hybrids "Arabica"

Дані отримані в результаті апроксимації занесені до табл. 1.

Аналізуючи дані апроксимації можна зробити висновок про відтворюваність та адекватність даних експериментів. Математичні моделі описують закони зміни зусилля різання (y) від діаметру стебел кукурудзи (x) в залежності від вологості стебел.

Таблиця 1. Аналіз апроксимації експериментальних даних
Table 1. Analysis of approximation of experimental data

Вологість стебел кукурудзи, %	Вид різання	Рівняння математичної моделі полінома 2-го ступеня	Перевірка адекватності		Перевірка відтворюваності	
			$F_{\text{розрах}}$	$F_{\text{табл}}$	$G_{\text{розрах}}$	$G_{\text{табл}}$
W=30	одно-підпорне	$y=0,6229 \cdot x^2 - 8,623 \cdot x + 105,543$	0,003	2,8	0,0122	0,1259
	двох-підпорне	$y=0,2686 \cdot x^2 - 2,589 \cdot x + 14,824$	0,0019		0,0204	
W=50	одно-підпорне	$y=0,8057 \cdot x^2 - 13,846 \cdot x + 153,886$	0,009		0,0187	
	двох-підпорне	$y=0,84171 \cdot x^2 - 8,657 \cdot x + 84,057$	0,0065		0,0945	
W=70	одно-підпорне	$y=1,094 \cdot x^2 - 24,574 \cdot x + 271,314$	0,0036		0,0532	
	двох-підпорне	$y=0,6229 \cdot x^2 - 16,784 \cdot x + 170,343$	0,0117		0,1044	

Зріз групи стебел, які не мають опори, невпорядкований щодо вигину і зусилля різання, а зріз стебла, що має дві опори, відбувається стабільно, швидко якісно і при менших зусиллях.

За даними різних джерел, коефіцієнт пружності при зрізі стебла, що має дві опори, в сотні разів більше коефіцієнта пружності стебла при його консольному закріпленні. Отже, стебла, яке спирається на дві опори, досить прогнутися на досить незначне значення, щоб реакція пружних сил була достатньою для його зрізу при дуже малій швидкості ножі.

В результаті проведених досліджень була розроблена принципово нова схема адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим різальним пристроєм (рис. 4).

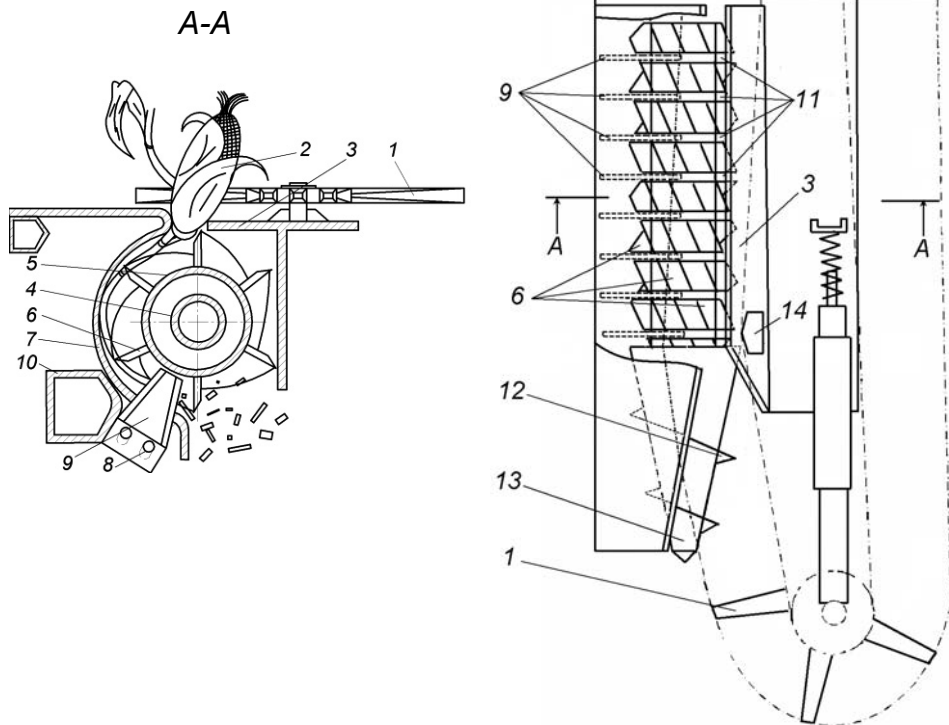


Рис. 4. Схема адаптованого качановідокремлювального апарату

Fig. 4. Figure adapted apparatus for detachment of the stem

- 1 - подавальний ланцюг з лапками; 2 – качан кукурудзи; 3 - стріперна пластина;
 4 - протягувальний валець, 5 - насадка; 6 - загострені протягувальні ребра;
 7 – кожух; 8 - регулювальні пази; 9 – система ножів; 10 – рама; 11 – пази в протягувальному вальці, для заходу ножів; 12 – шнекові рифи; 13 – заводний конус; 14 – натяжний пристрій

Апарат працює наступним чином. Стебла кукурудзи подавальним ланцюгом з лапками 1 та шнековими рифами 12 заводного конуса 13 заводяться в простір 2 стріперної пластини 3, відстань якої менша середнього діаметру качана. Протягувальний валець 4, обертаючись в кожусі 7, протягує стебла та заводять їх в простір між основою кожуха та стріперною пластинною 3. При протягуванні стебло щільно затиснене між рифами 6 протягувального вальця 4 та кожухом 7. Рифи виконані у вигляді одновиткової спіралі. Це дозволяє розподілити зусилля взаємодії рифа з ножом в часі, що зменшує енергоємність операцій різання та подрібнення. Далі стебло за допомогою інтегрованого різально-подрібнювального апарату одночасно підрізається, протягується та подрібнюється. Привід різально-

подрібнювального апарату дозволяє регулювати висоту зрізання стебел кукурудзи, а в залежності від кількості ножів та швидкості обертання – довжину різки.

Дане виконання інтегрованого різального апарату з системою сегментних ножів дозволяє використовувати для подрібнення спосіб різання листостеблової маси з подвійним механічним підпором (рис. 2), що принципово відрізняється від способів різання листостеблової маси, які використовуються в даний час (рис. 1).

Графічні залежності свідчать про ефективність використання різання з подвійним протирізальним елементом перед одиничним. Зусилля різання зменшується в межах 2,1-2,6 разів в порівнянні зі звичайним одно підпорним різанням. Ефективність використання даного методу полягає також у великій інерційній силі рухомого протирізального елемента (протягувального вальця з пазами для заходу ножів), що забезпечить ще більше зменшення зального зусилля різання, в порівнянні з однопідпорним.

ВИСНОВКИ

Розроблена експериментальна модель адаптованого оновальцевого качановідкремлювального апарату з інтегрованим різальним пристроєм потребує подальших досліджень з визначення енергетичних та якісних показників виконання технологічних операцій. Актуальними залишаються питання поєднання технологічних операцій, тобто розширення функціональних можливостей робочих органів. Ці питання потребують створення принципово нових видів робочих органів, теоретичного та практичного обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів їх роботи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Адаптированный початкоотделяющий аппарат : Материалы Международной научно-практической конференции (Минск 19-20 октября 2010 г) Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. — Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2010. — №5. — с. 32-37.
2. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1981. — 224 с.
3. Красниченко А.В. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / А.В. Красниченко. — М. : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. — 860 с.
4. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. — М. : Наука, 1973. — 140 с.
5. Третьяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Третьяк. — Оренбург: ГОУ УГО, 2004. — 171 с.
6. Гребенюк Г.І. Енергетична оцінка та шляхи зниження енергомосткості робочих органів кукурудзозбиральних машин // Вісник аграрної науки Причорномор'я. — Вип. 3. — 1998. — с. 126—130.
7. Кондауров Д. И. Прицепной кукурузоуборочный комбайн ККП-3 / Д.И. Кондауров, П.П. Барановский // Тракторы и сельхозмашины. — 1985. — №5. — с. 43.
8. Огляд жаток для збирання кукурудзи [Електронний ресурс] / журн. «Агросектор», 2005. — №1(4). — с. 32—34. Режим доступу до журн. : <http://journal.agrosector.com.ua/archive/4>.
9. Макаров С. Українські пристрої для збирання кукурудзи / С. Макаров, Г. Архипов, Є. Бондарев // наук.-техн. журн. «Техніка АПК». — 2004. — №5. — с.10.
10. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // наук.-техн. журн. «Техніка АПК». — 2003. — №7. — с.4—7.
11. Анішин Л.П. Особливості кукурудзи /Л.П. Анішин// Агрперспектива. — 2007. — №5. — С. 16—18

12. Benson E.R. Machine vision-based guidance system for an agricultural small-grain harvester /E.R. Benson, J.F. Reid, O. Zhang// Transactions of the ASAE. — 2007. — №46(4). — P. 1255–1264.
13. Касьяненко В.Д. Нові можливості та способи механізації збирання кукурудзи // Касьяненко В.Д. Касьяненко В.В. / – К.: Урожай, – 1990. – 124 с.
14. Описание и характеристика кукурузоуборочной техники // Служба новостей Agrogu.com. / – 2010. – Режим доступа: <http://www.agrogu.com/news/648023.htm>
15. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин / Е.С. Босой — М. : Машиностроение, 1967.
16. Трубилин Е.И. Машины для уборки сельскохозяйственных культур / Е.И. Трубилин, В.А. Абликов — Краснодар : КГАУ, 2010.
17. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (конструкция, теория, расчет) / И.А. Долгов — Ростов-н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2003.
18. Кузьмин В.В. Фундаментальные особенности процесса резания пищевых продуктов лезвийным инструментом / В.В. Кузьмин, В.В. Пеленко // Межвузовский сборник научных трудов «Теория и практика разработки и эксплуатации пищевого оборудования». — СПбГУНиПТ 2007 — С. 56.
19. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. – М.: Агропромиздат, 1985.
20. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики / Н.В. Бутенин, Я.Л. Луц, Д.Р. Меркин. Т. 2. – М.: Наука, 1985.

THE MATHEMATICAL MODEL OF CUTTING CORN STALKS INTEGRATED CUTTING DEVICE

Summary. We analyzed the cutting process and factors affecting it. Made approximation of data research efforts on cutting corn stalks pendulum copra in dynamic conditions. A procedure of cutting the stems, which provides the least cutting force integrated cutting device.

Key words: energy, corn stalk, cutting element, uncutting plate, approximation.

АДАПТОВАНИЙ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН

Vladimir Pilip

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: vladimirplp@rambler.ru

Анотація. Запропонована принципово нова конструкція начіпного кукурудзозбирального комбайна. За рахунок запропонованих технічних рішень суттєво підвищується ефективність виконання технологічного процесу очищення качанів від обгортки при значному зменшенні габаритних розмірів кукурудзозбирального комбайна.

Ключові слова: кукурудзозбиральний комбайн, качаноочисний апарат, качан кукурудзи, передочисні вальця, качаноочисні вальця, підвищення ефективності.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Сучасний технічний рівень кукурудзозбиральної техніки, як і всіх існуючих сільськогосподарських машин, визначається ступенем досконалості основних робочих органів, а також показниками якості виконання технологічного процесу, надійності, енергоємності та матеріаломісткості. При цьому критерії якості виконання технологічного процесу регламентуються агротехнічними вимогами на машину для збирання кукурудзи на зерно. Без дотримання цих основних складових будь-яка кукурудзозбиральна техніка не може називатися сучасною та ефективною та бути конкурентоспроможною.

Якщо проаналізувати, в якому стані знаходиться зараз в Україні сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується збиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, то можна побачити, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому так і зараз надійність і довговічність сучасних сільськогосподарських машин значно поступається світовим стандартам.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Роботи по вдосконаленню робочих органів кукурудзозбиральної техніки проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторськими бюро закордонних фірм. Деякі теоретичні розробки в цій галузі проведені такими відомими вченими як Л.І. Анісімовою, М.В. Тудельом, П.П. Карпушою, К.В. Шатиловим, В.Т. Бондарьовим, М.Е. Резником та іншими. Ці роботи переважно присвячені теоретичному обґрунтуванню протягування стебел, відокремленню качанів,

розрахунку пропускнуої здатності та продуктивності збиральних машин і не висвітлюють питання вдосконалення технологічного процесу роботи та конструктивної схеми кукурудзозбиральної техніки.

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Останніми роками з'явилося багато нових високоврожайних сортів та гібридів кукурудзи які мають качани з щільноприлягаючими обгортками. Розширюються посіви кукурудзи на багарних ділянках. На таких ділянках дуже часто качани після дозрівання ще довго мають майже зелені та щільні по поверхні зерен обгортки (рис. 1).

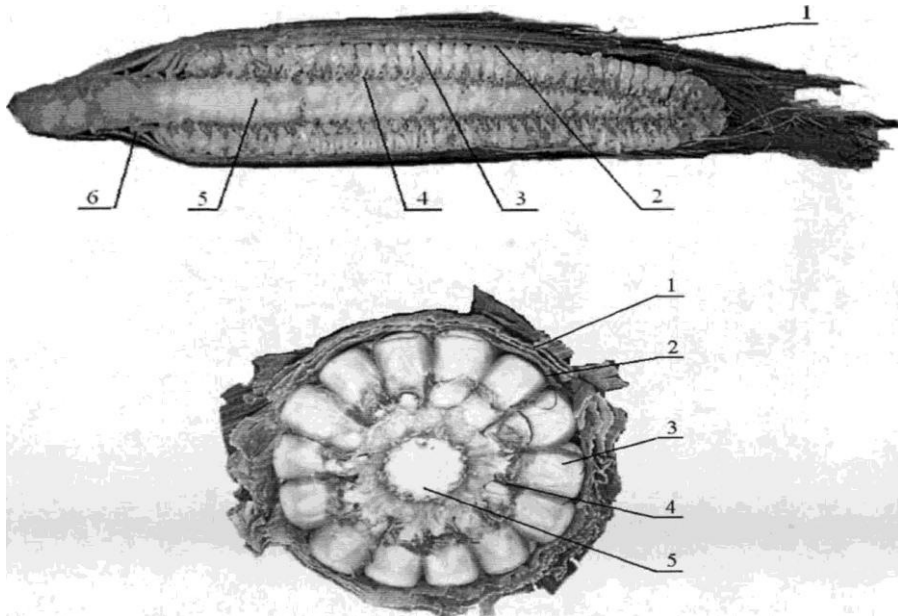


Рис. 1. Качан кукурудзи в розрізі

Fig. 1. Ears of corn in terms of

1 – шар обгортки; 2 – зона контакту обгортки та зерна; 3 – зерновий шар; 4 – зона кріплення зерна до стрижня; 5 – стрижень; 6 – зона кріплення обгортки

Як відомо щільноприлягаючі обгортки погано захоплюються очисними вальцями, внаслідок чого ступінь очищення в таких умовах різко знижується. На рис. 2 представлений очищений качан кукурудзи від обгортки, з якого видно, яка виникає складність відокремлення всього обгорткового шару та які потрібні зусилля на реалізацію даної технологічної операції.

Крім високої енергомісткості роботи, великих габаритних розмірів качаноочисного апарату та підвищених втрат листостеблової маси існує основний недолік, який характеризує якість очищення качанів від обгортки, який становить в серійних

кукурудзозбиральних комбайнах близько 75-80%, що суттєво не задовольняє агротехнічним вимогам.

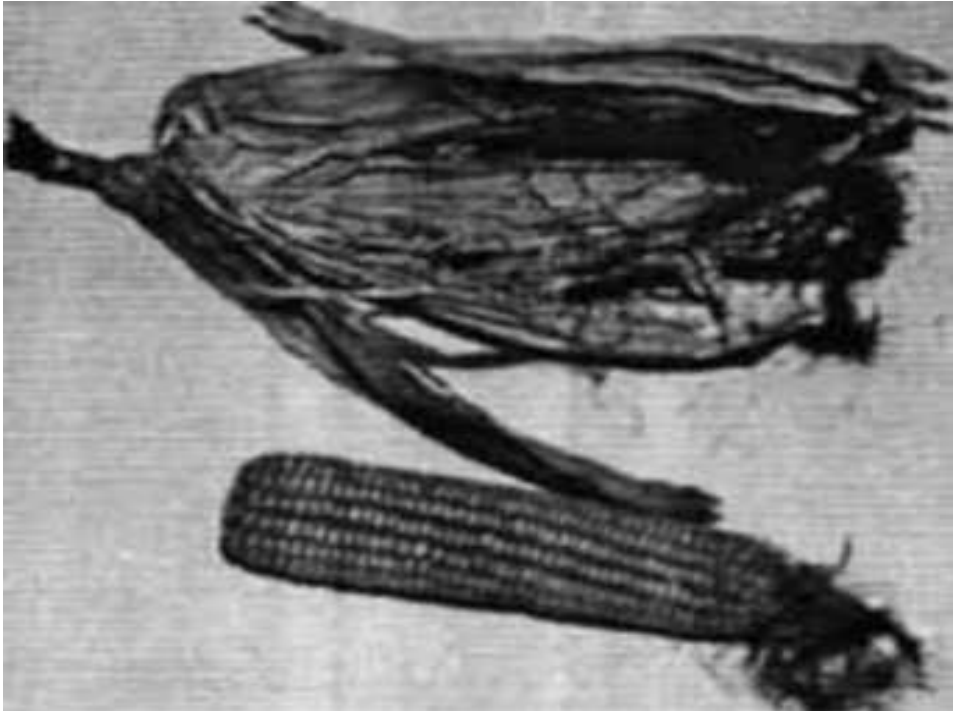


Рис. 2. Качан кукурудзи очищений від обгортки
Fig. 2. Kachan purified from corn wrappers

Для вирішення поставленої задачі в проблемній лабораторії факультету механізації с/г Миколаївського ДАУ запропонована нова спрощена технологічно-конструктивна схема комбайна. Зміна конструкції полягає у повній відмові від серійного качаноочисного апарата, а замість нього за руслами качановідокремлювальних апаратів була послідовно розташована пара передочисних та дві пари качаноочисних вальців з встановленими над ними притискними бітерами. Конструктивна схема запропонованого кукурудзозбирального комбайну представлена на рис. 3.

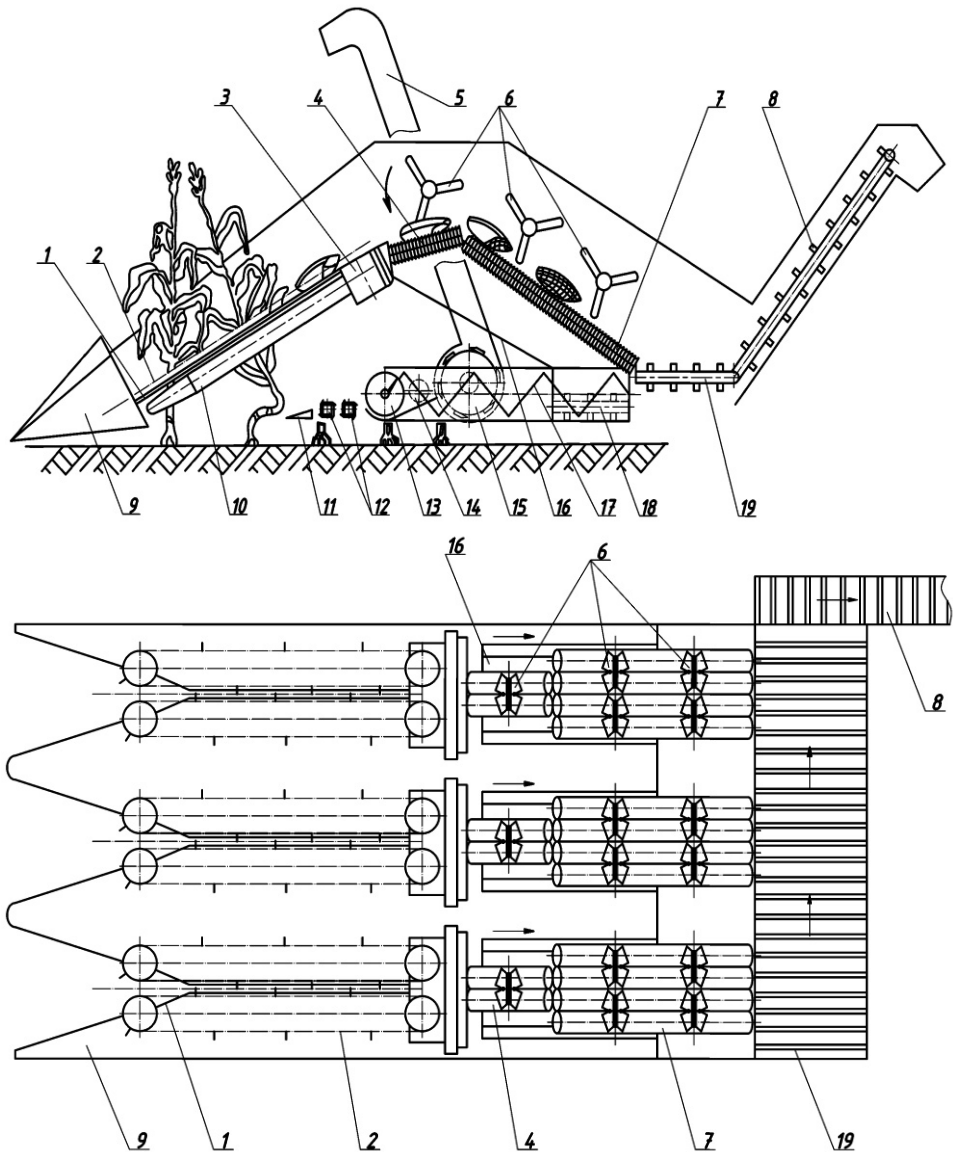


Рис. 3. Конструктивна схема запропонованого кукурудзозбирального комбайну

Fig. 3. The design scheme proposed corn harvester

а – загальна схема запропонованого комбайну, б - схема руху качанів в запропонованій конструкції комбайну, вид зверху; 1 – стриперні пластини; 2 – транспортуючі ланцюги; 3 – привідна коробка; 4, 7 – очисні вальця; 5 – силосопровід; 6 – бітер; 8 – елеватор; 9 – миси; 10 – протягувальні вальця; 11 – різальний апарат; 12, 14 – бітери; 13, 17 – шнек; 15 – подрібнювальний апарат; 16 – скатна дошка; 18, 19 – транспортери

Запропонований кукурудзозбиральний комбайн містить встановлений під кутом до горизонту качановідокремлювальний апарат, який складається з зустрічно обертаючихся протягувальних вальців 10, над якими розташовані стріперні пластини 1 та транспортуючі ланцюги 2 з лапками. За вальцями 10 встановлена привідна коробка 3, що приводить в рух вальці 10 та транспортуючі ланцюги 2.

Прямоточно протягувальним вальцям 10, з меншим кутом нахилу до горизонту ніж качановідокремлювальний апарат, встановлена передочисна пара вальців 4, які обертаються на зустріч один одному. За передочисними вальцями 4 з розпушувальним пристроєм, розташовані дві пари вальців 7, що складають качаноочисний апарат, який поєднує функцію очищення качанів від обгортки та їх транспортування до транспортеру 19, та вивантажувального елеватора 8. Над вальцями 4 та 7 встановлені роторно-лопатевої батареї притискових бітерів 6 з еластичними лопатями, які призначені для притискання качанів до вальців 4 і 7, покращення розподілу качанів по ложу вальців і переміщення качанів по робочій поверхні качаноочисного апарату. Для збирання обгортки качанів під качаноочисними вальцями 7 встановлена скатна дошка 16, транспортер обгортки 18 та шнек обгортки 17.

Для зрізування стебел під качановідокремлювальним апаратом розташований безпальцевий різальний апарат 11 за яким послідовно встановлена пара бітерів 12 і шнек 13 з двохсторонньою навівною та подрібнювальний апарат 15, обладнаний силосопроводом 5. Для ущільнення листостеблової маси між шнеком 13 і подрібнювальним апаратом 15 встановлений приймальний бітер 14.

Привід качановідокремлювального, передочисного та очисного, подрібнювального апаратів, шнеків, бітерів та транспортерів здійснюється від вала відбору потужності енергетичного засобу. Апарат працює таким чином. При русі кукурудзозбирального комбайну вздовж рядків кукурудзи її стебла спрямовуються мисами 9 в русло, захоплюються транспортуючими ланцюгами 2 та подаються до качановідокремлювального апарату. Обертаючись назустріч один одному вальці 10 затискають стебла та протягують їх між стріперними пластинами 1 де відбувається відокремлення качанів. Відокремлені качани, разом з утворившимися в результаті відокремлення листостебловими домішками, транспортуються ланцюгами 2 по пластинах 1 і корпусу 3 на передочисні вальці 4, де попередньо очищаються від залишків листостеблової маси, поздовжньо орієнтуються в просторі та частково звільняються від обгортки. Лопатями бітера 6 качани з передочисних вальців 4 прямоточно, не втрачаючи поздовжньої орієнтації, подаються на качаноочисні вальці 7, які попарно обертаються назустріч один одному, захоплюють обгортку, відокремлюють її від качанів та лопатями бітерів 6 транспортують останні до транспортеру очищених качанів 19. Транспортер 19 збирає з усіх русел комбайна очищені качани та транспортує їх на вивантажувальний елеватор 8, а він в свою чергу направляє качани у причеп, приєднаний до комбайну.

Обгортка качанів разом з листостебловими домішками, які відокремились на доочисних вальцях 4, по скатній дошці 16 самопливом надходять на транспортер обгортки 18, який через шнек обгортки 17 транспортує її до шнеку 13. Стебла, протягнуті вальцями 10, зрізуються різальним апаратом 11 і через бітери 12 транспортується до листостеблового шнека 13. Шнек 13 збирає листостеблову масу з усієї ширини захвату жатки і подає її разом з потоком обгортки качанів, після ущільнення приймальним бітером 14, до подрібнювального апарату 15 де вона подрібнюється. Подрібнена маса через силосопровід 5 потрапляє у транспортний засіб, що рухається поряд.

ВИСНОВКИ

Завдяки такому технічному рішенню, передочисні вальці дають змогу підвищити чистоту вороху неочищених качанів шляхом відокремлення листостеблових домішок, що

утворились при їх відокремленні, подовжньо зорієнтувати качани та частково звільнити їх від обгортки, що суттєво підвищує ефективність основних качаноочисних вальців. А поєднання в качаноочисних вальцях основної функції очищення та додаткової функції транспортування качанів до вивантажувального елеватора, без додаткових конструктивних пристроїв дає змогу значно зменшити габаритні розміри комбайна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Агротехнические требования на машину для уборки кукурузы на зерно. Разработаны украинским НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства, согласованы ВНИИ кукурузы и утверждены 18.05.1981.
2. Анисимова Л.И. Технологические свойства кукурузы, определяющие процесс початкоотделения / Л.И. Анисимова // ВИСХОМ. – Москва, – 1963. – Вып. 41. – С. 3–15.
3. Балкаров Р.А. Обоснование оптимальных параметров кукурузоуборочных агрегатов. / Р.А. Балкаров // В кн.: Повышение производительности машино-тракторных агрегатов. Сборник научных трудов – Москва, 1985 Изд. МИИСПа. – С. 84-86.
4. Бондаренко О.В. Вивчення фізико-механічних характеристик качанів кукурудзи та листостеблової маси / О.В. Бондаренко, О.І. Ракул, В.А. Грубань, В.Є. Пилип // Збірник науково-методичних праць, Випуск 17, «Аграрна освіта», Київ 2009. – С. 104 – 112.
5. Буянова А.И. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос, 1972. – 366 с.
6. Воронюк Б.А. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос, 1970. – 432 с.
7. Гребенюк Г.І. Енергетична оцінка та шляхи зниження енергомосткості робочих органів кукурудзозбиральних машин / Г.І. Гребенюк // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Вип. 3. – Миколаїв, 1998. – С. 126-130.
8. Гребенюк Г.І. Шляхи розширення технологічних можливостей та ефективності кукурудзозбиральних комбайнів / Г.І. Гребенюк // Вісник аграрної науки Причорномор'я, Вип. 5. – Миколаїв, 1998. – С. 116-121.
9. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (конструкция, теория, расчет) / И.А. Долгов — Ростов-н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2003.
10. Касьяненко В.Д., Касьяненко В.В. Новые средства и способы механизации уборки кукурузы. – К.: Урожай. – 124 с.
11. Конойме М.И. С учетом пригодности к механизированной уборке / М.И. Конойме, Л.А. Манягине // Кукуруза и сорго. – 1993. – № 5. – С. 57-64.
12. Кононенко А.Ф. 1980. Пути улучшения использования сельскохозяйственной техники. – М.: Колос. – 304 с.
13. Константинов М. Особенности формирования машинно-тракторного парка / М. Константинов // Экономика сельского хозяйства России. – 2003. – №4. – С. 44.
14. Красниченко А.В. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин (Том 2) [Под ред. А.В. Красниченко] — М. : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961.
15. Кукурудзозбиральні комбайни: теоретичні основи, конструкція, проектування. Навчальний посібник / К.І. Шмат, О.Є. Самарін, Є.І. Бондарєв, О.В. Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс, 2009. – 140 с.
16. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
17. Налимов В.В., Чернова В.А. 1965. Статистические методы планирования экспериментальных экспериментов. М.: Наука. – 340 с.
18. Петров В.М. Забезпечення зернозбиральними комбайнами сільського господарства України та іноземних країн / В.М. Петров, А.В. Токар // Вісник Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва: зб. наук. пр. – 2009. – № 6.

(Серія “Економічні науки”). – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/portal/Chem_Biol/Vkhnau_ekon/2010_6.

19. Ракул А.И. Обоснование кинематической схемы нового кукурузоуборочного комбайна / А.И. Ракул, В.Е. Пилип // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Минск, 2010. – С.
20. Резник Н.Е. Резник С.Н. 1963. Кукурузоуборочные машины. – Тракторы и сельхозмашины. – 324 с.
21. Трубилин Е.И., Абликов В.А. Машины для уборки сельскохозяйственных культур / Е.И. Трубилин, В.А. Абликов — Краснодар : КГАУ, 2010.
22. Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. Механіка рослинних матеріалів. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 302 с.
23. Циков В.С. 1985. Перспективы комплексной механизации возделывания кукурузы. – Кукуруза и сорго. № 6, 2 – 5.

ADAPTED CORN-HARVESTER COMBINES

Summary. *Proposed a radically new design hinged corn harvester. Due to the proposed technical solutions significantly increases the efficiency of the process clearance cobs of wrappers with significantly reduced dimensions corn harvester.*

Key words: *Corn Harvester, kachanoochysnyy machine, corn cobs, peredochysni roller, roller kachanoochysni, improving efficiency.*

Reviewer: Yuriy Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ПРОБЛЕМ МЕХАНІЗОВАНОГО ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ В УКРАЇНІ

Olexander Rakul

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: traktora1@rambler.ru

Анотація. Проведено аналіз сучасного вітчизняного стану механізованого збирання кукурудзи на зерно. Визначено негативний вплив кризи 90-х років минулого сторіччя на технічне забезпечення парку кукуруддозбиральної техніки України. Запропоновано основні напрямки підвищення кількісних і якісних показників зібраного врожаю.

Ключові слова: кукурудозбиральна техніка, строки збирання, втрати, врожай.

ВСТУП

У всьому світі під кукурудзу зайнято приблизно 160 млн га посівних площ, а щорічний врожай зерна цієї найважливішої сільськогосподарської культури складає більше 785,9 млн т. Більше всього кукурудзи вирощується в США – 305,3 млн т. Одночасно США є найбільшим в світі споживачем даної культури. Китай – другий за величиною в світі виробник кукурудзи – вирощує майже половину об'ємів США – 160 млн т. На решту всіх країн припадають набагато менші об'єми виробництва кукурудзи: ЄС-27 – 60,9 млн т, Бразилія – 53,3 млн т, Мексика – 24,0 млн т, Аргентина – 18,0 млн т.

Агрокліматичні умови нашої країни вельми сприятливі для вирощування кукурудзи на зерно і дають можливість збирати великі врожаї майже по всій території країни. За даними Держкомстату України, за останні десять років посівні площі зайняті під кукурудзу зросли на 71 % і у 2010 році склали 2647,6 тис., що пояснюється привабливою ціною кон'юнктуру – середні експортні ціни на кукурудзу перевищують ціни на пшеницю більш ніж в 2,5 рази. Також за рахунок істотного збільшення використання гібридного насіння підвищилась врожайність, що дало змогу в 2010 році зібрати 11953 тис. т зерна.

Останнім часом в зв'язку з попитом на відновлювані джерела енергії збільшились посівні площі під кукурудзу, як найефективнішої сировини для виготовлення етанолу – зневодненого спирту. Листостеблова маса при цьому може використовуватися як тверде біопаливо для опалення. Теплотворна здатність стебел кукурудзи складає 12,5 МДж/кг, що на 19 % більше ніж у соломи колосових культур і гілок плодкових дерев. На ряду з

всєбїчним зростанням посївних площ ї врожайностї кукурудзи постає проблема забезпечення господарств збиральною технїкою.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Теоретичні ї практичні аспекти проблеми забезпечення кукурудзяної галузі виробництва основними видами збиральної технїки знайшли вїдображення в працях Л.В. Погорїлого, О.В. Тихоненка В.М. Петрова, А.В. Токаря. Однак незважаючи на безумовну значущість проведених досліджень в них зовсім не вїдображенї питання, що пов'язанї зі зростанням навантаження на одиницю кукурудоззбиральної технїки.

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Не зважаючи на збільшення виробництва кукурудзи значно зменшився вїтчизняний парк кукурудоззбиральної технїки, що спричинило значне збільшення сезонного навантаження. За даними держкомстату рїчне середнє навантаження за останнї роки по Україні на одну машину складає приблизно 750 га при нормативних показниках для кукурудоззбиральних комбайнїв 150 га та для кукурудоззбиральних приставок – 170 га. Для порівняння в країнах ЄС рїчне навантаження на одиницю кукурудоззбиральної технїки в середньому складає 75 га. Необхїдна кїлькїсть технїки, в залежностї вїд посївних площ ї технологїчної схеми, згїдно агротехнїчних вимог ї нормативїв нашої країни представлена на рис. 1. В деяких областях, за рахунок нерївномїрного розподїлу посївних площ та наявної технїки, становище настїльки критичне, що унеможливує не тїльки збирання врожаю, а й механїзованї збиральнї роботи взагалї. Так, для порівняння, в 2010 роцї в Тернопільській областї сезонне навантаження на одиницю кукурудоззбиральної технїки складає 2704 га, в Львівській – 2254 га, в Чернїгївській – 1832 га, в Житомирській – 1823 га, в Івано-Франкївській – 1605. Лише тїльки в Автономній Республїцї Крим сезонне навантаження задовольняє нормативам ї складає 120 га.

Аналізуючи приведенї данї видно, що на сьогоднїшнїй день забезпечення господарств нашої країни кукурудоззбиральною технїкою за кїлькїсними показниками становить лише 10-15 % вїд необхїдної. До того ж бїльшїсть технїки, що залишилась в наявностї, вїдпрацювавши 1,5-3 амортизацїйних строкїв фїзично та морально застарїла ї не задовольняє сучасним вимогам за показниками надїйностї та економїчностї виконання технологїчних процесїв, якї суттєво впливають на кїнцевї виробничо-економїчні показники ефективностї вирощування кукурудзи на зерно. До того ж через технїчні несправностї щорїчно не задїяно в польових роботах 25-35 % парку машин, а витрати на вїдновлювальноремонтнї роботи щорїчно зростають на 15-25 %. При цьому рїзко погїршився стан пїдготовки технїки до збиральних робїт. Якщо в 1990 роцї коефїцієнт готовностї кукурудоззбиральних машин становив 0,84, то в 2010 – навїть у напруженї перїоди, не перевищує 0,49.

Виходячи з багаторїчного досвїду можна з впевненїстю стверджувати, що навїть при значних витратах грошових коштів на поточний ремонт вїтчизняних машин коефїцієнт готовностї, а разом з ним ї продуктивнїсть машин, щороку знижується на 5-7 %. Це є наслїдком дїї фїзичних законїв спрацювання та старїння. Вїдомо, що за строк експлуатацїї понад 10 рокїв сезонна продуктивнїсть технїки знижується на 70 % вїд початкової.

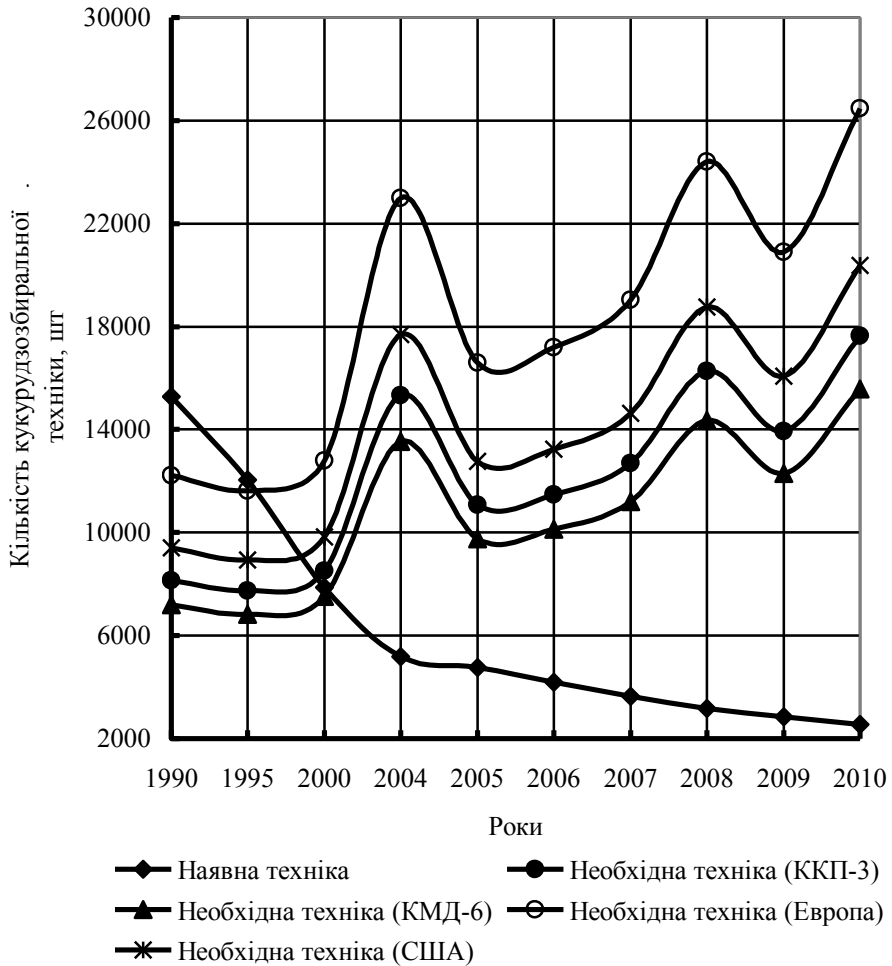


Рис. 1. Динаміка зміни кількості кукурудзозбиральної техніки та її потреба в залежності від посівних площ

Fig. 1. Dynamics of change amount corn-harvesting technique and its necessity is depending on sowing areas

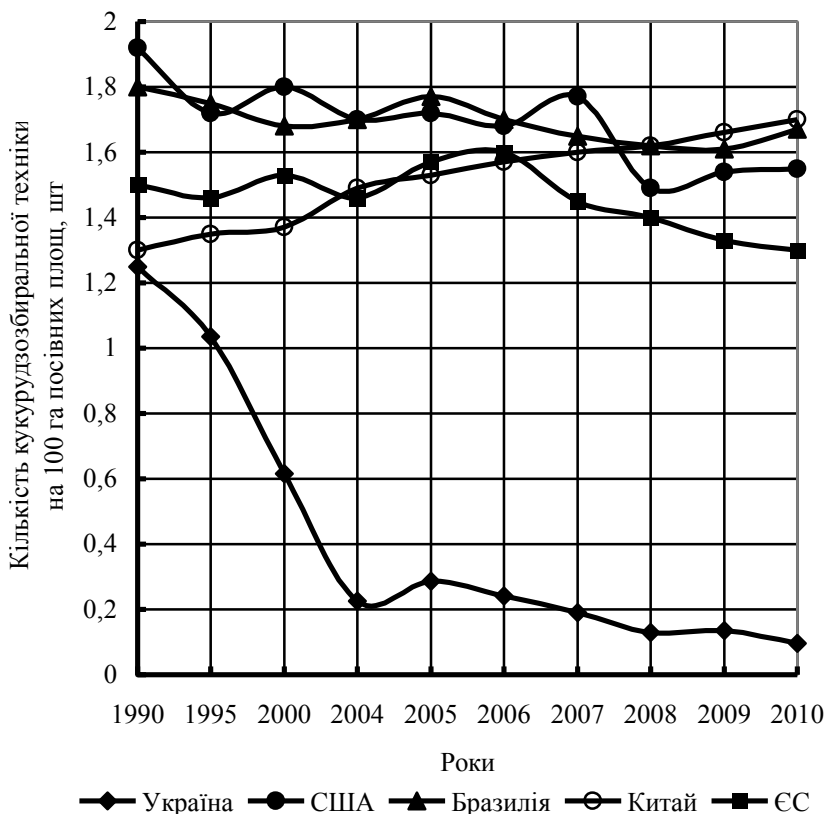


Рис. 2. Забезпеченість кукурудоззбиральною технікою країн світу

Fig. 2. Material well-being the corn-harvesting technique of the world countries

Згідно проведеного аналізу забезпечення кукурудоззбиральною технікою провідних країн світу (рис. 2) можна зробити висновок, що кількісний склад парку кукурудоззбиральних машин даних країн знаходиться на досить високому рівні. Так в закордонних країнах на початок 2010 року показник кількості збиральних машин, у розрахунку на 100 га посівних площ зайнятих під кукурудзу, в середньому складає 1,55. В цих країнах спостерігається стабілізація та навіть незначне скорочення кількості кукурудоззбиральної техніки, що пояснюється не лише її насиченістю та постійним удосконаленням, а й підвищенням ефективності використання машин. Натомість насиченість технікою вітчизняного кукурудоззбирального парку в 10-12 разів менше, ніж у розвинених країнах. Якщо у 1990 році в сільськогосподарських підприємствах України на 100 га посівних площ припадало 1,25 машин, то на сьогоднішній день лише 0,096. Таке стрімке скороченні кількісного складу збиральної техніки призводить до розтягування термінів проведення кукурудоззбиральних робіт.

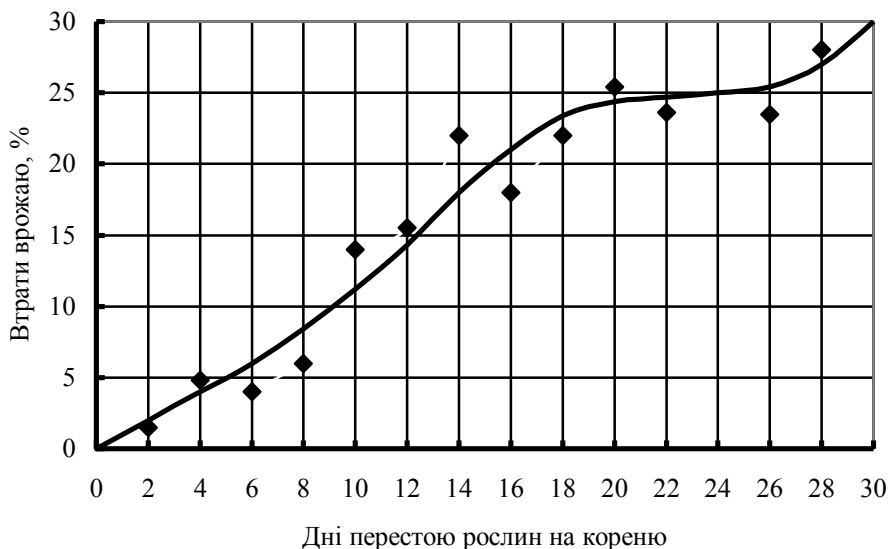


Рис. 3. Загальна динаміка втрати врожаю в залежності від розтягування строків збирання

Fig. 3. General dynamics loss harvest is depending on the stretch terms of harvesting

За агротехнічними вимогами збирання кукурудзи на зерно проводиться протягом 10-15 днів. Але при низькому рівні технічного забезпечення господарства не в змозі вчасно зібрати врожай, що призводить до підвищення його біологічних втрат (рис. 3). Так при збиранні кукурудзи через 10 днів перестою на корені при повній стиглості втрати врожаю складають 10-12 %, через 20 днів – 23-25 %, а через 30 днів – більше 30 %. Внаслідок неповноцінного забезпечення кукурудозбиральною технікою щорічні втрати зерна, при виконанні збиральних робіт, оцінюються в 650-800 тис. т. Така ситуація істотно впливає на підвищення собівартості продукції, а також призводить до зниження загальної продуктивності збиральної техніки.

Кількісний та якісний стан вітчизняного парку кукурудозбиральної техніки у 2010 році наблизився до критичного рівня в 2548 одиниць при необхідній мінімальній кількості техніки, яка одночасно була б задіяна на збиральних роботах, на рівні 18000 одиниць. При цьому його основу складають поставлені на виробництво ще в 70-80-х роках минулого століття причіпні комбайни ККП-3, самохідні КСКУ-6, а також приставки до зернозбиральних комбайнів ППК-4, КМД-6 та КМС-6. Виходячи з тенденції зменшення техніки виникла реальна загроза повної втрати машинних технологій виробництва кукурудзи на зерно.

Щоб усунути небезпеку недобору урожаю із-за розтягнутих термінів збирання, а також мати можливість маневрувати ними, доцільно висівати ряд гібридів кукурудзи, що розрізняються між собою тривалістю періоду вегетації, термінами дозрівання. В цьому випадку кожен гібрид можна збирати в кращі агротехнічні терміни – протягом 10-12 днів при загальній тривалості збирання в господарстві 25-30 днів.

ВИСНОВКИ

В умовах недостатнього технічного оснащення парку кукурудозбиральної техніки та відсутності достатньої кількості коштів у господарств на його відновлення новими сучасними зразками, єдиним результативним шляхом запобігти знищенню тієї малої кількості техніки, що залишилась, є на деякий час припинити списання зношеної техніки, яка відпрацювала свій нормативний термін. Натомість підтримувати її в роботоздатному стані за рахунок удосконалення старих компонентів конструкції шляхом впровадження нових технологічних рішень, що в 2-3 рази дешевше ніж купівля нової техніки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / за ред. П.Т. Саблука та ін. – К.: ІАЕ УААН, 2003. – вип. 6. – 763 с.
2. Балкаров Р.А. 1985. Обоснование оптимальных параметров кукурузоуборочных агрегатов. В кн.: Повышение производительности машино-тракторных агрегатов. Сборник научных трудов. – М.: Изд. МИИСПа. – С. 84-86.
3. Воронюк Б.А. 1970. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос. – 432 с.
4. Гребенюк Г.І., Кузенко Д.В., Бондаренко О.В. 1999. Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качановідокремлювальних пристроїв кукурудозбиральних машин. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Вип. 7. С. 133 – 137.
5. Гребенюк Г.І. 1998. Енергетична оцінка та шляхи зниження енергомісткості робочих органів кукурудозбиральних машин. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Вип. 3. С. 126 – 130.
6. Гребенюк Г.І. 1998. Шляхи розширення технологічних можливостей та ефективності кукурудозбиральних комбайнів. // Вісник аграрної науки Причорномор'я, Вип. 5. С. 116 – 121.
7. Демко А. Чому втрати урожаю – не збитки, а статистика? / А. Демко, О. Демко // Пропозиція. — 2009. — № 9. — С. 100—104.
8. Картуша П.П., Конопельцев Н.И. 1972. Обоснование параметров и режимов работы початкоотделяющего аппарата очесывающего типа. Тр. Мелитопольского СХИ. Т XVII. Вопросы механизации сельского хозяйства. С. 42 – 45.
9. Касьяненко В.Д., Касьяненко В.В. Новые средства и способы механизации уборки кукурузы. – К.: Урожай. – 124 с.
10. Кононенко А.Ф. 1980. Пути улучшения использования сельскохозяйственной техники. – М.: Колос. – 304 с.
11. Кузенко Д.В., Бондаренко О.В., Тимошук В.Ю. 2000. Теоретичний аналіз підвищення якісних показників качановідокремлювальних апаратів кукурудозбиральних машин. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Вип. 9. С. 136 – 203.
12. Марченко В.В. Ринок сільгосптехніки. Особливості формування та перспективи ринку сільськогосподарської техніки в Україні. / В.В. Марченко, М.М. Гузь // Новини агротехніки. – 2009. № 1. – С. 26.
13. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. - № 7. – с.4-7.
14. Техніка АПК. 2001. Науково-технічний журнал № 1 – 2. С 24 – 26.
15. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. - 2008. - № 7. - С. 36-41.
16. Статистичний щорічник України за 2008 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осауленка. — К. : Консультант, 2009. — 576 с.

17. Статистичний щорічник Миколаївської області за 2008 рік // За ред. П.Ф. Зацаринського. – Миколаїв: Ліон, 2009. – 624 с.
18. Циков В.С. 1985. Перспективы комплексной механизации возделывания кукурузы. – Кукуруза и сорго. № 6, 2 – 5.
19. Chancellor W.J. 1960. Influence of Particle Movement on Energy Losses in an Impeller Blower. – Agricultural Engineering. № 3.
20. Kromer K. H. 1969. Ein Beitrag aber die Hackselgutförderung durch die Schneid – Wurf – Trommel der Exaktfeldhachsler. – Grundlagen der Landtechnik, Bd. 19. №3, S. 95 – 103.
21. Farm Production Expenditure. 2008 Summari. August, 2009. United States Department of Agriculture. National Agriculture Statistics Servise. — 175 p.
22. Key World Energy Statistics. 2009. — International Energy Agency, 2009. —257 p.

ANALYTICAL REVIEW PROBLEMS THE MECHANIZED HARVESTING OF CORN IS IN UKRAINE

Summary. The analysis of the modern domestic state of the mechanized harvesting of corn has been conducted on a corn. Negative influence of crisis of 90-th of past century on the technical stat of corn-harvesting fleet of Ukraine has been determined. Basic directions of increases of quantitative and quality indexes of the harvest have been offered.

Key words: technique for corn-harvester, terms harvesting, losses, harvest.

Reviewer: Yuriy Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

ПОСТРОЕНИЕ И ТЕСТИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПУЗЫРЁК- ЖИДКОСТЬ-СФЕРИЧЕСКАЯ ОБОЛОЧКА В ТРЁХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Aleksey Shepilevskiy*, Igor Selezov**, Viktor Kosenkov***

*Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

**Institute of Hydromechanics of NAS Ukraine
Gelyabova Street 9/4, Kiev, Ukraine

***Institute of Pulse Processes and Tehnologies of NAS Ukraine
Oktyabrsky av., 43a, 54018, Nikolaev, Ukraine

Аннотация. Выполнено построение математической модели динамической системы, состоящей из сферической оболочки заданной толщины, заполненной сжимаемой жидкостью с газовой полостью в центре, в трёхмерной постановке. Проведено тестирование полученной математической модели.

Ключевые слова: сферическая оболочка, газовая полость, сферическая волна.

ВВЕДЕНИЕ

Рассматриваемая система часто встречается в различных областях науки и техники, в частности при хранении сжиженного газа под давлением и легко воспламеняющихся веществ применяют сферические резервуары. Сферические ёмкости входят в состав оборудования технологических линий в химической промышленности. Так же подобные модели применяются в биомеханике при рассмотрении глазного яблока как сферическую оболочку, заполненную жидкостью.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью данной работы является построение математической модели для исследования процессов, возникающих в динамической системе, состоящей из сферической оболочки, заполненной жидкостью, с пузырьком газа в центре при условии отсутствия центральной и осевой симметрии.

Задачи исследования:

- Составить систему уравнений исследуемой физической системы.
- Разработать алгоритм решения, используя аппарат численных методов решения дифференциальных уравнений.

- Выполнить тестирование математической модели.

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

При построении математической модели использовали гипотезы Кирхгофа-Лява. Эти предположения позволили рассматривать перемещения в каждой точке оболочки, а так же определить напряжения (σ_{ij}) через перемещения срединной поверхности. Считали оболочку тонкой, однако, в связи с тем, что она закреплена в полюсах, в модели учитывали моментные составляющие. Материал оболочки абсолютно упругий.

Жидкость предполагается идеальной, сжимаемой. Форма пузырька остаётся сферической в процессе его пульсаций. Учитываются кавитационные явления, возникающие в жидкости.

Для построения математической модели использовали сферическую систему координат с началом в центре сферы. Тогда любая точка системы будет иметь координаты $M(\theta; \varphi; r)$. Так как рассматриваем срединную поверхность оболочки, то для задания точек на ней достаточно знать координатные углы.

Математическая модель состоит из трёх блоков: газовой полости, жидкости, оболочки. Динамика каждого из компонентов системы определяется своей системой уравнений. Связь между блоками осуществляется с помощью условий на контактных границах, а именно выполняется равенство скоростей границ сред и равенство давлений. Плотности и энергии на границах раздела могут претерпевать разрыв.

Движение газовой полости определяется уравнением баланса энергии. Выбор этого уравнения обусловлен тем, что один из способов выведения системы из состояния равновесия состоит в введении энергии в газовую полость:

$$\frac{1}{\gamma - 1} \frac{d}{dt} (P_p \cdot V_p) + P_p \frac{dV_p}{dt} = N(t), \quad (1)$$

где: R_p – радиус пузырька, P_p - давление в пузырьке, γ - показатель адиабаты газа в пузырьке.

Динамика жидкости определяется волновым уравнением в сферической системе координат в трёхмерной постановке:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = c^2 \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial f}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial f}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} \right], \quad (2)$$

где: f - потенциал скорости жидкости, c - скорость звука в невозмущённой жидкости.

Динамика оболочки описывается системой уравнений движения оболочки в приближении Кирхгофа-Лява. Перемещения и углы поворота выражаются через усилия и моменты:

$$\frac{\partial T_{11}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial T_{12}}{\partial \varphi} + (T_{11} - T_{22}) \cot \theta + Q_1 + Rq_1 = \rho R h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_{12}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial T_{22}}{\partial \varphi} + 2T_{12} \operatorname{ctg} \theta + Q_2 + Rq_2 = \rho R h \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial Q_1}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial Q_2}{\partial \varphi} + Q_1 \operatorname{ctg} \theta - T_{11} - T_{22} + Rq_3 = \rho R h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial M_{11}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial M_{12}}{\partial \varphi} + (M_{11} - M_{22}) \operatorname{ctg} \theta = Q_1 R + \frac{\rho h^3 R}{12} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial t^2}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial M_{12}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial M_{22}}{\partial \varphi} + 2M_{12} \operatorname{ctg} \theta = Q_2 R + \frac{\rho h^3 R}{12} \frac{\partial^2 \varphi^*}{\partial t^2}, \quad (7)$$

где: R - радиус срединной поверхности оболочки, q_i - составляющие суммарного давления на поверхность оболочки, ρ - плотность оболочки, h - толщина оболочки, u, v, w - компоненты перемещения срединной поверхности, θ^*, φ^* - углы поворота срединной поверхности вдоль соответствующих координатных линий, $T_{11}, T_{22}, T_{12} = T_{21}$ - силы, действующие на единицу длины соответствующей площадки, $M_{11}, M_{22}, M_{12} = M_{21}$ - моменты срединной поверхности, Q_1, Q_2 - перерезывающие силы.

Система дополнена физическими и геометрическими соотношениями, которые определены через перемещения и повороты оболочки.

Для контроля выполнения гипотезы о малых упругих деформациях оболочки использовали условие Губера-Мизеса.

РЕШЕНИЕ

Для описания пульсации пузырька использовали двухслойный по времени метод Эйлера-Коши. Для решения волнового уравнения и системы, описывающей движение оболочки, применяли трёхслойную схему «крест».

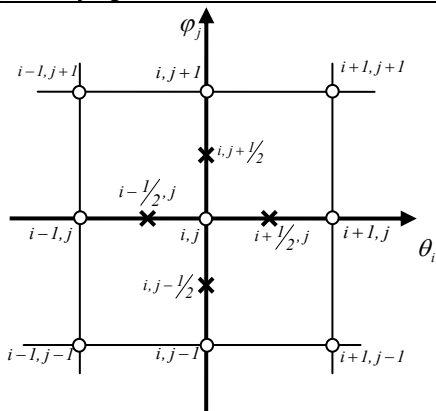


Рис. 1. Дискретизация уравнений оболочки выполнялась по шаблону, где в узловых точках определялись кинематические характеристики (перемещения и углы поворота), а в промежуточных – силовые (мембранные, перерезывающие силы, силы, моменты)

Дискретизация волнового уравнения выполнялась с использованием шаблона:

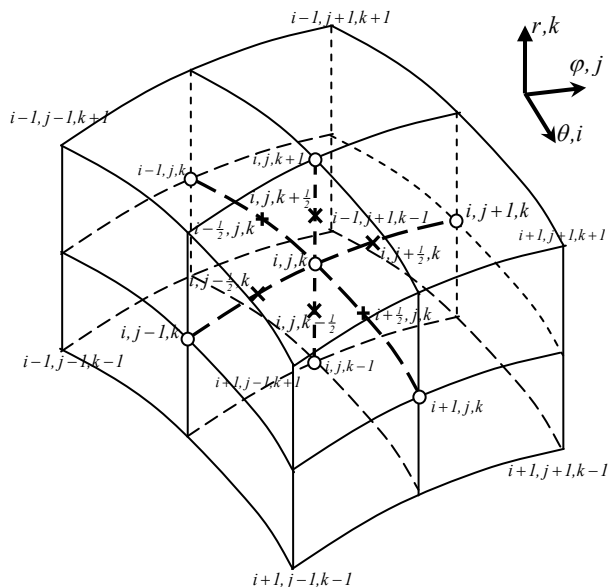


Рис. 2. Тут в узловых точках определяются потенциалы и давления, а в промежуточных – скорости

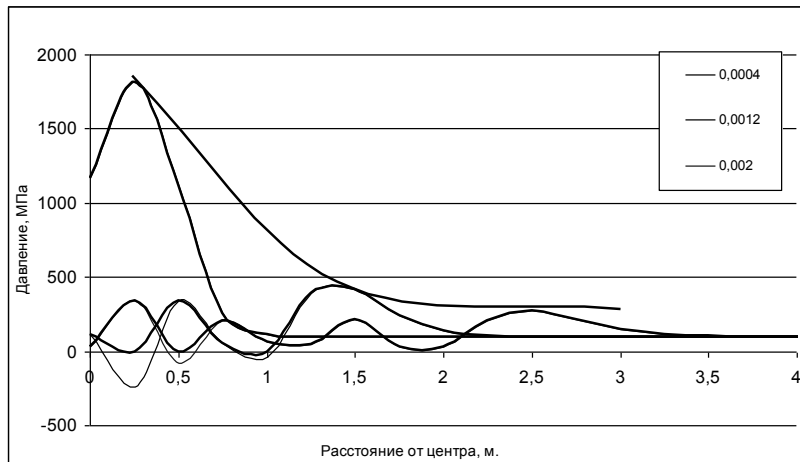
В начальный момент времени система находилась в состоянии статического равновесия. Из состояния равновесия система выводилась путём ввода энергии в

пузырёк, либо путём изменения нагрузки на оболочку в локальной области её поверхности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТИРОВАНИЯ

Тестирование модели выполняли на основе фундаментальных физических принципов, включающих проверку сохранения равновесия системы в отсутствие возмущений, скорости распространения продольных и поперечных волн в оболочке, волн в жидкости и собственных частот колебаний пузырька и оболочки, совпадающих с известными результатами.

При тестировании уравнений, описывающих поведение жидкости, вводили энергию в пузырьёк и, с помощью граничных условий, происходила передача возмущения к жидкости и генерация сферической волны, профили которой представлены на слайде для разных моментов времени. Динамика распространения соответствует закону распространения сферической волны (интенсивность обратно пропорциональна расстоянию от источника). Рассмотрены два случая: тонкими линиями изображены профили волны, полученные без учёта кавитации, а жирными – профили с учётом. Видно, что фронт волны в двух случаях не отличается.



Распространение сферической волны давления

Рис. 3. При выведении из состояния равновесия пузырьёк совершает колебания. Как известно, при меньшей вводимой энергии частота пульсации увеличивается, а амплитуда уменьшается, что мы и наблюдаем в наших расчётах

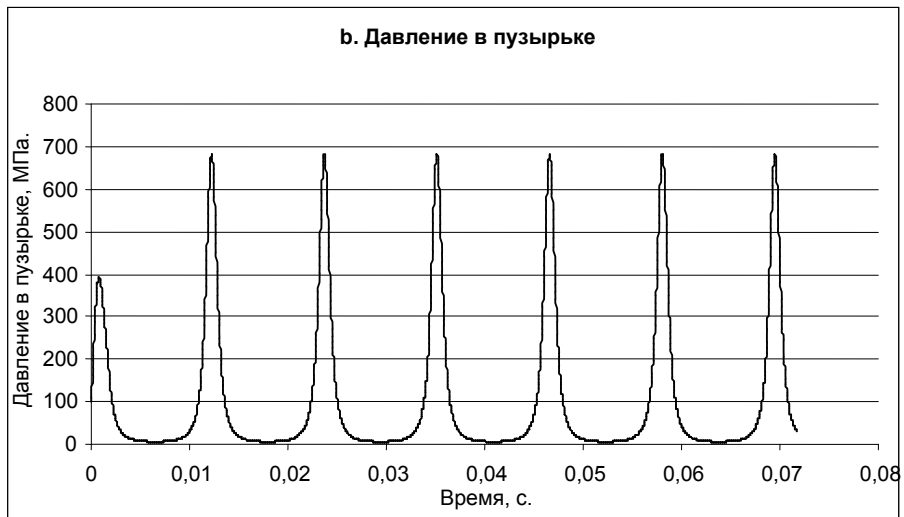
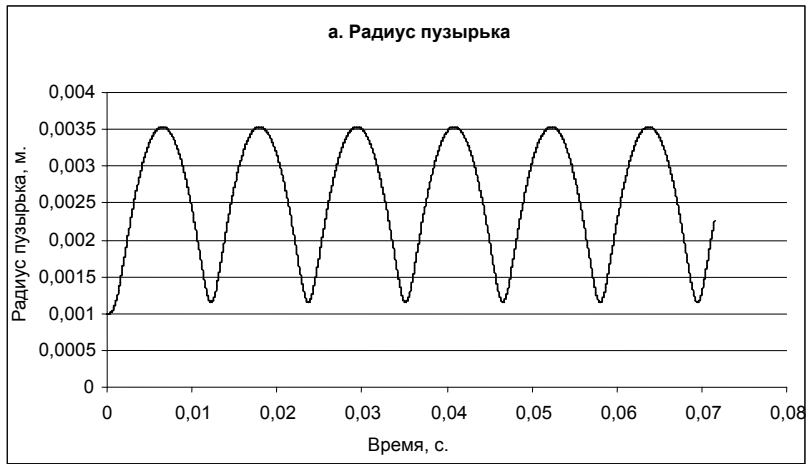


Рис. 3. а і в. Ниже представлены собственные колебания оболочки, получаемые при выведении оболочки из состояния равновесия путём задания перемещения всей поверхности оболочки. Перемещения оболочки колеблются относительно срединной поверхности с частотой собственных колебаний

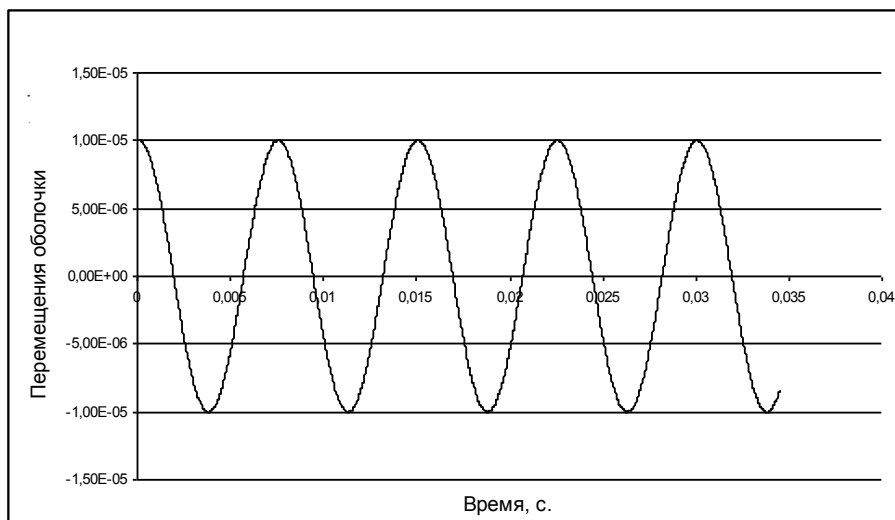


Рис. 5. Собственные колебания оболочки

Ниже представлено распространение возмущения оболочки по меридиану при выведении оболочки из состояния равновесия путём задания перемещения по экватору. В полярных точках сфера жёстко закреплялась. Выполнялся контроль по скорости распространения волны.

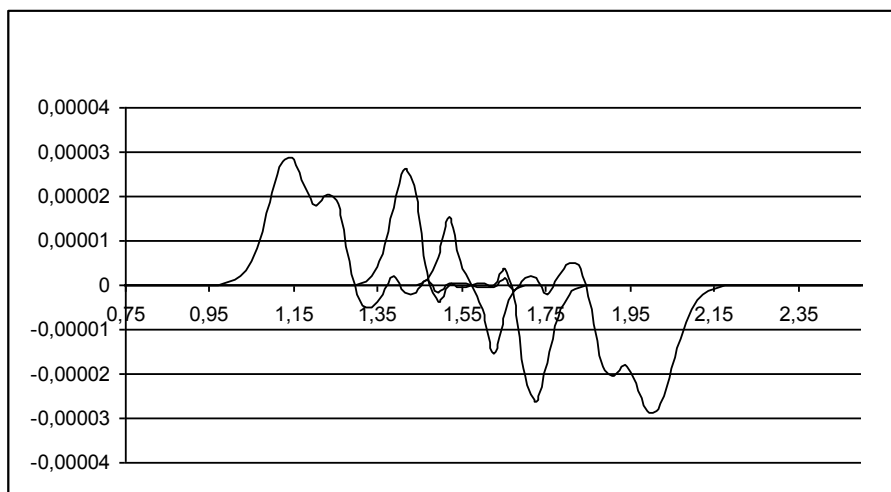


Рис. 6. Распространение возмущения в оболочке

ВЫВОДЫ

Результаты тестирования показывают, что разработанная математическая модель адекватно описывает трёхкомпонентную динамическую систему пузырько-жидкость-оболочка и может быть использована для исследования процессов и явлений в подобных физических системах, которые соответствуют допущениям, сделанным при построении модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Eric Johnsen, Tim Colonius Numerical simulations of non-spherical bubble collapse, *J. Fluid Mech* (2009), vol.629, pp. 231 – 262 , 2009, Cambridge University Press.
2. Diffey T.A., Johnson J.N. Transient response of a pulsed spherical shell surrounded by a infinite elastic medium. *Int. J. Mech. Sci.*, v. 23, №10, p. 589-593.
3. Акуличев В.А. Кавитация в криогенных и кипящих жидкостях. – М.: Наука, 1978. – 220 с.
4. Григолюк Э.И., Селезов И.Т. Итоги науки и техники: Механика твёрдых деформируемых тел., Т.5, М.: 1973г. – 272с.
5. Григолюк Э.И., Горшков А.Г. Взаимодействие упругих конструкций с жидкостью (удар и погружение). Ленинград.: Судостроение, 1976г. – 200 с.
6. Губайдуллин А.А., Ивандаев А.И., Нигматулин Р.И. Исследование нестационарных ударных волн в газожидкостных смесях пузырьковой структуры // ПМТФ. 1978. -№ 2. - С. 78-86.
7. Давыдов М.Н., Кедринский В.К. Двухфазные модели формирования кавитирующих отколов в жидкости.//ПМТФ. – 2003.-№5.-С.72-79.
8. Кедринский В.К. Гидродинамика взрыва: эксперимент и модели. -Новосибирск: Издательство СО РАН, 2000. 435 с.
9. Кубенко В.Д. Проникание упругих оболочек в сжимаемую жидкость. Киев: Наук. Думка, 1981, 160с.
10. Кузнецов Н.Г., Орлов Ю.Ф., Черепенников В.Б., Шлаустас Р.Ю. Регулярные асимптотические алгоритмы в механике. Новосибирск: Наука, 1989. 274с.
11. Наугольный К.А., Рой Н.А. Электрические разряды в воде. М.: Наука, 1977. – 151с.
12. В.Е. Накоряков, Б.Г. Покусаев, И.Р. Шрейбер. Волновая динамика газо- и парожидкостных сред. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 248с.
13. Пирсол И. Кавитация. – М.: Мир, 1975. – 95 с.
14. Пирумов У.Г. Численные методы. – М.: Дрофа, 2004. – 224с.
15. Сташкевич А.П. Акустика моря. Ленинград: Судостроение, 1966 – 350с.
16. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. 635с
17. Федоткин И.М., Немчин А.Ф. Использование кавитации в технологических процессах. – Киев: Вища шк., 1984. – 68 с.
18. Шагапов В.Ш., Абдрашитов Д.В. Структура волн детонации в пузырьковой жидкости. // ФГВ. 1992, № 4. - С. 89-95.
19. А.В.Шептилевский, В.М.Косенков. Динамика газового пузырька в замкнутом сферическом объеме.//VI Международная школа-симинар «Импульсные процессы в механике сплошных сред». Николаев. 2005. с.98-99.

**CONSTRUCTION AND TESTING OF MATHEMATICAL
MODEL OF DYNAMIC SYSTEMS BUBBLE-LIQUID-
SPHERICAL SHELL IN THREE-DIMENSIONAL**

Summary. A model of dynamical system consisting of a spherical shell by a compressible liquid with a gas bubble in the center is developed. The corresponding initial boundary value problem includes the Kirchhof-Love shell equations. The balance equation for a gas state, wave equation for liquid, boundary and initial equations.

Key words: spherical shell, gas bubble.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КРУГОВОГО ТОНКОГО УПРУГОГО ВКЛЮЧЕНИЯ В НЕОГРАНИЧЕННОМ ТЕЛЕ

Larysa Vakhonina

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17a, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: vakhonina-l@rambler.ru

Аннотация. Решена задача об изгибных колебаниях тонкого включения в виде круглой упругой пластины. Колебания происходят в результате действия на включение нормальной гармонической нагрузки. Метод решения состоит в том, что перемещения вызванные волнами источником которых является включение, представляются в виде разрывного решения уравнений Ламе. В результате задача сводится к решению интегрального уравнения Фредгольма второго рода относительно функции связанной с неизвестным скачком нормальных напряжений на включении.

Ключевые слова: тонкие включения, гармонические колебания, сингулярные интегральные уравнения, коэффициент интенсивности напряжений.

ВСТУПЛЕНИЕ

При решении задач о колебаниях упругих тел, содержащих тонкие включения, часто считается, что включение является абсолютно жестким. Такое допущение значительно облегчает математическое решение, но с другой стороны не позволяет учитывать влияние упругих свойств включения на концентрацию напряжений вблизи него. То, что это влияние может быть существенным показано в работах [Литвин О.В. Попов В.Г., 2002; Кит Г.С., Михаськів В.В., Хай О.М., 2002; Михаськів В.В., Хай О.М., 1993; Михаськів В.В., Калиняк О.І., 2005], где рассматривались колебания неограниченного тела с полосовыми включениями. Колебания тел с включениями, имеющими малую жесткость, рассматривались в работах [Kit, H.S., Kunets, Ya. I., Yemets, V.F., 1999; Кит Г.С., Кунец В.В., Михаськів В.В., 2004]. В настоящей работе методом, основанным на применении разрывных решений, решается задача о гармонических колебаниях тела с включением в виде круглой упругой пластины.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Пусть в неограниченном теле (матрице) находится упругое включение в виде тонкой круглой пластины толщины h . Если ввести цилиндрическую систему координат, начало которой совпадает с центром включения, то в плоскости $z = 0$ включение займет круг радиуса a . В теле происходят гармонические колебания в результате действия на включение нормальной нагрузки интенсивности $p(r)e^{-i\omega t}$. Множитель $e^{-i\omega t}$, определяющий зависимость от времени, далее отброшен. Включение считается настолько тонким, что граничные условия на нем можно сформулировать относительно его срединной плоскости $z = 0$. Тогда при условии полного сцепления будут выполняться условия равенства:

$$\sigma_z(r, +0) - \sigma_z(r, -0) = \chi(r), \quad u_z(r, \pm 0) = W(r). \quad (1)$$

В (1) $W(r)$ – изгиб срединной плоскости включения. Последний находится из уравнения изгибных колебаний пластин [Перцев А.К., Платонов Э.Г., 1987г.]

$$D \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right)^2 W - m\omega^2 W = \chi(r) + p(r), \quad 0 \leq r \leq a \quad (2)$$

где: $D = \frac{E_0 h^3}{12(1 - \nu_0^2)}$ - цилиндрическая жесткость включения,

E_0, ν_0 - модуль упругости и коэффициент Пуассона включения.

Так как воздействие внешней среды на боковые кромки не учитывается, то уравнение (2) рассматривается с граничными условиями свободного края:

$$M(a) = -D \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{\nu_0}{r} \frac{\partial W}{\partial r} \right) \Big|_{r=a} = 0; \quad Q(a) = -D \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial r} \right) \Big|_{r=a} = 0. \quad (3)$$

Так же решение этого уравнения должно быть ограниченным при $r \rightarrow 0$.

МЕТОД РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

Для решения сформулированной задачи представим перемещение в матрице разрывным решением уравнений Ламе [Попов Г.Я., 1999, Попов Г.Я. 1982,] со скачком (1). Тогда перемещение u_z определится по формуле:

$$u_z = \int_0^a \eta \frac{\chi(\eta)}{\mu_1} g_{31}(\eta, r, z) d\eta, \quad (4)$$

$$g_{31}(\eta, r, z) = \frac{1}{2\kappa_2^2} \int_0^\infty \lambda \left[\sqrt{\lambda^2 - \kappa_1^2} e^{-\sqrt{\lambda^2 - \kappa_1^2}|z|} - \frac{\lambda^2}{\sqrt{\lambda^2 - \kappa_2^2}} e^{-\sqrt{\lambda^2 - \kappa_2^2}|z|} \right] J_0(\lambda r) J_0(\lambda \eta) d\lambda$$

где:

$$\mu_1 = \frac{E_1}{2(1 + \nu_1)}, \quad \kappa_j = \frac{\omega}{c_j}, \quad j = 1, 2,$$

E_1, ν_1 - модуль упругости и коэффициент Пуассона внешней среды.

Для того чтобы через скачок напряжений выразить изгиб срединной плоскости включения необходимо решить граничную задачу (2), (3). Это решение имеет вид:

$$W(r) = \int_0^a \eta \frac{\chi(\eta)}{D} G(\eta, r) d\eta. \quad (5)$$

Здесь $G(\eta, r)$ - функция Грина задачи (2), (3) которая равна:

$$G(\eta, r) = g(\eta, r) - \frac{1}{q^2} (J_0(q\eta)G_1(r) + I_0(q\eta)G_2(r)), \quad (6)$$

$$g(\eta, r) = \frac{1}{2q^2} (g^-(\eta, r) + g^+(\eta, r)), \quad g^\pm(\eta, r) = \int_0^\infty \frac{\lambda J_0(\lambda r) J_0(\lambda \eta)}{\lambda^2 \pm q^2} d\lambda,$$

$$G_1(r) = \frac{1}{2\Delta(q_0)} \left(A_1(q_0) J_0(qr) + \frac{I_0(qr)}{q_0} \right), \quad G_2(r) = \frac{1}{2\Delta(q_0)} \left(A_2(q_0) J_0(qr) + \frac{I_0(qr)}{q_0} \right),$$

$$\begin{aligned}
A_1(q_0) &= I_1(q_0)a_2(q_0) + \frac{\pi i}{2} h_1(q_0)H_1^{(1)}(q_0), \\
A_2(q_0) &= a_1(q_0)K_1(q_0) - J_1(q_0)h_2(q_0), \\
\Delta(q_0) &= a_1(q_0)I_1(q_0) + J_1(q_0)h_1(q_0); \\
a_1(q_0) &= J_0(q_0) - (1 - \nu_0) \frac{J_1(q_0)}{q_0}, \quad a_2(q_0) = \frac{\pi i}{2} (H_0^{(1)}(q_0) - (1 - \nu_0) \frac{H_1^{(1)}(q_0)}{q_0}), \\
h_1(q_0) &= I_0(q_0) - (1 - \nu_0) \frac{I_1(q_0)}{q_0}, \quad h_2(q_0) = K_0(q_0) + (1 - \nu_0) \frac{K_1(q_0)}{q_0}; \quad q^4 = \frac{m\omega^2}{D}, \\
q_0 &= qa.
\end{aligned}$$

После того как перемещения матрицы и изгиб включения выражены через неизвестный скачок нормальных напряжений, этот скачок может быть определен из граничного условия (1). В результате подстановки в это условие (4) и (5) получим интегральное уравнение относительно $\chi(r)$. Это уравнение с помощью преобразований детально изложенных в [Попов В. Г. 2010, Вахоніна Л.В. 2006, Попов В.Г. 1998, Крылов В.И. 1967, Белоцерковский С.М., Лифанов И.К. 1985] приводится к виду:

$$\frac{1 + \xi^2}{4} g(y) + \frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 g(\zeta) [Q(\zeta - y) - F(\zeta, y)] d\zeta = f(y); \quad -1 < y < 1. \quad (7)$$

В этом уравнении $g(y)$ - новая неизвестная функция, связанная со скачком напряжений формулами:

$$g(y) = \varphi(ay), \quad \varphi(\tau) = \int_{\tau}^a \frac{r\chi_1(r)}{\sqrt{r^2 - \tau^2}} dr, \quad \chi(r) = \frac{2}{\pi} \int_r^a \varphi(\tau) \frac{d}{d\tau} \left(\frac{1}{\sqrt{\tau^2 - r^2}} \right) d\tau. \quad (8)$$

Функция в правой части уравнения (7) определяется видом действующей на включение нагрузки и находится по формуле:

$$f(y) = \frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 S(\zeta) F(\zeta, y) d\zeta; \quad S(y) = \frac{P_0(ay)}{a\mu_1}; \quad P_0(\tau) = \int_r^a \frac{r\rho(r)}{\sqrt{\tau^2 - r^2}}. \quad (9)$$

Так же в (7) приняты обозначения [Кеч В., Теодореску П. 1978]:

$$\begin{aligned}
Q(z) &= Q_1(z) + iQ_2(z), \\
Q_1(z) &= \frac{\pi\kappa_0}{2} \operatorname{sign}(z) (-A_2(z) + \xi^3 A_2(\xi z) - \xi^3 J_1(\xi z)), \\
Q_2(z) &= \kappa_0 (-S_1(z) + \xi^3 S_1(\xi z) + \xi^3 S_2(\xi z)), \\
F(\zeta, y) &= \frac{\xi_0}{\varepsilon^3 q_0^2} (D^-(\zeta - y) - D^+(\zeta - y) - 2(B_1(y) \cos q_0 \zeta + B_2(y) \operatorname{ch} q_0 \zeta)), \\
A_2(z) &= J_1(\kappa_0 z) - 2 \frac{J_1(\kappa_0 z)}{(\kappa_0 z)^2} + \frac{J_0(\kappa_0 z)}{(\kappa_0 z)},
\end{aligned}$$

$$S_{1,2}(z) = \sum_{k=0}^{\infty} (a_k, b_k) (\kappa_0 z)^{2k}, \quad a_k = (2k+3)(2k+2)(2k+1)h_{k+1},$$

$$b_k = (2k+1)h_k, \quad h_k = \frac{(-1)^k}{[(2k+1)!!]^2}, \quad S_3 = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{x^k}{k k!},$$

$$D^-(z) = (\ln|z| - ci(q_0 z))(1 - \cos q_0 z)ci(q_0 z) - \sin(q_0 z)Si(q_0 z),$$

$$D^+(z) = (1 - ch(q_0 z))\ln|z| - ch(q_0 z)(C + \ln q_0) -$$

$$-\frac{1}{2}(e^{-q_0|z|}S_3(q_0|z|) + e^{q_0|z|}S_3(-q_0|z|)),$$

$$B_1(y) = \frac{1}{2\Delta(q_0)} \left(A_1(q_0)\cos q_0 y + \frac{ch(q_0 y)}{q_0} \right),$$

$$B_2(y) = \frac{1}{2\Delta(q_0)} \left(A_2(q_0)ch q_0 y + \frac{\cos(q_0 y)}{q_0} \right),$$

$$\alpha_0 = \frac{A}{a}, \quad \kappa_0 = a\kappa_2, \quad \xi = \frac{\kappa_1}{\kappa_2}, \quad e_0 = \frac{E_1}{E_0}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho_1}{\rho_0}, \quad \varepsilon = \frac{h}{a},$$

$$q_0^4 = \frac{6e_0(1 - \nu_0^2)}{\varepsilon^2 \bar{\rho}(1 + \nu_1)} \kappa_0^2.$$

При выводе уравнения (7) функция $g(y)$ была продолжена чётно на отрезок $[-1, 1]$.

Анализ выше приведенных формул показывает, что ядра уравнения (7) являются функциями непрерывными при $1 \leq \zeta, y \leq 1$ и оно является уравнением Фредгольма второго рода. Для его решения применим метод, основанный на приближении интегралов квадратурной формулой Гаусса [Назарчук З.Т. 1989]. В результате получим следующую систему линейных алгебраических уравнений:

$$\frac{1 + \xi^2}{4} g_k + \frac{1}{2\pi} \sum_{m=1}^n A_m g_m [Q(y_m - y_k) - F(y_m, y_k)] = i\alpha_0, \quad (10)$$

$$\text{где } A_m = \frac{2}{(1 - y_m^2)[P_n'(y_m)]^2},$$

y_m - корни многочлена Лежандра $P_n(y)$, $g_m = g(y_m)$.

После решения системы (10) неизвестная функция может быть приближена интерполяционным многочленом:

$$g(y) = \sum_{m=1}^n g_m \frac{P_n(y)}{(y - y_m)P_n'(y_m)}. \quad (11)$$

С целью оценки концентрации напряжений в матрице вблизи включения введем коэффициент интенсивности напряжений (КИН) [Александров В.М., Сметанин Б.И., Соболев Б.В. 1993, Грилицкий Д.В., Сулим Г.Т. 1975]:

$$K = \lim_{r \rightarrow a-0} \sqrt{a - r} \chi(r). \quad (12)$$

Из формулы (12), после подстановки (8) и выполнения предельного перехода найдем следующее значение (КИН):

$$K = \sqrt{2a}\mu_1 k, \quad k = \frac{g_2(1)}{\pi}. \quad (13)$$

Подставив (11) в (13) получим выражение для КИН через решение системы (10):

$$k = \frac{1}{\pi} \sum_{m=1}^n c_m g_m, \quad c_m = 1/((1-y_m^2)P_n'(y_m)). \quad (14)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА И ВЫВОДЫ

Рассмотрим результаты численного исследования концентрации напряжений вблизи включения, выполненных в предположении, что на включение действует равномерно распределенная нагрузка $p(r) = P = const$. В этом случае в формулах (9) необходимо положить:

$$S(y) = \frac{P_0}{\mu_1} \sqrt{1-y^2}.$$

Так же при расчетах считалось, что $\varepsilon = 0,05$, а в системе (10) использовалось до 30 узлов интерполяции, что обеспечило получение значений КИН с относительной погрешностью менее 0,1% для всего диапазона волнового числа.

На значения КИН влияет отношение упругих постоянных матрицы и включения (плотностей, модулей упругости, коэффициентов Пуассона). Чтобы выяснить влияние на КИН жесткости включения считалось, что включение и матрица имеют одинаковую плотность ($\bar{\rho} = 1$) и равные коэффициенты Пуассона ($\nu_0 = \nu_1 = 0,25$). Результаты приведены в виде графиков на рис.1, где каждая кривая отвечает указанному значению отношения модулей упругости e_0 . При $e_0 = 10^{-5}$ кривая полностью совпадает с соответствующей кривой для абсолютно-жесткого включения [Попов В. Г. 2010, Вахоніна Л.В. 2006].

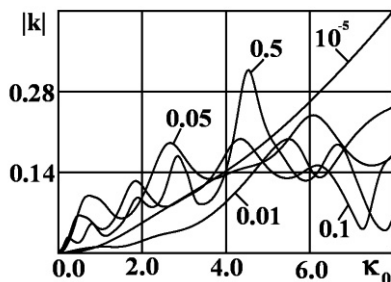


Рис.1. Действие равномерно распределенной загрузки
Fig. 1. Aktion of uniformly distributed load

Анализ графиков показывает, что с уменьшением жесткости включения зависимость КИН от волнового числа принимает сложный вид с большим количеством минимумов и максимумов. В целом с уменьшением жесткости включения уменьшается и концентрация напряжений вблизи него. Вместе с тем даже для очень жестких включений значение КИН при некоторых частотах, может превысить значения КИН для абсолютно жесткого включения.

С целью выявления возможности рассмотрения включений большей жесткости как абсолютно жестких при реальных расчетах на прочность выполнены расчеты КИН для некоторых конкретных материалов. Результаты этих расчетов можно видеть на рис. 2.

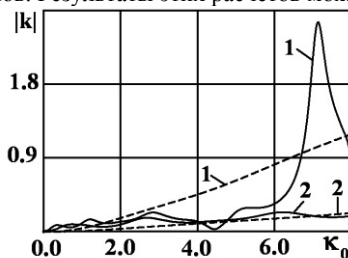


Рис.2. Расчет КИН для реальных материалов
Fig. 2. The calculation of stress intensity factors for real materials

Сплошные кривые построены при учете упругости включения, пунктирные в предположении, что включение является абсолютно жестким. Кривые 1 соответствуют случаю, когда материал матрицы бетон, а включения сталь ($\bar{\rho} = 0,305$, $e_0 = 0,071$, $\nu_0 = 0,17$, $\nu_1 = 0,3$). Кривые 2 построены для стального включения в свинцовой матрице ($\bar{\rho} = 1,44$, $e_0 = 0,08$, $\nu_0 = 0,42$). Видно, что учет упругости приводит к существенному изменению значений КИН и характера его зависимости от волнового числа.

Результаты численного исследования показывают, что при $e_0 \rightarrow 0$ значения КИН для упругого включения стремятся к значениям КИН для абсолютно-жесткого включения. Но совпадение наблюдается при отношении модулей упругости порядка 10^{-5} . Такое отношение не реализуется для большинства материалов используемых в деталях машин, строительных конструкциях и композитах. Поэтому при расчетах напряженного состояния тел с тонкими включениями, не всегда допустимо предположение о том, что включение является абсолютно жестким.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвин О.В. Попов В.Г. 2002: Изгибные колебания тонкого упругого включения в неограниченной среде при взаимодействии с упругими волнами. Теоретическая и прикладная механика. вып.38. С. 131-140.
2. Kit H.S., Kunets Ya. I., Yemets V.F. 1999: Elastodynamics scattering from a thinwallad inclusions of low rigidity. Int. J. of Engineering Science. v. 37, P. 331-343.
3. Кит Г.С., Кунец В.В., Михаськив В.В. 2004: Взаимодействие стационарной волны с тонким дискообразным включением малой жесткости. Известия РАН Мех. Твердого тела. №5 – С. 83-89.
4. Перцев А.К., Платонов Э.Г. 1987: Динамика оболочек и пластин. Л. Судостроение. 316 с.
5. Попов Г.Я. 1999: Построение разрывных решений дифференциальных уравнений теории упругости для сложной среды с межфазными дефектами. Доклады РАН. Механика твердого тела. т. 364. - №6 - С. 759 - 763.
6. Назарчук З.Т. 1989: Численное исследование дифракции волн на цилиндрических структурах. К. Наукова думка, -256с.
7. Попов Г.Я. 1982: Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, плоских включений и подкреплений. М.: Наука, 342 с.

8. Александров В.М., Сметанин Б.И., Соболь Б.В. 1993: Тонкие концентраторы напряжений в упругих телах. М.: Наука, 224 с.
9. Попов В.Г. 1998: Дифракция плоских упругих волн на отслоившемся жестком включении в случае гладкого контакта в области отслоения. ПММ т.625, вып.2, с. 290-296.
10. Попов Г.Я. 1999: Построение разрывных решений дифференциальных уравнений теории упругости для слоистой среды с межфазными дефектами. Доклады РАН. т.364. №6. с. 759-763.
11. Белоцерковский С.М., Лифанов И.К. 1985: Численные методы в сингулярных интегральных уравнениях. М.: Наука, 253с.
12. Крылов В.И. 1967: Приближенное вычисление интегралов. М.: Наука, 500с.
13. Кит Г.С., Михаськів В.В., Хай О.М. 2002: Анализ установившихся колебаний плоского абсолютно жесткого включения в трехмерном упругом теле методом граничных элементов. Прикл. математика и механика. – Т. 66, вып. 5. – С. 855–863.
14. Михаськів В.В., Хай О.М. 1993: До теорії міцності пружних тіл з плоскими жорсткими включеннями в полі усталених динамічних навантажень. Машинознавство -№3 – С. 17-22.
15. Михаськів В.В., Калиняк О.І. 2005: Нестационарні збурення тривимірної пружної матриці з жорстким дисковим включенням. Фізико-хімічна механіка матеріалів. – Т. 41, № 2. – С. 7–15.
16. Грилицкий Д.В., Сулим Г.Т. 1975: Упругие напряжения в плоскости с тонкостенными включениями. Мат. методы и физ.-мех. поля. – вып. 1. –С. 41 -48.
17. Кеч В., Теодореску П. 1978: Введение в теорию обобщенных функций с приложениями в технике. М.: - 520с.
18. Попов В. Г. 2010: Осесиметричні коливання необмеженого тіла з тонким пружним круговим включенням за умови гладкого контакту. Математичні методи та фізико – механічні поля. Львів: — Т. 53. — №1. — С. 88 — 97.
19. Вахоніна Л.В. 2006: Изгибные колебания кругового тонкого упругого включения в неограниченном теле. Теорія і практика процесів подрібнення, розділення, змішування і ущільнення. — Одеса: ОНМА. — Вип.12 — С. 24 — 31.

SOLUTION OF THE BENDING VIBRATIONS CIRCULAR THIN ELASTIC INCLUSION IN THE UNLIMITED BODY

L.V.Vakhonina

Summary. The problem about the bent oscillations of the thin inclusion in the form of a circle elastic plate is solved. Oscillations are the result of the action of the normal harmonic loading on inclusion. The method of the solution consists in the presentation of displacements, provoked by waves which source is the inclusion, by the discontinuous solution of Lamé equations. As a result the problem is reduced to the solution of the Fredholm integral equation of the second type concerning the function, connected with the unknown jump of normal stresses on the inclusion.

Key words: thin inclusions, harmonic oscillations, singular integral equations, the stress intensity factor.

Reviewer: Natalya Vaisveld, Prof. Sc. D.

ВИБІР ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ПРОЦЕС ПРЕСУВАННЯ ОЛІЙНОЇ СИРОВИНИ

Elena Gorbenko
Vladimir Strel'cov
Nataliia Gorbenko

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: vladimirstrel'tsov@rambler.ru

Анотація. Виявлено фактори, які найбільшою мірою впливають на якість виконання технологічного процесу. Запропоновано технічне рішення комбінованого пресу.

Ключові слова: фактор, оптимізація, технологічний процес, пресування, олійна сировина, продуктивність.

ВСТУП

Пріоритетним напрямком переробної промисловості в нашій країні було і залишається забезпечення населення продуктами харчування високої якості і при цьому знизити витрати на їх виробництво. Зокрема, забезпечення рослинною олією здійснюється за рахунок виробництва олійної сировини в сільському господарстві і подальшої її переробки на підприємствах масложирової промисловості. Розвиток виробничої бази масложирової промисловості відбувається в даний час, як за рахунок реконструкції діючих крупних олієекстракційних виробництв, так і створення малих переробних підприємств, наближених до виробників сільськогосподарської сировини. Поява великої кількості малих виробництв по переробці олійної сировини з'явилася наслідком економічного напряму розвитку країни, що склався, в умовах переходу до ринкових відносин.

Ефективність переробки олійної сировини в обох випадках залежить від використання досконалої техніки і технології в створюваних виробництвах, що при переході до ринкових відносин особливо важливо. Висока ефективність виробництва дозволяє отримати високу конкурентоспроможність при боротьбі за ринок, як з вітчизняними, так і із закордонними постачаннями продуктів харчування. Забезпечення конкурентоспроможності малих підприємств досягається зниженням витрат на створення і експлуатацію виробництва, а також за рахунок підвищення виходу і якості продукції.

У свою чергу підвищення конкурентоспроможності продукту, що виробляється, досягається за рахунок зниження матеріальних витрат на виробництво одиниці продукції, що дає можливість знижувати ціну на продукт до прийнятного рівня без збитку рентабельності.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Вирішення питання енергозбереження для умов переробних виробництв є одним з нагальних завдань, розв'язання якого можливе за рахунок впровадження енергоефективної техніки.

Комплект ліній по переробці олійної сировини включає машини, що виконують функції різні за своїм технологічним призначенням. Більшість виробників олії, для забезпечення процесу пресування, віддає перевагу прес-екструдерам, використання яких дозволяє суттєво

спростити технологію переробки насіння олійних культур за рахунок поєднання в них операцій подрібнення олійного матеріалу і його теплової обробки.

Виробничі потужності українських підприємств дозволяють переробляти 2,5 млн. т насіння соняшнику і виробляти близько 1,1 млн. т соняшникової олії. Але за підсумками останніх років, згідно даним асоціації «Укроліяпром» [1], українські підприємства випустили лише половину продукції, на яку розраховані їх потужності. Пов'язано це з тим, що існуючі повнокомплектні набори обладнання, які здійснюють виконання операцій шеретування, відвіювання оболонки, вальцювання, теплової обробки та відокремлення олії за допомогою гвинтових чи гідравлічних пресів застаріли, мають велику енерго- та металоємність, і їх використання є збитковим, а придбання сучасного комплексу обладнання закордонних зразків для більшої кількості господарств через велику вартість також неможливо.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В даний час для видобування олії з насіння соняшника використовують два способи – пресування і метод прямої екстракції [2 – 11]. Проте витрати на виробництво олії пресуванням, як показали дослідження, в 8-10 разів менше в порівнянні з екстракцією.

Дослідженню процесу пресування матеріалів присвячені роботи академіків В.П. Горячкіна, І.І. Вольфа, А.А. Чапкевича, Е.М. Гутьяра, М.Н. Летошнєва, М.А. Пустигіна і інших учених. В них розкривається залежність між тиском пресування і переміщенням шнека, що відображає величину і характер виникаючих деформацій. Проте основним показником, що характеризує будь-який процес ущільнення, є кінцева щільність отримуваних монолітів, яка підвищується у міру збільшення прикладеного тиску. Тому пізніші дослідники С.А. Альфьоров, І.А. Долгов, В.І. Особов, С.І. Храпач і інші свої зусилля зосередили на вивченні залежності між тиском пресування і щільністю отримуваних монолітів (макуха, брикети, гранули). У цьому ж напрямі працювали зарубіжні вчені Х. Скальвейт, Е. Мевес, Дж.Л. Батлер, Х.Ф. Мак-Коллі і ін. В результаті було запропоноване велике число емпіричних виразів, які зв'язують тиск пресування з фізико-механічними властивостями матеріалу і щільністю отримуваних монолітів.

ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Проведений огляд літературних джерел та патентно-інформаційних матеріалів щодо застосування способів та обладнання для олійного виробництва свідчить про те, що відомі технічні рішення для пресування олійної сировини, як правило, мають низькі ККД. Також вони не завжди технологічні при вирішенні питань підвищення виходу олії, продуктивності обладнання. Таким чином, нагальною задачею є розробка малогабаритної, малоенергоспоживчої техніки для комплектації технологічних ліній переробки сільськогосподарської продукції в умовах господарств з невеликими обсягами виробництва.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналітичні вирази, одержані в результаті теоретичних досліджень, відображають ідеалізований технологічний процес. Тому метою експериментальних досліджень була перевірка правильності теоретичних висновків і розрахункових параметрів в лабораторних умовах, визначення технологічної надійності, а також якісних показників технологічного процесу за трьома критеріями оптимізації: максимального виходу олії, мінімальної енергоємності, максимальної продуктивності.

Досягнення поставленої мети здійснювалося рішенням ряду задач для чого:

- виявлені фактори, які найбільшою мірою впливають на якість виконання технологічного процесу і піддаються регулюванню;
- дороблено експериментальну установку;

– експериментально досліджувалися залежність виходу олії (ВО), енергоємність процесу (ЕП) і продуктивність пресу (ПП) від фізико-механічних властивостей насіння, кутової швидкості обертання шнекового вала і лінійної швидкості витків, площі живого перерізу зерної камери, щільності м'ятки, подачі сировини та ін. Експерименти проводилися з використанням тривірневих планів Боксу другого порядку [12];

– виявлені закономірності протікання технологічного процесу пресування соняшникового насіння.

Перед початком експериментальних досліджень необхідно по можливості вибрати всі фактори, що впливають на процес, і вказати межі їх варіювання [13]. На початковій стадії вивчення будь-якого об'єкту з використанням теорії планування експерименту, необхідно, окрім детального вивчення літератури, провести апріорне ранжування факторів, яке виконується методом експертної оцінки. Суть цього методу зводиться до того, що дослідникам, які належать до різних шкіл, пропонується розташувати фактори, які впливають на хід виконання процесу в послідовності зниження впливу на критерії оптимізації, тобто необхідно здійснити ранжування відповідно визначених порядкових номерів (рангів) 1, 2, 3...к.

Ранжування факторів або, як його ще називають психологічний експеримент, необхідно провести для того, щоб скоротити об'єм експериментальної роботи, оскільки несуттєві фактори можна швидко виключити з подальшого розгляду. Це полегшує подальші етапи рішення експериментальної задачі.

Процес ранжування експерименту здійснюється таким чином. Кожному спеціалісту при опитуванні пропонується заповнити анкету, в якій вказані фактори, їх розмірність і передбачувані інтервали варіювання факторів. Спеціаліст повинен призначити місце кожного фактору, а також доповнити анкету іншими, не включеними в розгляд факторами.

На першому етапі статистичної обробки результатів опитування обчислюється коефіцієнт конкордації W по формулі:

$$W = \frac{12 \cdot S}{m^2 \cdot (k^3 - k)}, \quad (1)$$

де: S - сума квадратів відхилень; m - число опитуваних спеціалістів; k - число факторів.

Сума квадратів відхилень обчислюється по формулі:

$$S = \sum_{i=1}^k \left(\sum_{j=1}^m a_{ij} - L \right)^2, \quad (2)$$

де: a_{ij} - ранг (порядковий номер при опитуванні) i -го фактору у j -го спеціаліста; L - середнє значення сум рангів по кожному фактору.

Середнє значення сум рангів знаходять по виразу:

$$L = \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m a_{ij}. \quad (3)$$

Значення коефіцієнта конкордації змінюється в інтервалі від 0 до 1, і чим більше його значення, тим більше узгодженість думок у спеціалістів.

Після обчислення коефіцієнта конкордації визначають його значущість по критерію Пірсона (критерій χ^2 - розподілу) з числом ступенів свободи $f=k-1$. Розрахункове значення χ^2 - розподілу визначається по формулі:

$$\chi^2 = m \cdot W \cdot (k - 1). \quad (4)$$

Оскільки розрахункове значення критерію χ^2 - розподілу для рівня значущості 0,99 і при числі ступенів свободи $f=11$ в нашому випадку більше табличного, ($\chi_{розр}^2 = 65,25 > \chi_{табл}^2 = 24,725$), то коефіцієнт конкордації значущо відрізняється від нуля і можна стверджувати, що узгодженість дослідників не є випадковою. Діаграма рангів факторів, приведена на рис. 1.

При її побудові по осі абсцис нанесені фактори у порядку зменшення їх рангу, а по осі ординат - суми рангів для відповідного фактору.

За допомогою одержаної діаграми була розроблена оцінка значущості факторів. У разі нерівномірного убавання діаграми (типу експоненціального розподілу) для подальшого розгляду відбирають лише невелику частину «головних» факторів, а інші виключають. Якщо вийде діаграма з монотонним убаванням (непевна відмінність між факторами), то в подальший розгляд слід включити як можна більше число перших факторів. У досліджуваному випадку оцінки факторів, що впливають на технологічний процес, діаграма має не тільки убавання, але і стрибки. Для визначення факторів, які не впливають на технологічний процес використовувався критерій Стьюдента (t-критерій), який визначався по формулі:

$$t_{розр} = \frac{\sqrt{m} \cdot \sum_{i=1}^k (a_{i,ср} - \bar{a})}{\sqrt{S_y^2}}, \quad (5)$$

де: $a_{i,ср}$ - середнє значення рангу по кожному з факторів; \bar{a} - середнє значення фактору по всій області ранжування; S_y^2 - дисперсія помилки оцінки по всій області ранжування.

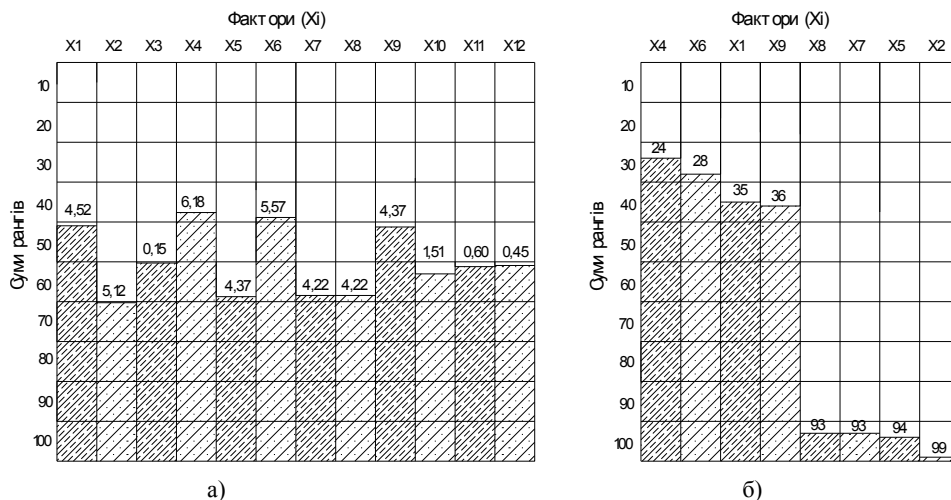


Рис. 1. Діаграма ранжування факторів, які впливають на якість роботи
Fig. 1. A diagram ranzhuvannya of factors, which influence on quality of work

а) до статистичної оцінки значимості факторів; б) після ранжування і визначення не значимих факторів; X1 – довжина приймально-підготовчої камери, м; X2 – ступінь подрібнення м'ятки, мм; X3 – ширина зерних каналів, м; X4 – робоча площа зерної

камери, м^2 ; X5 – вологість м'ятки, %; X6 – щільність насіння соняшника, $\text{кг}/\text{м}^3$; X7 – температура нагріву, $^{\circ}\text{C}$; X8 – швидкість обертання шнеку, с^{-1} ; X9 – лінійна швидкість руху витків шнеку, $\text{м}/\text{с}$; X10 – рівень надходження маси на пресування, $\text{кг}/\text{с}$; X11 – сумарна площа зерних каналів, м^2 ; X12 – довжина зерного барабану, м .

Порівнюючи величину розрахункові значення критерію Стюдента з табличним значенням для рівня значущості 0,99 при числі ступенів свободи $f=11$ ($t_{\text{табл}} = 3,93$), можна зробити висновок про відсутність впливу факторів X3; X10; X11 і X12 на якість технологічного процесу. При аналізі проведеної експертної оцінки, в тому випадку якщо, $|t_{\text{розрах}}| < t_{\text{табл}}$ гіпотеза про значущість факторів не приймається і вони виключаються з подальшого розгляду [12 – 19].

Після аналізу значущості і виключення незначущих факторів була побудована класична діаграма рангів з убуванням їх величини по ступеню впливу того або іншого фактору на якість виконання технологічного процесу (рис. 1.(б)). Значення рівня рангів проставлені на фоні стовпців діаграми. Аналіз результатів експертної оцінки і їх статистичної обробки дозволяє зробити висновок про найбільший вплив на хід і якість виконання технологічного процесу перших п'яти факторів. Фактори X1, X4 і X6 можна відкинути і виключити при проведенні подальших досліджень з використанням теорії планування експерименту.

Дослідження проблемних елементів роботи пресового обладнання дало можливість запропонувати технічне рішення комбінованого пресу (рис. 2), що пропонується для впровадження в технологічну лінію.

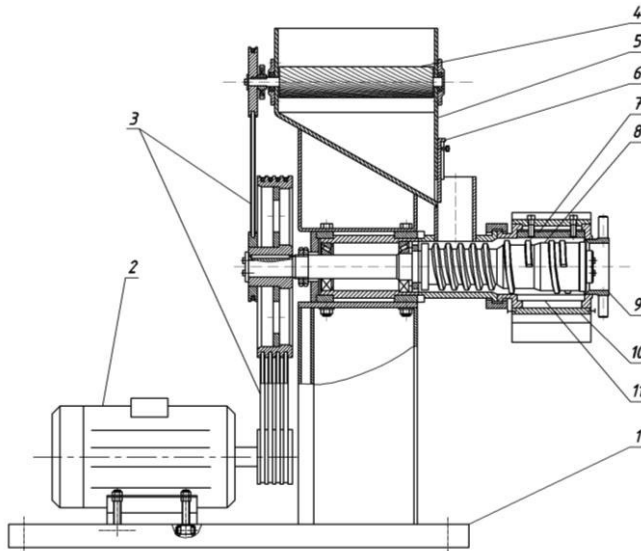


Рис. 2. Комбінований шнековий прес для отримання рослинної олії

Fig. 2. The combined screw press is for the receipt of vegetable oil

- 1 – станина; 2 – електродвигун; 3 – клинопасова передача; 4 – нарізні вальці;
 5 – приймальний бункер; 6 – заслінка; 7 – натяжний клин; 8 – шнековий вал;
 9 – регулювальна гайка; 10 – зерний барабан; 11 – зерні планки

В основу технічного рішення поставлено завдання створення такого шнекового преса для віджимання олії [20], в якому здійснення попереднього подрібнення ядра насіння до стану м'ятки дозволяє інтенсифікувати процес відокремлення олії під час пресування.

Поставлене завдання вирішується тим, що в приймальному бункері встановлено пару нарізних вальців, які отримують обертальний рух від шнекового валу через клинопасову передачу. В приймальному бункері ядро насіння первинно подрібнюється, переходячи до стану м'ятки, яка направляється в зерну камеру, де здійснюється процес подрібнення.

Установка складається із станини 1, що є основою, на якій змонтовані всі головні вузли шнекового преса. В приймальному бункері 5 встановлено пару нарізних вальців 4 і заслінку 6. Головним елементом пресу являється зерний барабан 10, який має зварну циліндричну форму. Всередині циліндричної поверхні набрані зерні планки 11, утримування яких забезпечується натяжним клином 7.

Встановлення в приймальному бункері 5 нарізних вальців 4, що перетворюють ядро на м'ятку, сприяє інтенсифікації процесу олієвідокремлення і ефективному використанню зерного барабану 10.

Шнековий вал 8 є основним робочим органом шнекового пресу. Конструктивно його виконано збірним з окремих шнекових витків, які відрізняються кроком і діаметром, і проміжних кілець, що насаджені на гладкий вал та фіксуються від провертання шпонкою. Така конструкція дозволяє виготовляти окремі витки шнека з постійним кроком, що спрощує технологію їх виготовлення, а також заміну шнекових витків у міру їх спрацювання.

Регульовальна гайка 9 конусного типу забезпечує регулювання тиску в робочій камері преса, що особливо важливо в період пуску преса, який розігрівається протягом певного періоду часу. Вона має вигляд продовгуватої втулки, яка на частині своєї зовнішньої поверхні має різьбу.

Привід преса і вальців здійснюється від електродвигуна 2 через клинопасову передачу 3.

Комбінований шнековий прес для віджимання олії, що пропонується, працює так. Попередньо пошеретоване насіння соняшника поступає в завантажувальний бункер 5, де воно подрібнюється нарізними вальцями 4 і переходить в стан м'ятки. Зазор між ними регулюється в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу, що пресується. Після того мезга через завантажувальний отвір поступає всередину приймально-підготовчої камери ступінчастого циліндра, так званого зерного барабана 10, захоплюється там витками шнекового валу 8 і переміщується до виходу з пресу. Простір між зовнішньою поверхнею шнекового валу 8 і внутрішньою поверхнею зерного барабана 10 є робочим простором. При обертанні шнекового валу пресований матеріал транспортується в робочому просторі і у зв'язку із зменшенням вільного об'єму уздовж шнекового валу 8 у напрямку до виходу, в результаті зменшення кроку витків і збільшення діаметру тіла шнека, пресується з віджиманням олії, яка проходить через зазори між зерними планками 11.

Таким чином, внаслідок попереднього подрібнення ядра насіння інтенсифікується процес пресування, підвищується ефективність використання зерного барабану, що забезпечує збільшення виходу олії, а також зменшується спрацювання третьових поверхонь шнекового валу та деталей зеєра, і тим самим збільшується строк служби пресу.

ВИСНОВКИ

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

– визначено перелік факторів, що впливають на якість виконання технологічного процесу пресування олійної сировини.

- існуючі повнокомплектні набори обладнання, які забезпечують процес переробки олійних культур, мають велику енерго- та металоємність і їх використання в умовах переробних сільськогосподарських підприємств є збитковим;
- найбільш енергоємним процесом при переробці олійних культур є процес пресування, що робить необхідним впровадження в виробничих умовах енергоефективного пресового обладнання;
- зниження енергоємності пресового обладнання потребує глибокого аналізу теоретичних аспектів процесу пресування, визначення позитивних та негативних сторін роботи пресу;
- використання в виробничих умовах комбінованого пресу дасть змогу інтенсифікувати процес олівідокремлення за рахунок попереднього подрібнення ядра насіння до стану м'ятки.

ЛІТЕРАТУРА

1. <http://www.ukroliya.kiev.ua/>
2. Щербаков В.Г. Технология получения растительных масел / В.Г. Щербаков – [3-е изд., перераб. и доп.] – М.: Колос, 1992. – 207 с.
3. Кошевой Е.П. Оборудование для производства растительных масел / Е.П. Кошевой — М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.
4. Технология производства растительных масел / В.М. Копейковский, С.И. Данильчук, Г.Н. Гарбузова и др. / Под ред. В.М. Копейковского. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 415 с.
5. Калошин Ю.А. Технологии и оборудование масложировых предприятий / Ю.А. Калошин – М.: Издательский центр «Академия», 2002. – 363 с.
6. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел / Масликов В.А. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 439 с.
7. Чубинидзе Б.Н. Оборудование предприятий масложировой промышленности / Б.Н. Чубинидзе, В.Х. Паронян, А.В. Луговой и др. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
8. Технологічне обладнання зернопереробних та олійних виробництв: навчальний посібник / [Дацишин О.В., Ткачук А.І., Гвоздев О.В. та ін.]; за ред. О.В. Дацишина. – Вінниця: Нова книга, 2008. – 488 с.
9. Прессы пищевых и кормовых производств / [А.Я. Соколов, М.Н. Караваев, Д.М. Руб, Ц.Р. Зайчик] под ред. А.Я. Соколова. – М.: Машиностроение, 1973. – 378 с.
10. Лысянский В.М. Экстрагирование в пищевой промышленности / В.М. Лысянский, С.М. Гребенюк – М.: Агропромиздат, 1987. – 188 с.
11. Проспекти компаній: «Алиментармаш» (<http://almash.md/ru/company>); ЗАТ РНПП «Укрэкспо-Процесс» (<http://ukrekspo.com.ua>); CIMBRIA SKET (<http://www.cimbria-sket.de/russian/home.htm>).
12. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин – Ленинград: Колос, 1980. – С. 106-130.
13. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский – М.: Высшая школа, 1988. – 239 с.
14. Чистяков В.П. Курс теории вероятностей / В.П. Чистяков – М.: Наука, 1982. – 256 с.
15. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента / Ю.П. Адлер – М.: Металлургия, 1969. – 160 с.
16. Адлер Ю.П. Обзор прикладных работ по планированию эксперимента / Ю.П. Адлер, Ю.В. Грановский. – М.: Изд-во МГУ, 1967. – 185 с.
17. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский – М.: Наука, 2-е изд. 1976. – 279 с.

18. Айвазян С.А. Статистические исследования зависимостей. Применение методов корреляционного и регрессивного анализа при обработке результатов экспериментов / С.А. Айвазян – М.: Металлургия, 1968. – 187 с.
19. Айвазян С.А., Бежаева З.И., Староверов О.В. Классификация многомерных наблюдений / С.А. Айвазян, З.И. Бежаева, О.В. Староверов – М.: Статистика, 1974. – 240 с.
20. Патент UA №49079, В30В9/12. Комбінований шнековий прес для отримання рослинної олії / В.В. Стрельцов, О.А. Горбенко, О.О. Катрич; Заявлено 30.11.2009. Опубліковано 12.04.2010.

CHOICE OF FACTORS OF INFLUENCE ON PROCESS OF PRESSING OF OILY RAW MATERIAL

Summary. Factors which in most degree influence on quality of implementation of technological process are exposed. Technical solution of the combined press is offered.

Key words: factor, optimization, technological process, pressing, oily raw material, productivity.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

МОДУЛЬНО-КОМПЕТЕНТНІСТНИЙ ПІДХІД ДО НАВЧАННЯ СТУДЕНТІВ У ВИЩІЙ ШКОЛІ

Svitlana Litvinchuk

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

Анотація. В статті досліджуються дидактичні засади модульно - компетентнісного підходу до навчання студентів у вищій школі в контексті інноваційної педагогічної діяльності. Аналізуються актуальні питання інноваційної педагогічної діяльності, компетентнісного підходу до навчання студентів та специфічні особливості модульного навчання. Виділяються дидактичні умови модульно-компетентнісного підходу до процесу навчання студентів, обумовлюючи забезпечення якості професійної підготовки майбутніх спеціалістів у вищій школі.

Ключові слова: інноваційна педагогічна діяльність, майбутні спеціалісти, модульне навчання, модульно - компетентністний підхід, професійна компетентність.

Модернізація вищої освіти в Україні потребує пошуку нових підходів до подальшого вдосконалення процесу професійної підготовки майбутніх спеціалістів різних галузей виробництва. Для забезпечення нового рівня якості означеної підготовки в контексті Болонського процесу необхідно здійснювати інноваційну педагогічну діяльність у процесі навчання і виховання молоді.

Безперечно, вища професійна освіта має бути спрямована на розвиток природних здібностей людини для активного, творчого мислення, формування інноваційного, перетворюючого інтелекту, що реалізується у професійній діяльнісній практиці. Зважаючи на це, метою означеної підготовки є особистісно-професійний розвиток майбутніх фахівців. Означені цілі можуть бути реалізовані у процесі розв'язання таких освітніх завдань, як формування соціально-професійної спрямованості, соціально-професійної компетентності, професійно-важливих якостей, професійно-значущих психологічних властивостей майбутніх фахівців.

Сучасна наука володіє значним позитивним досвідом у галузі професійної педагогіки. Однак, не повністю реалізується освітній потенціал, що обумовлює проведення нових наукових досліджень із метою підвищення якості професійної підготовки майбутніх спеціалістів у контексті Болонської декларації.

Важливо зазначити, що проблема розвитку професійних компетенцій студентів вищої школи досліджується багатьма вченими. Детальному аналізу закономірностей формування професійних компетенцій присвятили свої наукові праці В. Андрущенко, Г. Васянович, Б. Гершунський, І. Зязюн, В. Козаков; теорії професійно-технічної освіти – С. Батишев, Р. Гуревич, А. Дьомін, О. Дубинчук, П. Лузан, В. Мадзігон, В. Манько, М. Махмутов, Н. Ничкало, В. Сидоренко; теорії модульного навчання у вищій школі – А. Алексюк, А. Андрущук, І. Богданова, Т. Васильєва, В. Оконь, Дж. Рассел, П. Сікорський, Є. Сковін, А. Фурман, П. Юцявічене; психологічним основам професійної освіти – Г. Бал, О. Леонтьєв, Л. Виготський, О. Кульчицька, В. Семиченко, Н. Тализіна.

В той же час недостатньо досліджуваними залишаються проблеми формування професійних компетенцій майбутніх спеціалістів виробничих галузей сучасного

господарства у контексті модульного навчання у вищій школі у процесі інноваційної педагогічної діяльності, що сприятиме реалізації основних принципів Болонських угод.

Тому мета цієї статті полягає у дослідженні дидактичних засад формування модульно-компетентнісного підходу до навчання майбутніх спеціалістів у вищій школі в контексті інноваційної педагогічної діяльності. В аспекті сформульованої проблеми О. Коберник звертає увагу на те, компетентність у визначеній галузі – це поєднання відповідних знань, досвіду і здібностей, що дають можливість обґрунтовано аналізувати, прогнозувати у сфері майбутньої діяльності, а також ефективно діяти в ній [8].

Традиційна парадигма вищої освіти, в рамках якої акцент робиться на когнітивному аспекті професійної освіти, на сьогоднішній день уже не перспективна. Кардинальні зміни, що відбуваються в житті суспільства, потребують модернізації підходів до професійної підготовки майбутніх спеціалістів.

Як зазначав академік І.А. Зязюн, традиційна модель освіти, спрямована на передачу майбутньому спеціалісту необхідних знань, умінь і навиків, у наш час втрачає свою перспективність. Виникає необхідність зміни стратегічних, глобальних цілей освіти, перестановки акцентів зі знань спеціаліста на його людські, особистісні якості, що постають водночас і як ціль, і як засіб його підготовки до майбутньої професійної діяльності [6].

Тому виникла необхідність у переході „знаннєвої” парадигми професійної освіти, яка обумовлює інструментальну роль викладача, до інноваційної професійної освіти, що переслідує цілі формування творчої індивідуальності фахівця, здібного розробляти, оволодівати та використовувати інноваційні проекти.

Інноваційне навчання спрямоване на подолання деяких існуючих протиріч між творчим характером професійної діяльності, що є домінуючим у сучасних виробничих умовах, і репродуктивним характером навчального процесу у тому вищому навчальному закладі, який зорієнтований на „традиційного” спеціаліста.

Доцільно відмітити, що розробці проекту професійної освіти мають передувати:

- аналіз виробничої практики, визначення якісних змін у сучасному виробництві та перспектив його розвитку;

- розробка моделі спеціаліста із врахуванням змін на виробництві та вимог ринку праці, і визначення нових вимог до його діяльності на основі реальної виробничої практики. Це передбачає окреслення нових вимог до професійних й особистісних характеристик майбутнього фахівця, що сприятиме продуктивності його професійної діяльності;

- проектування моделі майбутнього спеціаліста в модель його професійної підготовки.

Ми вважаємо, що накладання моделі спеціаліста й моделі його підготовки сприятиме подоланню протиріччя між навчальною і виробничою діяльністю.

Перехід до інноваційного навчання є провідною тенденцією у професійній освіті. Вважаємо, що його сутнісний зміст полягає у перетворюючому, дослідницькому й творчому характері та спрямовано не просто на повторення і відтворення вже відомих способів, а на створення інноваційних підходів, способів, форм і технологій.

Отже, інноваційна педагогічна діяльність – це метадіяльність, що має творчі процесуальні аспекти і результати. Важливо те, що вона активізує суб'єкта цієї діяльності, і при цьому зростає його усвідомлення всього нового. Для кращого розуміння сутнісного змісту інноваційної педагогічної діяльності доцільно її розглядати у контексті теорії активності особистості. Вона передбачає виявлення активності особистості, вихід суб'єкта за межі конкретної ситуації, зокрема, початкової нормативної діяльності. При цьому змінюється встановлена позиція майбутнього спеціаліста, відбуваються трансформації в його професійно-особистісних установах, мотивах, цілях, а також в операційних, рефлексивних компонентах його професійної діяльності.

Інноваційне навчання як альтернатива традиційному володіє більшими навчаючими й розвиваючими можливостями. Воно передбачає зміну цілі, оновлення змісту навчання,

використання нових, особистісно зорієнтованих технологій навчання, організаційно-діяльнісних „рольових ігор”, моделюючих виробничі ситуації, трансформацію змісту виробничої практики, формування мотиваційного, інформаційного, операційного, креативного і рефлексивного компонентів діяльності, зміну позиції студентів у навчальному процесі, а також перетворення їх в активних суб'єктів процесу навчання у вищій школі.

З метою реалізації означених завдань інноваційної педагогічної діяльності у вищій школі сучасна педагогіка надає компетентністну освітню парадигму. Структура компетентнісного підходу містить таку орієнтовну основу:

1) компетентного виконання діяльності на основі образу передбачуваного продукту і логіки його створення;

2) концептуального знання про сутність процесу і результату діяльності;

3) системи апробованих у власному досвіді способів діяльності (мисленневих, організаційних, комунікативних, інформаційних тощо);

4) виконання цієї діяльності у проблемних умовах (при неповноті умови завдання, дефіциті інформації і часу, невизначеності причинно-наслідкових зв'язків;

5) рефлексії та самоконтролю своїх дій [13].

В аспекті сформульованих нами проблем дослідники звертають увагу на те, що вищим компонентом особистості є професійна компетентність, яку прийнято розуміти як інтегральну характеристику ділових й особистісних якостей спеціалістів, яка відображає рівень знань, умінь і навиків, досвіду, здібностей, достатніх для здійснення професійної діяльності. До професійної компетентності, на думку науковців, належить мобільність знань, гнучкість методу, критичність мислення, системний стиль мислення, інформаційна грамотність тощо. Критерієм їх сформованості є продуктивність праці спеціаліста і високий його авторитет у галузі професійної діяльності.

Доцільно звернути увагу на те, що з компетентнісно зорієнтованим підходом безпосередньо пов'язана нова освітня стратегія вузів країни, в якій чітко визначена орієнтація на якісні результати навчання та застосування активних методів навчання, і яка спрямована на реалізацію основних принципів Болонської декларації. За цих умов особливої ваги набуває модульна побудова навчальних курсів.

Модульне навчання зародилося в 60-х роках у вищих навчальних закладах і наукових інститутах США. Основою положником такого навчання вважається С.Постлесвайт, який вперше висунув “Концепцію одиниць змісту освіти”, згідно з якою невелику кількість (одиницю) навчального матеріалу можна вважати окремою темою і включати в програму занять [19]. Ці одиниці були названі С.Постлесвайтом “міні-курсами”. Вони одержали широке розповсюдження в коледжах США, де, за твердженням Дж. Рассела [20], виникло багато їх різновидів, таких як “пакет”, “навчальний пакет”, “пакет індивідуального навчання” тощо. За визначенням Д. Рассела модуль є навчальним пакетом, який охоплює одну концептуальну “одиницю” навчального матеріалу [20].

Теоретичний фундамент модульного навчання у вітчизняній науці було закладено

А.М. Алексюком, який розглядав таку систему навчання як цілісну систему навчального процесу, що інтегрує в собі достатню структуру дидактичних засобів, які необхідні для вирішення основних цілей навчання, забезпечують отримання студентами сучасної вищої освіти [2].

На основі досліджень науковців можна стверджувати, що основною ознакою модульного навчання є самостійний пошук студентами знань, формування вмінь і навиків. Чеський педагог Я.А. Коменський із означеного питання підкреслював: “Альфюю і омегою нашої дидактики нехай буде дослідження і відкриття методу, при якому вчителі менше б навчали, а учні більше б навчалися” [9, С. 14].

За твердженням П.А. Юцявічене [18], теорія модульного навчання ґрунтується на специфічних принципах, тісно пов'язаних із загально-дидактичними, які є керівною ідеєю, основним правилом діяльності і поведінки відповідно до визначених наукою закономірностей. Загальна спрямованість модульного навчання, його мета, зміст і технологія організації зумовлюють принципи модульності, динамічності, дієвості та оперативності знань і їх системи, гнучкості, усвідомленої перспективи, різнобічності методичного консультування, паритетності.

Сутність модульного навчання, за П.А. Юцявічене, полягає у тому, що студент більш самостійно чи повністю самостійно може працювати із запропонованою йому індивідуальною навчальною програмою, яка складається з цільової програми дій, банку інформації і методичного керівництва по досягненню поставленої дидактичної мети. А модуль - це цільовий функціональний вузол, в якому об'єднані навчальний зміст і технологія оволодіння ним [18].

Доречно звернути увагу на те, що в сучасних умовах входження до Європейського освітнього простору існує нагальна потреба в існуванні відкритих і гнучких структур освіти і професійного навчання, які дадуть можливість пристосуватися до постійно змінних умов виробництва, науки, а також адаптуватися до місцевих умов. Саме цим вимогам відповідає модульний підхід, який дозволяє гнучко проектувати зміст навчання із логічно завершених блоків, інтегрувати різні форми і методи навчання, вибирати найбільш ефективні із них для різних аудиторій студентів, які зможуть самостійно опрацювати навчальний матеріал у зручному для них темпі.

Модульність у професійному навчанні сприяє засвоєнню знань у дискретно-неперервній сфері навчальної діяльності за задалегідь заданою модульною програмою, яка складається із логічно завершених частин навчального матеріалу (модулів), об'єднаних ознакою відповідності визначеному об'єкту виробничої діяльності. До переваг модульної організації змісту навчання слід віднести: системний підхід до побудови курсу і визначення змісту навчання; забезпечення можливостей методичного узгодження складових навчального процесу в межах кожного модуля. Характеристиками означеного навчання є: змістовна компактність, диференціація, творчість, знаково-графічна наочність, варіативність програм, форм і методів навчання, прогнозування, діагностика. Бажано, щоб на розкриття і засвоєння наскрізних принципів майбутньої професійної діяльності був спрямований кожний модуль.

У вищій школі мають вирішуватися завдання не тільки теоретичного обґрунтування і методичного забезпечення навчального процесу, але й розробки такої модульної побудови процесу навчання, яка відповідала б вимогам професійної підготовки висококваліфікованих кадрів. Тому, у контексті інноваційної педагогічної діяльності доцільно розглянути модульно - компетентністний підхід до навчання студентів вищої школи, який передбачає в якості цілі навчання сукупність професійних компетенцій студентів, а в якості засобів її досягнення – модульну побудову змісту і структури професійного навчання. А це означає, що головним в оцінці ефективності навчання виступає не планування й реалізація навчально-виховного процесу, а його результати – отримані студентами знання, компетенції й навички.

Важливо зазначити, що у процесі проектування навчальних модулів необхідно обґрунтовувати місце кожного модуля та його роль у формуванні компетентнісного профілю як результату процесу навчання. Охарактеризована вище структура і цілеспрямована послідовність вивчення модулів сприяють розвитку і поглибленню професійних компетенцій, закладених у процесі вивчення теоретичних основ наук, упродовж усього процесу навчання у вищій школі.

З метою забезпечення компетентнісного підходу до процесу навчання у вищій школі необхідно в кожному модулі змодельовати виробничу проблему чи ситуацію та визначити їх

практичне застосування у майбутній професійній діяльності. Такі завдання повинні зорієнтувати студентів вищих навчальних закладів на вивчення сутності виробничих процесів, а не на процес навчання взагалі. Їх розв'язання вимагає самостійних творчих зусиль студентів, що обумовлюватиме компетентістний підхід до професійної підготовки майбутніх фахівців.

Враховуючи вищезазначене, можна стверджувати, що модульна побудова навчання у контексті інноваційної педагогічної діяльності у вищій школі сприятиме реалізації компетентістного підходу при визначенні вимог до рівня професійної підготовки майбутніх фахівців. У той же час науковці стверджують, що необхідними сутнісними компонентами модуля є його логічна завершеність, самостійність і комплексність.

Проведене нами дослідження засвідчує, що модульно-компетентістний підхід до навчання студентів у вищій школі має значні дидактичні можливості і дозволяє вирішувати такі педагогічні завдання:

- побудова та оперативне впровадження прогностичних моделей змісту навчально-пізнавальної діяльності;
- формування нових структур змісту для забезпечення ефективної організації навчального процесу;
- забезпечення єдності теоретичних і прикладних аспектів процесу навчання у вищій школі;
- підвищення інформативності, системності та функціональності змісту навчальної дисципліни за рахунок виділення інваріантних знань, дієвого теоретичного узагальнення, генералізації категоріального синтезу понять, використання символіко-графічних форм прояву;
- сприяння оперативному впровадженню нових методичних ідей та передового педагогічного досвіду;
- вдосконалення методичного забезпечення процесу навчання;
- створення системи сприятливих умов для активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів, підвищення їх самостійності й самоорганізації.

Зрозуміло, що професійні компетенції майбутніх фахівців не підлягають чіткій стандартизації, так як специфічні завдання виробництва необхідно розв'язувати в різних галузях сучасного господарства.

Тому модульне навчання в умовах модернізації вищої освіти повинно вибудовуватись із врахуванням сучасного рівня розвитку виробництва. В цих умовах соціалізація особистості буде не менш важливим завданням вищої школи, чим підготовка висококваліфікованих спеціалістів. На основі проведеного нами дослідження окреслимо такі умови ефективності модульно-компетентістного підходу до процесу навчання у вищій школі в контексті інноваційної педагогічної діяльності:

- формування у студентів розуміння потреби в розвитку сучасного виробництва й ставлення до нього як до власної наукової і професійної діяльності;
- формування мотивації у процесі навчання як прагнення до співробітництва і спільної творчої діяльності через виробничі ситуації та залучення студентів до практичної діяльності;
- реалізація особистісно-зорієнтованого навчання із організацією активної самостійної роботи в модулях, коли студент сам організує процес навчання, що дозволяє засвоїти навчальний матеріал більш глибоко й усвідомлено;
- наповнення змісту модулів із точки зору їх особливостей і складності застосування у виробничій галузі, а також планування результатів навчання – професійних компетенцій;
- розвиток пізнавальної самостійності студентів через застосування різноманітних проблемно-розвиваючих методів і форм навчання (практичні роботи дослідницького

характеру, розв'язання проблемних виробничих ситуацій, виїзні семінарсько-практичні заняття на виробництво тощо);

- організація в межах модулів ігрового (імітаційного) моделювання майбутньої професійної діяльності, відтворюючого реальні виробничі ситуації та стосунки в них людей;

- розвиток духовної культури особистості, так як успіх у майбутній професійній діяльності в значній мірі залежить від сформованості загальнокультурних професійних компетенцій та від духовно-морального потенціалу майбутнього фахівця.

В аспекті сформульованих нами проблем можна вважати, що ефективність інноваційної педагогічної діяльності в контексті Болонського процесу зумовлює модульну побудову навчальних занять та формування у студентів професійних компетенцій, які дають можливість безпосередньо після закінчення вузу успішно займатися професійною діяльністю.

Проведені нами дослідження дозволяють дійти висновку щодо значущості модульно-компетентнісного підходу до навчання в контексті інноваційної педагогічної діяльності у вищій школі, який сприяє:

- стимулюванню інноваційної педагогічної діяльності у вищих закладах освіти;
- формуванню професійного мислення та вміння студента вчитися самостійно;
- врахуванню індивідуальних особистісних якостей студентів;
- підготовці професійно компетентних, конкурентоспроможних і мобільних спеціалістів, які вміють швидко адаптуватися до динамічного соціально-технологічного і професійно-виробничого середовища;
- стимулюванню якості засвоєння освітніх програм із використанням сучасних методів діагностики.

Вважаємо, що реалізація означених підходів допоможе істотно підвищити професійну компетентність майбутніх спеціалістів, а отже і якість навчання у вищій школі, що, в свою чергу, сприятиме реалізації основних принципів Болонської декларації.

Подальші наші дослідження полягають у розробці матеріалів щодо формування професійних компетенцій майбутніх фахівців у проектно-творчій діяльності студентів вищої школи. Успішне вирішення означеної проблеми сприятиме підвищенню якості професійної підготовки студентів у контексті Болонського процесу, а також формуванню конкурентоспроможних, з високим рівнем творчих можливостей спеціалістів для розвитку економічного потенціалу України.

Література:

1. Алексеев Ю. Україна: освіта і держава (1987 – 1997). – К.: Експрес-об'ява. - 1998. – 110 с.
2. Алексюк А. М. Педагогіка вищої школи. Курс лекцій: Модульне навчання. – К., 1993. 220с.
3. Богданова І.М. Професійно-педагогічна підготовка майбутніх викладачів на основі інноваційних технологій: Дис. д-ра пед. н... 13.00.04. – К., – 440 с.
4. Высшее образование в XXI веке. Всемирный статистический обзор по высшему образованию 1980 – 1995 г.г. – ЮНЕСКО: Париж 5 – 9 октября 1998 г. – 71 с.
5. Журавский В.С., Згуровський М.З. Болонський процес: головні принципи входження в європейський простір вищої освіти. – К.: Політехніка НУТУ „К П І”, 2003. – 195 с.
6. Зязюн І. А. Неперервна освіта: Концептуальні засади і сучасні технології // Творча особистість у системі неперервної освіти: – Харків: ХДПУ.– С. 8-16.
7. Зазвягинский В.И. Методология и методика дидактического исследования. – М.: Педагогика, 1982. – 160 с.
8. Коберник О.М. Формування технологічної компетентності учнів у процесі трудового навчання // Науковий часопис Національного педагогічного університету імені М.П.

- Драгоманова. Серія 5. Педагогічні науки: реалії та перспективи. – Випуск 13. Зб. наук. праць / За ред. проф. М.С. Корця, проф. П.В. Дмитренка. – К.: Вид.- во НПУ імені М.П. Драгоманова, 2008. – С. 110 – 113.
9. Коменский Я.А. Дидактические принципы. – М.: Учпедгиз, 1940. – С. 14.
 10. Кларин М.В. Инновации в мировой педагогике: обучение на основе исследования, игры и дискуссии. (Анализ зарубежного опыта). – Рига: НПИ „Эксперимент”, 1998. – 180 с.
 11. Козловська І.М., Кміт Я.М. Дидактичне дослідження на експериментальному майданчику: Методологічні рекомендації. – Львів, 2001. – 68 с.
 12. Майборода В.К. Вища педагогічна освіта в Україні: історія, досвід, уроки (1917 – 1985р.р.) / За ред. Лугового В.І. – К.: Либідь, 1992. – 195 с.
 13. Митяева А.М. Содержание многоуровневого высшего образования в условиях реализации компетентностной модели // Педагогика. 2008. № 8.
 14. Ничкало Н.Г. Методологічні проблеми безперервної професійної освіти // Психолого-педагогічні проблеми професійної освіти: Наук.- метод. зб. – К.: 1994. – 180 с.
 15. Педагогічні технології у неперервній освіті: Монографія (Сисоєва С.О., Алексюк М.А., Воловик П.М., Кульчицька О.І. та ін.) за ред. С.О. Сисоєвої. – К.: Випол, 2001. – 502 с.
 16. Неперервна професійна освіта: проблеми, пошуки, перспективи: Монографія / За ред. І.А. Зязюна. – К.: Вид. „Випол”, 2000 – 636 с.
 17. Сисоєва С. Освітні технології: методичний аспект // Професійна освіта: педагогіка і технологія. - Київ – Ченстохова, 2000. – С. 351-365.
 18. Юцявичене П.А. Теория и практика модульного обучения. – Каунас: Шиеса, 1989. – 272 с.
 19. Postlethwait S. N. Time for Microcoursees? // The Library College Journal. – 1969. – Vol. 2. № 2.
 20. Russel J.D. Modular Instruction // A. Guide to the Desing, Selection Utilization and Evaluation of modular Materials. Minneapolis, Minnesota: Burgess Publishing Company. 1974. – P. 5.

МОДУЛЬНО-КОМПЕТЕНТНОСТНЫЙ ПОДХОД К ОБУЧЕНИЮ СТУДЕНТОВ В ВЫСШЕЙ ШКОЛЕ.

Аннотация. В статье исследуются дидактические аспекты формирования модульно-компетентностного подхода к обучению студентов в высшей школе в контексте инновационной педагогической деятельности. Анализируются актуальные вопросы инновационной педагогической деятельности, компетентностного подхода к обучению студентов и специфические особенности модульного обучения. Выделяются дидактические условия модульно-компетентностного подхода к процессу обучения студентов, обуславливающие обеспечение качества профессиональной подготовки будущих специалистов.

Ключевые слова: инновационная педагогическая деятельность, будущие специалисты, модульное обучение, модульно-компетентностный подход, профессиональная компетентность.

**MODULAR-COMPETENT ATTITUDE TOWARDS STUDENTS' STUDYING
AT HIGH SCHOOL**

Summary. In this article didactic methods of modular-competent attitude towards students' studying at high school in context of innovative pedagogical activity are being researched. Topical questions of innovative pedagogical activity, competent attitude towards students' studying and specific peculiarities of modular studying are being analyzed. Didactic conditions of modular-competent attitude towards students' studying, coursing maintenance of quality of ensuing specialists' professional background in high school are being defined.

Key words: innovative pedagogical activity, ensuing specialists, modular studying, modular-competent attitude, professional competent.

МЕСТО ИНЖЕНЕРА – ПЕДАГОГА В СОВРЕМЕННОМ МИРЕ.

Alevtina Kiktenko

Mykolayiv State Agrarian University
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

Аннотация. В статье предложен анализ специфики требований к деятельности в области "Человек–техника" и в области "Человек–человек", к которым причастна деятельность инженера-педагога. Автор рассматривает вопросы подготовки квалифицированных рабочих, особую роль инженеров – педагогов в решении этой государственной задачи на уровне современных требований.

Ключевые слова: инженер-педагог, квалифицированный работник, техника, технология, области деятельности "Человек-техника", "Человек-человек", система подготовки.

Вступление.

Трудно переоценить роль умелых, изобретательных, квалифицированных рабочих в формировании материальной и материально-технической базы любого государства, в развитии технического и технологического прогресса. По-сууществу, вся современная техника, инструментарий, технологии, станочный парк, созданы их руками. То же можно сказать об автомобильном, авиационном, железнодорожном и водном транспорте. Именно квалифицированные рабочие воплощают в жизнь сложнейшие научные проекты, материализуют идеи освоения космоса, выполняют сложнейшие заказы по разнообразным строительным сооружениям (промышленным, спортивным, бытовым, жилищным) Строки песни: «Руки рабочих, выдаете движенье планете»...звучат актуально на протяжении всей истории человечества.

Поэтому так важна роль людей, профессия которых посвящена подготовке этих квалифицированных рабочих для всех областей производственной и сельскохозяйственной деятельности.

Квалифицированный работник в каждой отрасли является, в определенном смысле, полномочным представителем, посланником времени, в котором осуществляется его трудовая деятельность.

Анализ вопроса позволяет утверждать, что подготовка квалифицированных рабочих является одной из сложнейших проблем во всем мире. Об этом говорят следующие факты:

- объявления о приглашениях на работу людей, профессии которых связаны с техникой, на сайтах internet;
- высокие заработки квалифицированных строителей, электриков, слесарей, фрезеровщиков, сварщиков, монтажников, сантехников, специалистов по работе на станках с числовым управлением, создателей робототехники при трудоустройстве в зарубежных странах;
- информация отечественных бирж по трудоустройству квалифицированных рабочих и специалистов даже в условиях безработицы.

Обращают на себя внимание и выступления руководителей государств о девальвации труда рабочих, о безопасности их труда на рабочих местах, о том, что вакансии по рабочим профессиям составляют около более 65 %.

Неоднократно подчеркивается необходимость значительного улучшения качества подготовки квалифицированных рабочих в специальных учебных заведениях.

Руководителям системы высшего образования рекомендовано открывать новые направления профессиональной подготовки, связанные с конструктивной, творческой деятельностью в области создания и освоения техники третьего тысячелетия и развития инновационных технологий и, при этом, вдумчиво и ответственно осваивать капиталовложения, выделяемые государством.

Н. Ничкало сформулировала такие сложные проблемы развития трудовых ресурсов потенциала Украины как его количественный прирост и качественные изменения, рациональное использование, упорядочение процесса подготовки и механизм перераспределения в соответствии с требованиями рынка труда.

Тысячи квалифицированных рабочих старших поколений прошли школу ученичества, профессиональной подготовки в ПТУ, и техникумах, на курсах подготовки и повышения квалификации при промышленных предприятиях, под руководством талантливых мастеров. Их профессиональный опыт частично используется и в подготовке молодых рабочих. Однако, современный уровень научно-технического прогресса отмечен внедрением более совершенной техники, наукоемких технических комплексов и систем. Это обуславливает необходимость соответствующей переподготовки работающих квалифицированных специалистов и подготовки новой генерации рабочих на более современной технико-технологической базе.

Развитие техники, производственной деятельности, наукоемких технологий предъявляет очень высокие требования к квалифицированному труду. Они отличаются большой содержательностью и многоплановостью, ответственностью и обращенностью к различным психофизиологическим возможностям человека.

Особую актуальность приобрела деятельность таких специалистов, которые бы владели не только техническими знаниями и пониманием психических особенностей их освоения, но и тонкими умениями вызвать к ним интерес учащихся, сделать эти знания и умения базой для их качественной профессиональной подготовки к получению продукции, которая может выдерживать конкуренцию на мировом рынке.

Для решения таких задач необходима высокая психолого-педагогическая компетентность, прежде всего, тех, кто занимается профессиональной подготовкой будущих квалифицированных рабочих. В последней четверти прошлого века начали формироваться специалисты, отвечающие этим требованиям.

«Инженер-педагог» - это специальность, которая начала складываться и развиваться в связи с необходимостью всесторонне компетентной, ответственной, многоплановой подготовки квалифицированных рабочих и специалистов в условиях нашего времени. Ее необходимо ориентировать не только на настоящее, но и на творческий подход к использованию и совершенствованию техники и технологий, обеспечивающих содержательно – инновационные подходы для их прогрессивного развития.

Уникальность деятельности инженера-педагога обусловлена, прежде всего, ее причастностью к двум из пяти направлений (по классификации профессий, предложенной Е.А.Климовым). С одной стороны эта профессия принадлежит классу «Человек-техника», а с другой – классу «Человек-человек», деятельность в каждом из которых имеет свою специфику и особенности.

Труд людей и проблемы их адаптации к профессиям системы «Человек-техника» послужили серьезной причиной признания необходимости профессионального отбора. В начале XX в. исследования психологов, изучавших трудовую деятельность, позволили установить, что не все люди способны эффективно выполнять определенный круг профессиональных задач на производстве и транспорте. В 1950-1960-х гг. «человеческий

фактор» был выделен как основная причина надежности функционирования технических систем.

По оценкам зарубежных экспертов, после введения предварительного тестирования людей брак на производстве снижается на 25-40%, аварийность в промышленности и на транспорте — на 40-70%, надежность систем управления повышается на 20-25%; затраты на подготовку специалистов уменьшаются на 30-40%.

Задачи психологического отбора в профессиях типа «Человек-техника» успешно решаются при использовании сравнительно простых алгоритмов.

Разнообразие трудовых функций инженера и квалифицированного рабочего, при опосредующей роли техники, отражается в широком диапазоне требований к их личностным качествам. Для профессий типа «Человек-техника» критериями выступают такие профессионально важные качества как интеллект, ответственность и осмотрительность, самоконтроль эмоций и поведения.

Требования к специалистам по работе с техникой предусматривают наличие у них развитого мышления, внимания, способностей использовать все виды памяти, ответственности, творческой активности, интереса к работе с техникой. Конечно, труд работников здесь направлен не только на технику, но все же ведущий предмет профессионального внимания – область технических объектов и их свойств. При обработке, преобразовании, перемещении или оценке технических объектов от работника требуются точность и определенность действий. Поскольку технические объекты практически всегда создаются самим человеком, в мире техники имеются особенно широкие возможности для новаторства, выдумки, технического творчества.

Простые алгоритмы отбора, эффективные в системах «Человек-техника», намного усложняются в профессиях, связанных с активным межличностным общением и взаимодействием субъектов в системе «Человек-человек». Даже «незначительная» специфика рабочего места, особенности окружающей среды, социально-психологический климат в коллективе могут вносить серьезные коррективы в требуемые ПВК (профессионально важные качества) субъектов деятельности.

Мир профессий типа «Человек-человек» отличается многогранностью и сложностью.

В профессиях типа «Человек-человек» ощутимо воздействие факторов внешней среды, таких как социально-экономическая политика государства в определенные периоды, различные социально-психологические феномены общественной жизни.

Для успешного труда в профессиях «Человек-человек» нужно научиться устанавливать и поддерживать контакты с людьми, понимать людей, разбираться в их особенностях, а также обладать знаниями в соответствующей области производства, науки или искусства.

Профессионально важными качествами в профессиях данного класса являются: устойчивое хорошее настроение в процессе работы с людьми, потребность в общении, способность понимать намерения, помыслы и настроения людей, умение быстро разбираться в их взаимоотношениях, умение находить общий язык с разными людьми.

Поскольку основной этап подготовки к профессиональному труду относится к подростковому или юношескому возрасту, а обретение надлежащей квалификации – к последующим периодам, то для инженера-педагога, помимо названных качеств, необходима психолого-педагогическая компетентность, призванная в данном случае учитывать возрастные и индивидуальные особенности учащихся..

Современный квалифицированный рабочий должен не просто владеть необходимыми профессиональными умениями и знаниями, но и особой психологической гибкостью в их совершенствовании в соответствии с развитием автоматизации и внедрения высоких технологий

Современную эпоху в развитии человечества иногда называют «информационным обществом», «обществом знаний» ввиду той роли, которую в ней играют знания и информация.

Во время профессиональной подготовки квалифицированных рабочих инженеру-педагогу следует ориентироваться на то, что:

1. жизнь человека в современном информационном обществе требует совершенствования и его самого, в частности развития его творческого потенциала в условиях трудовой деятельности;
2. уменьшение физических нагрузок в труде человека третьего тысячелетия открывает для него широкие перспективы умственного развития и разумного использования собственных интеллектуальных возможностей для новых открытий на трудовом поприще, для получения более весомых результатов труда за счет его совершенствования, рационализации и повышения производительности;
3. дальнейшее развитие трудовой деятельности людей обращено, прежде всего, к осознанному отношению человека к своему труду, к оптимальному, бережному и умному использованию собственного психического потенциала, его развитию и обогащению.

Информационное развитие мира приносит в жизнедеятельность человека и общества множество принципиальных, глубоких, взаимосвязанных изменений.

Появление новейшей техники и технологий, компьютеризация и информатизация транспорта, производственной деятельности и сельскохозяйственного труда расширили горизонты ожиданий человека в облегчении трудовых процессов. Но в этих новых условиях человеку приходится приспосабливаться к новым скоростям, к быстрдействию технических устройств и приспособлений, к объемам и глубинам технических идей (порой свернутых), заложенных в новых машинах, механизмах и средствах коммуникаций.

Прогресс в механизации и автоматизации труда человека, казалось бы, должен был облегчить и упростить его деятельность. Однако данные психологов, медиков, физиологов, эргономистов свидетельствуют чаще о том, что развитие техники привело к изменению лишь некоторых характеристик содержания и форм труда. Социологами, специалистами по труду, психологами (по данным Е.А.Климова, Н.С.Пряжникова, О.Г.Носковой) установлено следующее : резко увеличилось количество объектов (процессов, параметров), которые человек должен контролировать, и нередко одновременно;

- значительно расширился диапазон скоростей управляемых процессов, это управление зачастую протекает в жестко заданных временных интервалах;
- человеку часто приходится работать в самых разнообразных условиях (при измененном давлении, влажности, температуре, вибрациях, при воздействии шума, перегрузок, действии сильных электромагнитных полей и т. д.);
- человек в современном производственном процессе не всегда имеет возможности непосредственно наблюдать за ходом технологических процессов, которыми он управляет;
- специалисты все чаще управляют техникой со сложными динамическими характеристиками — инерционностью, колебательностью, нелинейностями, стохастичностью, запаздыванием и др.;
- в соответствии с производственной необходимостью человеку приходится работать в довольно жестких условиях (временных, нормативных требований к количеству и качеству продукции).

Научными исследованиями установлено, что за последнее столетие изменения средств труда привели к изменениям в характере типичной рабочей нагрузки, к психологической усталости и физиологическому утомлению человека. Внедрение

механизации способствовало смещению рабочей нагрузки с мышечной системы на сенсомоторную, а внедрение автоматики привело к доминированию когнитивных и эмоциональных функций по сравнению с сенсомоторными.

Основой изменения содержания труда человека и сопряженных с ним психологических феноменов (стресс и др.) ученые считают социально-психологические условия жизнедеятельности людей.

В конце XX в. и в начале XXI в. информационные и компьютерные технологии применяются на большинстве рабочих мест. От субъекта труда они требуют активности, соответствующей не его биологическим ритмам, а, образно говоря, скорости процессора ПЭВМ, быстрдействию компьютерных программ, необходимости принимать в течение рабочего дня множество решений, за которые он несет материальную и иную ответственность. Как показывает трудовая практика, появление и быстрое распространение компьютерной техники наряду с множеством надежд породило и значительные иллюзии относительно вселия ЭВМ.

Все перечисленное представляет важнейшие ориентиры для инженера-педагога в подготовке квалифицированных рабочих и специалистов. Помимо этого ему следует учитывать, что каждому человеку (в данном случае – учащемуся ПТУ) необходимо понимание смысла собственного труда для реализации возможностей своего личностного развития, в том числе и в профессиональной деятельности.

Чтобы инженер-педагог смог осуществлять свое предназначение в профессиональной подготовке квалифицированных рабочих для их успешного труда в области техники и производственной деятельности в современном мире, ему необходимо знать, что интенсивное развитие и усложнение техники зачастую приводит к «конфликту» человека и техники, к повышению травматизма и аварийности на производстве, к развитию депрессий у работников.

В истории развития общества постоянно менялись условия человеческого труда. Внимание специалистов по психологии труда в XX веке потребовали такие понятия как «гибкий рабочий график», «частичная занятость», «смежные профессии», «вариативность условий рабочего места».

Подготовка к профессиональному труду в области техники требует наличия систематических знаний в области математики, физики, химии.

Особую роль играют способности и умения применять их на практике, волевые качества, необходимое трудолюбие и настойчивость, творческое отношение к технике.

Инженер – педагог должен быть профессионально подготовлен к пониманию того, что процесс жизнедеятельности человека зависит от его психики, которая является активным началом его отношений с объектами предметной и социальной среды. Важнейшими же психическими регуляторами активности человека являются его интересы, идеалы, способности, идейные убеждения, потребности, одним словом, – направленность личности.

Её инициатива и активность становятся определяющими и основными для организации и совершенствования собственного труда, для обретения человеком желаемой квалификации. Именно он сам является субъектом своего труда и всех других форм собственной жизнедеятельности.

Каждого учащегося ПТУ инженеру-педагогу необходимо рассматривать как субъекта своей учебной, а в будущем – профессиональной деятельности. При этом важно понимать, что, даже претендуя на самостоятельность во всех ее проявлениях, многие учащиеся не имеют представления о субъектности своих действий.

В развитии человека как субъекта труда важнейшую роль играет формирование его трудовой и профессиональной направленности, системы устойчивых личностных качеств.

Инженеру-педагогу в работе с учащимися ПТУ необходимо учитывать, что каждый из них является саморегулирующейся системой, что формирование их направленности глубочайшим образом связано с усвоением знаний, умений, навыков, убеждений, относящихся к области труда.

Работа инженера-педагога с учащимися ПТУ посвящена решению, в процессе их профессиональной подготовки, триединой задачи: обучению, воспитанию и формированию квалифицированных рабочих. Как показывает опыт таких учебных заведений, все названные составляющие требуют компетентной и разносторонней подготовленности и пристального внимания самих педагогов, их готовности к адресному использованию адекватных технологий профессиональной деятельности.

Чтобы качественно готовить квалифицированных рабочих, инженеру – педагогу полезно знать, как у его учащихся возникли и формировались их профессиональные намерения, внимательно анализировать особенности профессиональной пригодности своих воспитанников, рассматривать ее с позиции актуальных требований профессии.

В процессе обучения в ПТУ инженер-педагог становится не просто одним из близких людей для учащегося, но и человеком, который способен компетентно помогать ему в чрезвычайно важной деятельности – профессиональной подготовке, которая направлена на формирование его как квалифицированного работника.

Инженер–педагогу следует рассматривать процесс обучения воспитанников с позиции того, что качество труда человека определяются им самим как субъектом труда, и оценивать формирование квалифицированных рабочих ориентируясь на содержания их будущего профессионализма.

Мы считаем, что современный инженер-педагог может успешно использовать в своей педагогической практике следующие стратегии (разработаны А.К.Марковой)

- стратегия развития и доразвития нужных психологических качеств, доведение их до желательного уровня;
- стратегия жесткого формирования, обучения четкому составу трудовых действий в строго определенном порядке;
- стратегия мягкого формирования личности учащегося в процессе его обучения широкому спектру трудовых действий с возможностью их варьирования и индивидуализации;
- стратегия коррекции – перестраивания неправильно сложившихся трудовых умений и качеств будущего специалиста.

С.Я.Батышевым был поставлен вопрос о необходимости группировки учебных профессий с целью совершенствования подготовки квалифицированных рабочих.

В основу классификации учебных профессий были положены следующие принципы:

- систематизация перечня профессий в соответствии с крупными отраслевыми комплексами;
- формирование профессий на основе общности технико- технологических параметров или трудовых функций;
- введение характеристики сложности профессий.

Формирование содержания и состава учебных профессий основывается на учете трех факторов: технико-технологического, политехнического и личностного.

Инженерам-педагогам необходимо понимать, что характерной чертой современного этапа научно-технического прогресса является кардинальное обновление техники и технологии производства. Внедрение гибких автоматизированных производств, компьютерных и информационных технологий, новых организационных форм труда существенно меняет комплекс требований к современному специалисту и

квалифицированному рабочему, остро ощущается необходимость универсализации его профессиональных функций.

Работа с учащимися ПТУ должна ориентироваться на то, что научно-технический прогресс сопровождается интеграцией различных видов деятельности, поэтому в условиях современного производства особенно востребованными являются работники широкого профессионального профиля.

Более широким, по сравнению с понятием «техника», является понятие «технология», которое интегрирует достижения теории и практики, являющиеся определяющим фактором общественного прогресса. В подготовке квалифицированных рабочих наиболее перспективными могут стать: - информационные, экологические экономические, производственные и социальные технологии.

Инженеру-педагогу следует учитывать, что перечисленные виды технологий могут стать основой для формирования групп учебных профессий, некоторой модификации уже известных. Проектирование же учебных профессий могло бы ориентироваться на следующие принципы:

1. взаимосвязи педагогических технологий и современных производственных технологий;
2. профессионального самоопределения личности;
3. прогностического отражения содержания профессий;
4. интеграции личностно ориентированных технологий обучения и производственных технологий в профессиональные профили.

Таким образом, профессиональная деятельность современного инженера-педагога, призванная к решению задач качественной, современной подготовки квалифицированных рабочих, представляет одно из важнейших направлений обеспечения процветания, развития и безопасности государства.

Література:

1. Активізація людського чинника і ефективність праці / Д.П. Богиня, А.С. Пивовар, В.Н. Шамоті та ін. – К.: Наук. думка, 1990.
2. Баклицький І. О. Психологія праці : підручник – 2-ге вид., перероб. і доп. / І. О. Баклицький – К. : Знання, 2008.
3. Батышев С.Я. Реформа профессиональной школы: опыт, поиск, задачи пути реализации / С. Я. Батышев – М., 1987.
4. Блейхер В. М. Психологічна діагностика інтелекту і особи Блейхер В. М., Бурлачук Л. Ф. – К. : Вища школа, 1978.
5. Бодров В. А. Психология профессиональной пригодности : учебное пособие для вузов / В. А. Бодров – М., 2004
6. Бурлачук Л.Ф. Психодіагностика (психодіагностичний інструментарій і його використання в умовах соціальних служб) / Бурлачук Л. Ф., Савченко К. П. – К. : А.Л.Д., 1995.
7. Голиков Ю. Я. Психология автоматизации управления техникой / Ю. Я. Голиков – М., 1996.
8. Головаха Е.І. Життєва перспектива і професійне самовизначення молоді / Е.І. Головаха – Київ, 1988.
9. Дюк В.А. Компьютерная психодіагностика / В.А Дюк – СПб.: Братство, 1994.
10. Зеер Э.Ф. Личностно ориентированное профессиональное образование / Э.Ф. Зеер – Екатеринбург, 1998
11. Зеер Е.Ф. Психология профессий.–2-е изд./ Е. Ф. Зеер – Екатеринбург, 1999.

12. Иванова Е.М. Психотехнология изучения человека в трудовой деятельности./ Е. М. Иванова — М. : МГУ, 1992.
13. Климов Е. А.Развивающийся человек в мире профессий / Е. А. Климов – Обнинск, 1993.
14. Конопкин О. А. Психологические механизмы регуляции деятельности / О. А. Конопкин – М.,1980.
15. Кулагин Б.В.Основы профессиональной психодиагностики / Б.В. Кулагин – М. : Медицина, 1984.
16. Лукашевич Н.П. Психология труда: учебное пособие. – изд.– 2-е,доп.и перераб / Н. П. Лукашевич, И. О. Сингаевская, Е. И. Бондарчук .– К. : МАУП, 2004.
17. Маркова А.К.Психология профессионализма / А.К. Маркова – М, 1996.
18. Ничкало Н. Чи потрібен державі молодий робітник? // Професійно-технічна освіта 2009, № 2 – С.3-4
19. Носкова О. Г. Психология профессий / О. Г Носкова – М., 2004.
20. Сверчкова Р. Т. На что жалуетесь, машина? / Р. Т. Сверчкова – М., 1985.

TEACHER ENGINEER'S PLACE IN THE MODERN WORLD.

Summary. In this paper the analysis of the specific requirements for the operation of "Human-Technology," and in "Man-man" to whom причасна engineering activities of the teacher. The author examines the training of skilled Baby, the special role of engineers - teachers in addressing the problem of state-to-date.

Key words: engineer-teacher, skilled workers, machinery, technology, operational area, "Man-Technology", "Man-man" system of training.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АГРАРНОГО СЕКТОРА ЕКОНОМІКИ ПОНОВЛЮВАЛЬНИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ РЕСУРСАМИ

Valery Havrysh

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: valerahavrysh@rambler.ru

Анотація. Висвітлено загальносвітові тенденції розвитку суспільства та використання енергетичних ресурсів. Показано напрямки розвитку енергетичної складової аграрного сектора економіки країни з урахуванням використання наявних ресурсів біомаси..

Ключові слова: біопаливо, альтернативні енергетичні ресурси, сільськогосподарське виробництво, ефективність.

ВСТУП

Аграрний сектор України формує до 20 % валового внутрішнього продукту. Сучасний етап розвитку сільськогосподарського виробництва має деякі особливості, які визначають стан забезпечення населення продовольчими товарами та промисловість сировиною, впливають на ефективне функціонування галузі зокрема та національного господарства в цілому. До них можна віднести наступне:

- розвиток світової економіки обмежується покладами викопних енергетичних ресурсів та стрімким зростанням їх цін;
- інтенсифікація сільськогосподарського виробництв, що призведе до зростання обсягів використання паливно-енергетичних ресурсів;
- збільшення питомого використання енергетичних ресурсів, що веде до зростання енергоємності продукції.

Вичерпність викопних енергетичних ресурсів є однією з головних загроз сучасної цивілізації. Тому сьогодні гостро постає задача ефективного використання традиційних паливно-енергетичних ресурсів, впровадження енергозощаджуючих технологій, зниження енергоємності продукції аграрного сектора економіки та використання альтернативних видів енергетичних ресурсів, у тому числі і поновлювальних. Актуальність питання потребує розробки концептуальних положень розвитку енергетичної складової агропромислового виробництва.

Дана стаття присвячена виявленню основних тенденцій та розробленню концептуальних положень формування інноваційно-інвестиційних напрямків забезпечення поновлювальними енергетичними ресурсами агропромислового виробництва.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

Відомі вчені по різному трактують сутність та особливості історичного розвитку суспільства, у тому числі і у контексті енергетичної складової.

Найбільшого поширення набули формаційний та цивілізаційний підходи до розуміння періодизації процесу економічного розвитку людського суспільства. Формаційний підхід був розроблений К.Марксом та його послідовниками. Він передбачає, що розвиток суспільства відбувається як послідовна зміна одного способу виробництва іншим [Маркс К., Енгельс Ф. 1955].

На потребу глибоко наукового пізнання закономірностей розвитку суспільства світова наука розробила і широко використовує цивілізаційний підхід щодо пізнання історії розвитку людства. Сучасні дослідження розвитку суспільства включають сім цивілізацій [Бел Дж. 1999]. Останні з них це індустріальна (60-і роки XVII сторіччя – 50-і роки XX сторіччя) та постіндустріальна (з середини XX сторіччя).

Перехід від одного ступеня зрілості цивілізації до іншого відбувається завдяки глибинним якісним змінам у продуктивних силах суспільства, зростанню продуктивності праці. Ці зміни неможливі без збільшення використання енергетичних ресурсів.

Американський футуролог Е.Тоффлер назвав майбутній переворот «третьою хвилею». На його думку перша хвиля 10 тис. років тому породила аграрну цивілізацію, а друга стала джерелом індустріального суспільства [Тоффлер Е. 1999]. Третя хвиля несе з собою притаманній їй новий устрій життя, заснований, у тому числі, на різноманітних відтворювальних джерелах енергії.

Інший американський вчений Дж. Бел зауважує, що постіндустріальне суспільство – це новий принцип соціально-технологічної організації та новий спосіб життя, якій витісняє індустріальну систему. До характерних рис постіндустріального суспільства слід віднести і екологізацію технологічного прогресу, засвоєння та поширення принципово нових безвідходних технологій і поновлювальних джерел енергії, що дають можливість спочатку зменшити темпи зростання споживання природних ресурсів, а потім і максимально їх скоротити [Бел Дж. 1999]. Таким чином розвиток суспільства нерозривно пов'язано з джерелами енергетичних ресурсів.

Рівень споживання паливно-енергетичних ресурсів (у першу чергу моторних палив та мастил) аграрними формуваннями визначали лише з метою розрахунку їх потреби та при нормуванні їх витрат за видами робіт. Найбільш чітка їх класифікація і визначення наведені С.А.Іофіновим і Г.П.Лишком [Аничин Л.М., Дрошенко М.Г. ... 2001]. Згідно загальноприйнятій класифікації енерговитрати у сільському господарстві – це витрати енергії на виконання механізованих операцій (автомобілями, комбайнами та машинно-тракторними агрегатами). Окрім загальних енерговитрат, важливе значення мають витрати енергії на одиницю продукції (у грошовому або натуральному виразі) та на одиницю площі. Вони зазвичай використовуються для порівняльної оцінки різноманітних комплексів машин та технологій. На нашу думку, врахування особливостей технологій виробництва у наш час набуває особливо важливе значення.

Під енергоємністю сільськогосподарської продукції слід розуміти сумарні витрати енергетичних ресурсів на виробництв одиниці продукції. Повні витрати складаються з трьох основних складових: прямих, непрямих та інвестиційних (рис. 1). Розглянемо їх.

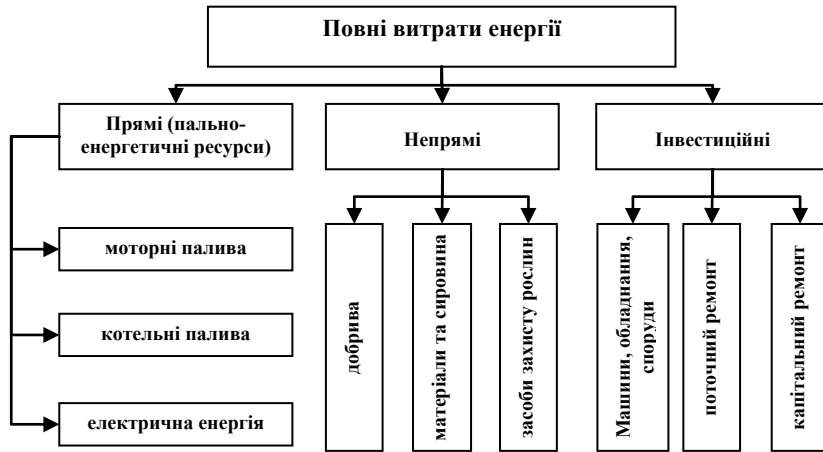


Рис. 1. Структура повних витрат енергії
Fig. 1. Structure of total energy consumption

Прямі витрати енергетичних ресурсів – це витрати пально-енергетичних ресурсів на здійснення всього виробничого циклу. До них слід віднести пально-мастильні матеріали (дизельне пальне, бензин, мастильні матеріали та газоподібні моторні палива), електричну енергію та котельне паливо (рідке, газоподібне або тверде).

Непрямі витрати енергетичних ресурсів це ті витрати, які були здійснені на виробництво добрив, засобів захисту рослин, сировини, матеріалів тощо. Особливо високу енергоємність мають азотні добрива, зокрема аміак.

При визначенні повної енергоємності продукції сільськогосподарського виробництва необхідно враховувати і інвестиційні витрати. Під ними слід розуміти витрати енергетичних ресурсів на виготовлення машин, обладнання та виробничі споруди. При цьому необхідно враховувати термін експлуатації основних засобів та витрати енергетичних ресурсів на виконання поточного та капітального ремонтів.

На нашу думку, енергетика аграрного сектора економіки повинна розвиватися у наступних напрямках:

- зменшення енергоємності продукції;
- збільшення використання викопних енергетичних ресурсів, поклади яких перевищують поклади нафти (природний газ, уран тощо);
- нарощування використання поновлювальних джерел енергії, у тому числі з біомаси.

Розглянемо основні етапи використання енергетичних ресурсів у сільському господарстві. Перший етап, це використання мускульної енергії людини та

використання твердих біопалив (сільськогосподарські відходи та дрова). Він співпадає переважно з епохою неоліту.

На другому етапі збільшується використання мускульної енергії тварин, що призвело до суттєвого підвищення продуктивності праці. Він закінчується лише наприкінці XIX сторіччя, тобто охоплює цілий ряд цивілізацій. У цей же час людина використовує енергію вітру та води для переробки продукції рослинництва. На даному етапі були спроби використання теплових двигунів для потреб сільського господарства, але вони не дали бажаного результату. Прикладом може слугувати гусеничний трактор, оснащений паровим двигуном, що був побудований Ф.Бліновим у 1888 році [Охмат П.К., Мельниченко В.І. 2009]. Теплові машини, що використовували як паливо вугілля та біомасу використовуються в переробних підприємствах.

Третій етап відрізняється широким використанням вуглеводневих палив, отриманих переважно з нафти. Це стало можливим завдяки відкриттю великих покладів нафти, її низької ціни та зручності у використанні з одного боку, та створення надійних двигунів внутрішнього згоряння з іншого. Цей етап супроводжується механізацією та індустріалізацією аграрного сектора економіки, які проходять декілька стадій.

Вчених розрізняють три стадії останнього етапу: механізації, хімізації та ресурсозаощадження [Перебийнос В.И., Малыш М.Н., Омаров М.М. 1996]. У різних країнах зазначені стадії відрізняються за часом проходження. Стадія ресурсозаощадження почалася у країнах ЄС, США, Японії та деяких інших після першої нафтової кризи у 70-х роках XX сторіччя, а в пострадянських країнах у 90-х роках XX сторіччя. На нашу думку слід додати наступну стадію – пошук та використання поновлювальних джерел енергії. Це стає загальносвітовою тенденцією.

Економіка України в цілому та АПК зокрема використовують наступні види паливно-енергетичних ресурсів: моторні палива (переважно бензин та дизельне паливо); котельне паливо (мазут, природний газ, вугілля тощо); електрична енергія. Згідно статистичних даних національне господарство щорічно використовує приблизно 210 млн т у.п., а сільськогосподарське виробництво – 5,5 млн т у.п., що становить 2,6 % від загальнодержавного рівня. У структурі споживання енергетичних ресурсів аграрних товаровиробників переважає моторне паливо (74 %). Розглянемо можливість заміщення їх альтернативними джерелами енергії. Аналіз будемо проводити для України та розвинених країн світу для визначення основних тенденцій.

Після здобуття Україною незалежності в її енергетиці спостерігається збільшення частки електричної енергії, що виробляється на атомних електричних станціях. Це пов'язане з тим, що вона сама дешева та запаси джерел ядерної енергії на порядок перевищують запаси органічного палива ($20,5 \cdot 10^{23}$ Дж проти $19,8 \cdot 10^{22}$ Дж) [Павлишин М., Чеховой М., Ясенецький В. 2009]. Серед викопних вуглеводнів лікуючу позицію займає природний газ, хоча обсяги його використання мають тенденцію до зменшення.

З кінця XX сторіччя спостерігається тенденція до прагнення зменшити використання вуглеводневих викопних палив за рахунок інтенсивного залучення

поновлювальних джерел енергії, у тому числі і біопалив. Таким чином спостерігається тенденція розвитку використання джерел енергії по спіралі, але на більш високому технологічному рівні. Якщо у стародавні часи біопаливо використовувалося у первинному виді (дрова чи сільськогосподарські відходи), то сьогодні його використовують переважно у більш зручному переробленому виді такому як паливні брикети, рідке або газоподібне біопаливо.

На думку деяких науковців, наприклад, Ю.Матвєєва, біомаса – це єдине джерело відновлювальної енергії, здатне замінити всі види викопного палива і є в достатній кількості у всіх точках планети [Матвєєв Ю. 2008]. Хоча на нашу думку це твердження дискусійне.

На сьогодні біомаса є четвертим по значенню паливом у світі та дає приблизно 2 млрд тон умовного палива на рік. Це становить 14 % загально світового використання енергетичних ресурсів. Біомаса становить помітну частку в енергетичному балансі економічно розвинутих країн, %; США – 4; Данія – 6; Канада – 7; Австрія – 14; Швеція – 16 [Бородіна О. 2008].

Слід відмітити, що рідкі біопалива не можуть замінити світлі нафтопродукти в економічно розвинутих країнах. Так, наприклад, США щорічно використовують майже 670 млн м³ бензинів та дизельного палива. За існуючої врожайності енергетичних культур всіх сільськогосподарських угідь цієї країни, а це майже 180 млн га, не вистачить для виробництва біопалив у еквівалентному обсязі (розрахункова потреба у площі орних земель під енергетичні культури становить 455 млн га) [Michael Briggs 2004].

В Україні загальний річний обсяг використання світлих нафтопродуктів становить приблизно 10...11 млн т. Для виробництва еквівалентного обсягу біопалива потрібно виділити приблизно 11 млн га, що становить майже 30% сільськогосподарських земель. Це можливо, але не припустимо.

Сільське господарство України може забезпечити власні потреби у моторному паливі за рахунок біоресурсів. Так аграрні товаровиробники України щорічно використовують майже 1,5 млн тонн дизельного палива та 0,8 млн тонн бензину. Для заміщення такого обсягу світлих нафтопродуктів за існуючого рівня врожайності енергетичних культур необхідно відведення під них приблизно 3 млн га, що становить приблизно 10% загальної площі сільськогосподарських угідь, що цілком припустимо.

Аналогічна ситуація і у деяких країнах світу та Європи. Так у ФРН за річної потреби сільськогосподарського виробництва у дизельному паливі 1,5 млн т, виробляється до 3 млн тонн біопалива для дизельних двигунів. Тут під ріпак відводиться до 1,7 млн га земель із загальної площі 12 млн га, що становить 14,2% [Чопенко В. 2008]. Таким чином самозабезпечення сільського господарства моторним паливом можливе.

Світовий досвід свідчить, що як правило, рідкі біопалива виробляються та використовуються лише за наявності державної підтримки. Існує декілька виключень, наприклад, Бразилія, де виробництво біоетанолу з тростини є економічно доцільним.

В Україні собівартість дизельного біопалива перевищує нафтове дизельне паливо. Використання без податкових преференцій рослинних олій як моторного

палива у дизельних двигунах теж не доцільне. Крім того, його використання потребує модернізації системи живлення мобільних енергетичних засобів.

Дещо інша ситуація з виробництва біоетанолу. Станом на 2010 рік, собівартість його виробництва з цукрового буряку дорівнює 5,7 грн/л [Безуглий М. 2010]. Вартість його енергії (279,9 грн/ГДж) перевищувала аналогічний показник для бензину А-95 (211,4 грн/ГДж). Позитивного економічного ефекту можна досягти якщо використовувати суміш біоетанолу та низько октанових бензинів для заміщення бензину марки А-98. Прикладом реалізації такого підходу може слугувати вітчизняне палива БІО-100 (містить приблизно 40 % біоетанолу). Використання найбільш поширеного у світі сумішевого палива Е85 (містить до 85% етанолу) можливе лише в адаптованих двигунах.

Для нарощування використання рідких біопалив доцільно використовувати економічне стимулювання. За оцінками автора застосування нульової ставки акцизного збору на сумішеві палива для дизельних двигунів забезпечує економічну привабливість за вмісту дизельного біопалива до 25...30%. Аналогічна ситуація і для суміші бензину та біоетанолу.

У світі більше одного мільярда людей регулярно недоїдає. Це факт вимусив у 2008 році Організацію об'єднаннях націй звернутися до країн світу з проханням призупинити виробництво біопалив з сільськогосподарських культур, що можуть бути використані на продовольчі цілі [Безуглий М. 2010]. Тому першочергову увагу слід приділяти розробці таких джерел біосировини для виробництва енергоносіїв, що будуть мінімально збільшувати дефіцит продовольчих культур. Таким чином перспективним напрямком є виробництво біопалив другого покоління, тобто з біосировини нехарчового призначення.

Серед альтернативних джерел енергії в Україні важливу роль можуть відігравати відходи аграрного виробництва. Так завдяки використанню лушпиння соняшнику для енергетичних потреб олійножирового комплексу, Україна щорічно економить майже 200 млн м³ природного газу [Слобода С. 2009] (в цінах середини 2010 року на суму приблизно USD46 млн).

Тверде біопаливо можна ефективно використовувати, якщо його ресурси розташовані на невеликих відстанях від об'єктів опалення та обсяги його ресурсів достатні для виробничих потреб. Тверде біопаливо може бути використано за покриття потреб котельних, що розташовані у сільській місцевості. Станом на 2010 рік використовували приблизно 0,9 млн т у.п.

Рослинні рештки можуть використовуватися не лише як тверде паливо, але і як сировина для отримання біоетанолу. Отримання рідкого палива з целюлози вважається перспективним з огляду на значні ресурси біосировини. Його широке використання стримується високою собівартістю.

У біоенергетиці помітне місце займає біогаз. Його виробництво може бути рентабельним та має значний потенціал в Україні. За оцінками науково-технічного центру «Біомаса», Агентства з відновлюваної енергетики, Української академії аграрних наук та автора для енергетичних потреб щорічно можна отримувати до 4 млрд м³ біогазу [Гелетука Г.Г. 2003, Матвеев Ю.Б. 2006].

Серед країн Європи найбільша кількість біогазових установок знаходиться у Німеччині (понад 500 одиниць). Вони дозволяють виробляти біогаз як з відходів

тваринництва, так і рослинної сировини. Він використовується для заміщення природного газу, моторного палива для когенераційних установок та мобільних енергетичних засобів.

В Україні теж експлуатуються декілька біогазових енергетичних установок. Досвід показує, що собівартість біогазу менша за ринкову вартість природного газу, хоча очікувані терміни окупності інвестицій доволі значні (до 8 років). Зазначені установки мають і екологічне значення з огляду на знезараження гною.

Значну роль у вирішенні енергетичної проблеми може відіграти водоростева енергетика. У водоростях приваблює їх висока врожайність – до 500 ц/га. Їм не потрібні орні землі, їх можна вирощувати та збирати у природних водоймах. Так розрахунки показують, що для того щоб задовольнити потреби США у моторних паливах потрібно лише 3,8 млн га водойм для вирощування водоростей [Michael Briggs 2004]. Роботи з цього напрямку ведуться у багатьох країнах світу. Так у Японії реалізується проект з виробництва біоетанолу з морських водоростей [Морские водоросли ... 2007].

Щодо України, то вона має значний потенціал у водоростевій енергетиці. За оцінками вітчизняних вчених у водоймах щорічно утворюється щонайменше 10 млн т водоростей, які відносяться у Чорне море, осідають на дно, мінералізуються та створюють величезні поклади, насичені метаном [Адаменко О., ... 2010]. Їх можна збирати та використовувати для енергетичних потреб.

Сьогодні відпрацьовуються промислові технології вирощування водоростей та їх переробки на палива. Так фірми Algo King та AEN (Нідерланди) виготовляють трубчасті фото реактори з продуктивністю до 100 т сухої речовини на добу [Адаменко О., ... 2010]. А в США компанія GreenFuel Technologies при науковій підтримки університетами штату Арізона, реалізує проект з вирощування водоростей з подальшою переробкою їх на дизельне біопаливо. Дане виробництво розташоване на площі 800 га та використовує вуглекислий газ теплової електричної станції Redhawk [Joel K.Bourne, Jr. Green Dreams 2007].

Зробимо оцінку енергетичного потенціалу поновлювальних джерел енергії, враховуючі лише біомасу. За дослідженнями Г.Гелетухи та З.Марценюка потенціал звалищного біогазу в Україні становить 1,35 млрд м³ [Гелетуха Г.Г., Марценюк З.А. 1999]. За різними оцінками щорічно можна використовувати для енергетичних потреб від 15 до 26 млн т відходів рослинництва [Безуглий М. 2010, Зінченко В.О. 2005]. Аграрний сектор економіки має значні перспективи у виробництві біогазу з відходів тваринництва. Потенційні ресурси лиш сільськогосподарських підприємств (де можна організувати рентабельне виробництво цього палива) сягає 2,67 млрд м³ на рік [Безуглий М. 2010]. Якщо ж буде реалізована Програма розвитку тваринництва цей показник може бути збільшено удвічі. Загалом енергетичний потенціал можна оцінити щонайменше у 25,23 млн т у.п. на рік (таблиця), що майже у п'ять разів перевищує потреби сільськогосподарського виробництва та становить майже 11% від загальної потреби держави в енергетичних ресурсах. Як бачимо, найбільший енергетичний потенціал мають відходи рослинництва (26,6%), водорості (23,2%) та енергетичні культури (20,2%).

Перспективи суттєвого зростання має виробництво біогазу з відходів тваринництва (до 5,3 млрд м³), рослинні рештки (до 40 млн т) та водорості. Таким чином аграрний сектор економіки має всі передумови для того, щоб перетворитися зі споживача у постачальника енергетичних ресурсів.

Якщо проаналізувати частку відновлювальних джерел енергії (ВДЕ) в загальному використанні енергії країнами світу, то можна визначити наступні закономірності. Перша, найбільшу частку ВДЕ в енергетичному балансі мають країни з малою щільністю населення (Ісландія – 70,7%; Норвегія – 40,1%; Нова Зеландія – 29,7%; Канада – 15,7%) [Клавдиенко В., Тарасов А. 2007]. Друга, у зазначених країнах переважну роль грає енергія води, вітру, геотермальних вод тощо. Третя, серед біосировини лікуючі позиції займають деревина, відходи переробки деревини та рослинництва.

Розглянемо можливості використання поновлювальних біопалив з урахуванням технічних можливостей та економічної доцільності. З урахуванням експлуатаційних особливостей та за умови застосування нульової ставки акцизного збору біопаливами можна замінити до 30 % нафтопродуктів рідкими. Біогаз може замінити до 70 % нафтопродуктів, що використовуються в дизельних двигунах та 100 % в двигунах з іскровим займанням. Тверде біопаливо у виді брикетів може з успіхом використовуватися у генерації теплової енергії. Загальна картина потенційних можливостей заміщення нафтопродуктів біопаливами представлена на рис. 2.

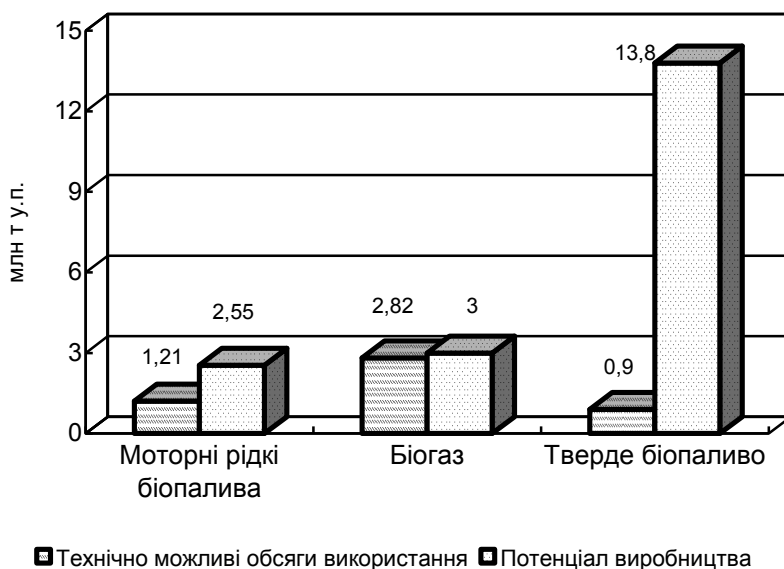


Рис. 2. Потенційні можливості заміщення нафтопродуктів біопаливами
Fig. 2. Feasibility of biofuel substitute for petroleum fuel

Як бачимо сільськогосподарське виробництво має всі можливості в самозабезпеченні енергетичними ресурсами.

Завданням аграрного сектору економіки є розвиток сировинної бази для виробництва біопалива. Створення галузі біоенергетики – це потужний чинник зміцнення сільського господарства. Це дозволить збільшити потік інвестицій та сприятиме вдосконаленню інфраструктури.

ВИСНОВКИ

Аграрний сектор економіки України має значний потенціал для виробництва біопалив. Тому можливим та доцільним є створення біоенергетичної галузі. Її розвиток потребує впровадження дієвої законодавчої бази з важелями як адміністративного впливу (досягнення індикативної частки альтернативних палив у загальному обсязі енергетичних ресурсів, екологічного регулювання), так й економічного стимулювання та бюджетної підтримки.

На сучасному етапі економічно доцільним інвестиційним напрямом може бути виробництво та використання сумішевих біопалив (за умови застосування економічного стимулювання) і біогазу з відходів тваринництва. Перспективним інноваційним напрямом є виробництво біопалив з біосировини нехарчового призначення.

Реалізація енергетичного потенціалу дозволить аграрному сектору економіки не лише у повній мірі відповідати вимогам постіндустріального суспільства, але і зробити вагомий внесок в енергетичну безпеку країни.

ЛІТЕРАТУРА

1. Маркс К., Энгельс Ф. 1955: Сочинения: в 30 т. М. : Госполитиздат. Том 4, 615 с.
2. Бел Дж. 1999: Грядущее постиндустриальное общество: опыт социального прогнозирования. М. : Academia, 246 с.
3. Тоффлер Э. 1999: Третья волна. М. : АСТ, 386 с.
4. Охмат П.К., Мельниченко В.І. 2009: Основи теорії та розрахунку трактора і автомобіля. Дніпропетровськ : ТОВ «Енем», 320 с.
5. Перебийнос В.И., Малыш М.Н., Омаров М.М. 1996: Энергоемкость сельскохозяйственного производства: методологические и организационно-экономические аспекты. Новгород : АО «Типография «Новгород», 232 с.
6. Павлишин М., Чеховой М., Ясенецький В. 2009: Комбіновані енергетичні системи з нетрадиційними джерелами енергії. Техніка і технології АПК. №1, С.10-13.
7. Michael Briggs 2004: Widescale Biodiesel Production from Algae. Energy Bulletin. University of New Hampshire (US) Biodiesel Group. October 3.
8. Чопенко В. 2008: Під капотом б'є копитом ... біодизель. Селянська правда. №93, С.5.
9. Морские водоросли в качестве биологического топлива. 25 марта 2007 г. www.hyzone.info.
10. Адаменко О., Голодний І., Даценко М., Тарнавський С. 2010: Водоростева енергетика. Техніка і технологія АПК. №4(7), С.23-26.
11. Joel K.Bourne, Jr. Green Dreams 2007: National Geographic. October, P.38-59.
12. Безуглий М. 2010: Енергоносіям з біосировини – науковий підхід. Аграрний тиждень. №16, – С.10; №18, С.9; №19, С.9-10.
13. Слобода С. 2009: Олійні можливості. Аграрний тиждень. №41, С.13.

14. Клавдиенко В., Тарасов А. 2007: Нетрадиционная энергетика в странах ЕС: экономическое стимулирование развития. Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы». №6, С.8-11.
15. Гелетуха Г.Г. 2003: Энергозабезпечення України: погляд у 2050 рік. Зелена енергетика. №4, С.7-10.
16. Матвеев Ю.Б. 2006: Перспективи впровадження системи видобутку та утилізації звалищного газу на українських полігонах ТПВ. II міжнародна конференція «Енергія з біомаси». – 18-20 вересня 2006 р., м.Київ.
17. Гелетуха Г.Г., Марценюк З.А. 1999: Обзор технологий добычи и использования биогаза на свалках и полигонах твердых бытовых отходов и перспективы их развития в Украине. Экотехнологии и ресурсосбережение. №4, С.6-14.
18. Зінченко В.О. 2005: Біомаса як альтернативно джерело енергії. Екологічний вісник. №13, С.24-25.
19. Аничин Л.М., Дрошенко М.Г., Лебідь М.Т., Філатов В.П. 2001: Розподіл матеріальних ресурсів як факторів підвищення ефективності їх використання. Вісник ХДАУ. №5, С.122-130.
20. Бородина О. 2008: Відновлювальна енергетика – перспективи для сільського господарства України. Пропозиція. №10.
21. Матвеев Ю. 2008: Біомаса: сучасні перспективи найдавнішого палива. Зелена енергетика. №2(20), С.22.

PROSPECT OF RENEWABLE ENERGY RESOURCE SUPPLY OF AGRICULTURE

V.I. Havrysh

Summary. The worldwide tendencies of society development and energy resource application have been examined. Direction of energy development of agricultural sector of country economics with taking into account biomass resources have been shown.

Key words: biofuel, alternative energy resources, agriculture, efficiency.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПАРЫ ТРЕНИЯ СТАЛЬНОЙ ВАЛ И БРОНЗОВЫЙ ВКЛАДЫШ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ОБКАТЫВАНИЯ РОЛИКАМИ

Boris Butakov, Vitaliy Artyukh

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Vitaliy55555555@rambler.ru

Аннотация. Исследования распределения микротвёрдости по глубине показали, что после обкатывания вала роликом с помощью устройства со стабилизацией усилия обкатывания, создаётся достаточно однородный по структуре и свойствам поверхностный слой, который обеспечивает заданное качество материала в течение всего ресурса работы детали. После проведения испытаний на износ у вкладышей, работающих в паре с обкатанными образцами, наблюдается большая износостойкость по сравнению со шлифованными.

Ключевые слова: ролик, усилие, смятие, твердость, шероховатость

ВСТУПЛЕНИЕ

Для упрочнения поверхностного слоя металлических деталей ответственного назначения находит применение поверхностное пластическое деформирование (ППД) обкатыванием роликами или чеканкой бойками. Для улучшения внешнего товарного вида и повышения износостойкости поверхностного слоя применяется чистовое ППД, а с целью повышения износостойкости деталей – упрочняющая обработка [1 - 4].

Современная техника для упрочнения поверхностных слоев, которые в большинстве случаев определяют служебные характеристики деталей машин, включает целый ряд методов: химико-термическую обработку, закалку ТВЧ, лазерную обработку и т. д. Для массового производства широкое применение для упрочнения поверхностных слоев деталей машин нашло обкатывание роликом [5 - 7].

При осуществлении технологического процесса обкатывания наиболее широко применяются сферические или торообразные ролики и при больших углах вдавливания ролика в направлении его подачи на обкатанной поверхности детали появляется волнистость с шагом, отличным от величины подачи [8 - 10].

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Основной причиной появления волнистости многие исследователи считают наличие торцевого биения ролика, приводящего к переменной подаче обкатывания [11, 12].

Для предотвращения появления волнистости при чистовом обкатывании рекомендуют принимать угол вдавливания значением $2 - 3^{\circ}$ (что, однако, ограничивает шероховатость обкатанной поверхности величиной $40 < R_z < 80$ мкм, а для уменьшения волнистости – использовать ролики с точным рабочим профилем и чаще их перешлифовывать. При упрочняющем обкатывании тонкий поверхностный слой для исключения волнистости поверхности сошлифовывают или стачивают, это существенно уменьшает эффективность упрочнения [13].

С помощью универсального динамометра УДМ конструкции ВНИИ были измерены составляющие усилия P обкатывания торообразным роликом валов диаметром 100-200 мм из стали 40 (200 НВ) на токарном станке с помощью устройства, показанного на рис. 1, а. Ролик 1 установлен через подшипники 8 на оси 9. Усилие пружины 3 через тягу 4, ось 7 и рычаг 2 передается на ролик 1 и прикладывается к детали. Рычаг 2 установлен на оси 11 с помощью игольчатого 6 и упорных 5 подшипников и легко поворачивается относительно

На рис. 2 показана осциллограмма составляющих усилия P , полученная при установке роликового узла на опорах скольжения, т.е. применительно к конструкции устройств, используемых на заводах для упрочняющего или чистового обкатывания стальных деталей.

Номинальное значение усилия поджима ролика к детали, $P_{yn} = 5 \text{ кН}$, а соотношение: $P_{xn} : P_{yn} : P_{zn} = 0,15 : 5 : 1,5$. Сила P_x в процессе обкатывания остается практически постоянной, а силы P_y и P_z с каждым оборотом ролика периодически изменяются; амплитуда колебания силы P_y составляет $\Delta P_y = 0,45$, а сила P_z (в направлении подачи) изменяется менее заметно. При установке роликового узла на подшипниках качения, как показали измерения, $\Delta P_y < 0,03 P_{yn}$, а колебания сил P_x и P_y практически не обнаружены.

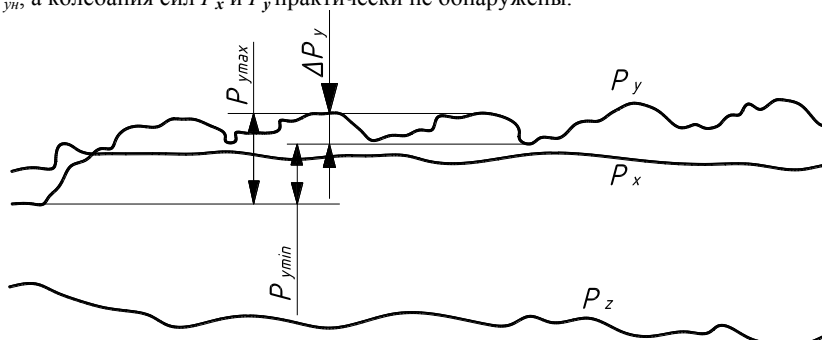


Рис.2. Осциллограмма составляющих усилия P обкатывания: P_x – касательное усилие качения ролика; P_y – нормальное усилие поджима ролика к детали; P_z – усилие подачи

Fig. 2. Ostsillogramma of constituents of effort of P obkativaniya: P_x – tangent effort of kacheniya roller; P_y – normal effort of screwing of roller to the detail; P_z – effort of serve

Коэффициент трения в подшипниках скольжения составляет $f_c = 0,05 \div 0,1$, а в подшипниках качения $f_k = 0,003 \div 0,008$, поэтому стабилизация силы P при установке роликового узла на подшипниках качения достигается существенным уменьшением сил трения в опорах [14 - 17]. Силы трения в опорах, складываясь с рабочим усилием пружинящего элемента обкатного устройства, влияют на величину усилия P обкатывания; при наличии же радиального биения ролика силы трения в процессе обкатывания становятся переменными по величине и направлению. Это позволило предположить, что основной причиной появления волнистости является наличие колебания усилия P обкатывания при каждом обороте ролика в результате его радиального биения [18 - 21].

Рассчитаем шаг волны S_w при некратных отношениях D_d/D_p , где D_d , D_p соответственно диаметры детали и ролика. Точками на развертке следа ролика при качении его по детали отмечены места максимального значения усилия P (рис. 3).

Точки, сдвигаясь по поверхности детали, образуют винтовые линии с шагом S_w , превосходящим величину S подачи ролика. Вдоль этих линий деформация металла поверхностного слоя детали получается большей, чем в промежутках между ними, чем и определяется появление волнистости. Из подобия треугольников ABC и A_1B_1C получим

$$S_w = D_p S / (D_p N - D_d), \quad (1)$$

где: $N = D_d/D_p + 1$ (здесь D_d/D_p - целая часть отношения). Данное выражение справедливо для случая, исключаящего проскальзывание ролика по детали при их взаимном вращении, при наличии скольжения фактический шаг волны может значительно отличаться от расчетного. Разворотом оси ролика вокруг перпендикуляра к поверхности контакта в ту или другую сторону можно изменить степень проскальзывания ролика и тем самым повлиять на величину S_w .

Стабилизируя с помощью установки роликового узла на подшипниках качения усилие P можно исключить появление волнистости при больших углах вдавливания, которые свойственны даже упрочняющему обкатыванию. При этом удается получить шероховатость поверхности $R_a = 0,08 - 0,32$ мкм при исходной $R_z = 80 - 160$ мкм, и кроме того, совместить чистовое и упрочняющее обкатывание.

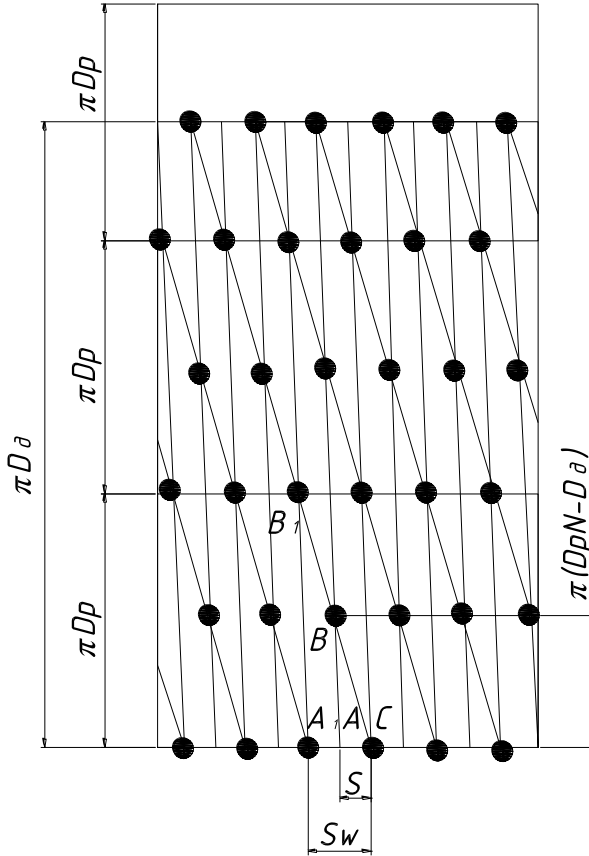


Рис. 3. Схема расчета шага S_w волны при обкатывании роликами

Fig. 3. Chart of computation of step of the S_w wave at rolling by rollers

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

После изготовления устройства произведено обкатывание вала из стали 40 диаметром 50 мм (рис 4).

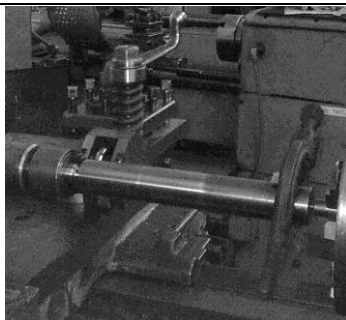


Рис. 4. Обкатывание вала роликом на токарно-винторезном станке 1К62
Fig. 4. Rolling of billow by a roller on the screw-cutter 1K62

Вал был установлен в центрах и поводковый патрон, а устройство было зажато в резцедержателе станка.

Обкатывание производилось по двум режимам, чистовой - с усилием обкатывания 0,75 кН и упрочняющий - с усилием 3 кН. Усилие было подобрано по номограмме [2, 3] и осуществлялось с помощью сжатия пружины устройства. Обкатывания выполнялось с частотой вращения детали 315 об/мин и подачей 0,07 мм/об. Перед обкатыванием вал смазывался индустриальным маслом И-20. После обкатывания вал был порезан на образцы шириной 11 мм. По периметру образец, перед тем как его полировать, заливался самотвердеющей пластмассой "ПРОТАКРИЛ-М", для того чтобы не завалить торцы при полировке (рис 5).



Рис. 5. Образцы подготовленные для исследования микротвердости
Fig. 5. Obratzsi prepared for research of mikrotverdsti

Микроструктура обкатанного образца приведена на рис. 6. Перед измерением микротвердости сталь травили 3% раствором азотной кислоты для выявления микроструктуры.

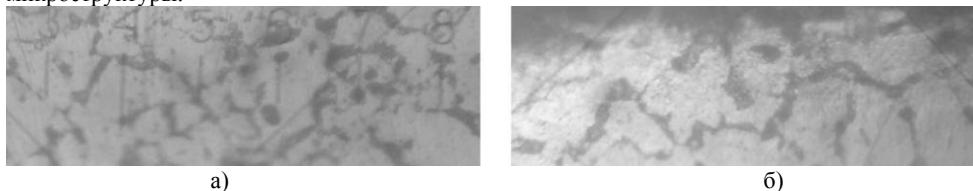


Рис. 6. Микроструктура поверхностного слоя вала из стали 40 ($\times 500$):
а) – до обкатывания; б) – после обкатывания с усилием 3 кН
Fig. 6. Microstructure of poverhtnostnogo layer of billow from the steel 40 ($\times 500$):
а) – to rolling; б) – after rolling with effort 3 kN

После обкатывания вала из стали 40, как видно из рис. 6, ферритные и перлитные зерна вытянуты в направлении качения ролика.

Измерения микротвердости выполнялись на приборе ПМТ-3 по глубине через 0,2 мм. Изображение отпечатков микротвердости приведено на рис. 7. На экране монитора можно изображение увеличивать, изменять яркость и резкость. Это очень важно для материалов, имеющих очень неоднородную микроструктуру.



Рис. 7. Измерение отпечатков микротвердости на приборе ПМТ-3 ($\times 500$)
Fig. 7. Measuring of imprints of mikrotverdosti on the PMT-3-3 device ($\times 500$)

Глубина наклепа определяется по формуле Хейфеца:

$$t = \sqrt{\frac{P}{2\sigma_m}},$$

где: P – усилие обкатывания, σ_m – предел текучести стали.

Твердость на глубине достаточно резко начинает снижаться, что является свидетельством малой ширины переходной зоны.

результатам измерения микротвердости были построены графики изменения микротвердости по глубине (рис.8).

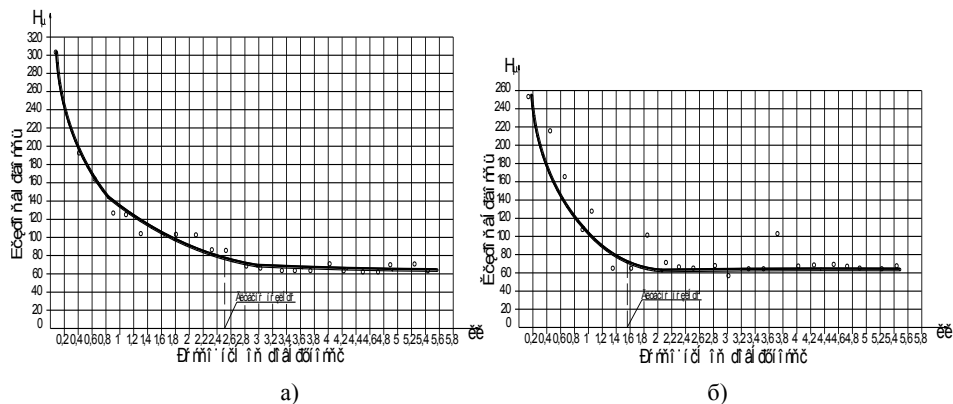


Рис. 8. Изменение микротвердости по глубине: а – образец, обкатанный с упрочняющим режимом при усилии 3 кН; б – образец, обкатанный с чистовым режимом при усилии 0,75 кН

Fig. 8. Change of mikrotverdosti on a depth: and – standard rolling with the consolidating mode at the effort 3 kN; b – standard rolling with the clean mode at effort 0,75 kN

Глубина упрочненного слоя, у вала, обкатанного при усилии 3 кН, составляет 2,6 мм, а вала, обкатанного при усилии 0,75 кН - 1,6 мм.

Способ обкатывания деталей роликами со стабилизацией усилия обкатывания позволяет получать упрочненный слой различной толщины с достаточно высокой и однородной твердостью.

Измерение шероховатости и снятие профилограмм поверхности образцов после пути трения 20000 и 40000 м производилось на профилографе-профилометре завода «Калибр» (см. рис. 9 - 12)

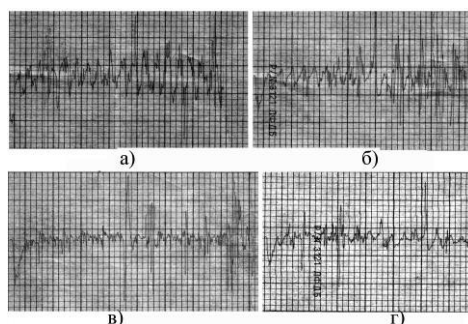


Рис. 9. Профилограммы поверхности стальных образцов, снятые после пути трения 20000 м (по вертикали $\times 1000$, по горизонтали $\times 1000$): а – образец, обкатанный с усилием 3 кН после шлифования; б – шлифованный образец; в – образец, обкатанный с усилием 0,75 кН после точения; г – образец, обкатанный с усилием 3 кН после точения

Fig. 9. The Profilogrammi surfaces of steel standards, taken off after the way of friction 20000 m (on the vertical line $\times 1000$, on the horizontal line $\times 1000$): and – standard obkatanniy with effort 3 kN after polishing; b – the polished standard; in – standard obkatanniy with effort 0,75 kN after sharpening; g – standard obkatanniy with effort 3 kN after sharpening

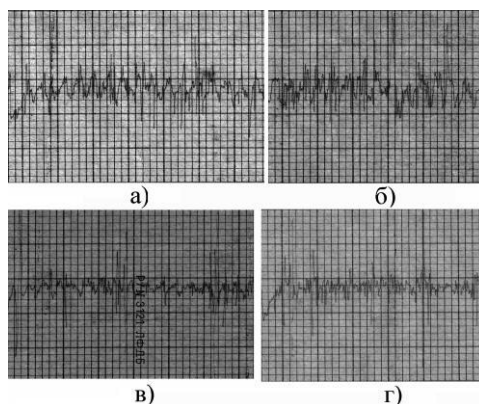


Рис. 10. Профилограммы поверхности стальных образцов, снятые после пути трения 40000 м (по вертикали $\times 1000$, по горизонтали $\times 1000$): а – образец, обкатанный с усилием 3 кН после шлифования; б – шлифованный образец; в – образец, обкатанный с усилием 0,75 кН после точения; г – образец, обкатанный с усилием 3 кН после точения

Fig. 10. The Profilogrammi surfaces of steel standards, taken off after the way of friction 40000 m (on the vertical line $\times 1000$, on the horizontal line $\times 1000$): and – standard obkatanniy

with effort 3 kN after polishing; b – the polished standard; in – standard obkatanniy with effort 0,75 kN after sharpening; g – standard obkatanniy with effort 3 kN after sharpening

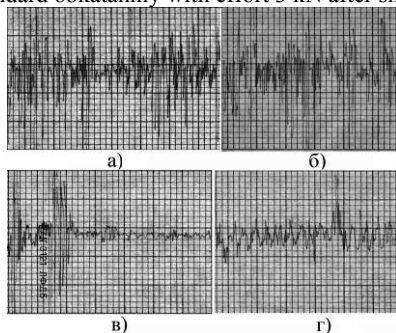


Рис. 11. Профилограммы поверхности бронзовых образцов образцов, снятые после пути трения 20000 м (по вертикали $\times 1000$, по горизонтали $\times 10$): а – образец, работающий в паре с валом, обкатанным с усилием 3 кН после шлифования; б – образец, работающий в паре со шлифованным валом; в – образец, работающий в паре с валом, обкатанным с усилием 0,75 кН после точения; г – образец, работающий в паре с валом, обкатанным с усилием 3 кН после точения

The fig. 11. The Profilogrammi surfaces of bronze standards of standards, taken off after the way of friction 20000 m (on the vertical line $\times 1000$, on the horizontal line $\times 1000$): and – standard, working in a pair with a billow obkatannim with effort 3 kN after polishing; b – standard working in a pair with the polished billow; in – standard, working in a pair with a billow obkatannim with effort 0,75 kN after sharpening; g – standard, working in a pair with a billow obkatannim with effort 3 kN after sharpening

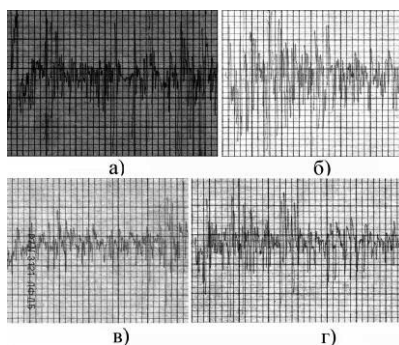


Рис. 12. Профилограммы поверхности бронзовых образцов образцов, снятые после пути трения 40000 м (по вертикали $\times 1000$, по горизонтали $\times 10$): а – образец, работающий в паре с валом, обкатанным с усилием 3 кН после шлифования; б – образец, работающий в паре со шлифованным валом; в – образец, работающий в паре с валом, обкатанным с усилием 0,75 кН после точения; г – образец, работающий в паре с валом, обкатанным с усилием 3 кН после точения

Fig. 12. The Profilograms surfaces of bronze standards of standards, taken off after the way of friction 40000 m (on the vertical line $\times 1000$, on the horizontal line $\times 1000$): and – standard, working in a pair with a billow obkatannim with effort 3 kN after polishing; b – standard working in a pair with the polished billow; in – standard, working in a pair with a billow obkatannim with

effort 0,75 kN after sharpening; g – standard, working in a pair with a billow obkatannim with effort 3 kN after sharpening

Как видно из профилограмм, шероховатость поверхности обкатанного вала меньше, чем шероховатость шлифованной поверхности, это ускоряет приработку деталей.

Во всех случаях на поверхности вкладышей формируется новый рельеф. В таблице представлены параметры шероховатости стальных и бронзовых образцов, указанных выше на рисунках после пути трения 20000 и 40000 м.

Как видно из таблицы, у обкатанных образцов возрастает опорная поверхность t_p за счет снижения шероховатости поверхности, которая в процессе приработки с бронзовым вкладышем формируется в виде нового рельефа.

Таблица 1. Параметры шероховатости поверхности экспериментальных образцов
Table 1. Parameters of the surface roughness of the experimental samples

Образец	R_a , мкм	n^*	H_{max} , мкм	H_{min} , мкм	t_p , %
1	2	3	4	5	6
Стальные образцы					
После пути трения 20000м					
Образец, обкатанный с усилием 3 кН после шлифования	0,28 – 0,29	5-7	5,3	6,79	91,1
Шлифованный образец	0,44 – 0,45	6-8	7,4	8,1	55
Образец, обкатанный с усилием 0,75 кН после точения (чистовой режим)	0,16 – 0,20	3-4	4,8	3,2	95
Образец, обкатанный с усилием 3 кН после точения (упрочняющий режим)	0,18 – 0,25	5-6	4,7	2,5	97
После пути трения 40000м					
Образец, обкатанный с усилием 3 кН после шлифования	0,20 – 0,21	5-7	5,3	1,9	94
Шлифованный образец	0,27 – 0,28	10 – 11	7,9	4,85	54
Образец, обкатанный с усилием 0,75 кН после точения (чистовой режим)	0,16 – 0,21	1 – 3	2,3	8,1	96
Образец, обкатанный с усилием 3 кН после точения (упрочняющий режим)	0,17 – 0,22	3 – 4	2,8	1,3	97,5
Бронзовые образцы					
После пути трения 20000м					
Вкладыш, работающий с образцом, обкатанным с усилием 3 кН после шлифования	0,50 – 0,51	11 – 13	4,96	6,78	82
Вкладыш, работающий со шлифованным образцом	0,61 – 0,62	12 – 16	6,76	7,73	51
Вкладыш, работающий с образцом, обкатанным с усилием 0,75 кН после точения (чистовой режим)	0,39 – 0,51	9	4,81	2,46	95

Вкладыш, работающий с образцом, обкатанным с усилием 3 кН после точения (упрочняющий режим)	0,35 – 0,36	9	4,85	2,10	95
После пути трения 40000м					
Вкладыш, работающий с образцом, обкатанным с усилием 3 кН после шлифования	0,30 – 0,31	8	5,48	1,64	82
Вкладыш, работающий со шлифованным образцом	0,58 – 0,60	11	6,85	4,65	51,6
Вкладыш, работающий с образцом, обкатанным с усилием 0,75 кН после точения (чистовой режим)	0,18 – 0,19	9	1,14	7,62	95
Вкладыш работающий с образцом обкатанным с усилием 3 кН после точения (упрочняющий режим)	0,26 – 0,27	9	1,04	0,88	95,4
* n – Число шагов неровностей в пределах длины трассы; * H_{max} – Высота наибольшего выступа профиля; * H_{min} – Глубина наибольшей впадины профиля; * l_p – Относительная опорная длина профиля.					

Для испытания на износ образцов на машине трения СМЦ – 2 применялся образец 1 из стали 40 диаметром 50 мм в паре с образцом 2 из оловянистой бронзы Бр. ОЦС 8-21 (рис.13).

Стальные образцы были обработаны по четырем вариантам: шлифованные (шероховатость поверхности $R_a = 0,25$ мкм); обкатанные роликом с чистовым режимом при усилии $P = 0,75$ кН после точения, (шероховатость поверхности $R_a = 0,15$ мкм); обкатанные роликом с упрочняющим режимом при $P = 3$ кН после шлифования (шероховатость поверхности $R_a = 0,12$ мкм) и обкатанные роликом с упрочняющим режимом при $P = 3$ кН после точения (шероховатость поверхности $R_a = 0,17$ мкм). Поверхность вкладышей (втулок) после растачивания имела шероховатость $R_a = 0,36$ мкм.

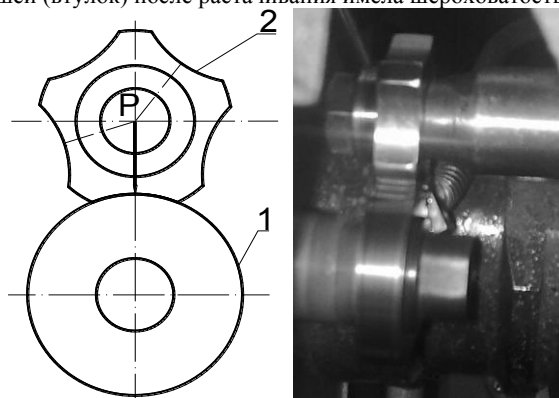


Рис. 13 Схема нагружения экспериментальных образцов
1 – Образец из стали 40; 2 – образец из оловянистой бронзы Бр. ОЦС 8-21

Fig. 13 Chart of loading of experimental standards
1 – Standard from the steel 40; 2 – standard from the tin bronze Br. OTSS 8-21

Испытания пары трения выполнялись при номинальной удельной нагрузке 5 МПа и окружной скоростью 79 м/мин; образцы обильно смазывались моторным маслом фирмы “Castrol Magnatec” 10W – 40.

На рис. 14 и 15 приведены графики зависимостей износа бронзовых и стальных образцов от пути трения. При проведении испытаний образцы взвешивались через каждые 1000 м пути трения на аналитических весах ВЛР – 200, испытанию подвергались 16 пар образцов, а в дальнейшем – четырех пар для каждого варианта обработки.

Как видно из графиков, в момент интенсивной приработки $L = 20000$ м, наблюдается значительное повышение износа вкладыша, работающего в паре со шлифованным валом, приводящее к значительному повышению температуры экспериментальных образцов по сравнению с вкладышами, работающими с валом, обкатанным при усилии 0,75 и 3 кН после точения и шлифования. Коэффициент трения f в начале испытаний составлял для шлифованных образцов 0,127, а для образцов, обкатанных при $P = 0,75$ кН и $P = 3$ кН после точения и шлифования, соответственно 0,047 и 0,12. В дальнейшем, коэффициент трения достиг минимума ($f = 0,016$) для образцов, обкатанных при $P = 3$ кН после точения.

Как видно на рис.14, 15, приработка бронзовых вкладышей в паре с обкатанными стальными образцами происходит в несколько раз быстрее, чем в паре со шлифованными, при этом износ шлифованных образцов за значительный период работы в 3 – 3,5 раза больше, чем обкатанных.

Минимальный износ имели образцы, обкатанные роликом при $P = 3$ кН после точения; это обусловлено не только упрочняющим эффектом и увеличением твердости, но и обеспечением оптимальной шероховатости при данном методе обработки.

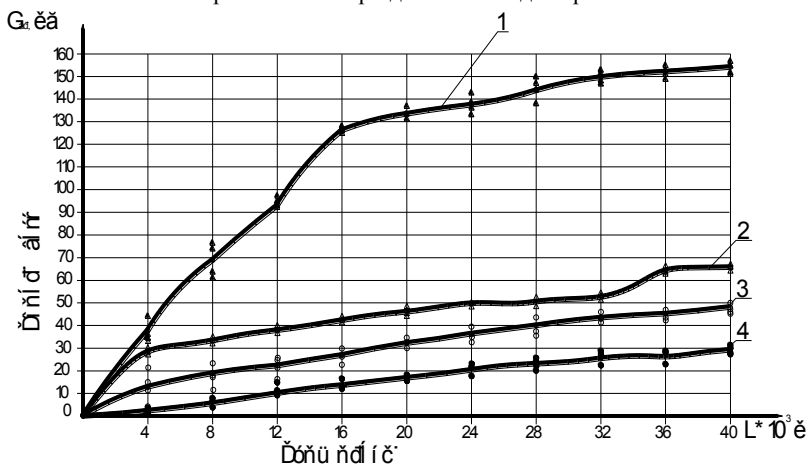


Рис 14. График износа бронзовых вкладышей

- 1-Бронзовый вкладыш в паре со шлифованным валом;
- 2-Бронзовый вкладыш в паре с валом, обкатанным при усилии 0,75 кН после точения;
- 3-Бронзовый вкладыш в паре с валом, обкатанным при усилии 3 кН после шлифовки;
- 4-Бронзовый вкладыш в паре с валом, обкатанным при усилии 3 кН после точения;

Fig.14. The graph of wear of bronze vkladishey

- 1-bronze vkladish in a pair with the polished billow;
- 2-bronze vkladish in a pair with a billow obkatannim at effort 0,75 kN after sharpening;
- 3-bronze vkladish in a pair with a billow obkatannim at effort 3 kN after polishing;
- 4-bronze vkladish in a pair with a billow obkatannim at effort 3 kN after sharpening;

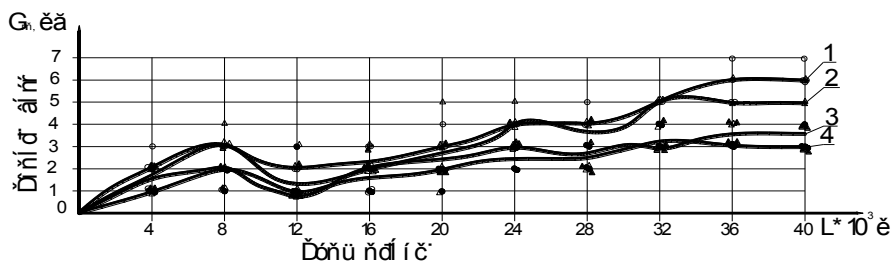


Рис 15. График износа образцов из стали 40

- 1-Стальной шлифованный образец;
- 2-Образец, обкатанный при усилии 0,75 кН после точения;
- 3- Образец, обкатанный при усилии 3 кН после шлифования;
- 4- Образец, обкатанный при усилии 3 кН после точения

Fig. 15 The graph of wear of standards from the steel 40

- The 1-steel polished standard;
 2-standard obkatanniy at effort 0,75 kN after sharpening;
 a 3- Standard obkatanniy at effort 3 kN after polishing;
 a 4- Standard obkatanniy at effort 3 kN after sharpening

Опорная площадь поверхности обкатанных образцов в верхних слоях в 1,5 – 2, а в нижних слоях – в 1,1 – 1,2 раза больше, чем шлифованных, высота неровностей обкатанной поверхности уменьшилась в 1,5 – 1,8 раза, а шлифованной – в 1,2 раза. На обкатанных поверхностях возникающая при их износе шероховатость образуется в основном за счет сглаживания вершин выступов без существенного изменения шероховатости в нижних ее сечениях. Благодаря этому различие в величине опорной площади между шлифованной и обкатанной поверхностями в процессе их изнашивания возрастает еще больше.

Способ обкатывание деталей роликами со стабилизацией усилия обкатывание позволяет получать упрочненный слой различной толщины с достаточно высокой и однородной твердостью, а также повышенной износостойкостью.

ВЫВОДЫ

Для упрочнения нежестких деталей вращения (штоков, валов, у которых их длина превосходит диаметр более чем на порядок) разработано и внедрено в производство устройство для обкатывания роликом со стабилизацией усилия обкатывания. Стабилизация усилия обкатывания позволила совместить чистовую и упрочняющую обработки и исключить при этом появление остаточного искривления оси длинных деталей во время их обкатывания.

Способ обкатывание деталей роликами со стабилизацией усилия обкатывание позволяет получать упрочненный слой различной толщины с достаточно высокой и однородной твердостью, а также повышенной износостойкостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / В.М. Браславский. 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1975. – 160 с.
2. Бутаков Б.И. Усовершенствование процесса чистовой обкатывания деталей роликами / Б.И. Бутаков. Вестник машиностроения. - 1984. - № 7. - С. 50 – 53.

3. Бабей Ю.И. Поверхностное упрочнение металлов / [Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев] – К.: Наукова думка, 1995. – 256 с.
4. Азаревич Г.М. Чистовая обработка цилиндрических поверхностей пластическим деформированием / [Г.М. Азаревич Г.Ш. Берштейн] — М.: ОНТИ НИИ Тракторсельхозмаша, 1963.- 43 с.
5. Браславский В.М. Обкатка деталей роликами как средство повышения износостойкости / [В.М. Браславский, В.В. Топычканов]. Пр-во крупных машин, НИИТЯЖМАШ Уралмашзцзода, 1989. — Вып. XIX. — С. 136 — 144.
6. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / В.М. Браславский — М.: Машиностроение, 1975. — 160 с.
7. Браславский В.М. Повышение износостойкости винтовых пар обкатыванием роликами / [В.М. Браславский, Б.И. Бутаков, Ю.Я. Шилков]. Технология, организация и механизация механосборочного производства. — М.: НИИформТЯЖМАШ, 1985. — С. 15 — 17.
8. Бутаков Б.И. Усовершенствование процесса чистового обкатывания деталей роликами / Б.И. Бутаков. Вестн. машиностроения. — 1984. — № 7.—С. 50—53 с
9. Иванов В.В. Износостойкость стальных деталей, упрочненных обкаткой роликом / В.В. Иванов. Тр. ЦНИИТМАШа, кн. 2. — М., 1980.— С. 67—75.
10. Кашеев В.Н. Предварительный наклеп и абразивное разрушение металлической поверхности / В.Н. Кашеев Сельхозмашина. — 1985.— № 1.- С. 20-26.
11. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / [И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов] — М.: Машиностроение, 1985. — 526 с.
12. Кудрявцев И.В. Новые способы поверхностного пластического деформирования / [И.В. Кудрявцев, Р.Е. Грудская]. Машиностроитель, 1984, № 7, С. 28-29.
13. Марков А.И. Ультразвуковая обработка материалов / А.И. Марков – М.: Машиностроение, 1980.— 238 с.
14. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов / Я.Б. Фридман — М.: Оборонгиз, 1987. — 556 с.
15. Одинцов Л. Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л. Г. Одинцов – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
16. Папшев Д.Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием / Д.Д. Папшев – М.: Машиностроение, 1983. – 152 с.
17. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / [Э.В. Рыжов, А.Г. Суслов, В.П. Федоров] — М.: Машиностроение, 1979.— 176с.
18. Степнов М.Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний / М. Н. Степнов – М.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
19. Хрущов М.М. Экспериментальные основы теории абразивного изнашивания / [М.М. Хрущов, М.А. Бабичев] Вести, машиностроения. — 1984.— № 6. — С. 56 — 62.
20. Шестаков В.В. Факторы, влияющие на степень поверхностного пластического упрочнения при обработке стальными шариками / [В.В. Шестаков, Л.П. Крючков, Б.П. Кузьмичев] Вестник машиностроения, 1984. № 5, С. 67 — 68.
21. Школьник Л.М. Технология и приспособления для упрочнения и отделки деталей накатыванием / [Л.М. Школьник, В.И. Шахов] — М.: Машиностроение, 1983. — 184 с.

RESEARCHES OF WEARPROOF OF PAIR OF FRICTION STEEL BILLOW AND BRONZE VKLADISH AT DIFFERENT MODES ROLLING BY ROLLERS

Summary. Researches of distribution of microhardness showed on a depth, that after the rolling-off of bilow a roller by means of device with stabilizing of effort of rolling-off, the homogeneous enough is created on a structure and properties superficial layer which provides the set quality of material during all resource of work of detail. After testing on a wear at hobs working in a pair with rollings standards there is large wearproofness as compared to polished.

Key words: roller, effort, crumpling, hardness, roughness.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ РЕЗЕРВУВАННЯ

Boyko A.I., Bondarenko A.V., Dumenko K.N.
Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

Анотація. Наведено результати теоретичних досліджень для комплексної оцінки загального стану і тенденцій змін надійної роботи кукурудзозбиральних машин. Побудована стохастична модель станів і переходів підсистем при пасивному резервуванні.

Ключові слова: пасивне резервування, граф станів, інтенсивність відмов, інтенсивність відновлень.

ВСТУП

В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами. Особливо важливо це при великому рівні зношеності машин. На теперішній час біля 85...95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт [2].

На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) який вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього значно збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку в 5...7 разів, розтягуються строки їх експлуатації, що приводить у свою чергу до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650...800 тис. Парк кукурудзозбиральних комбайнів за останні роки катастрофічно скоротився до критичної межі в 2,6 тис. штук [6, 7].

Якщо проаналізувати, в якому стані знаходиться зараз в Україні сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується збиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, то можна побачити, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому так і зараз надійність і довговічність сучасних сільськогосподарських машин значно поступається світовим стандартам.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Надійність збиральної машини в значній мірі залежить від технологічного

процесу, закладеного в основу її розробки [3]. Прийняті в нашій країні технологічні схеми збирання кукурудзи основані на концентрації великої кількості операцій, викликаних необхідністю одночасного збору в процесі збирання двох видів продуктів (качанів і листостеблової маси). Тому вітчизняні кукурудозбиральні машини мають велику кількість механізмів, що підвищує ймовірність технічних відмов. Ці особливості обмежують можливість різкого підвищення продуктивності при збиранні кукурудзи.

Вирішуючи завдання підвищення надійності кукурудозбиральних машин, часто розглядають його надійність в цілому, що ускладнює відшукування прихованих резервів в окремих його механізмах. Для забезпечення необхідного рівня надійності всієї збиральної машини необхідне використання додаткових міроприємств у вигляді застосування необхідних технічних та організаційних робіт, ґрунтуючись на відповідних дослідженнях. Пошук технічних рішень, направлених на підвищення якісних показників роботи кукурудозбиральних машин та збільшення продуктивності в цілому, передбачає встановлення ряду додаткових робочих органів і пристроїв, що інтенсифікують проходження технологічного процесу. При цьому внесені доповнення в конструкції безумовно ускладнюють їх. На привід додаткових елементів витрачається частина потужностей, що збільшує енергоємність процесу, однак і продуктивність збиральних машин дещо збільшується. При цьому принципових успіхів на рівні досягнення компромісу між встановленням додаткових елементів, збільшенням енерговитрат і ускладненням конструкції, що знижує її надійність очікувати не доводиться [4]. За 20 років незалежності України не прийнято на виробництво жодного зразка кукурудозбирального комбайна або приставки, повністю відсутні, будь-які фундаментальні дослідження пов'язані з проблемою надійності даного виду техніки, майже зовсім відсутні нові оригінальні технічні рішення, які стосуються аналізуемого напрямку.

Деякі проблеми визначення функції готовності підсистем зернозбиральної техніки в умовах старіння та розвитку бази технічного обслуговування присвячено дослідження [1], де побудований відповідний граф і стохастична математична модель станів і переходів для систем "машина-технічне обслуговування". Але в даному дослідженні зовсім не приділено уваги ненавантаженому (холодному) резервуванню з метою забезпечення необхідного рівня надійності існуючого сучасного парку збиральних машин.

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

На сьогоднішній день в світовій практиці пасивне (холодне) резервування знаходить все більше поширення в забезпеченні необхідного рівня надійності сучасної сільськогосподарської техніки. Воно включає в себе необхідну номенклатуру і кількість деталей в запасні частини, ресурс яких менший за загальний ресурс машин. До цього виду резервування можна також віднести різні види регулювань, що передбачуються в конструкціях машин і обумовлюються внаслідок зношування деталей, вібрації, припрацювань, переточування тощо.

Таким чином, необхідність пасивного резервування продиктована природнім процесом експлуатації і втратою їх роботоздатності внаслідок правлення тих чи

інших видів пошкоджень. Однак відновлення роботоздатності машин залежить не тільки від конструктивно передбаченої їх ремонтпридатності і наявності запасних елементів, а також від технічного оснащення, використання передових методів діагностування, кваліфікації персоналу, бази ремонту і технічного обслуговування. Таким чином підтримка машин у роботоздатному стані є комплексне завдання, вирішення якого залежить не тільки від конструкцій машин, але також і від стану сфери ремонту і технічного обслуговування. В представленому зв'язку техніки і сфери її обслуговування може розглядатися як єдина система, функціонування якої є необхідною умовою досягнення необхідного рівня роботоздатності кукурудзозбиральної техніки.

В реальній експлуатації машини завжди старіють фізично – це обумовлено процесами зношування, втоми, корозії, забивання тощо. Проходження цих процесів неминуче приводить до зниження рівня роботоздатності, який може бути охарактеризований величиною інтенсивностей відмов. В той же час ремонтно-обслуговуюча база технічного сервісу машин може знаходитись в різних можливих станах від зменшення потенціалу і можливостей (старіння) до розвитку обумовленого впровадженням новітніх технологій і методик технічного обслуговування і ремонту.

Для комплексної оцінки стану і тенденцій змін в загальному рівні забезпечення надійної роботи машин, особливо сезонного призначення, необхідно розглянути цілісну систему "машина – технічне обслуговування" в динаміці зміни їх характеристик. Однією з поширених ситуацій еволюції розвитку представлені системи можуть бути події, коли при загальному природному старінні техніки ремонтна обслуговуюча база залишається на певному досягнутому рівні свого стану. Тоді в умовах наявності пасивних резервувань окремих вузлів і деталей граф станів і переходів такої системи може бути представленим наступною побудовою (рис. 1).

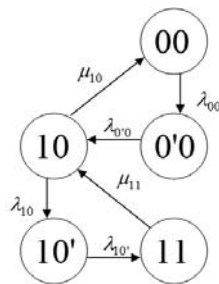


Рис. 1. Граф станів і переходів системи при пасивному резервуванні, старіючій техніці і незмінному рівні сфери технічного обслуговування

Fig. 1. Graph states and transitions of the passive reservation, aging techniques and constant field maintenance

Дана система починає працювати з роботоздатного стану "00", поки основний елемент, який включений в роботу та додатковий (резервний) є справними. В процесі експлуатації навантажений включений елемент може відмовити і тоді елемент переходить в стан "10". Він характеризується тим, що перший (основний) елемент відмовив, а другий (резервний) справний і вся система залишається роботоздатною. Однак такий перехід можливий через проміжний стан "0'0", який штучно вводиться в опис системи, як фіктивний для спрощення вирішення завдання математичної формалізації роботи системи коли інтенсивності її переходів із стану в стан є величинами змінними [y].

Із стану "10", коли система може працювати тільки на резервному елементі вона перейде в стан повної відмови "11", через другий проміжний стан "10'". В результаті дій по відновленню елементів системи з нероботоздатного стану "11" переходить в роботоздатний "10" при відновленні одного з елементів, або в повністю роботоздатний початковий "00" при відновленні обох елементів (основного і резервного).

На представленому графі стрілками показані можливі переходи, які відбуваються з інтенсивностями λ_i і μ_i . Причому λ_i – характеристики є інтенсивностями відмов, а μ_i – характеристики інтенсивностями відновлень.

Таким чином система при пасивному резервуванні має два роботоздатних стани "00" і "10" і один нероботоздатний "11", що характеризує її відмову.

Поведінка досліджуємої системи може бути описана аналітично за допомогою відповідної системи диференціальних рівнянь. Невідомими в цих рівняннях є ймовірності знаходження системи в тому чи іншому стані, а переходи із стану в стан відбуваються під дією потоків подій зв'язаних з відмовами і відновленнями елементів. Особливістю даного опису є те, що інтенсивності втрати роботоздатності не є величинами постійними. Вони змінюються в часі або нарощують внаслідок старіння технічної підсистеми. Саме тому для вирішення поставленого завдання вводиться два проміжних фіктивних стани, які дають можливість розглядати потоки подій як проміжні і застосовують для складання і вирішення рівнянь відповідний математичний апарат.

Система рівнянь динамічного балансу ймовірностей (рівнянь Колмогорова), що відповідає системі з пасивним ненавантаженим резервуванням і графу станів і переходів представлено на рис. 1 записується наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{00}(t) = -\lambda_{0'0} P_{00}(t) + \mu_{10'} P_{10}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{0'0}(t) = +\lambda_{0'0} P_{00}(t) + \mu_{10'} P_{0'0}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{10}(t) = +\lambda_{0'0} P_{0'0}(t) + \mu_{11'} P_{11}(t) - \mu_{1'0} P_{10}(t) - \lambda_{1'0} P_{10}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{10'}(t) = -\lambda_{1'0} P_{10}(t) - \lambda_{1'0'} P_{10'}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{11}(t) = -\lambda_{1'0'} P_{10'}(t) + \mu_{11'} P_{11}(t). \end{cases} \quad (1)$$

Нормованою умовою до представленої системи є рівність:

$$P_{00}(t) + P_{0'0}(t) + P_{10}(t) + P_{10'}(t) + P_{11}(t) = 1 \quad (2)$$

Правомірно допустити, що система починає свою роботу з роботоздатного стану, коли всі елементи справні. Тоді за початкову умову можна прийняти наступні рівності ймовірності станів:

$$P_{00}(t) = 1; P_{0'0}(t) = 0; P_{10}(t) = 0; P_{10'}(t) = 0; P_{11}(t) = 0. \quad (3)$$

Для спрощення подальшого вирішення системи диференціальних рівнянь представимо її в перетвореннях Лапласа:

$$\begin{cases} S\varphi_{00}(S) = -\lambda_{00'}\varphi_{00}(S) + \mu_{10}\varphi_{10}(S) + 1; \\ S\varphi_{0'0}(S) = \lambda_{00'}\varphi_{00}(S) + \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S); \\ S\varphi_{10}(S) = \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S) - \mu_{10}\varphi_{10}(S) - \lambda_{10}\varphi_{10}(S); \\ S\varphi_{10'}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10}(S) + \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S); \\ S\varphi_{11}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S). \end{cases} \quad (4)$$

Нормуюча умова (2) в перетвореннях Лапласа представляється виразом:

$$\varphi_{00}(S) + \varphi_{0'0}(S) + \varphi_{10}(S) + \varphi_{10'}(S) + \varphi_{11}(S) = \frac{1}{S} \quad (5)$$

або

$$S\varphi_{00}(S) + S\varphi_{0'0}(S) + S\varphi_{10}(S) + S\varphi_{10'}(S) + S\varphi_{11}(S) = 1 \quad (6)$$

Введемо в третє рівняння системи (4) замість $S\varphi_{10'}(S)$ його значення з нормованої умови (6). Тоді система рівнянь перетвориться до наступного вигляду:

$$\begin{cases} S\varphi_{00}(S) = -\lambda_{00'}\varphi_{00}(S) + \mu_{10}\varphi_{10}(S) + 1; \\ S\varphi_{0'0}(S) = \lambda_{00'}\varphi_{00}(S) + \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S); \\ S\varphi_{10}(S) = 1 - S\varphi_{00}(S) - S\varphi_{0'0}(S) - S\varphi_{10'}(S) - S\varphi_{11}(S); \\ S\varphi_{10'}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10}(S) + \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S); \\ S\varphi_{11}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S). \end{cases}$$

Внаслідок групування членів і перетворень система рівнянь набуває вигляду:

$$\begin{cases} (S + \lambda_{00'})\varphi_{00}(S) - \mu_{10}\varphi_{10}(S) = 1; \\ (S + \lambda_{0'0})\varphi_{0'0}(S) - \lambda_{00'}\varphi_{00}(S) = 0; \\ S\varphi_{10}(S) + S\varphi_{00}(S) + S\varphi_{0'0}(S) + S\varphi_{10'}(S) + S\varphi_{11}(S) = 1; \\ (S + \lambda_{10'})\varphi_{10'}(S) - \lambda_{10'}\varphi_{10}(S) = 0; \\ (S + \mu_{11})\varphi_{11}(S) - \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Завданням даного дослідження є встановлення невідомих, якими є ймовірності характеристик станів системи. Через їх визначення відкривається можливість виявлення основних показників надійності і зміни їх в процесі експлуатації технічних систем, якими є кукурудзозбиральні комбайни.

Згідно правила Крамера ймовірності станів для розглядуємих систем можуть бути визначені як відношення:

$$\varphi(S)_i = \frac{\Delta_i}{\Delta}, \quad (8)$$

де: Δ_i – визначник (детермінант) системи рівнянь (7) для її невідомої,

Δ – визначник системи рівнянь (7).

Таким чином на початку дослідження доцільно встановити знаменник виразу (8).

Розширеним визначником отриманої системи рівнянь (7) є:

$$\Delta = \begin{vmatrix} S + \lambda_{00} & 0 & -\mu_{10} & 0 & 0 \\ -\lambda_{00} & S + \lambda_{0'0} & 0 & 0 & 0 \\ S & S & S & S & S \\ 0 & 0 & -\lambda_{10} & S + \lambda_{00'} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (9)$$

Після перетворень та переходу до третього рангу скорочено можна записати:

$$\Delta^{(1)} = (S + \lambda_{00'}) \Delta^{(1,1)}$$

$$\Delta^{(3)} = -\lambda_{00} \Delta^{(3,1)} - (S + \lambda_{0'0}) \Delta^{(3,2)}$$

Отримані матриці третього рангу $\Delta^{(1,1)}$ і $\Delta^{(3,2)}$ допускають вирішення згідно правила Саррюса маємо:

$$\Delta^{(1,1)} = \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_{10} & S + \lambda_{10'} & 0 \\ 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} S & S \\ -\lambda_{10} & S + \lambda_{10'} \\ 0 & -\lambda_{10'} \end{vmatrix} = S(S + \lambda_{10'}) (S + \mu_{11}) + \\ + S(-\lambda_{10})(-\lambda_{10'}) - (S + \mu_{11})(-\lambda_{10})S = S(S + \lambda_{10'})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{10}\lambda_{10'} + (S + \mu_{11})\lambda_{10}S.$$

Таким чином усі компоненти, що задають матрицю Δ визначені. Підставляючи складові та виконуючи перетворення скорочено можна записати:

$$\Delta = aS^5 + bS^4 + cS^3 + dS^2 + eS. \quad (10)$$

Подальші зворотні перетворення Лапласа передбачають розкладення багаточлену (10) на множники. Для виконання цієї операції перепишемо (10) у вигляді рівняння п'ятого ступеня:

$$aS^5 + bS^4 + cS^3 + dS^2 + eS = 0 \quad (10^a) \\ S(aS^4 + bS^3 + cS^2 + dS + e) = 0.$$

Отримане рівняння розпадається на два. Корінь перший з них дорівнює $S_1 = 0$. Для знаходження інших коренів необхідно вирішити рівняння четвертого ступеня:

$$aS^4 + bS^3 + cS^2 + dS + e = 0. \quad (11)$$

Воно допускає аналітичне розв'язання відносно невідомої S . Згідно (11) корені співпадають з коренями 2^x квадратних рівнянь виду:

$$S^2 + (b + A) \frac{S}{2} + \left(y + \frac{by - d}{A} \right) = 0, \quad (12)$$

$$\text{де } A = \pm\sqrt{8y + b^2 - 4c},$$

у – любий дійсний корінь додаткового кубічного рівняння:

$$8y^3 - 4cy^2 + (2bd - 8e)y + e(4c - b^2) - d^2 = 0 \quad (13)$$

Вирішуючи дане рівняння, після перетворень, отримаємо:

$$\Delta = (S - S_1)(S - S_2)(S - S_3)(S - S_4)(S - S_5).$$

Аналізуючи отриманий результат, виходячи з зворотних підстановок $\alpha, \beta \rightarrow a, b, c, z, d, e \rightarrow \mu_{ij}, \lambda_{ij}$, можна стверджувати, що значення коренів визначаються величини інтенсивності відмов і відновлень (λ, μ) . При цьому коефіцієнт (b) вміщує λ і μ в першому ступені, (c) – в другому, а (d) – в третьому. Тобто порядок значення коефіцієнтів у рішеннях рівнянь S_i слід вважати близьким до порядку величин λ, μ – характеристик. Це важливий результат для визначення можливостей спрощення виразів без суттєвої втрати точності отримуваних результатів в практиці аналізу надійності розглядуваних пасивно резервуємих систем.

Однак слід зауважити, що крім робото здатного стану "00" в розглядує мій системі з пасивним не навантаженим резервуванням є ще один робото здатний стан "10". Він відповідає ситуації, коли перший робочий елемент системи відмовив, а другий вступив замість нього в роботу і в цілому система продовжує експлуатуватися. Це потребує відповідних врахувань при визначенні загальних комплексних показників надійності. Тому для їх визначення необхідно розглянути і другий робото здатний стан "10" системи.

Враховуючи, що робото здатними станами є два стани розглядуємої системи "00" і "10", які і визначають готовність її до роботи в загальному функція готовності дорівнює сумі ймовірностей знаходження системи в цих станах. Тоді можна записати:

$$K_r(t) = P_{00}(t) + P_{10}(t). \quad (14)$$

На підставі (14) функція готовності $K_r(t)$ представляється сумою:

$$K_r(t) = \exp(-S_4 t) \left(D_{00} + D_{10} + \exp(-S_5 t) (E_{00} + E_{10}) - \frac{1}{S_4 S_5} \left[L - \frac{2}{3} (\lambda_{00} \lambda_{10} + \lambda_{00} \mu_{11} + \lambda_{00} \lambda_{10}) \right] \right). \quad (15)$$

Таким чином отримана функція готовності пасивно резервуємих систем в умовах старіння механічних систем кукурудзозбиральних машин. Фізично вона відображує динаміку зміни ймовірності безвідмовної роботи системи при поступовому накопиченні пошкоджень.

ВИСНОВКИ

В результаті проведених теоретичних досліджень отримана функція готовності систем з ненавантаженим пасивним резервуванням в умовах старіння механічних систем кукурудзозбиральних машин, що в свою чергу дає можливість оцінити з позиції надійності складну ситуацію, яка склалася останнім часом при експлуатації

кукурудозбиральної техніки, а також вирішити важливе першочергове завдання з прогнозування надійної, безвідмовної роботи старіючої техніки під час проведення збиральних робіт.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко А.І. Дослідження функції готовності механічних систем при накопичуванні пошкоджень / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: збірник наукових праць ДНУ. – Дніпропетровськ : Наука і освіта, 2010. — Вип.14. — С. 72-78.
2. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. — 2003. — № 7. — С.4—7.
3. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. — М.: Дрофа, 2008. — 239 с.
4. Некипоренко В.И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) / В.И. Некипоренко. — М. : Советское радио, 1977. — 214 с.
5. Войтюк В. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зернозбиральних комбайнів / В. Войтюк, А. Демко, С. Демко // Техніка АПК. — 2005. — № 8. — С. 14—18.
6. Статистичний щорічник України за 2010 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осаулєнка. — К.: Видавництво «Консультант», 2011. — 585 с.
7. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. — 2008. — № 7. — С. 36—41.
8. Кузьмин В.В. Фундаментальные особенности процесса резания пищевых продуктов лезвийным инструментом / В.В. Кузьмин, В.В. Пелєнко // Межвузовский сборник научных трудов «Теория и практика разработки и эксплуатации пищевого оборудования». — СПбГУНиПТ 2007 — С. 56.
9. Доспєхов Б.А. Методика полевого опыта. — М.: Агропромиздат, 1985.
10. Бутєнин, Н.В. Курс теоретической механики / Н.В. Бутєнин, Я.Л. Луш, Д.Р. Меркин. Т. 2. — М.: Наука, 1985.
11. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орєхов и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1981. — 224 с.
12. Красниченко А.В. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / А.В. Красниченко. — М. : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. — 860 с.
13. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. — М. : Наука, 1973. — 140 с.
14. Трєтяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Трєтяк. — Оренбург: ГОУ УГО, 2004. — 171 с.
15. Гребєнюк Г.І. Енергетична оцінка та шляхи зниження енергомісткості робочих органів кукурудозбиральних машин // Вісник аграрної науки Причорномор'я. — Вип. 3. — 1998. — с. 126—130.

THEORETICAL STUDY OF RELIABILITY ENGINEERING IN USE MAIZE RESERVATION

Summary. The results of theoretical researches are resulted for the complex estimation of the common state and tendencies of changes of reliable work of machines for collection of corn. The stochastic model of the states and transitions of subsystems is built at the passive reserving.

Key words: Graph states, resulted, stochastic model.

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ІСНУЮЧІ ПРОБЛЕМИ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ

Polishkevich O.R.

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

Анотація. Проаналізовано сучасний стан та існуючі проблеми збирання кукурудзи в Україні. Визначені негативні наслідки кризисного становища.

Ключові слова: кукурудза, збиральна техніка, енергетичний потенціал, сезонне завантаження.

ВСТУП

Згідно з прогнозами USDA, FAO, інших авторитетних міжнародних та національних агенцій, площі під кукурудзою зростатимуть, витісняючи інші зернові. У всьому світі під кукурудзу зайнято приблизно 160 млн га посівних площ, а щорічний врожай зерна цієї найважливішої сільськогосподарської культури складає більше 785,9 млн т. Більше всього кукурудзи вирощується в США – 305,3 млн т. Китай – другий за величиною в світі виробник кукурудзи – вирощує майже половину об'ємів США – 160 млн т. На решту всіх країн припадають набагато менші об'єми виробництва кукурудзи: ЄС-27 – 60,9 млн т, Бразилія – 53,3 млн т, Мексика – 24,0 млн т, Аргентина – 18,0 млн т. За даними Держкомстату України, за останні десять років посівні площі зайняті під кукурудзу зросли більш на 75 %, що пояснюється привабливою ціною кон'юнктурою – середні експортні ціни на кукурудзу значно перевищують ціни на пшеницю.

Відродження кукурудзівництва є одним з шляхів стабілізації економічних відносин вітчизняного сільськогосподарського виробництва. Як одну із високоврожайних і багатоцільового використання культуру, кукурудзу збирають в залежності від призначення за різними напрямками (рис.1). Без зернової кукурудзи неможливо в повній мірі вирішити проблеми повноцінного харчування людей, збалансованої годівлі тварин, забезпечення потреб багатьох галузей промисловості. Зважаючи на постійно зростаючий попит на біопальне (яке в більшості виробляють із кукурудзи), слід очікувати значне збільшення посівних площ та підвищення валових зборів даної культури. Доволі швидко в світі зростає врожай кукурудзи. Так у 2010 році показники врожайності в США та країнах ЄС вже перевищували 90 ц/га [5].

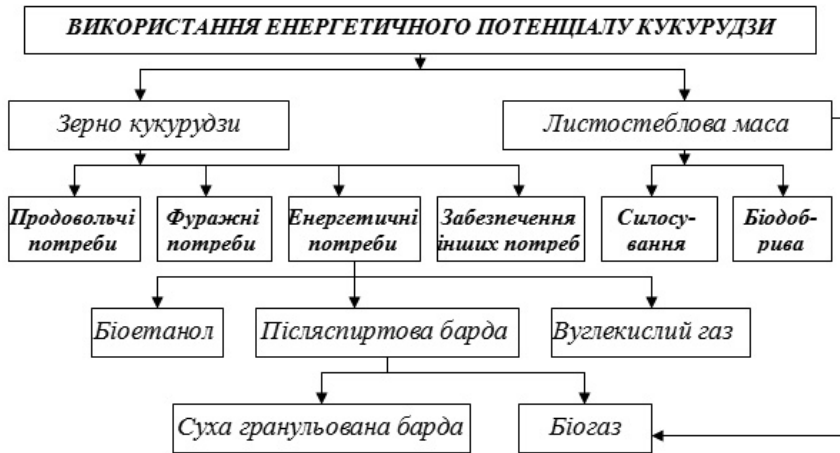


Рис. 1. Загальні напрями використання енергетичного потенціалу кукурудзи

Fig. 1. General directions for use of energy potential of maize

В Україні показники врожайності на превеликий жаль більш як удвічі нижчі, не дивлячись, що наша країна, особливо райони півдня, за своїми кліматичними умовами, як і американський кукурудзяний регіон, вельми сприятливі для виробництва кукурудзи. Ці умови дають реальну можливість значного підвищення врожайності кукурудзи, рентабельності її використання і загального підйому економіки сільського господарства.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Не зважаючи на збільшення виробництва кукурудзи значно зменшився вітчизняний парк кукурудзозбиральної техніки, що спричинило значне збільшення сезонного навантаження. За даними Держкомстату річне середнє навантаження за останні роки по Україні на одну машину складає приблизно 750 га при нормативних показниках для кукурудзозбиральних комбайнів 150 га та для кукурудзозбиральних приставок – 170 га. Для порівняння в країнах ЄС річне навантаження на одиницю кукурудзозбиральної техніки в середньому складає 75га. Згідно проведеного аналізу забезпечення кукурудзозбиральною технікою провідних країн світу (рис. 2) можна зробити висновок, що кількісний склад парку кукурудзозбиральних машин даних країн знаходиться на досить високому рівні.

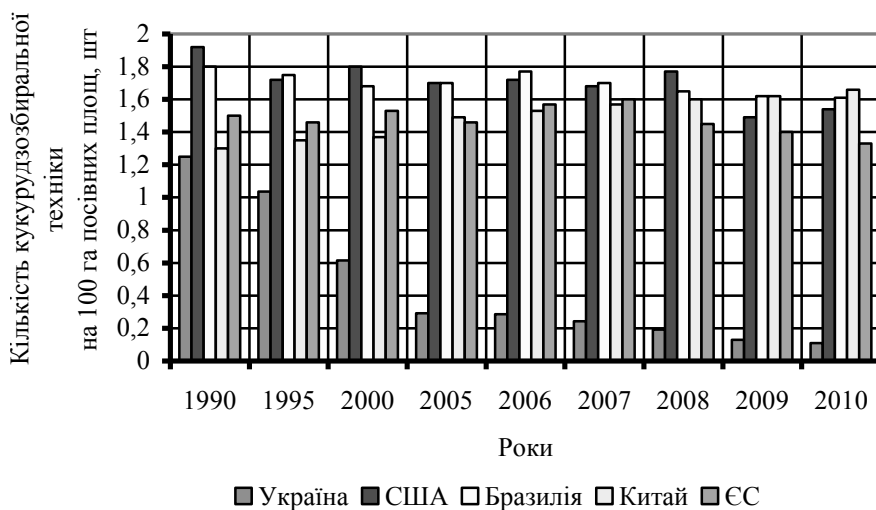


Рис. 2. Кількість збиральної техніки на 100 га посівних площ кукурудзи

Fig. 2. Number of harvesting technique on 100 hectares sown space corn

Так в закордонних країнах на початок 2010 року показник кількості збиральних машин, у розрахунку на 100 га посівних площ зайнятих під кукурудзу, в середньому складає 1,63 [4, 5]. В цих країнах спостерігається стабілізація та навіть незначне скорочення кількості кукурудозбиральної техніки, що пояснюється не лише її насиченістю та постійним удосконаленням, а й підвищенням ефективності використання машин. Натомість насиченість технікою вітчизняного кукурудозбирального парку в 10-12 разів менше, ніж у розвинених країнах. Якщо у 1990 році в сільськогосподарських підприємствах України на 100 га посівних площ припадало 1,25 машин, то на сьогоднішній день лише 0,12.

На теперішній час парк кукурудозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) який вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього значно збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку в 7...10 разів, розтягуються строки їх експлуатації, що приводить у свою чергу до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650...850 тис. ц [1].

Визначення необхідної кількості збиральних машин і їх складу на основі аналізу витрат коштів на придбання техніки та збитків від несвочасного збору врожаю запропоновано у роботах [2,4]. Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів (перебільшення веде до неминучих значних втрат), розрахункова кількість необхідної Україні кукурудозбиральної техніки складає 16,5 тис. штук. Однак у приведених

розрахунках зовсім не приділено уваги можливим простоям машин пов'язаними з технічними обслуговуваннями та запланованими діагностичними міроприємствами.

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Протягом 1991-2010 років має місце різке неоновлюване скорочення кукурудзозбиральної техніки від 15287 в 1991 році до 2641 одиниць в 2010 році (рис. 3). Дефіцит у кукурудзозбиральних комбайнах призводить до подовжування строків збирання і як наслідок, до погіршення якості та кількості валового збору. Окрім того, це є фактором стримування нарощування обсягів виробництва зерна кукурудзи у відповідності до загальноукраїнської та загальносвітової тенденції. Нерівномірним є і розподіл кукурудзозбиральної техніки у розрізі регіонів країни. Насамперед варто відзначити, що наявність кукурудзозбиральних комбайнів в більшості регіонів за останні роки не відповідає розміщенню виробництва кукурудзи, деякі області мають в своєму розпорядженні від 5 до 12 одиниць збиральної техніки [3].

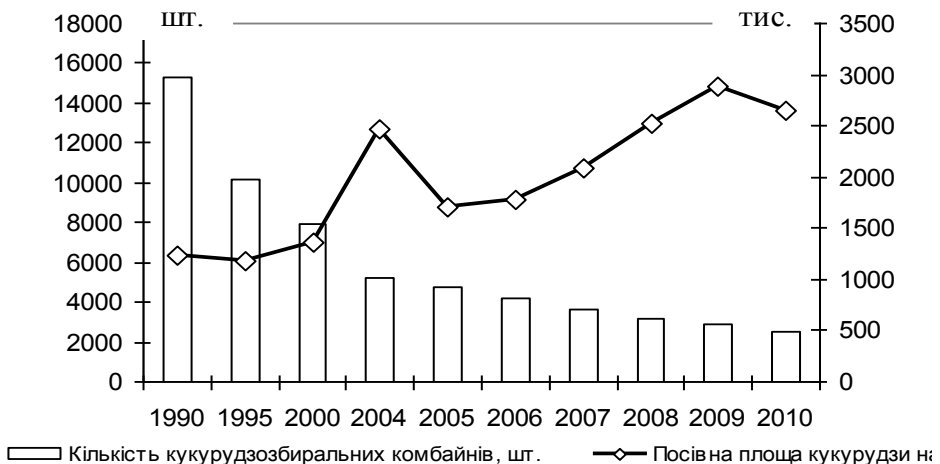


Рис. 3. Відношення кількості кукурудзозбиральної техніки до посівних площ кукурудзи

Fig. 3. The ratio of maize technology acreage to corn

В середньому сезонне навантаження одного кукурудзозбирального комбайна перевищує встановлену норму в 5-7 разів, а не повна забезпеченість технікою в період збирання врожаю приводить до розтягування строків, а значить і до додаткових суттєвих витрат врожаю. Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів, розрахункова кількість необхідної Україні кукурудзозбиральної техніки складає 16,5...18,3 тис. штук.

В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами [7]. Особливо важливо це при великому рівні зношеності машин. На теперішній час біля 85...95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт. На даний час темпи зростання навантаження збиральних площ на один кукурудзозбиральний комбайн є значними і суттєво перевищують нормативний показник. Однак слід зазначити, що прагнення до суттєвого зменшення навантаження на один кукурудзозбиральний комбайн до рівня країн ЄС з економічної точки зору недоцільна. Так навантаження на один кукурудзозбиральний комбайн у Німеччині становить 62 га, Франції – 85 га, а це значно підвищує амортизаційну складову у собівартості продукції [5]. Існує деяка оптимальна тривалість строків збирання врожаю, яка залежить від низки факторів, серед яких найбільш вагомими наступні: урожайність, ціна сільськогосподарської культури, вартість та техніко-економічні показники збиральної машини, оптимальні агротехнологічні строки збирання тощо. Розрахунки показують, що використання більш дорогої техніки потребує збільшення навантаження на комбайн для забезпечення максимального економічного ефекту від господарської діяльності. Результати розрахунків визначення залежності оптимального річного навантаження для комбайнів різної цінової категорії (в залежності від фірм-виробників, що представлені на ринку аграрної техніки в Україні) з середньою продуктивністю збирального комбайна 3,5 га/год та за врожайністю 50 ц/га від ринкової ціни зерна кукурудзи наведено на рис. 4.

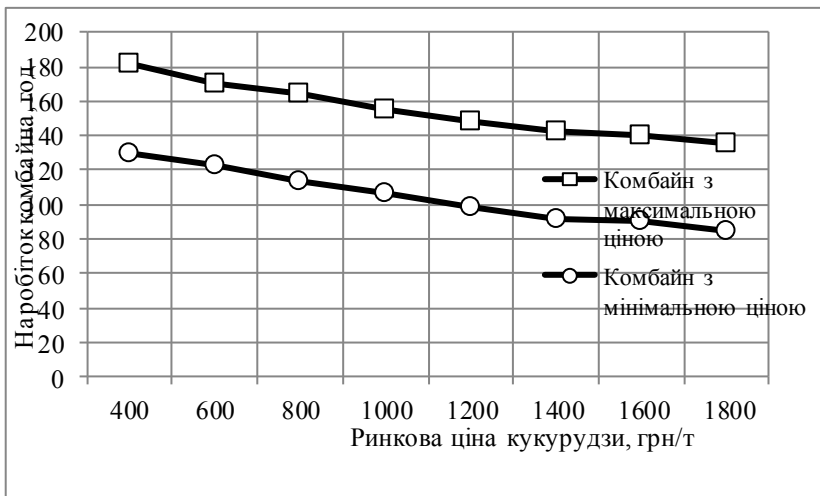


Рис. 4. Залежність оптимального навантаження комбайна від ринкової ціни зерна кукурудзи

Fig. 4. Dependence of the optimal load on the market combine corn

Якщо проводити міжнародні порівняння, то показник кількості кукурудозбиральних машин в Україні у розрахунку на 1000 га посівних площ у 7 - 10 разів менше, ніж у розвинених країнах. Задіяний парк кукурудозбиральної техніки в державі майже на порядок менший від технологічної потреби. Для виходу з такого положення, враховуючи оптимальність строків збирання це можна зробити організацією збирання врожаю послідовною по мірі дозрівання в різних регіонах країни починаючи з півдня до півночі. В даному напрямку діють крупні аграрні формування, наприклад, ТОВ «Агросоюз», СП ТОВ «Нібулон», в яких сформовані збиральні загони, в складі яких задіяна сучасна високопродуктивна збиральна техніка. Але дане управлінське рішення дає змогу збільшити навантаження на один комбайн і, отже, покращити економічні показники та при цьому зменшити амортизаційний строк використання та загальний ресурс робочоздатного стану нової складної техніки.

В умовах нестачі власної збиральної техніки аграрні підприємства вимушені йти шляхом її залучення. На сьогоднішній день існує ряд підприємств, які спеціалізуються на відповідних послугах. Але залучення послуг обслуговуючих підприємств надто дороге та в кінцевому рахунку суттєво впливає на собівартість продукції. Наприклад (вартість послуг за цінами 2010 року) перегін трактора здійснюється за розцінками, грн/км: на паливі замовника - 4,20; на паливі виконувача - 12,50. Вартість однієї мотогодини роботи трактора на паливі замовника складає в середньому 650 грн., збирання кукурудзи комбайном – 800 грн., приставкою 600 грн. Як бачимо, такий напрямок не дозволяє сільськогосподарським підприємствам, яким не вистачає фінансових ресурсів на придбання коштовної техніки, отримувати прибуток. Тому в умовах ринкової економіки фінансові витрати на технічне забезпечення сільського виробництва повинні нести насамперед сільськогосподарські підприємства зі спеціально передбачених фондів технічного переоснащення. Це не виключає державної підтримки і надання певних пільгових умов для технічного переоснащення села.

ВИСНОВКИ

В умовах нестачі необхідних обсягів фінансових ресурсів аграрним підприємствам потрібно шукати шляхи раціонального використання техніки і на цій основі зменшення її потреби. Результати досліджень показують, що на попередньому етапі доцільно використовувати техніку на міжгосподарській основі та створювати обслуговуючі підприємства технічного забезпечення, а подальшому слід приділяти особливу увагу розробці нової вітчизняної збиральної техніки на основі уніфікації та забезпечення високої надійності агрегатів і вузлів, як основи створення конкурентоздатної техніки. Таки заходи будуть сприяти зростанню рентабельності аграрного виробництва, а також відродженню аграрного сектора України.

ЛІТЕРАТУРА

1. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / за ред. П.Т. Саблука та ін. – К.: ІАЕ УААН, 2005. – вип. 6. – 763 с.
2. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. - № 7. – с.4-7.

3. Статистичний щорічник України за 2010 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осаулєнка. – К.: Видавництво «Консультант», 2010. – 585 с.
4. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. - 2008. - № 7. - С. 36-41.
5. Farm Production Expenditure. 2010 Summari. August, 2011. United States Department of Agriculture. National Agriculture Statistics Service. – 197 p.
6. Огляд жаток для збирання кукурудзи [Електронний ресурс] / журн. «Агросектор», 2005. — №1(4). — с. 32—34. Режим доступу до журн. : <http://journal.agrosector.com.ua/archive/4>.
7. Макаров С. Українські пристрої для збирання кукурудзи / С. Макаров, Г. Архипов, Є. Бондарев // наук.-техн. журн. «Техніка АПК». — 2004. — №5. — с.10.
8. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // наук.-техн. журн. «Техніка АПК». — 2003. — №7. — с.4—7.
9. Анішин Л.П. Особливості кукурудзи /Л.П. Анішин// Агроперспектива. — 2007. — №5. — С. 16–18
10. Benson E.R. Machine vision-based guidance system for an agricultural small-grain harvester /E.R. Benson, J.F. Reid, O. Zhang// Transactions of the ASAE. — 2007. — №46(4). — P. 1255–1264.
11. Касьяненко В.Д. Нові можливості та способи механізації збирання кукурудзи // Касьяненко В.Д. Касьяненко В.В. / – К.: Урожай, – 1990. – 124 с.
12. Описание и характеристика кукурузоуборочной техники // Служба новостей Agrogu.com. / – 2010. – Режим доступу: <http://www.agroru.com/news/648023.htm>
13. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин / Е.С. Босой — М. : Машиностроение, 1967.
14. Трубилин Е.И. Машины для уборки сельскохозяйственных культур / Е.И. Трубилин, В.А. Абликов — Краснодар : КГАУ, 2010.
15. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (конструкция, теория, расчет) / И.А. Долгов — Ростов-н/Д : Издательский центр ДГТУ, 2003.

CURRENT SITUATION AND EXISTING PROBLEMS COLLECTION CORN

Summary. The modern consisting and existent problems of collection of corn is analysed of Ukraine. The negative consequences of crisis position are certain.

Key words: modern, energy potential, technology acreage.

ВПЛИВ СОРТУ МАСЕЛ НА РЕСУРС ДВИГУНА Д – 260

Nikolay Gripachevskiy

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Аннотация. В процессе испытаний грузовых автомобилей, особую роль уделяют техническому состоянию дизельных двигателей, моторесурс которых в значительной степени зависит не только от конструктивных и технологических факторов, но и качества моторного масла.

Ключевые слова: дизельный двигатель, моторное масло, поршневые кольца.

Для проведения експлуатаційних випробувань були вибрані 2 нові вантажні автомобіля. Їх пробіг коливався в межах 10 - 15 тис. км. Двигуни комбайнів експлуатувалися відповідно на маслах SAE 5W – 40 і SAE 10W - 40.

Під час вибору комбайнів для проведення експлуатаційних випробувань головна увага приділялася їхньому технічному стану, і особливо, угар масла, витрата палива і проривання газу із сапуна двигуна. Для цього кожен автомобіль перевірявся по вище перерахованим показникам протягом двох робочих змін. Витрата палива перевіряли безпосередньо по показанням приладів, угар масла відповідно долитого із мірного циліндру ємністю 0,5 л.; а кількість газів що прорвалися із сапуна – за допомогою газового лічильника КИ - 8940.

Складання результатів спостережень за автомобілями дало початок для можливості їх використання для проведення експлуатаційних випробувань.

Підготовка автомобілів до випробування. Перед початком проведення випробування всім автомобілям був проведений 2-й технічний огляд згідно інструкції. При цьому піддон картера був знятий і ретельно промитий промив очною рідиною. Після збору двигуна заливалося свіже масло. При роботі двигуна контролювався тиск масла згідно свідченням показника, яке було в допустимих межах. Вірність роботи показника температури води перевірялось за допомогою ртутного термометра. Робота масляного фільтру перевірялась згідно інструкції після зупинки прогрітого двигуна. В головну масляну магістраль був вкручений спеціальний штуцер для відбору проб масла в період випробування.

Кількість відкладень в центрифугі визначали шляхом зважування ротора на вагах, через 60 мотогодин роботи двигуна; промивання центрифуги відбувалась через 120 годин роботи двигуна. Відбір проб масла в кількості 30 мл проводили кожні 60 мотогодин роботи двигуна. Доливання масла на компенсацію угару проводили за допомогою мірних циліндрів ємністю 0,5 л з ціною поділки 1 мл.

Для контролю штатних приладів, встановлених на автомобілі, а також для встановлення дійсної температури води і масла були використані спеціальні термометри, котрі або вставляються в заливну горловину радіатора або вкручуються в корпус фільтрів системи мащення. Величину електродинамічної сили термометри визначали за допомогою переносного потенціометра КП-59, потім по таблиці визначали температуру. Величина температури визначалась також за допомогою ртутного термометра, який вставлявся в отвір верхнього бачка радіатора, або в отвір в картері під масломірну лінійку. Температуру масла і води визначали при різних режимах роботи двигуна – робота під навантаженням, на холостому ходу, під час зупинки двигуна.

Періодично проводився хронометраж робочої зміни автомобілів з зазначенням часу на підготовку і запуск двигуна, час роботи двигуна під навантаженням і холостому ходу, тривалість зупинок, кількість запусків, а також зміни температури двигуна під час зміни.

Кожен день, по закінченню зміни, в журнал по обліку роботи автомобілів заносилися наступні данні:

- пробіг, тис. Км,
- витрата палива,
- угар масла,
- показники контрольно-виміральної приладів.

Кількість газів що прориваються із камери згоряння в картер двигуна заміряли за допомогою приладу КИ-8940 через кожні 5 тис. км пробігу.

За весь період проведення експлуатаційних випробувань ніяких відхилень в технічному стані комбайнів не спостерігалось.

При використанні моторних масел особливу увагу слід приділяти їх стандартам, які в значній мірі впливають на зменшення потужності, знос деталей двигунів і експлуатаційних властивостей.

В результаті проведення стендових випробувань на маслах з індексом 5 і 10 було встановлено, що з підвищенням в'язкості зростають витрати потужності на 12% (рис. 1).

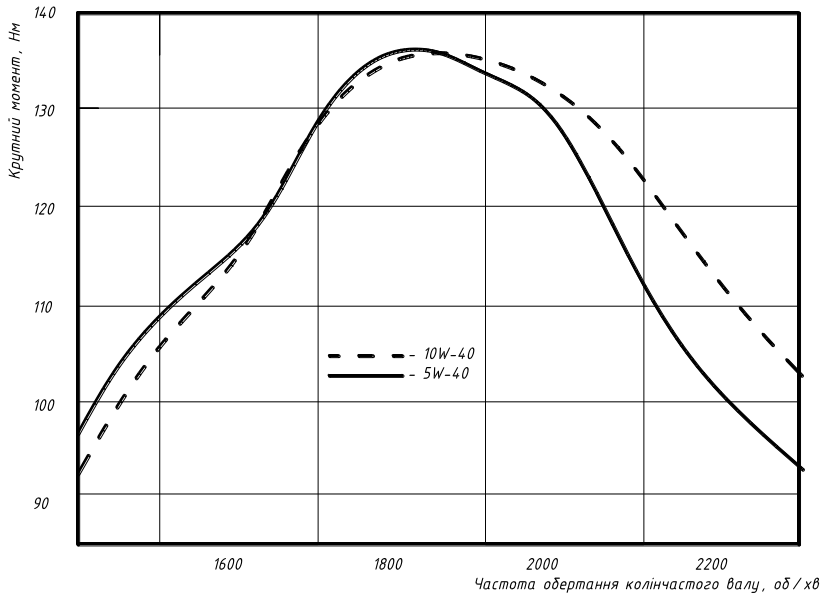


Рис. 1. Показники роботи масла на різних режимах
Fig. 1. Indexes of work of oil are on the different modes

Чим більше в'язкість масла, тим товще масляні плівки, що утворюються в парах тертя двигуна - в підшипниках колінчастого валу, під поршневими кільцями. А чим товще масляна плівка, тим менше знос деталей циліндро - поршневої групи. Потужність двигуна, витрата масла на чад, і навіть на температури його деталей - а значить, і загальна надійність двигуна, теж залежать від в'язкості масла. Тому стосовно в'язкості «більше» не значить «краще», треба визначити якийсь оптимум для кожного конкретного двигуна.

Спочатку заміряємо потужність двигуна і витрату палива на різних маслах: виявимо залежність його показників від в'язкості масла. Потім оцінимо вплив властивостей масла на швидкість зносу. Перед випробуванням кожного сорту двигун розбирається, зважується

поршневі кільця і вкладиші підшипників. Знов збираємо і заливаємо випробовуване масло, обкатуємо протягом години. Потім випробовуємо протягом 20 мотогодин на режимах прискореного циклу зносу. Додатково імітуємо пускові режими. По закінченні - повторне розбирання, знову зважуємо вкладиші і кільця. Віднімаємо, ділимо на певний час - одержуємо швидкість зносу на циклі прискорених випробувань.

Для двох марок - SAE 5W-40 і SAE 10W-40, отримані результати лягли в межі погрішності вимірювань (рис. 1). Отже, при прогрітому двигуні перша цифра в позначенні масла не впливає ні на потужність, ні на витрату палива. Щодо ресурсу, то очевидно: чим швидше масло починає прокачуватися через систему змазування, тим нижче інтенсивність «пускового зносу». Для нас важливо: чим менше перша цифра, тим менше двигун зноситься при холодному пуску. До речі, це буде помітно і по стану двигуна комбайна - на такому маслі він швидше починає приймати навантаження у міру прогрівання.

З другою цифрою все набагато складніше. На графіках залежності крутного моменту двигуна, від в'язкості масла (рис. 2) відразу визначився той самий оптимум, про який мовилося вище. Підтвердилося і те, що у міру збільшення швидкості оптимум зміщується в зону більш високої в'язкості. Так, якщо двигун переважно працює на помірних обертах (1600 об/хв), характерних для експлуатації в місті, то ближче всіх до оптимуму SAE 5. Зате вище 2000 об/хв оптимум зсовується до SAE 10.

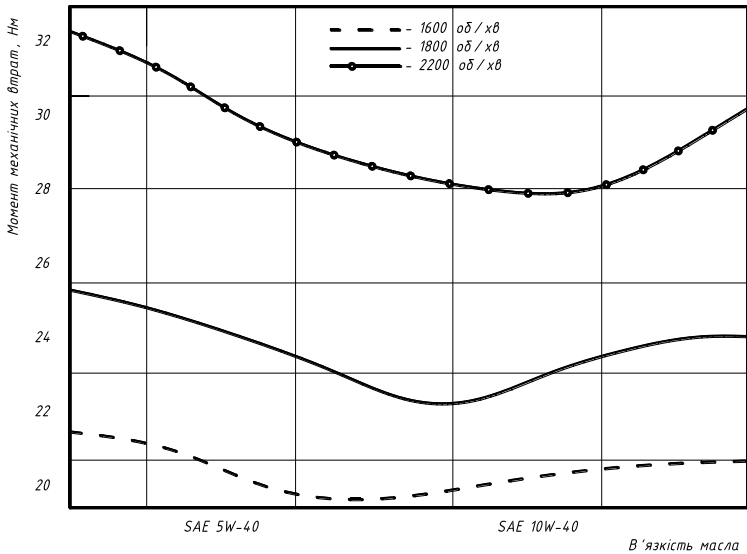


Рис. 2. Оптимуми механічних витрат
Fig. 2. Optimum of mechanical losses

Слід звернути увагу на вплив масла на моторесурс двигуна. Якщо нехтувати пусковим зносом, на який впливають в основному присадки, включені до складу базового пакету, то залежність проста - чим більше в'язкість, тим менше знос (рис. 3).

Існує думка, що на зиму краще заливати масло з меншою в'язкістю, порідкий. Тобто в індексі SAE і першу, і другу цифру треба мати трохи менше. З першою все зрозуміло - адже гранична негативна температура експлуатації визначається саме нею. І тут знову набуває важливість друга цифра індексу. А як впливає вона на знос двигуна розглянемо далі.

Отже, при середньому морозці двигун все ж таки запустився. А у стадії прогрівання чим більше в'язкість масла, тим вище втрати на тертя. Значить, для досягнення одних і тих же

обертів холостого ходу палива доведеться спалити більше, ніж в теплу погоду. Тертя в цілому пропорційно в'язкості, а наскільки зростає вона при низьких температурах? Зміряли: при температурі 20°C в'язкість у SAE 50 склала 666 сСт, а SAE 10 -1343 сСт. Тобто в два рази більше, ніж «найрідшого» з узятих нами масел. А прогрів взимку йде довго, значить, палива на в'язких маслах витратимо помітно більше. Про токсичність і говорити не доводиться - суміш-то потрібно збагатити.

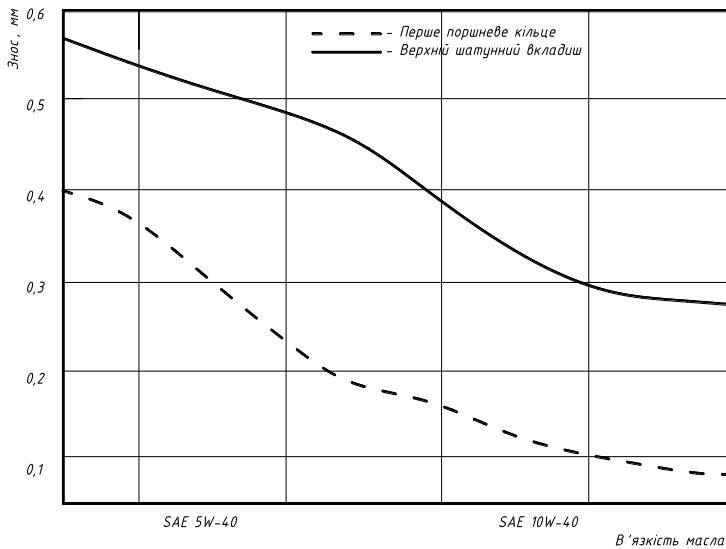


Рис. 3. Залежність зносу двигуна від в'язкості масла
Fig. 3. Dependence of wear of engine is on visciduity of oil

Втім, вузли тертя двигуна працюють на конкретному сорті масла з реальною робочою в'язкістю. Ця в'язкість, як ми показали раніше, має чітко виражений оптимум. Але взимку масло в піддоні градусів на 20 - 40 холодніше, ніж влітку. Звичайно, в підшипнику воно додатково прогрівається, але його робоча температура все-таки нижче (рис. 4). Оскільки дискретність класифікації в'язкості по SAE достатньо груба, висновок простий - на морозі оптимальним для ефективної роботи вузлів тертя двигуна буде масло з в'язкістю, на «десятьку» меншої - наприклад, 50 замість 40, 40 замість 30.

До речі, якщо щодо плівок в підшипниках ніхто не сумнівався, то сумніви в тому, чи є вони під поршневими кільцями, остаточно розвіяли тільки в 80-х роках минулого століття. Тоді практично одночасно і у нас, і в Штатах, і в Японії були поставлені експерименти, в ході яких заміряли товщину плівок і виявили деякі закономірності їх зміни в циліндрах двигуна. Зокрема, встановили, що потужність двигуна залежить від товщини масляного шару і, крім того, від в'язкості моторного масла. Ці висновки і лягли в основу описаного експерименту.

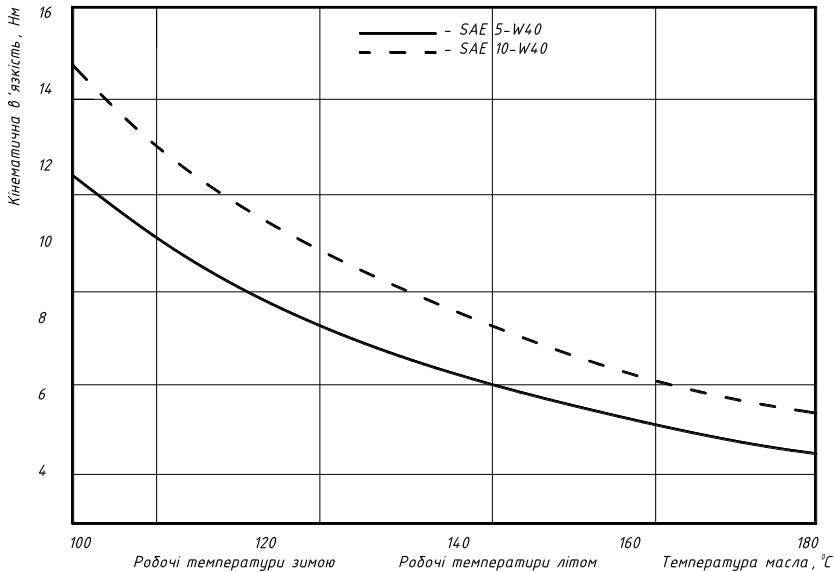


Рис. 4. Залежність кінематичної в'язкості від температури масла
Fig. 4. Dependence of kinematics viscosity is on the temperature of oil

Масляні плівки, формовані поршневыми кільцями, створюють серйозний тепловий опір - адже 60 - 80% тепла, сприйманого поршнем від газів в камері згоряє, відводиться через кільця. А теплопровідність масла дуже низька. І чим товще плівки, тим менше тепла відводиться від поршня – його температура росте, а значить, збільшується і діаметр деталі. До речі, допуски зазорів по розмірних групах враховують можливість роботи двигуна на маслах чітко певних класів.

Простий перехід з SAE 5 на SAE 10 для даного двигуна приводить до збільшення температури поршня на 8 - 15 градусів залежно від режиму його роботи; ніж товщі плівки залишаються в циліндрі, тим більше масла витратило на чад.

ЛІТЕРАТУРА

1. Виноградов В.И. : 1980: Эксплуатация дизельных тракторов в зимних условиях. Челябинск, 257с.
2. Бородич А.М. : 1969: Исследование работы тракторного дизеля при эксплуатации в условиях низких температур. Кандидатская диссертация, Иркутск, 160с.
3. Смирнов М.С., : Очеретяный И.Т. 1990: Влияние температуры охлаждающей жидкости и природы топлива на износ деталей цилиндро-поршневой группы Иркутск, 160с.
4. Вельских В.И. : 1959: Влияние теплового состояния тракторного двигателя на его износ и параметры рабочего процесса при различных вариантах охлаждения. Сборник научно-исследовательских работ аспирантов ВИМ. М., 300с.
5. Лышко Г.П., Жосан А.А. : 1967 К методике определения содержания механических примесей в отработанных маслах. Труды КСХИ, том 53, Кишинев., 31-45с.
6. Аронов Д.М., Максимов К.М. : 1968: Влияние эксплуатационных режимов работы автомобиля на изменение физико-химических свойств моторных масел. Сборник статей, выпуск 5. Эксплуатационно-технические свойства и применение

- автомобильных топлив, смазочных материалов и спецжидкости. Изд-во «Транспорт», М., стр.194.
7. Арабян С.Г. : 1959: Исследование и подбор картерных масел в соответствии с требованиями и условиям эксплуатации дизелей. Кандидатская диссертация, 253с.
 8. Лосавио Г.С. :1967: Пусковые износы автомобильных двигателей при низких температурах. НИИАТ, 56-87с.
 9. Никулин Ю.В. : и др. 1968: Роль топлива в смазке и износе деталей ЦПГ в период пуска-прогрева дизельного двигателя. II научно-техническое совещание по повышению износа деталей ЦПГ двигателей внутреннего сгорания. Госниимаш, 35-90с.
 10. Абрамов О.В., :ШТ. Хорбенко, И.Г., Швегла Ш. 1984: "Ультразвуковая обработка материалов", Москва "Машиностроение"., Братислава "Альфа" 1984 г., 280 с.
"Ультразвук" маленькая энциклопедия. Москва, 1979: изд. "Советская энциклопедия" г. 400 с.

INFLUENCE SORT OILS ON RESOURCE ENGINE D - 260 COMBINE «FIELD-EFFECT»

Summary. In the process of testing the agricultural combines, a special attention is paid to the technical state of diesel engines, motor resource of which largely depends on their structural and technological features ,as well as the quality of engine oil.

Key words: dyzel'nyy engine, motor butter, piston rings.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

СКЛАДОВІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ ТЕХНІЧНИМИ ЗАСОБАМИ ВИРОБНИЦТВА

Ivan Kischak¹, Valery Havrysh², Andriy Kulik²

¹Mykolayiv National University named after Sukhomlinskiy

²Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine

e-mail: valerahavrysh@rambler.ru

Анотація. Охарактеризовано сучасний стан системи забезпечення аграрних товаровиробників Миколаївської області сільськогосподарською технікою, розкрито його принципи та визначено джерела постачання технічних засобів виробництва.

Ключові слова: сільськогосподарська техніка, ресурси, сільськогосподарське виробництво, ефективність.

ВСТУП

Однією з найважливіших проблем сучасних аграрних товаровиробників є їхнє неналежне забезпечення технічними засобами виробництва. При цьому останнім часом простежується чітка тенденція до значного та систематичного зростання вартості сільськогосподарської техніки як вітчизняного так і імпортного виробництва. Сезонність попиту на сільськогосподарську техніку спричиняє дефіцит на технічні засоби виробництва та неякісне їх постачання аграрним виробникам. Тому питання, пов'язані із забезпечення товаровиробників технікою в сучасних умовах є актуальними та потребують відповідного вирішення.

Проблеми забезпечення товаровиробників технічними засобами виробництва в своїх працях висвітлювали: А. Дуб, В. Іванішин, Г. Лісовий, О. Плаксін, Л. Погорілий, П. Саблук, В. Шебанін та інші. Ними акцентовано увагу на необхідності вирішення питань щодо:

- організаційно-технологічних заходів забезпечення сільськогосподарських товаровиробників технічними засобами виробництва;
- врегулювання і розвитку економіко-правових відносин між аграріями, постачальниками та товаровиробниками сільськогосподарської техніки;
- підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки;
- вирішення проблемних питань технологій виробництва та ціноутворення на технічні засоби виробництва.

Метою дослідження є вивчення стану забезпечення сільськогосподарських товаровиробників технічними засобами виробництва та визначення основних напрямів розвитку системи технічного забезпечення аграрних виробників.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

Попередні власні та результати досліджень інших науковців свідчать, що підприємства агропромислового комплексу держави забезпечені основним сільськогосподарським обладнанням лише на 45-58 % до технологічної потреби, з яких понад 90 %, через зношеність, потребують заміни [Постанова Кабінету ... 2007]. При цьому рівень забезпечення сільськогосподарської технікою по регіонам України різний. В південних регіонах завантаженість на одиницю техніки майже вдвічі вища ніж на півночі, а розміри щорічного списання основних засобів виробництва перевищують темпи оновлення матеріально – технічної бази. Як приклад досліджено стан технічного забезпечення аграрних формувань Миколаївської області, кількість яких у 2009 році за організаційно-правовими формами господарювання складала всього 5171 од., з них фермерські господарства – 4586; приватні підприємства – 251; господарські товариства – 253; виробничі кооперативи – 19; фермерські підприємства – 13; підприємства інших форм господарювання – 49 [Статистичний щорічник ... 2010]. Така кількість суб'єктів господарювання потребує відповідної чисельності технічних засобів для ефективного здійснення визначеної ними діяльності у аграрній сфері. Динаміку скорочення кількості основних технічних засобів в Миколаївській області за 1992-2009 роки наведено в таблиці.

Таблиця 1. Парк сільськогосподарської техніки аграрних підприємств Миколаївської області, од.

Table 1. Agricultural machine fleet of Mykolayiv region farms

Роки	Трактори	Комбайни	
		Зернозбиральні	Кукурудзозбиральні
1992	21863	4554	657
2000	11741	2516	379
2005	8151	1783	228
2009	6871	1491	125
2009 р. в % до:			
2000	58,5	59,2	32,9
2005	84,3	83,6	54,8

Дані таблиці свідчать, що темпи скорочення чисельності парку основної сільськогосподарської техніки в аграрних підприємствах області протягом 2000-2005 років були інтенсивнішими (54,8-84,6%), ніж протягом 2005-2009 років (32,9-59,2%), що свідчить про певну стабілізацію чисельності парку сільськогосподарської техніки, яка при цьому не відповідає рівню технічної потреби. Для своєчасного та ефективного обробітку 1,7 млн. га ріллі області загальна потреба у тракторах всіх видів складає 15,0 тис. од., зернозбиральних комбайнів – 5,2 тис. од., кукурудзозбиральних комбайнів – 500 од. [Kischak I., Havrysh V. 2010]. Відсоток до технологічної потреби в техніці в 2009 році в області не перевищував: тракторів – 46%, зернозбиральних комбайнів – 29%, кукурудзозбиральних – 25%.

Щодо України, то щорічна потреба в оновленні парку тракторів становить 35...40 тис. одиниць. Вітчизняне машинобудування, за твердженням профільного міністерства, покриває потребу в 4...5 тис. одиниць (рис.) [Рубець А. 2010]. Потужні сільськогосподарські трактори можуть випускати ХТЗ та ТОВ «Укграгрокомсільмаш» [Иванова Е. 2011; Шаповалов В. 2011б]. На думку Міністра аграрної політики та продовольства України М.Присяжнюка, українські комбайни мають перспективу [Міністр АПК ... 2011]. Хоча вибір сільськогосподарської техніки потрібно здійснювати за низкою відповідних критеріїв [Мармуль Л.О. 2007; Гавриш В.І., Червен І.І. 2006].

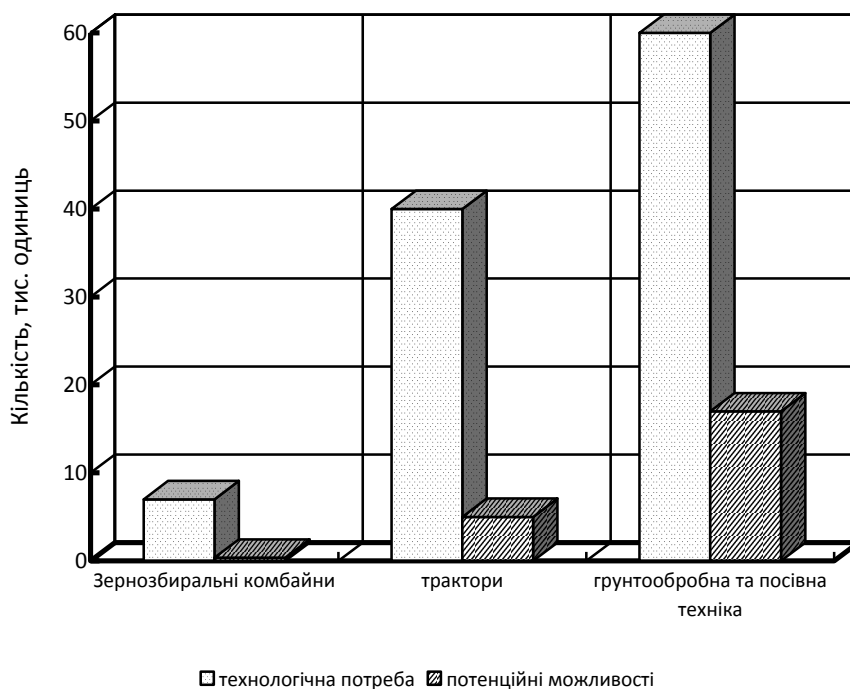


Рис. 1. Технологічна потреба та потенційна можливість виробництва вітчизняної сільгосптехніки

Fig. 1. Technological necessity and potential opportunity of production of native industry

Через високий ступінь зношеності та технічні несправності щорічно виходить з ладу четверта частина тракторів та комбайнів, а витрати на відновлювально-ремонтні роботи щорічно зростають на 5-7%. Система сервісу та ремонтного обслуговування техніки, яка функціонувала до 2000 року втратила своє призначення, а нова, яка б відповідала вимогам ринкової економіки та технологічному рівню обслуговування сучасної високопродуктивної техніки, ще

не сформована. В свою чергу нестача та низька якість технічних засобів і високий ступінь їх зношеності збільшують річне навантаження на машинно-тракторний парк. Термін виконання механізованих робіт збільшуються у 2-5 разів, знижується їх якість, а відповідно зростають втрати врожаю. Щорічні втрати врожаю в Україні у грошовому еквіваленті оцінюються в 15-18 млрд грн [Хома І., Горбань В. 2008]. Така ситуація призводить до підвищення собівартості продукції та зниження продуктивності праці.

Дефіцит коштів на оновлення парку техніки вимагає дбайливого її використання та застосування сучасних технологій відновлення деталей [Карабиньош С., Новицький А. 2011].

Темпи оновлення вітчизняної складної сільськогосподарської техніки у 2-5 разів нижчі, ніж за кордоном, що не дає змоги забезпечити конкурентоспроможність вітчизняної техніки, незважаючи на більшу її пристосованість до роботи в умовах України і нижчу вартість (у 2-5 разів нижча, ніж вартість закордонних аналогів). При цьому вітчизняні потужності більшості підприємств з виробництва сільськогосподарської техніки завантажені лише на 15-30% [Павлова О. 2007].

Оцінка якості роботи зернозбиральних комбайнів у господарствах України, проведена в УкрНДІПВТ м. Л. Погорелова показала наступне. Комбайни вітчизняного виробництва по такому показнику як втрати зерна не поступаються закордонним зразкам [Рожанський О., Харенко М. ... 2010; Кравчук В.І., Мельник Ю.Ф. 2009]. На ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод» у 2011 році розпочав серійне виробництво нових комбайнів «Скіф», в якому 70% комплектуючих - українські, 30% - закордонні (Росія, Білорусь, Німеччина, Італія). Він не поступається за технічними характеристиками аналогам з ЄС, маючи на 25...30% меншу ціну [Шаповалов В. 2011].

Більшість спеціалізованих машинобудівних заводів оснащені жорсткими технологічними лініями, які не дають можливості швидко і з малими витратами переходити на виготовлення нових більш прогресивних моделей техніки. На жаль, досі не сформовані замкнені макротехнологічні галузеві комплекси, які відповідають сучасному постіндустріальному устрою промисловості і дають змогу з найбільшою ефективністю конкурувати на світовому ринку. Це дозволяє стверджувати, що сьогодні вітчизняні заводи з виробництва основних видів сільськогосподарської техніки не в змозі забезпечити нею аграрний сектор, до того ж з оптимальним співвідношенням: ціна – технологічний рівень – якість.

Створена протягом останніх років сільськогосподарська техніка вітчизняного виробництва користується реальним попитом, а забезпечення її конкурентоспроможного положення на внутрішньому та зовнішньому ринку потребує докорінної модернізації існуючих елементів та освоєння нових технологій. Нині присутня ситуація, коли аграріям вигідніше закупити імпортну техніку, що була у використанні, ніж нову вітчизняну, навіть при певному рівні державного стимулювання її придбання. Для них не важливо в якій країні техніку вироблено, а головним є те, щоб ціна техніки відповідала її якості й технологічному рівню [Остень О. 2007].

Розглядаючи питання відновлення та насичення парку сільськогосподарських машин зазначимо, що у 2002 році відновилося постачання в Україну комбайнів виробництва ВАТ «Ростсільмаш», яке було припинене в 1996 р. через значну заборгованість коштів цьому підприємству. На теперішній час підприємство постачає через дилерську мережу комбайни таких марок: «Acros», «Vector», «Дон-680». З 2008 року на територію держави почали надходити білоруські комбайни виробництва РУП «Гомсільмаш», ціна яких дещо нижча ніж комбайнів з Росії. Основними виробниками тракторів в Україні є: ВАТ «Харківський тракторний завод», ТОВ «Укравтозапчастина», ТОВ ТД «МТЗ-Білорус-Україна».

До однієї з основних проблем придбання матеріально-технічних ресурсів, відноситься диспаритет цін, внаслідок чого платоспроможність аграріїв перебуває на низькому рівні. Так, ціни на сільськогосподарські матеріально-технічні ресурси і послуги, які споживають аграрії, у шість разів вищі за ціни на сільськогосподарську продукцію. За такої ситуації майже всі види сільськогосподарської продукції (крім зерна та насіння соняшнику) перебувають на межі збитковості. Проте, варто зазначити, що диспаритет цін наявний і в економіці розвинених країн, однак там він перебуває під контролем держави, яка в разі потреби вживає заходів щодо його зменшення. В цих країнах диспаритет цін здебільшого пов'язаний з високими вимогами до техніки (її універсальності, надійності, економічності, енергозбереження тощо). Важливим є те, що фермери економічно розвинутих країн у вирішенні питання забезпечення господарств технікою, виходячи з економічних розрахунків, порівнюють доцільність купівлі нової техніки, придбання вживаної техніки на вторинному ринку, залучення тракторів та комбайнів шляхом оренди або ж користуються послугами машинопрокатних станцій. Як зазначає О.Плаксін, на вторинному ринку сільськогосподарської техніки можна придбати із значними ціновими знижками техніку, яка була у вжитку менше п'яти років. В Україні ж на вторинному ринку ціни істотно нижчі лише на технологічно і морально застарілу техніку яка відпрацювала свій технологічно визначений ресурс [Плаксін О. 2004].

Останніми роками близько двох десятків українських підприємств розпочали виробництво ґрунтообробної техніки. Ціна на таку техніку значно нижча від імпортних аналогів, а якість досить висока. Як приклад, вартість трикорпусного обертового плуга виробництва ТОВ «Завод «Полігон» складає близько 20 тис. грн, а вартість агрегату-аналога виробництва фірми KUNN – в двічі більша. Основними виробниками цієї техніки є ПрАТ «Червона зірка», СТФ «Агрореммаш», ТОВ НВП «БілоцерківМаз», ТОВ «Велес-Агро», ВАТ «Галещина машзавод», ВАТ «Уманьфермаш» тощо.

Одним з важливих питань для сільськогосподарських підприємств завжди було фінансування придбання техніки: за рахунок власних чи позичених коштів. Можливі варіанти придбання техніки у лізинг або кредит. Дослідження показують, що лізинг має свої не стільки вартісні, скільки інші переваги [Гугін Ж., Вароді О. 2011].

Попри всю важливість проблеми інноваційної орієнтації відновлення техніки сільськогосподарських товаровиробників, сформулювати її набагато легше, ніж розв'язати. Зазначене обумовлюється тим, що витоки технічного вдосконалення

машинно-тракторного парку відносяться ще до 90-х років минулого століття. Сучасні наукові досягнення світової агрономічно-інженерної науки мають реальні можливості забезпечити 5-6 разову «оплату», віддачу вкладеної енергії таким же, тобто енергетиком, еквівалентом зібраного урожаю при відповідних технологіях. За останні 20 років потужність нових моделей тракторів і самохідних сільськогосподарських машин Німеччини, Франції, Англії та інших розвинених країн практично подвоїлись. Вітчизняні базові типи сільськогосподарської техніки за технологічним рівнем (енергоекономічність, технологічна досконалість, надійність, довговічність, механічний коефіцієнт корисної дії) відстають від кращих зарубіжних зразків на 1-2 покоління, а загальне енергомашинне забезпечення виробництва – у 3-5 разів [Іванишин В. 2010]. У зв'язку з цим тривалість виконання основних технологічних операцій в рослинництві перевищує оптимальні терміни у 2-3 рази, що призводить до недобору 30-50% продукції [Погорілий Л. 2003].

В результаті трансформаційних процесів в Україні сформувався багатоукладний аграрний сектор, який потребує належного технічного забезпечення з погляду потреби широкого асортименту технічних засобів і вартості їх застосування відповідно до наявного досвіду у цій сфері. В загальному зменшенні ефективності сільськогосподарського виробництва на фактор механізації припадає 40-50%. Це в свою чергу потребує визначення таких технічних шляхів і представлених напрямів технічного забезпечення аграрного виробництва, які б, на підставі світового досвіду, максимально були залучені та забезпечували належну ефективність функціонування аграрних підприємств.

ВИСНОВКИ

Результати досліджень дозволяють стверджувати, що ринок сільськогосподарської техніки в Україні є досить насиченим, а структура постачання технічних засобів виробництва потребує вдосконалення. Енергонасичена сільськогосподарська техніка українського виробництва користується меншим попитом, що зумовлено технічною відсталістю технологічного процесу її виробництва та конструктивними особливостями. В свою чергу забезпечення ґрунтообробною технікою вітчизняного виробництва знаходиться на необхідному рівні, проте це не вирішує питання щодо цінової конкурентної політики та зобов'язує її виробника до постійного підвищення якісних показників цього виду техніки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження Державної програми розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу на 2007-2010 роки» від 26 вересня 2007 р., № 1181.
2. Статистичний щорічник Миколаївської області за 2009 рік 2010: Головне управління статистики у Миколаївській області, Миколаїв, 634 с.
3. Kischak, I., Havrysh, V. 2010: Економіко-технологічне забезпечення збирання урожаю. MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa, Lublin, Польща. Том. 12 А., С.63-70.

4. Хома І., Горбань, В. 2008: Основні напрямки розвитку підприємств машинобудування для агропромислового комплексу // 36. Наук. м.: Економіка, планування і управління в м. виробничому комплексі. Львів : НЛТУ, Вип. 18, С. 228-234.
5. Павлова О. 2007: Фактори та показники формування конкурентоспроможності продукції підприємств сільськогосподарського машинобудування. Держава та регіони, № 3, С.173-176.
6. Остен ь О. 2007: Оцінка конкурентоспроможності машинобудівної продукції промислового призначення. Держава та регіони. № 1, С.251-254.
7. Плаксін О. 2004: Матеріально-технічне забезпечення підприємств АПК в сучасних умовах. Економіка АПК. № 8, С.63-68.
8. Іванишин В. 2010: Інноваційне забезпечення оновлення техніко-технологічної бази підприємств АПК. Економіка АПК. № 1, С.128-133.
9. Погорілий Л. 2003: Сучасні проблеми землеробської техніки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. Техніка АПК. № 1, С.5.
10. Рубець А. 2010: Кого турбує стан парку тракторів? Пропозиція. №5, С.100-109.
11. Карабиньош С., Новицький А. 2011: Відновлення деталей сільгосптехніки. Пропозиція. №1, С.100-104.
12. Рожанський О., Харенко М., Кремсал В., Лисак О. 2010: Оцінка якості роботи зернозбиральних комбайнів у господарствах України. Техніка і технології АПК. №5(8), С.28-31.
13. Кравчук В.І., Мельник Ю.Ф. 2009: Машини для збирання зернових та технічних культур. Дослідницьке. УкрНДПВТ м.. Л.Погорелого, 296 с.
14. Шаповалов В. 2011а: На зростаючих обертах. Аграрний тиждень. №24(193), С.13.
15. Гугін Ж., Вароді О. 2011: Придбати в кредит чи лізинг? Пропозиція. №5, С.36-39.
16. Иванова Е. 2011: ХТЗ: вчера, сегодня, завтра. Аграрний тиждень. 2011. №31(200), С.16.
17. Шаповалов В. 2011б: Вітчизняна техніка потребує вітчизняного мотора. Аграрний тиждень. 2011. №32(201), С.6-7.
18. Міністр АПК відвідав «Херсонмаш» 2011: Аграрний тиждень. 2011. №27(196), С.13.
19. Мармуль Л.О. 2007: Матеріально-технічне забезпечення регіональних АПК. Економіка АПК. №2, С.11-19.
20. Гавриш В.І., Червен І.І. 2006: Підходи до вибору економічно оптимального комбайна. Вісник аграрної науки Причорномор'я. №2(34), С.27-34.

COMPONENTS OF SUPPORT OF AGRICULTURAL ENTERPRISES INDUSTRIAL HARDWARE

I. Kischak, V. Havrysh, A. Kulik

Summary. Characterizes the current state of the system of agricultural producers Mykolayiv region in agricultural machinery, disclosed its principles and identified sources of supply of means of production.

Key words: agricultural machines, resources, agriculture, efficiency.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ОБЛАСТИ ОГРАНИЧЕННЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ

Vjacheslav Shebanin, Elena Cepurit

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: atamanyuk_igor@mail.ru
Petro Mohyla Black Sea State University
68-th Desantnykiv Str.eet 10, Mykolaiv 54003, Ukraine
e-mail: y_kondratenko@rambler.ru

Аннотация. В статье рассмотрена методика расчета прочности сечений стержневых элементов моно- и бистальных конструкций в области пластических деформаций при действии различных комбинаций внешних усилий, в том числе, при действии повторно-переменного нагружения.

Ключевые слова: деформированная схема, ограниченные пластические деформации.

ВВЕДЕНИЕ

Целью данного исследования является теоретическое и экспериментальное обоснование расчета прочности сжато-согнутых и растянуто-согнутых стальных стержней с учетом деформированной схемы по критерию ограниченных пластических деформаций, а также разработка для использования в практике проектирования методики расчета стержневых элементов моно- и бистальных конструкций при действии различных комбинаций внешних усилий, в том числе при действии повторно-переменного нагружения.

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ

В качестве предельного состояния по прочности принято ограничение интенсивности пластических деформаций нормированным предельным значением $\varepsilon_{ip,lim}=0,002$. Величина предельной пластической деформации принята в соответствии со следующим утверждением: пластические составляющие деформации, не превышающие 0,002, не влияют заметно на ударную вязкость и не ухудшают свойства стойкости стали; незначительная величина пластической составляющей деформации обеспечивает возможность приспособляемости конструкций при подвижных и переменных нагружениях, а также дает повышение стойкости, которое приближается к повышению при пластическом шарнире. Приняты обычные допущения, используемые при расчете стальных конструкций за пределом упругости, а именно: деформационная теория пластичности, энергетическое условие текучести, гипотеза плоских сечений, сохранение за пределом текучести распределения касательных напряжений, полученных при расчете в пределах упругости; толщины листов, из которых формируется сечение элементов конструкции, не учитываются.

Для расчетов принята идеализированная диаграмма Прандтля. Действительная диаграмма $\sigma-\varepsilon$ имеет криволинейную часть между пределом упругости и пределом

текучести (3). В случае учета деформированной схемы при расчете прочности сжато-изогнутых и растянуто-изогнутых стальных стержней нет необходимости нелинейной аппроксимации в пластической зоне, поскольку идеализированная диаграмма Прандтля позволяет с достаточной степенью точности найти корректирующие коэффициенты к формулам упругопластического расчета прочности, которые получены без учета деформированной схемы (4). Таким образом, зависимость напряжений от деформаций определяется по формулам:

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon, & 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_T \\ \sigma_T, & \varepsilon_T \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{lim} \end{cases}, \text{ где:}$$

$$\varepsilon_{lim} = \sigma_T / E + \varepsilon_{lim} = \varepsilon_T + \varepsilon_{lim},$$

σ_T - предел текучести, равный расчетному сопротивлению R_y .

Идеализированная диаграмма напряжений-деформаций достаточно пригодна для расчета балок, причем благодаря самоукреплению материала достигается превышение на 5-8% предельного нагружения над его теоретическим значением.

Рассматриваются стальные и бистальные стержни, имеющие симметричные и асимметричные двутавровые сечения. На стержень совместно действуют продольная (сжимающая или растягивающая) сила и изгибающий момент. Предельная сила в пределах и за пределами упругости приложена в центре тяжести сечения.

Для расчета предложено метод последовательных приближений, согласно которому на каждом шаге итерационного процесса строится эпюра напряженно-деформированного состояния сечений, находящихся в зоне развития пластических деформаций, а также нахождения предельной величины усилий в наиболее нагруженном сечении, в котором развиваются деформации $\varepsilon_{ip,lim}$ (1). Первую из вышеуказанных задач будем называть прямой, вторую соответственно обратной задачей упругопластического расчета сечений (2).

При решении прямой задачи проводилась классификация возможных видов эпюр напряженно-деформированного состояния сечения, а также строились эпюры остаточных напряжений, соответствующие полной разгрузке сечения, с учетом теоремы про упругий характер разгрузки. Рассмотрены характерные случаи остаточного напряженно-деформированного состояния сечения при действии различных комбинаций внешних усилий и последующей разгрузке. Для расчета использовались геометрические характеристики сечения, а также расчетные сопротивления стенки и полок.

При исследовании прочности стержневых элементов применялась методика учета физической и геометрической нелинейности, а также методы аппроксимации при нахождении аналитических зависимостей, характеризующих величину прогибов в соответствии с точкой приложения поперечной силы.

Практическая методика расчета прочности моно-и бистальных стержней реализует принцип сохранения традиционного вида формул, используемых в упругой стадии работы, с дополнением системой корректирующих коэффициентов, соответствующих взаимодействию различных комбинаций изгибающего момента и продольной силы.

Основными типами рассматриваемых сечений являются двутавровые симметричные и асимметричные, в которых могут быть продольные ребра на стенке, служащие для обеспечения местной устойчивости.

При решении обратной задачи рассматривались характерные случаи напряженно-деформированного состояния сечения, которые отличаются текучестью или упругой работой поясов и частей стенки возле поясов сечения. Строились эпюры нормальных напряжений для следующих основных случаев работы асимметричного сечения в упругопластической области под действием изгибающего момента и сжимающей

продольной силы при условии, что в верхней полке напряжения от продольной силы и изгибающего момента имеют один знак: 1) предельная пластическая деформация достигается в крайних волокнах верхней части стенки и в верхней полке по всей ее ширине, нижняя часть стенки и нижняя полка работают упруго на растяжение; 2) верхняя и нижняя части сечения работают на сжатие, в верхней части сечения достигается предельная пластическая деформация; 3) текучесть развивается в верхней и нижней частях сечения, при этом предельная пластическая деформация достигается только в верхней части стенки и в верхней полке по всей ее ширине, верхняя часть сечения работает на сжатие, нижняя – на растяжение.

Используя уравнение:

$$M = \int_A \sigma_x y dx, \text{ которое дает величину внутреннего момента можно найти величину}$$

предельного изгибающего момента по соответствующей эпюре нормальных напряжений. Введем обозначения:

A_1, A_2 - площади поясных листов, A_3 - площадь стенки, h - высота сечения, α - относительное расстояние от нижней полки до нейтральной линии, α_1 - относительная величина пластической области.

Для первого случая работы моносталяного сечения была получена формула:

$$M_{\text{lim}} = \left| -A_1 R_W h - \alpha_1 A_2 R_W \left(1 - \frac{\alpha_1}{2}\right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{2}(1 - \alpha - \alpha_1) A_2 R_W \left(\alpha + \frac{2}{3}(1 - \alpha - \alpha_1)\right) h + \frac{1}{2} \alpha A_2 \sigma_H \frac{1}{3} \alpha h \right| + N h_H, \text{ где:}$$

$$h_H = (A_1 h + A_2 h / 2) / (A_1 + A_2 + A_3) - \text{расстояние от нижней полки до центра тяжести сечения.}$$

Аналогично по эпюрам напряженно-деформированного состояния, соответствующим другим случаям работы сечения, определяются формулы для нахождения предельного изгибающего момента в наиболее нагруженном сечении стержня.

Для решения вопроса о приспособляемости сечения при разгрузке и последующем нагружении строились эпюры остаточных напряжений как суммарные с эпюрами, соответствующими упругой полной и частичной разгрузке.

При решении прямой задачи по известному значению изгибающего момента M и продольного усилия N находится значение ε_{ip} пластической деформации i -го сечения.

При этом имеется в виду, что $M_S < M < M_{\text{lim}}$, где M_S - наибольший изгибающий момент в пределах упругости, M_{lim} - изгибающий момент, соответствующий развитию предельной величины пластической деформации $\varepsilon_{ip, \text{lim}}$. Для реализации поставленной цели использован итерационный метод, который обеспечивает сходимость процесса. Суть метода заключается в следующем. На первом шаге итерационного процесса предполагается, что величина $\varepsilon_{ip}^{(1)} = \varepsilon_{ip, \text{lim}} / 2$ является известной и решается обратная задача, по ней находится изгибающий момент M_{ip} , который на каждом шаге последовательных приближений сравнивается с заданным моментом M . В случае, если $M > M_{ip}$, величина пластической деформации в последующей итерации изменяется в сторону увеличения, если же $M < M_{ip}$ - то в сторону уменьшения.

Рассматривался вопрос о построении линий взаимодействия изгибающего момента и продольной силы в области ограниченных пластических деформаций, а также при повторно-переменных нагружениях.

В общем случае переменные нагружения относятся к классу сложных нагружений, когда в процессе деформирования происходит определенный поворот относительно деформируемой части главных осей напряжений и деформаций, и изменяются отношения их главных девиаторных компонентов, иными словами, направляющие тензоры напряжений и деформаций изменяются в процессе нагружений. Однако, следующие обстоятельства [2] оправдывают предлагаемую в работе методику получения линий взаимодействия усилий при исследовании переменных нагружений:

Рассматриваются лишь малые пластические деформации и только пропорциональные нагружения, которые обеспечивают простое предшествующие нагружение.

Результаты теории малых упругопластических деформаций, основанной на конечных соотношениях напряжения и деформаций, согласуются с экспериментами и при нагружениях, близких к простому, что и осуществляется в ряде случаев переменного нагружения.

Выполнение теоремы о приспособляемости сечения позволяет получить предельную линию взаимодействия усилий.

Область взаимодействия продольной силы N и изгибающего момента M , которые обеспечивают приспособляемость сечения, строится согласно неравенствам

$$N_{\text{lim}}^S \leq N \leq N_{\text{lim}}^R, \quad 0 \leq M \leq M_{\text{lim}},$$
 где N_{lim}^S , N_{lim}^R предельная сжимающая и предельная растягивающая продольные силы, M_{lim} - предельный изгибающий момент.

Как наиболее типичный рассматривался случай, когда на первом этапе нагружения заданная величина пластической деформации достигается в верхних волокнах наиболее нагруженного сечения и вызвана действием сжимающей продольной силой и изгибающим моментом.

При расчете для первого этапа нагружения значения предельной сжимающей силы и изгибающего момента находились непосредственно по геометрическим характеристикам сечения, а также расчетным сопротивлениям материала полки и стенки сечения, при этом рассматривались отдельно как стальные, так и бистальные двутавры. При нахождении предельного значения M_{lim} для бистальных сечений дополнительно рассматривались следующие случаи напряженно-деформированного состояния сечения: 1) за пределом упругости работают только части стенки, которые прилегают к обоим поясам, в центральной части стенки сохраняется упругое ядро, в упругой области работают оба пояса сечения; 2) случай односторонней текучести стенки сечения, за пределом упругости работает часть стенки возле меньшей полки.

Таким образом, основное отличие при расчете прочности бистальных стержней от моносталых состоит в определении напряженно-деформированного состояния сечений: для бистальных стержней возможны пять случаев напряженно-деформированного состояния сечений, для моносталых – три; развитие предельной пластической деформации для бистальных стержнем достигается в верхней и нижней частях стенки, для моносталых также в верхней или нижней полках.

Для симметричных сечений действительны все результаты, полученные для асимметричных сечений, потому отдельно симметричные сечения не рассматриваются. При действии только изгибающего момента без продольной силы нейтральная линия располагается в середине высоты стенки и не смещается при развитии пластических деформаций, в асимметричных сечениях нейтральная линия не совпадает с центром тяжести и, кроме того, изменяет свое положение при различных величинах пластических деформаций. При одновременном действии изгибающего момента и продольной силы как

симметричные, так и несимметричные сечения работают таким образом, что нейтральные линии не совпадают с центрами тяжести сечения и смещаются при изменении величины действующих усилий.

В отличие от области взаимодействия продольной силы и изгибающего момента, которая обеспечивает упругую работу и имеет линейный вид, область взаимодействия в предположении достижения предельной пластической деформации имеет криволинейную форму. Значения M_{lim} определялись по эпюрам напряженно-деформированного состояния сечения, которые строились для значений продольной силы N , где $N/N_{lim} = 0; \pm 0,1; \pm 0,2; \dots; \pm 0,9$. При приложении на втором и последующих этапах нагружения заданной сжимающей (растягивающей) силы N_k и изгибающего момента M_k для приспособляемости сечения необходимо, чтобы в соответствии со статической теоремой о приспособляемости суммарные напряжения в волокнах сечения не превышали разности между расчетным сопротивлением и остаточными напряжениями, поэтому для определения значений предельных внешних усилий предварительно были построены эпюры остаточных напряжений согласно методике, изложенной в работе.

В случае приложения повторных усилий проверку на выполнение условий статической теоремы о приспособляемости необходимо произвести относительно верхних и нижних волокон сечения, а также областей, в которых при первом нагружении достигались максимальные напряжения. В связи с этим максимальное значение предельного изгибающего момента, к которому приспособится сечение при повторном нагружении и заданном значении продольной силы определялось с использованием итерационного алгоритма. На первом этапе приближенное значение искомого момента находилось по условию равенства суммарных напряжений в верхних волокнах стенки расчетному сопротивлению. По найденному изгибающему моменту M_k определяются суммарные напряжения в точках сечения, и в случае превышения расчетного сопротивления уменьшение значения момента осуществляется методом деления отрезка пополам, то есть имеет место уменьшение изгибающего момента на величину $M_k / 2^k$, где k - номер шага итерационного алгоритма, или при наличии запаса увеличение на эту величину.

ВЫВОДЫ

Вышеизложенная методика построения эпюр напряженно-деформированного состояния сечений использовалась для исследования приспособляемости сечений на первом и последующих циклах нагружения. В результате получены результаты, которые показывают формирование неизменного поля остаточных напряжений на 3-4 этапах нагружения. Таким образом, область взаимодействия изгибающего момента и продольной силы, обеспечивающая приспособляемость сечений, остается неизменной для всех дальнейших циклов нагружения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чернов Н.Л., Стрелецкий Н.Н., Любаров Б.И. Расчеты стальных конструкций на прочность по критерию ограниченных пластических деформаций. // Известия вузов. Строительство и архитектура. -1984.- №7.- с.1-9.
2. Шибанин В.С. Прочность изгибаемых стальных стержневых конструкций при учете физической и геометрической нелинейности в области ограниченных пластических деформаций. Докторская диссертация. –Одесса, - 1993.

3. Шибанін В.С., Богза В.Г., Цепуріт О.В. Теоретико-експериментальне дослідження роботи бісталевих стержнів симетричного перерізу при повторно-змінних навантаженнях за межею пружності // *Металеві конструкції*. - Т. 2.- № 1, 1999. - С. 39-43.
4. Цепуріт О.В. Пристосування моносталевих стержнів симетричного перерізу при повторно-змінних навантаженнях в області обмежених пластичних деформацій // *Вісник аграрної науки Причорномор'я*. - Вип 1(6). - Миколаїв: МДАА, 1999. - С. 162-166.
5. Балдин В.А., Ильяевич С.А., Броуде Б.М., Бельский Г.Е. Некоторые вопросы расчета стальных конструкций по предельным состояниям первой группы // *Строительная механика и расчет сооружений*, 1976, № 1. – С54-57.
6. Балдин В.А., Потапов В.Н., Фалеев А.А. О сопротивлении стали деформированию при неравномерном распределении напряжений // *Строительная механика и расчет сооружений*, 1977, №1. – С29-31.
7. Илюшин А.А. О приращении пластической деформаций и поверхности текучести // *Прикладная математика и механика*, 1960. – Т. 24. – В. 4.
8. Картопольцев В.М. К вопросу проектирования бистальных балок пролетных стросений мостов // В кн.: *Исследования по строительным конструкциям и строительной мсханике*. – Томск: ТГУ, 1976, – С223-227.
9. Мурашко В.П. Обобщенные усилия в задаче приспособляемости сжато-изогнутых стержней / Сб. научн. Трудов "Рациональные строительные конструкции зданий и сооружений". Госстрой БССР. Ин-т строительства и архитектуры: Минск, 1985. – С26-34.
10. Мушанов В.П. "Дійсна робота та надійність мембранних конструкцій". Автореф. дисс. д-ра техн. наук: 05. 23. 01. – Одеса – 1997.
11. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. – М.: Изд-во иностр. лит. – Т. 1, 1954. – 647С.
12. Перельмутер А.В. Избранные проблемы надежности и безопасности строительных конструкций. – Киев: Изд-во УкрНИИпроектстальконструкция, 2000. – 215С.
13. Потапкин А. А. Проектирование стальных мостов с учетом пластических деформаций. – М.: Транспорт, 1984. – С 31-41.
14. Расчет металлических конструкций на многократные нагружения с учетом пластических деформаций. Раздел: "Предложения для нормативных документов на уточнение расчета на прочность с учетом пластических деформаций стальных конструкций при подвижных нагрузках". Книга 1. : Отчет по НИР № 447-57-75 / ЦНИИПСК, ОСК-3, выш.73, – 1975. –111С.
15. Рекомендации по проектированию бистальных балок. - М.: ЦНИИПроектстальконструкция им. Н.П. Мельникова, 1985. – 47С.
16. Соловьев А.В. Стесненное кручение стальных балок при развитии ограниченных пластических деформаций: Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05. 23. 01. – Самара, 1998. – 23С.
17. Стрелецкий Н.Н. Первоочередные вопросы развития методики предельных состояний / Развитие методики расчета по предельным состояниям. Сб. статей под ред. Е.И. Беленя. – М.: Стройиздат, 1971. – С 87-95.
18. Чернов Н.Л., Стрелецкий Н.Н., Любаров Б.И.. Расчеты стальных конструкций на прочность по критериям ограниченных пластических деформаций. - *Известия вузов. Строительство и архитектура*, 1984, №7. – С1-9.
19. Чернов Н.Л., Шибанин В.С Особенности расчета бистальных двутавров по критерию предельных пластических деформаций // *Изв. вузов. Строительство и архитектура*, 1983, №9. – С 14-18.

20. Шибанин В.С Влияние сварочных напряжений при изгибе с осевой силой и весьма малых пластических деформациях //Сб. трудов / Николаевский кораблестроительный институт. – Николаев, 1981. – Вып. 175. – - С 81-86.

**THE CALCULATION OF SOLIDNESS OF BAR ELEMENTS OF STEEL
CONSTRUCTIONS IN THE PART OF PLASTIC DEFORMATION
LIMITATION UNDER PRESSURE OF DIFFERENT COMBINATIONS OF
LOADING.**

Summary. In the article there is a description of calculation methods of bar's selection solidness of one- and twosteel elements in the part of under pressure plastic deformation with different combinations of outward efforts with operation of repeated-variable loading.

Key words: Shem of deformation, limited plastic deformation.

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ МУФТ С ПРОДОЛЬНО МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ЗУБЬЯМИ

A. Popov, O. Savenkov,

National University of Shipbuilding, Ukraine
Chkalova av. 82, ap. 49, Mykolayiv 54055

В роботі виконано рішення плоскої задачі стосовно до моделі контакту бочкоподібного зовнішнього зуба втулки з симетрично скошеним відносно середини внутрішнім зубом обоими зубчастою муфти. Отримані вирази максимальних контактних напружень і ширини ділянки контакту.

Постановка проблеми. Разработка и создание тяжелонагруженных зубчатых муфт, предназначенных для эксплуатации в условиях перекоса осей соединяемых валов агрегатов, является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет работоспособность и эффективность машин и механизмов, снабженных зубчатыми муфтами. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. Для успешного решения указанной проблемы необходимы не только новые технические решения, но и новые методы расчетов нагрузочной способности и контактной прочности.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по повышению нагрузочной способности зубчатых муфт с учетом новых технических решений, предусматривающих профилирование разверток длительных цилиндров зубчатых втулок и обойм, создание трёхвенцовых зубчатых втулок и обойм, а также разработку зубчатых муфт с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев изложены в [1 - 30], а в [29, 30] дана Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел, позволяющая производить решения задач для любых случаев взаимодействия зубьев.

Цель работы. Решение задачи применительно к модели контакта упруго сжатых бочкообразных зубьев втулки и зубьев обоймы, которые выполнены скошенными под углом ψ_0 относительно их середины.

Изложение основного материала. В качестве объекта исследования используется зубчатая муфта [11], которая вследствие продольной модификации наружных и внутренних зубьев характеризуется не только нахождением всех сопряженных пар зубьев в зацеплении при перекосах осей соединяемых валов агрегатов, но и равномерным распределением нагрузки между зубьями. Указанную зубчатую муфту следует рассматривать как муфту, не чувствительную к перекосам осей.

Для решения плоской контактной задачи применительно к сопряженным под нагрузкой зубьям муфты воспользуемся новой теорией контактной прочности, разработанной профессором А.П. Поповым [29, 30]. Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел, как и любая другая теория, базируется на допущениях и упрощающих предположениях, некоторые из которых озвучим.

Во-первых, контактные напряжения определяются на рабочих поверхностях тел, а силы трения по площадке контакта не учитываются ввиду их малых величин. Во-вторых, материалы контактирующих друг с другом тел принимаются изотропными с разными значениями коэффициентов Пуассона ν_1 , ν_2 и модулей упругости материалов E_1 , E_2 . В-третьих, сила F_n , сжимающая тела, создает в зоне контакта упругие деформации,

подчиняющиеся закону Гука. И, наконец, площадка контакта при сжатии тел считается меньшей величиной по сравнению с площадью тел, в пределах которой осуществляется их взаимодействие.

Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел предусматривает получение двух равнозначных функций контактных деформаций. Первая функция контактных деформаций определяется с учетом формы зазора между телами до нагружения. Нахождение второй функции контактных деформаций осуществляется на основе обобщенного закона Гука и гипотезы Винклера. При этом гипотеза Винклера, используемая при решениях только лишь плоских задач, впервые разработана применительно к решениям пространственных контактных задач [29, 30].

А теперь перейдем к непосредственному решению контактной задачи, обратившись к рис.1, где на рис.1,*a* изображена расчетная модель контакта нагруженного зуба 1 с внутренним зубом 2 до нагружения, а на рис.1,*б* – после нагружения. В данном случае образующие боковых поверхностей зуба 1 выполнены криволинейными с радиусом кривизны R , а образующие боковых поверхностей зуба 2 являются прямолинейно-скошенными на угол ψ_0 относительно середины к торцам. В связи с этим сечение зуба 1 представляет собой бомбинированный ролик, а сечение зуба 2 – клин.

Из рис.1,*a* следует, что величина максимального зазора $S(b_0)$ между зубьями 1 и 2 в точке $x = b_0$ равна:

$$S(b_0) = S_1(b_0) + S_2(b_0), \quad (1)$$

где: $S_1(b_0) = b_0^2 / 2R$, $S_2(b_0) = \psi_0 b_0$ – максимальные зазоры зубьев 1 и 2 в раннее указанной точке относительно оси x , b_0 – полуширина площадки контакта.

По аналогии с уравнением (1) запишем, исходя из рис.1,*a*, текущее значение зазора в точке x между зубьями:

$$S(x) = S_1(x) + S_2(x), \quad (2)$$

где: $S_1(x) = x^2 / 2R$, $S_2(x) = \psi_0 x$ – зазоры соответственно между зубом 1 и осью x , а также между зубом 2 и осью x .

В соответствии с выражениями (1) и (2) найдем зависимость первой функции $W(x)$ контактных деформаций:

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x) = [S_1(b_0) - S_1(x)] + [S_2(b_0) - S_2(x)] = \frac{b_0^2 - x^2}{2R} + \psi_0(b_0 - x). \quad (3)$$

Из уравнения (3) очевидно, что первая функция $W_1(x)$ является параболической, а функция $W_2(x)$ – линейной. Однако, как следует из [10], функция $W_1(x) = (b_0^2 - x^2) / 2R$ справедлива в том случае, если максимальные контактные напряжения $\sigma_H < 120$ МПа. При $\sigma_H > 120$ МПа необходимо воспользоваться функцией $W_1(x)$, изменяющейся по эллиптическому закону. В соответствии со сказанным представим выражение (3) в виде функции:

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} + \psi_0 b_0 \left(1 - \frac{x}{b_0} \right). \quad (4)$$

Определившись с первой функцией $W(x)$, перейдем к отысканию второй равнозначной ей функции $W(x)$. С этой целью воспользуемся законом Гука и гипотезой Винклера.

При сжатии тел 1 и 2 (рис.1,*б*) в случае изменения деформаций в направлении оси x (плоская задача) будем исходить из подчинения сближаемых тел в пределах упругости гипотезе Винклера [30], тогда:

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x), \quad (5)$$

где $W_1(x) = A_1(x) \cdot \omega(x)$, $W_2(x) = A_2(x) \cdot \omega(x)$ – упругие перемещения 1 и 2 тел; $A_1(x)$, $A_2(x)$ –

коэффициенты постели 1 и 2 тел, причем $A_1(x) + A_2(x) = A(x)$, $\text{мм}^2/\text{Н}$; $\omega(x)$ – функция нагрузки, распределенной по оси x в пределах ширины площадки контакта $2b_0$, $\text{Н}/\text{мм}$.

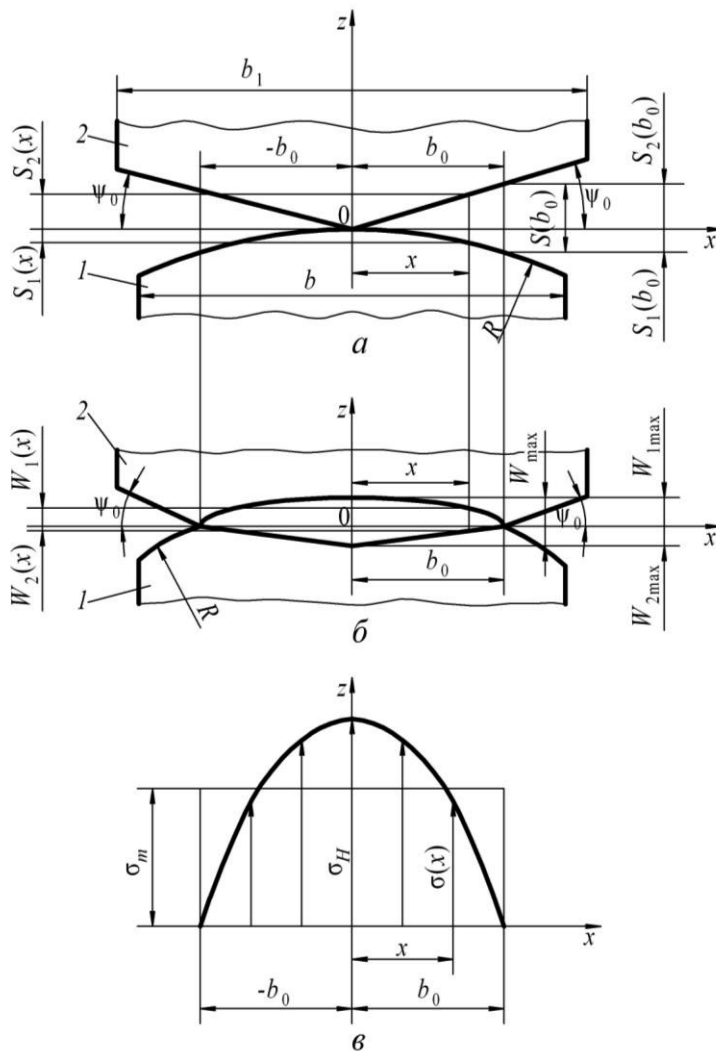


Рис. 1. Расчетная модель контакта зубьев до нагружения (а), после нагружения (б) и эпюра контактных напряжений (в)

В соответствии с приведенными обозначениями функция (5) примет вид

$$W(x) = A(x) \cdot \omega(x) . \tag{6}$$

Из уравнения (6) очевидно, что коэффициент постели $A(x)$ является переменной величиной, а это не позволяет осуществить решение рассматриваемой задачи. На основании сказанного перейдем от коэффициента постели $A(x)$ к постоянной величине коэффициента

постели A , не зависящей от x . Для этого заменим величину площади реальной эпюры напряжений равной ей по величине площадью эпюры средних напряжений σ_m , определяемых по формуле:

$$\sigma_m = \frac{F_n}{2b_0 h_p}, \quad (7)$$

где: $h_p = 2c^* m = 1,6m$ – рабочая высота зуба; $c^* = 0,8$ – коэффициент высоты головки зуба; m – модуль зацепления.

В качестве зависимости, устанавливающей взаимосвязь между упругими перемещениями тел W и возникающими в этих телах напряжениями σ , примем выражение [29]:

$$W = C_m \sigma, \quad (8)$$

где: C_m – размерный параметр, мм/МПа.

Затем, объединив зависимости (7) и (8), найдем, полагая $\sigma = \sigma_m$, выражение упругого перемещения тел, а именно:

$$W = \frac{C_m F_n}{2b_0 h_p}. \quad (9)$$

Далее, исходя из пропорционального соотношения между напряжениями σ и упругими деформациями, запишем согласно закона Гука, выражение контактных напряжений, действующих на каждое из тел, полагая $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$ в таком виде:

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon E_1}{1 - \nu_1^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}, \quad \sigma_2 = \frac{\varepsilon E_2}{1 - \nu_2^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L},$$

где: $\varepsilon = \Delta L/L$ – относительная деформация; ΔL – абсолютная величина деформации; L – некоторый линейный размер, принимаемый равным $2b_0$ [29].

Зависимость (9) на основании двух последних выражений представим в виде двух уравнений применительно к каждому из зубьев (рис.1,а), исходя из $L = 2b_0$:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1} \sigma_1 = 2C_{m1} \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} = \frac{C_{m1} E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{b_0} \\ W &= 2C_{m2} \sigma_2 = 2C_{m2} \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} = \frac{C_{m2} E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{b_0} \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Прежде чем продолжить решение задачи, рассмотрим краткие пояснения, касающиеся размерных параметров C_{m1} и C_{m2} . Размерные параметры C_{m1} и C_{m2} представляют собой величины деформации первого и второго зубьев, измеряемые в миллиметрах при действии напряжений, равных одному МПа. Напряжения на рабочих поверхностях зубьев характеризуются, как известно, действием одной и той же силы и одинаковой площадкой контакта. В связи с этим примем $C_{m1} = C_{m2}$, причем $C_{m1} + C_{m2} = C_m$. В действительности при неизменной по размерам площадке контакта размерные параметры C_{m1} и C_{m2} отличаются друг от друга вследствие разных значений ν_1, ν_2 и E_1, E_2 .

Так как зубья в подавляющем большинстве случаев изготавливаются из сталей, у которых коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов соответственно равны друг другу, то принятое допущение о равенстве между собой размерных параметров C_{m1} и C_{m2} можно считать оправданным.

Таким образом, исходя из равенства между упругим перемещением W и абсолютной величиной деформации ΔL , найдем из выражений (10) уравнения размерных параметров:

$$C_{m1} = \frac{(1 - \nu_1^2)b_0}{E_1}; \quad C_{m2} = \frac{(1 - \nu_2^2)b_0}{E_2}.$$

На основании выражений размерных параметров C_{m1} и C_{m2} приняв $\sigma_m = \sigma_{m1} = \sigma_{m2} = F_n/2b_0h_p$, найдем зависимости контактной податливости каждой из сопряженной пары зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{к1} &= \frac{C_{m1}\sigma_{m1}}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{2E_1h_p} \\ \delta_{к2} &= \frac{C_{m2}\sigma_{m2}}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{2E_2h_p} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Умножив сумму правых частей выражений (11) на ширину площадки контакта $2b_0$, определим уравнение коэффициента постели:

$$A = 2b_0(\delta_{к1} + \delta_{к2}) = \frac{b_0}{h_p} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) = \frac{\kappa b_0}{h_p}, \quad (12)$$

где: $\kappa = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$ – параметр упругости контактирующих тел.

Тогда, в соответствии с зависимостью (12) функция (6) примет окончательный вид:

$$W(x) = A \cdot \omega(x) = \frac{\kappa b_0}{h_p} \omega(x). \quad (13)$$

С учетом равнозначных друг другу функций (3) и (13) запишем выражение напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев в виде:

$$A \int_{-b_0}^{b_0} \omega(x) dx = AF_n = \frac{\kappa F_n b_0}{h_p} = \frac{b_0^2}{2R} \int_{-b_0}^{b_0} \left(1 - \frac{x^2}{b_0^2} \right) dx + \psi_0 \int_{-b_0}^{b_0} (b_0 - x) dx = \frac{2b_0^3}{3R} + \psi_0 b_0^2. \quad (14)$$

В результате решения квадратного уравнения:

$$\frac{2b_0^2}{3R} + \psi_0 b_0 - \frac{\kappa F_n}{h_p} = 0,$$

найденного из выражения (14), получим зависимость полуширины площадки контакта:

$$b_0 = 0,75 \left(\sqrt{\frac{8\kappa R F_n}{3h_p} + (\psi_0 R)^2} - \psi_0 R \right). \quad (15)$$

Из уравнения (6), полагая коэффициент постели постоянной величиной, найдем выражение функции:

$$W(x) = A \cdot \omega(x) = A \frac{h_p}{h_p} \omega(x) = Ah_p \sigma(x), \quad (16)$$

где: $\sigma(x) = \omega(x)/h_p$ – функция контактных напряжений.

После подстановки в уравнение (16) правой части функции (3) определим при $x = 0$ максимальное значение контактных напряжений:

$$\sigma_H = \frac{b_0^2 + 2\psi_0 b_0 R}{2RAh_p}. \quad (17)$$

Заменяв в уравнении (17) коэффициент постели A правой частью выражения (12), представим данное уравнение в окончательном виде

$$\sigma_H = 0,375 \sqrt{\frac{8F_n}{3\kappa R h_p} + \left(\frac{\Psi_0}{\kappa}\right)^2} + 0,625 \frac{\Psi_0}{\kappa}. \quad (18)$$

При $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$ выражения (15) и (18) примут вид:

$$b_0 = 0,75 \left(\sqrt{\frac{16(1-\nu^2)RF_n}{3Eh_p} + (\Psi_0 R)^2} - \Psi_0 R \right), \quad (19)$$

$$\sigma_H = 0,375 \sqrt{\frac{4EF_n}{3(1-\nu^2)Rh_p} + \left[\frac{\Psi_0 E}{2(1-\nu^2)}\right]^2} + 0,3125 \frac{\Psi_0 E}{1-\nu^2}. \quad (20)$$

Если в рассматриваемой задаче принять угол $\psi_0 = 0$ при $\nu = 0,3$, то от рассматриваемой модели контакта перейдем к модели контакта цилиндра с плоскостью, в связи с чем уравнения (19) и (20) преобразуются к виду:

$$b_0 = 1,622 \sqrt{\frac{RF_n}{Eh_p}}, \quad (21)$$

$$\sigma_H = 0,454 \sqrt{\frac{EF_n}{Rh_p}}. \quad (22)$$

Уравнения (21) и (22) идентичны уравнениям [29], полученным применительно к модели контакта цилиндра с плоскостью, исходя из параболического закона изменения контактных деформаций, а это указывает на достоверность выполненных решений.

Решение задачи с использованием функции (4) аналогично выполненному решению вплоть до получения уравнения (13), в котором за основу принята функция (3). В связи с этим зависимость напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев по аналогии с уравнением (14) примет вид:

$$A \int_{-b_0}^{b_0} \omega(x) dx = \frac{\kappa F_n b_0}{h_p} = \frac{b_0^2}{2R} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} dx + \Psi_0 b_0 \int_{-b_0}^{b_0} \left(1 - \frac{x}{b_0}\right) dx = \frac{\pi b_0^3}{4R} + \Psi_0 b_0^2.$$

Данное уравнение представляет собой квадратное уравнение:

$$\frac{\pi b_0^3}{4R} + \Psi_0 b_0^2 - \frac{\kappa F_n}{h_p} = 0,$$

исходя из которого найдем зависимость параметра:

$$b_0 = 2 \left(\sqrt{\frac{\kappa F_n R}{\pi h_p} + \left(\frac{\Psi_0 R}{\pi}\right)^2} - \frac{\Psi_0 R}{\pi} \right). \quad (23)$$

Для нахождения максимальных контактных напряжений объединим выражения (13) и (23) с уравнением (17), в итоге получим:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi \kappa R h_p} + \left(\frac{\Psi_0}{\pi \kappa}\right)^2} + \frac{(\pi-1)\Psi_0}{\pi \kappa}. \quad (24)$$

Приняв в уравнениях (23) и (24) коэффициенты Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и модули упругости $E_1 = E_2 = E$, получим:

$$b_0 = 2 \left[\sqrt{\frac{2(1-\nu^2)RF_n}{\pi E h_p} + \left(\frac{\psi_0 R}{\pi}\right)^2} - \frac{\psi_0 R}{\pi} \right]; \quad (25)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{EF_n}{2\pi(1-\nu^2)Rh_p} + \left[\frac{\psi_0 E}{2\pi(1-\nu^2)}\right]^2} + \frac{(\pi-1)\psi_0 E}{2\pi(1-\nu^2)}. \quad (26)$$

Если в уравнениях (25) и (26) принять $\nu = 0,3$ и $\psi_0 = 0$, то данные уравнения будут сведены к виду:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{RF_n}{Eh_p}}; \quad (27)$$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{EF_n}{Rh_p}}. \quad (28)$$

Уравнения (27) и (28) полностью совпадают с аналогичными уравнениями Герца, полученными им применительно к упруго сжатым цилиндрам и плоскости.

Из уравнений (21), (22) и (27), (28) очевидно, что они имеют один и тот же вид, за исключением числовых коэффициентов. При параболическом законе изменения функции $W_1(x)$ по эллиптическому закону в $1,655/1,522 = 0,454/0,418 = 1,086$ раза.

Выполним расчеты судовой зубчатой муфты, которая прошла опытную проверку в статических условиях с целью определения её нагрузочной способности и упругих изгибающих моментов от неуравновешенных усилий [27], исходя из следующих данных: $m = 6$ мм; $z = 40$; $\alpha_w = 20^\circ$; $h_p = 9,6$ мм; $b = 40$ мм – длина наружных зубьев; $b_1 = 50$ мм – длина внутренних зубьев; $R = 3000$ мм; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\psi = (2,5; 5,0; 7,5; 8,7) \cdot 10^{-3}$ рад – углы перекося зубьев, которым соответствуют углы скоса внутренних зубьев $\psi_0 = (1,72; 3,44; 5,16; 5,99) \cdot 10^{-3}$ рад; материал – ст. 18ХНВА; $\sigma_B = 1150$ МПа; $\sigma_T = 850$ МПа.

Данные расчетов зубчатой муфты по формулам (25) и (26) даны в табл.1. Кроме того, в табл.1 приведены значения b_0 и σ_H при $\psi_0 = \psi = 0$, определяемые по формулам (27) и (28).

Таблица 1

Углы скоса и перекося зубьев	$\psi \cdot 10^3$, рад	0,0	2,5	5,0	7,5	8,7
	$\psi_0 \cdot 10^3$, рад	0,00	1,72	3,44	5,16	5,99
Ширина площадки контакта	$2b_0$, мм	9,27	4,80	2,95	2,08	1,81
Контактные напряжения	σ_H , МПа	82,20	244,66	425,28	615,35	707,57

Из табл.1 очевидно, что при возрастании угла ψ_0 контактные напряжения σ_H также возрастают. Так, например, при угле $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$ рад, которому соответствует угол перекося осей $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад (см. ГОСТ 5006 – 55), контактные напряжения $\sigma_H = 707,57$ МПа. При этом допускаемые напряжения в соответствии с [29] и ГОСТ 5006 – 55 равны $[\sigma_H] = 0,75\sigma_B = 0,75 \cdot 1150 = 862,5$ МПа для неподвижных зубьев и $[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_T = (0,75 \dots 0,9) \cdot 850 = 637,5 \dots 765$ МПа для подвижных зубьев.

Из приведенных расчетных и сравнительных данных следует, что допускаемые напряжения $[\sigma_H] = 637,5 \dots 765$ МПа позволяют предположить, что указанная зубчатая муфта

при $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$ рад и $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад работоспособна. Однако, учитывая сложный процесс взаимодействия зубьев в муфте в условиях перекоса осей соединяемых валов агрегатов, который сопровождается скольжением зубьев относительно друг друга, можно утверждать, что найденная величина напряжений $\sigma_H = 707,57$ МПа является неприемлемой, и ее необходимо уменьшать путем видоизменения образующих скошенных боковых поверхностей внутренних зубьев.

Для снижения напряжений σ_H в рассматриваемой зубчатой муфте было принято решение совместно с заводом-изготовителем о введении в средней части скошенных зубьев прямолинейных участков шириной $2a$. При этом, как показали выполненные исследования, необходимо исходить из соотношения $0,6 \leq a/b_0 \leq 0,8$. С учетом введения прямолинейных участков на скошенных зубьях при указанном соотношении параметров a и b_0 максимальные контактные напряжения σ_H можно снизить не менее чем в 2 раза по сравнению с теми величинами, которые приведены в табл. 1.

В заключение необходимо отметить, что при больших углах скоса клина, контактирующего с цилиндром, максимальные напряжения достигают очень больших величин, не имеющих места в реальных конструкциях. Так, например, если принять угол $\psi_0 = 45^\circ = 0,785$ рад, то в этом случае получим $2b_0 = 0,0144$ мм и $\sigma_H = 90577$ МПа.

Выводы

1. На основе новой теории контактной прочности, разработанной проф. А.П. Поповым, выполнено решение контактной задачи применительно к модели взаимодействия цилиндра (бочкообразный зуб втулки) с клином (скошенный зуб обоймы). Найдены выражения ширины площадки контакта $2b_0$ и максимальных контактных напряжений, которое для частного случая (модель контакта цилиндра с плоскостью) вырождается в общеизвестные формулы Герца.

2. Анализ полученных решений указывает на то, что при взаимодействии скошенных зубьев с бочкообразными зубьями возникают большие по величине контактные напряжения, которые при углах скоса зубьев $\psi_0 \geq 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад являются неприемлемыми.

3. Для снижения максимальных величин контактных напряжений в рассматриваемой конструкции зубчатой муфты необходимо, как показали выполненные исследования, ввести в средней части скошенных зубьев прямолинейные участки, ширина которых должна быть меньше ширины площадки контакта примерно в 1,25...1,65 раза.

Список использованной литературы

1. А.с. 463815 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 1926236 / 25–27; Заявл. 17.06.73; Оpubл. 15.03.75. Бюл. № 10.
2. А.с. 524079 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 2115339 / 31–27; Заявл. 25.06.74; Оpubл. 02.11.76. Бюл. № 38.
3. А.с. 813003 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 2752745 / 25–27; Заявл. 15.04.79; Оpubл. 10.05.81. Бюл. № 10.
4. А.с. 813021 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 2468129 / 25–27; Заявл. 21.12.74. Оpubл. 10.12.81. Бюл. № 41.
5. А.с. 813121 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 2769885 / 25–27; Заявл. 25.06.79; Оpubл. 10.06.81. Бюл. № 12.
6. А.с. 940120 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 3011559 / 31–27; Заявл. 22.04.80; Оpubл. 20.10.83. Бюл. № 24.
7. А.с. 1216470 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 3799340 / 25–27; Заявл. 13.04.84; Оpubл. 07.03.85. Бюл. № 9.
8. А.с. 1225953 СССР. Дисковая муфта / А.П. Попов, А.Ф. Галь (СССР). – 3747571 / 25–27; Заявл. 13.04.84; Оpubл. 23.04.86. Бюл. № 15.

9. А. с. 1291747 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 3832787/25–27; Заявл. 18.12.84; Оpubл. 23.02.87. Бюл. № 7.
10. А. с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта А.П. Попова / А.П. Попов (СССР). – 4063606 / 31–27; Заявл. 25.02.86; Оpubл. 07.05.88. Бюл. № 17.
11. А. с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 4089604 / 31–27; Заявл. 09.07.86; Оpubл. 30.08.89. Бюл. № 32.
12. А. с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта А.П. Попова / А.П. Попов (СССР). – 4441519 / 31–27; Заявл. 15.06.88; Оpubл. 23.08.90. Бюл. № 31.
13. А. с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта / А.П. Попов (СССР). – 4142341 / 31–27; Заявл. 05.11.86; Оpubл. 15.03.90. Бюл. № 10.
14. А. с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта А.П. Попова / А.П. Попов (СССР). – 4441519 / 31–27; Заявл. 15.06.88; Оpubл. 23.08.90. Бюл. № 31.
15. Патент № 60785А на винахід. Україна. Зубчаста муфта / Попов О.П., Попова Л.О., Форносов Є.Ю., Лученков Є.Є. – 2003021507; Заявл. 20.02.2003; Оpubл. 15.10.2003. Бюл. № 10.
16. Патент № 25103 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта / Попов О.П., Савенков О.І. – u200703093; Заявл. 23.03.07; Оpubл. 25.07.07. Бюл. № 11.
17. Патент № 51954 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта / Попов О.П., Савенков О.І. – u201000897; Заявл. 29.01.10; Оpubл. 10.08.10. Бюл. № 15.
18. Патент № 55634 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта / Попов О.П., Попова Л.О., Савенков О.І. – u201004688; Заявл. 20.04.10; Оpubл. 27.12.10. Бюл. № 24.
19. Патент №61719 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта // Попов О.П., Савенков О.І. – u201100468; Заявл. 17.01.2011; Оpubл. 25.07.2011. Бюл. №14.
20. Патент №61717 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача з увігнуто-опуклими зубами // Попов О.П., Савенков О.І. – u201100463; Заявл. 17.01.2011; Оpubл. 25.07.2011. Бюл. №14.
21. Попов А.П. Научные основы проектирования зубчатых муфт // Динамика и прочность судовых машин. Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С. 99 – 111.
22. Попов А.П. Взаимное влияние профилированных наружных и внутренних зубьев на нагрузочную способность зубчатых муфт // Триботехнология судового машиностроения: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1993. – С. 75 – 88.
23. Попов А.П. Зубчатая муфта с повышенными нагрузочными свойствами / //Динамика, прочность и надёжность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1993. – С. 21–34.
24. Попов А.П., Савенков О.И. Зубчатая муфта, нечувствительная к перекосам осей соединяемых валов судовых агрегатов // Тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. «Современных проблемы триботехники» - Николаев: НУК, 2009. – С. 49-50.
25. А.П. Попов, О.И. Савенков. Экспериментальное исследование нагрузочной способности зубчатых муфт // Вестник Инженерной академии Украины. – 2010. – № 3-4. – С. 203 – 209.
26. А.П. Попов, О.И. Савенков. Экспериментальное исследование изгибающих моментов в зубчатой муфте с продольной модификацией зубьев // Вестник Инженерной академии Украины. – 2011. – № 1. – С. 219 – 225.
27. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с.
28. Романовский Г.Ф., Попов А.П. Основы триботологии судовых зубчатых муфт. – Николаев: НУК, 2004. – 444 с.
29. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев: НУК, 2008. – 580с.
30. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. – Николаев: Атолл, 2011. – 774с.

**КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ МУФТ
С ПРОДОЛЬНО МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ЗУБЬЯМИ**

А.П. Попов, доктор технических наук, профессор

О.И. Савенков, аспирант

В работе выполнено решение плоской задачи применительно к модели контакта бочкообразного наружного зуба втулки с симметрично скошенным относительно середины внутренним зубом обоймы зубчатой муфты. Получены выражения максимальных контактных напряжений и ширины площадки контакта.

**CONTACT STRENGTH OF GEAR COUPLINGS WITH LONGITUDINAL TEETH
MODIFICATION**

A.P. Popov

O.I. Savenkov

The solution of plane problem as applied to the model of contact of the outer barrel-shaped tooth of the bushing with symmetrically beveled relatively of the middle by the inner tooth of the gear coupling cage has been carried out. The expressions of maximum contact stresses and contact area width have been obtained.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕГУЛИРУЕМЫХ СТАТИЧЕСКИХ ИНДУКЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ И ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Oleg Plakhtyr

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine

Аннотация. В работе выполнен анализ регулирования статических индукционных устройств на основе одно и трехфазных трансформаторов, реакторов и дросселей. Рассмотрены способы улучшения использования ферромагнетиков в процессе регулирования магнитного поля, а также предложены некоторые конструкторско-технологические решения активной части регулируемых трансформаторов.

Ключевые слова: статическое индукционное устройство, поперечное подмагничивание, пространственная магнитная система.

Регулируемые одно и трехфазные трансформаторы, реакторы и дроссели с магнитной коммутацией, согласно [В.К. Лебедев, 1974, Белый Н.Г., 1988], требуют значительно меньшего вложения активных материалов, чем регулируемые статические индукционные устройства (РСИУ) других систем. Важным преимуществом РСИУ также является повышенная надежность – отказы в цепи управления не приводят к аварии в силовой цепи.

При совпадении направления МДС подмагничивания с МДС рабочих обмоток (продольное подмагничивание), в связи с нелинейностью кривой намагничивания электротехнической стали (ЭТС), возникает необходимость в использовании способов и технических решений подавления высших гармоник тока и напряжения, обусловленных указанным свойством ферромагнитных материалов (ФМ). Также необходимо использование технических решений ограничения потерь активной мощности и компенсации электродвижущих сил, наведенных в цепи управления вследствие прямой электромагнитной связи между обмотками. Основными способами подавления высших гармоник являются: расщепление (дробление) магнитной системы РСИУ, увеличение числа и встречное включение, а также специальные схемы соединения обмоток [В.К. Лебедев, 1974, Белый Н.Г., 1988, Дорожко Л.И., 1977]. Однако указанные способы, согласно, например [Дорожко Л.И., 1977], приводят к повышенному расходу активных материалов, увеличению габаритов и массы, а также удорожанию РСИУ.

Указанные недостатки устраняются в случае применения для изменения магнитного потока так называемого поперечного подмагничивания. Поперечное подмагничивание достигается сдвигом осей силовых обмоток и обмотки управления на угол $\pi/2$, так чтобы в каждой точке ФМ магнитной цепи действовали две ортогональные МДС – основных (рабочих) обмоток (ОО) и обмотки управления (ОУ). В ортогональной системе обмоток, в отличие от продольной системы, возможно гармоническое изменение во времени напряженности одного из полей при гармоническом изменении индукции [Дорожко Л.И.,

... 1977]. Перпендикулярность осей двух обмоток практически исключает взаимную индуктивность, однако между силовой цепью и цепью управления существует параметрическая связь через изменение состояния ФМ под действием двух МДС. Наличие подобной связи позволяет усиливать слабые сигналы, осуществлять амплитудную и фазную модуляцию рабочего тока. Обеспечивается регулирование, по практически линейному закону, главных индуктивностей и взаимоиндуктивностей ОО. Другим преимуществом поперечного подмагничивания является малая зависимость потерь в ФМ от интенсивности поля управления [Дорожко Л.И., 1977].

При применении в РСИУ изотропных ФМ и намагничивании участков магнитной цепи в двух осях (рис. 1, а) проекции B_x и B_y вектора результирующей магнитной индукции \vec{B} связаны с соответствующими проекциями H_x и H_y вектора результирующей напряженности поля \vec{H} соотношениями:

$$B_x = \mu_x H_x; B_y = \mu_y H_y; B_x^2 + B_y^2 = B^2;$$

$$B/H = B_x/H_x = B_y/H_y = \mu = f(B),$$

где μ_x , μ_y и μ - статические магнитные проницаемости по осям x , y и магнитная проницаемость среды при значениях индукции B и напряженности поля H .

Магнитные проницаемости по осям зависят как от пространственной ориентации осей координат, так и от токов, создающих результирующее поле. Поэтому индукция в направлении одной из осей является функцией напряженности поля не только в той же оси, но и в ортогональной оси:

$$B_x = f_{xy}(H_x, H_y); B_y = f_{yx}(H_y, H_x).$$

При продольном намагничивании петли гистерезиса несимметричны, а при поперечном намагничивании наличие постоянной МДС в одной из осей не нарушает симметрии петель гистерезиса в другой оси (рис. 1, б). Увеличение напряженности H_y вызывает поворот петли в сторону оси абсцисс при уменьшении площади. При этом происходит линейризация основных кривых намагничивания в продольной оси и уменьшение потерь от гистерезиса [Дорожко Л.И., 1977].

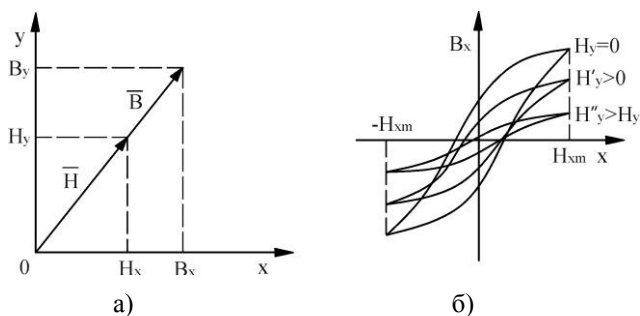


Рис. 1. Векторная диаграмма поля (а) и влияние поперечного подмагничивания (б) на форму петли гистерезиса в продольной оси в изотропной ферромагнитной среде

Fig. 1. Vector diagram of the field (a) and the effect of the transverse bias (b) the shape of the hysteresis loop in the longitudinal axis in an isotropic ferromagnetic medium

Использование поперечного подмагничивания требует нетрадиционных технических решений РСИУ, отличающихся наличием в стержнях осевого отверстия для ОУ. Известные варианты конструкций РСИУ содержат тороидальные ОУ, проходящие по пазам на торцовых (стыковых с ярмом) поверхностях стержней или общую для двух (или нескольких) стержней ОУ со значительной длиной лобовых (выходящих за пределы стержней) участков. Данные варианты отличаются повышенной сложностью магнитопровода или значительной материалоемкостью ОУ.

На основании анализа указанных выше вариантов конструкторско-технологических решений [Дорожко Л.И., ... 1977] предложена универсальная и более простая конструкция РСИУ [Заявка на выдачу патента] с витым магнитопроводом и минимальными материалоемкостью ОУ и габаритными размерами.

Варианты РСИУ [Заявка на выдачу патента] представлены на рис. 2 и рис.3.

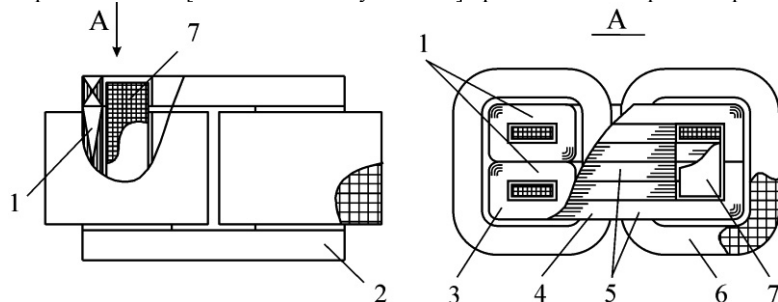


Рис. 2. Схема однофазного регулируемого статического индукционного устройства со стержневым магнитопроводом: 1 – стержень; 2 – ярмо; 3 – элемент стержня; 4 – «длинный» элемент ярма; 5 – «короткий» элемент ярма; 6 – силовая обмотка; 7 – обмотка управления.

Fig. 2. The scheme of single-phase static controlled induction device with a core magnetic circuit: 1 – bar; 2 – yoke; 3 - element of the rod; 4 - "long" element of the yoke; 5 - "short" element of the yoke; 6 - power winding; 7 - control winding

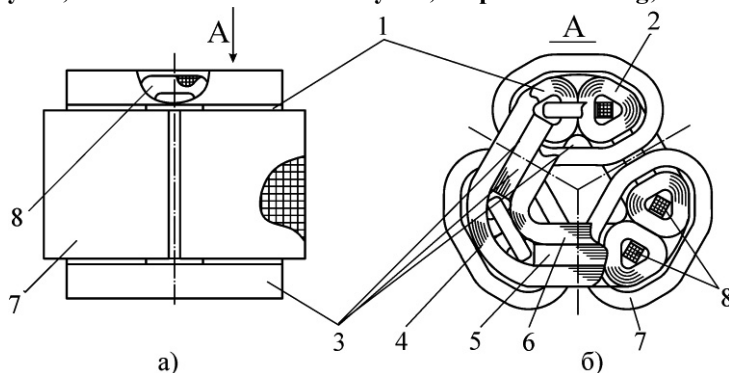


Рис. 3. Схема трехфазного регулируемого статического индукционного устройства пространственной системы: 1 – стержень; 2 – элемент стержня; 3 – ярмо; 4 – внешний замкнутый элемент ярма; 5 – средний элемент ярма; 6 – внутренний элемент ярма; 7 – силовая обмотка; 8 – обмотка управления.

Fig. 3. Scheme of three-phase static controlled induction device spatial system: 1 – bar; 2 - element of the rod; 3 – yoke; 4 - outside a closed element of the yoke; 5 - middle part of the yoke; 6 - the inner element of the yoke; 7 - the power winding; 8 - the control winding

Конструкции однофазного РСИУ, например управляемого дросселя (рис. 2) и трехфазного РСИУ, например регулируемого трансформатора с пространственным магнитопроводом (рис. 3), отличаются тем, что каждый стержень выполнен составным из четного количества, по меньшей мере двух идентичных сопряженных элементов с центральными отверстиями, яра выполнены из витых разрезных, а также витых кольцевых элементов различной длины, образующих промежутки над центральной частью сопряженных элементов и отверстиями стержня, а стороны обмоток регулирования расположены в центральных отверстиях элементов и в промежутках ярем.

Представленные рис. 2 и рис. 3 принципы конструкции могут быть также использованы при разработке однофазных и трехфазных РСИУ соответственно с броневым и планарным магнитопроводом как витого, так и шихтованного исполнений. Однако наиболее рациональными, исходя из требований компактности, минимума массы и расхода активных материалов, являются схемы стержневого однофазного РСИУ (рис. 2) и симметричного пространственного трехфазного РСИУ (рис. 3) с витыми магнитопроводами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сравнение некоторых глубоко регулируемых источников переменного тока/ В.К. Лебедев, В.А. Троицкий и др.// Электротехника. – 1974. - №7. – с. 56-58.
2. Трехфазные симметричные трансформаторы с магнитной коммутацией на магнитопроводе витой конструкции/ Н.Г. Белый, Д.Н. Паршин, Н.Е. Кияткин и др.// Электротехника, 1988. - №1. – с. 38-41.
3. Дорожко Л.И., Либкинд М.С. Реакторы с поперечным подмагничиванием. – М.: Энергия, 1977. – 176 с.
4. Заявка на выдачу патента Украины № 20031213110 от 30.12.2003 г на изобретение «Электромагнитная система с регулированием подмагничиванием».
5. Бальян Р.Х. Трансформаторы для радиоэлектроники.– М.: Сов. радио, 1971. – 720 с.
6. Ставинский А.А., Ставинский Р.А., Плахтырь О.О. Результаты исследования и технические решения улучшения распределения магнитного поля в пространственных стыковых магнитопроводах трехфазных статических индукционных устройств // Електромашинобудування та електрообладнання: Міжвід. наук.-техн. зб. – 2004. – Вип. 62. – С. 117–121.
7. Новые конструкции трехфазных трансформаторов с ленточными магнитопроводами / И.В. Пентегов, С.В. Римар, А.В. Лавренко и др. // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – № 14. – С. 86–97.
8. Трехфазные трансформаторы с пространственным сердечником и разрезными обмотками / М.И. Козлов, В.Л. Гершенкрой, Н.И. Гордиенко и др. // Электротехника. – 1988. – № 1. – С. 54–55.
9. Магнітопровід трифазного трансформатора: Деклараційний патент 29884А. Україна, МКВ Н01F27/25 / А.А. Ставинський, В.І. Пікало, Р.А. Ставинський, О.В. Пікало (Україна). – № 97104852; Заявл. 02.10.97; Опубл. 29.12.99, Бюл. № 8. – 3 с.
10. Спосіб виготовлення магнітопровода: Деклараційний патент 39251А. Україна, МКВ Н01G41/02, Н01K15/02 / А.А. Ставинський, Р.А. Ставинський (Україна). – № 98020904; Заявл. 20.02.98; Опубл. 15.06.01, Бюл. № 5. – 4 с.
11. Ставинский Р.А. Варианты способов изготовления витых пространственных магнитопроводов с параллельными стенками обмоточных окон для трехфазных трансформаторов и дросселей // Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2003. – № 1 (387). – С. 92–96.

12. Просторова магнітна система: Деклараційний патент 51437А. Україна, МКВ Н01F27/24 / А.А. Ставинський, В.І. Крайнюк, Р.А. Ставинський, О.О. Плахтир (Україна). – № 2002042583; Заявл. 02.04.02; Опубл. 15.11.02, Бюл. № 11. – 3 с.
13. Григораш О.В., Кабанков Ю.А. К вопросу применения трансформаторов с вращающимся магнитным полем в составе преобразователей электроэнергии // Электротехника. – 2002. – № 3. – С. 22–26.
14. Ставинский Р.А. Особенности распределения магнитного поля в пространственном магнитопроводе трехфазного трансформатора малой мощности // Электромашинобудування та електрообладнання: Міжвід. наук.-техн. зб. – 2000. – Вип. 54. – С. 63–67.
15. Ставинский Р.А. Расчет магнитной цепи и потерь в стали трехфазного трансформатора малой мощности с витым пространственным магнитопроводом // Электромашинобудування та електрообладнання: Міжвідомчий науково-техн. збірник. – 2000. – Вип. 55. – С. 53–57.
16. Просторова електромагнітна система: Деклараційний патент № 70864 А. Україна, МКВ Н01F29/14 / А.А. Ставинський, Г.В. Пуйло, О.О. Плахтир та ін. (Україна). – № 20031213108; Заявл. 30.12.03; Опубл. 15.10.04, Бюл. № 10. – 4 с.
17. Особенности тепловых процессов в трехфазных пространственных трансформаторах с параллельными стенками обмоточных окон / Ставинский А.А., Чекунов В.К., Ставинский Р.А., Плахтырь О.О. – Электротехніка і електромеханіка. – 2002. – № 2. – С. 65–67.
18. Просторова магнітна система: Деклараційний патент 51438 А. Україна, МКВ Н01F27/24 / А.А. Ставинський, О.О. Плахтир, Р.А. Ставинський (Україна). – № 2002042584; Заявл. 02.04.02; Опубл. 15.11.02, Бюл. № 11. – 3 с.
19. Просторова електромагнітна система: Деклараційний патент 52271 А. Україна, МКВ Н01F 27/24, Н01F27/24 / А.А. Ставинський, О.О. Плахтир, Р.А. Ставинський (Україна). – № 2002042582; Заявл. 02.04.02; Опубл. 16.12.02, Бюл. № 12. – 3 с.
20. Электромагнітна система з регулюванням підмагнічуванням: Деклараційний патент № 70866 А. Україна, МКВ Н01F29/14 / А.А. Ставинський, О.П. Коновалов, О.О. Плахтир та ін. (Україна). – № 20031213110; Заявл. 30.12.03; Опубл. 15.10.04, Бюл. № 10. – 3 с.
21. Регулировочный трехфазный трансформатор с магнитной коммутацией: А.с. 792303 СССР, МКИ Н01F31/06 / Ю.И. Борю, Н.Е. Кияткин, Д.Н. Паршин и др. (СССР). – № 2634955/24–07; Заявлено 30.06.78; Опубл. 30.12.80. Бюл. № 48. – 4 с.

IMPROVEMENT OF STATIC INDUCTION CONTROLLED DEVICES FOR ELECTRONIC SYSTEMS AND CONVERSION EQUIPMENT

Summary. The analysis of regulating the static induction devices based on single and three phase transformers, reactors and inductors was made in the article. The ways of improving the use of ferromagnetic materials in the regulation of the magnetic field are considered, also some design and technological solutions of the active part of regulated transformers are proposed.

Key words: static induction device, transverse magnetization, spatial electromagnetic system.

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ КАЧАНООЧИСНОГО АПАРАТУ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНУ

Valery Pazdeev, Vasilii Gruban, Olexander Rakul

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: traktora1@rambler.ru

Анотація. Отримані залежності та визначені основні конструктивні та кінематичні параметри качаноочисного пристрою.

Ключові слова: кукуруддозбиральна техніка, качаноочисний пристрій, притисний пристрій

ВСТУП

Технічний рівень кукуруддозбиральних комбайнів, як і всіх сільськогосподарських машин, визначається ступенем досконалості основних робочих органів та показниками якості виконання технологічного процесу, надійності, енергоємності та матеріаломісткості. Критерії якості виконання технологічного процесу регламентуються агротехнічними вимогами на машину для збирання кукурудзи на зерно. Без дотримання цих вимог будь-яка кукуруддозбиральна техніка не може називатися сучасною та ефективною і бути конкурентноспроможною.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Великі об'єми робіт по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Глибокі теоретичні розробки, які присвячені розрахунку качаноочисних пристроїв проведені такими відомими вченими як А.І. Буянов, В.Т. Бондарьов, М.Е. Резник та інші. Проте і ці роботи не дають необхідних даних для вирішення багатьох завдань по розрахунку качаноочисних пристроїв, вони переважно висвітлюють питання розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин. Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування, теорію експлуатації машино-тракторного парку та вивчення роботи кукурудозбиральних машин в віртуальних умовах експлуатації [3].

Практика проектування кукуруддозбиральних машин вимагає на сучасному етапі розробки теорії продуктивності кукурудозбиральних машин, яка нерозривно пов'язує процеси проєктування з реальними умовами експлуатації, що дозволить виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його скорочення та отримати необхідні дані для прогнозування напрямів подальшого вдосконалення машин при проєктуванні

ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Сучасні качаноочисні пристрої в найкращому разі при певних умовах здатні забезпечувати ступінь очищення качанів від обгорток на рівні 86-90 %. Ступінь очищення качанів від обгорток качаноочисними пристроями залежить від багатьох чинників, зокрема,

від довжини та кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту та частоти обертання, активності робочих поверхонь вальців і їх діаметру, наявності притискних пристроїв та ін. Великий вплив на якість технологічного процесу очистки має сила контакту притискних лопатей з качанами, що в кінцевому рахунку впливає і на травмованість останніх.

На рис. 1 наведена кінематика взаємодії притискного пристрою з гумовими лопатями 2 і качана 1. Розглянемо три найбільш характерних взаємних положення одиначної лопаті та качана: рис. 1а відповідає початковому моменту контакту, рис. 1б відображає момент вигину лопаті до положення *max* вигину та рис. 1в відображає момент вигину лопаті після проходження положення *max* вигину. Розглянемо математичну модель взаємодії лопаті в момент *max* деформації. Гумову лопать будемо вважати плоским пружним стрижнем с консольним закріпленням в т. А (рис. 2) Аналіз роботи лопаті як пружної балки – консолі показує, що вона піддається великій деформації прогину.

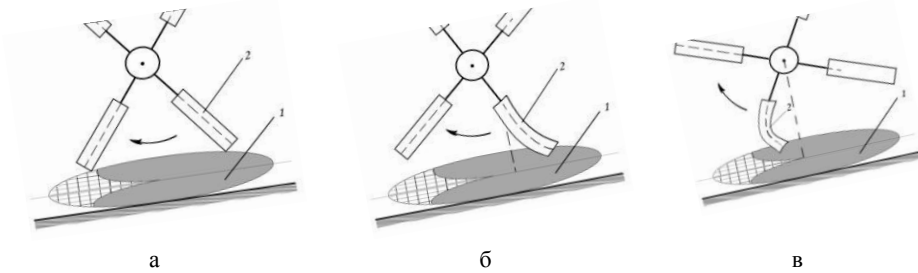


Рис. 1. Кінематика взаємодії притискного пристрою
Fig. 1. Kinematics interaction clamping device

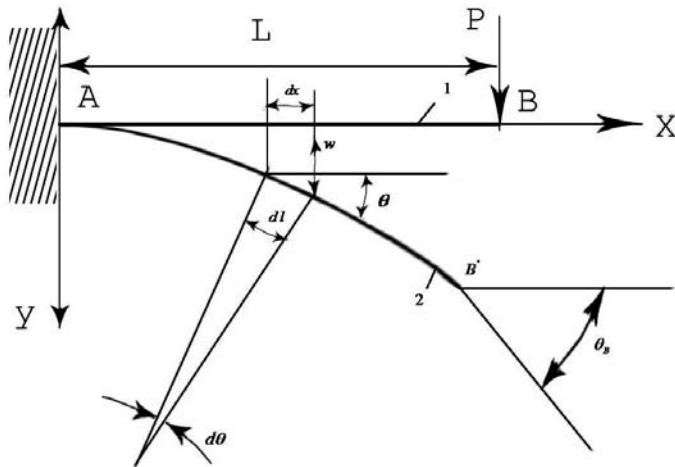


Рис. 2. Схема великого прогину консолі:
1 – вихідне положення; 2 – положення прогину
Fig. 2. How large deflection console:
1 - starting position, 2 - position of deflection

Для математичного опису слід скористатися теорією вигину балки з великим прогином [1]. Вважаємо, що на консоль діє сила P_1 , яка прикладена до вільного кінця консолі. Згідно [1] рівняння деформації балки має вигляд:

$$EI \frac{d\theta}{dl} = -M, \quad (1)$$

де: E – модуль пружності матеріалу,
 I – момент інерції площі перерізу,
 θ – кут вигину (кут повороту лінії прогинів),
 dl – елемент кривої вигину балки,
 M – вигинаючий момент.
 Момент інерції балки:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (2)$$

де: b – ширина лопаті,
 h – товщина лопаті.

Діюча довжина балки l лежить в межах $0 \leq l \leq L$ де L - довжина лопаті. Величина кривизни балки $d\theta/dl$ пов'язана з вигином $w(x)$ відомою формулою [1]:

$$\frac{d\theta}{dl} = \frac{\frac{d^2w}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}, \quad (3)$$

У випадку малих деформацій $w(dw/dx)^2 < 1$ формула (1.3) приймає вигляд:

$$\frac{d\theta}{dl} \approx \frac{d^2w}{dx^2}, \quad (4)$$

що становить основу лінійної теорії вигину, але в даному випадку не застосовується. Рівняння вигину (1.1) треба доповнити граничними умовами: на закріпленому кінці:

$$l = 0: \quad \theta = \pi/2, \quad (5)$$

на вільному кінці:

$$l = 1: \quad M = 0. \quad (6)$$

Таким чином, для визначення параметрів вигину балки має краєву задачу (1), (5), (6). Інтегруючи рівняння (1) з урахуванням граничних умов (5), (6) отримаємо:

$$l = \sqrt{\frac{EI}{2p}} \int_0^{\pi/2} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta_B - \cos \theta}}, \quad (7)$$

де: θ_B - кут вигину на вільному кінці балки при $l = L$.

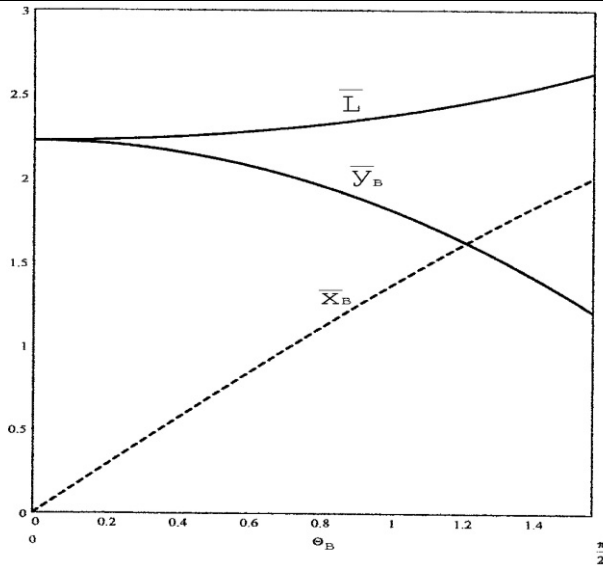


Рис. 3. Залежності величин \bar{L} , \bar{y}_B , \bar{x}_B , від вигину в т. В

Fig. 3. Dependence of \bar{L} , \bar{y}_B , \bar{x}_B , of bending in B

Виконаємо деякі чисельні дослідження. На рис. 3 наведені результати розрахунку, а на рис. 4 кожен вплив \max вигину θ_B на параметри вигину балки.

Задаючись відношенням H/L по кривій $H/L(\theta_B)$. Визначаючи величину кута θ_B , знайдемо силу контакту p_1 .

$$p_1 = \left(\frac{IE}{2L^2} \right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2, \quad (8)$$

чи

$$p_1 = \left(\frac{IE}{2H^2} \right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{\cos \theta d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right). \quad (9)$$

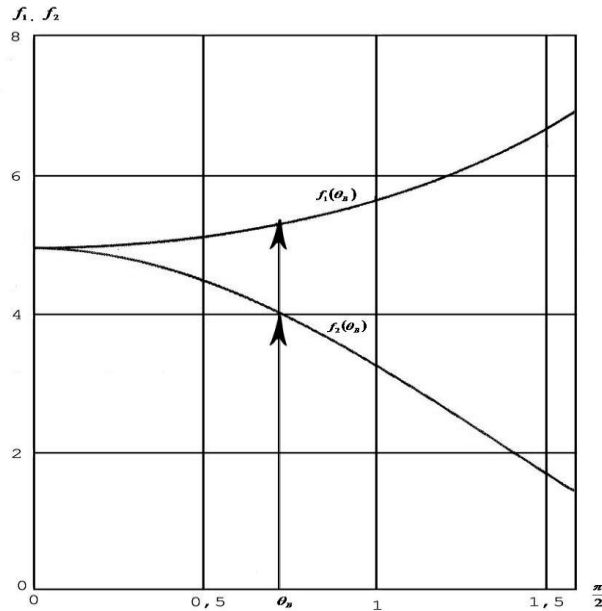


Рис. 4. Вплив \max вигину θ_B на параметри вигину балки
Fig. 4. Influence of maximal bending θ_B settings bending beams

Для зручності розрахунку на рис. 4 наведені графіки функцій:

$$f_1(\theta_B) = \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2, \quad (10)$$

$$f_2(\theta_B) = \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2. \quad (11)$$

ВИСНОВКИ

Згідно з проведених теоретичних досліджень та отриманих залежностей качан кукурудзи притискається до очисних вальців своєю вагою та силою від притискної лопаті. В результаті дії цих сил між качаном та вальцями з'являються сили контакту N_1 , N_2 . В свою чергу сили F_1 , F_2 будуть прагнути розірвати обгортку качана. Крім того, так як $N_1 \neq N_2$, $\mu_1 \neq \mu_2$ то в силу нерівності $F_1 \neq F_2$ відбудеться обертання качана на вальцях. Якщо $F_1 > F_2$, то обертання буде відбуватися за годинниковою стрілкою, у випадку $F_2 \leq F_1$, обертання буде проти годинникової стрілки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агрпромиловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / за ред. П.Т. Саблука та ін. – К.: ІАЕ УААН, 2003. – вип. 6. – 763 с.

2. Балкаров Р.А. 1985. Обоснование оптимальных параметров кукурузоуборочных агрегатов. В кн.: Повышение производительности машино-тракторных агрегатов. Сборник научных трудов. – М.: Изд. МИИСПа. – С. 84-86.
3. Буянов А.И. Метод определения оптимальных кинематических режимов работы прижимных устройств. / А.И. Буянов // Тракторы и сельхозмашины. – 1965. – №2. – С. 19–21.
4. Воронюк Б.А. 1970. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос. – 432 с.
5. Гребенюк Г.І., Кузенко Д.В., Бондаренко О.В. 1999. Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качановідокремлювальних пристроїв кукуруддозбиральних машин. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Вип. 7. С. 133 – 137.
6. Гребенюк Г.І. 1998. Енергетична оцінка та шляхи зниження енергомісткості робочих органів кукуруддозбиральних машин. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Вип. 3. С. 126 – 130.
7. Гребенюк Г.І. 1998. Шляхи розширення технологічних можливостей та ефективності кукуруддозбиральних комбайнів. // Вісник аграрної науки Причорномор'я, Вип. 5. С. 116 – 121.
8. Демко А. Чому втрати урожаю – не збитки, а статистика? / А. Демко, О. Демко // Пропозиція. — 2009. — № 9. — С. 100—104.
9. Каргуша П.П., Конопельцев Н.И. 1972. Обоснование параметров и режимов работы початкоотделяющего аппарата очесывающего типа. Тр. Мелитопольского СХИ. Т XVII. Вопросы механизации сельского хозяйства. С. 42 – 45.
10. Касьяненко В.Д., Касьяненко В.В. Новые средства и способы механизации уборки кукурузы. – К.: Урожай. – 124 с.
11. Кононенко А.Ф. 1980. Пути улучшения использования сельскохозяйственной техники. – М.: Колос. – 304 с.
12. Кузенко Д.В., Бондаренко О.В., Тимошук В.Ю. 2000. Теоретичний аналіз підвищення якісних показників качановідокремлювальних апаратів кукуруддозбиральних машин. // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Вип. 9. С. 136 – 203.
13. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. В 10-ти т. Т. VII. Теория упругости. Учеб. Пособие / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – 4-е изд., исп. и доп. – М.: Наука, 1987. – 248 с.
14. Марченко В.В. Ринок сільгосптехніки. Особливості формування та перспективи ринку сільськогосподарської техніки в Україні. / В.В. Марченко, М.М. Гузь // Новини агротехніки. – 2009. № 1. – С. 26.
15. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. - № 7. – с.4-7.
16. Техніка АПК. 2001. Науково-технічний журнал № 1 – 2. С 24 – 26.
17. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир. – 1976. – 656 с.
18. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. - 2008. - № 7. - С. 36-41.
19. Статистичний щорічник України за 2008 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осаулєнка. — К. : Консультант, 2009. — 576 с.
20. Статистичний щорічник Миколаївської області за 2008 рік // За ред. П.Ф. Зацаринського. – Миколаїв: Іліон, 2009. – 624 с.

**THEORETICAL ANALYSIS STRUCTURAL AND KINEMATICS
PARAMETERS DEVICE FOR CLEANING HEADS TO DEVICE COMBINE
FOR COLLECTION OF CORN**

Summary. Dependences are got and the basic structural and kinematics parameters of device for cleaning of ears are certain.

Key words: technique for corn-harvester, device for cleaning of heads, device for pin of heads.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МИКРОКЛИМАТОМ ТЕПЛИЦЫ

Dmytro Koshkin

*Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Krylova Street 17, Mykolayiv 54040, Ukraine
e-mail: atamanyuk_igor@mail.ru

Аннотация. Представлена математическая модель теплицы при управлении температурой и влажностью воздуха, базирующаяся на законах сохранения энергии и массы. Разработана Simulink модель для применения в образовательных целях для демонстрации физических явлений, происходящих в теплице и принципов управления микроклиматом.

Ключевые слова. Теплица, система управления, микроклимат, Simulink, моделирование.

ВВЕДЕНИЕ

Поддержание параметров микроклимата в теплице имеет значительное влияние на рост растений, уровень урожайности и его качество, а также на потребление энергии. Зачастую для удовлетворения требований высокой урожайности при малом потреблении энергии необходимо контролировать и управлять многими параметрами микроклимата: температурой и влажностью воздуха, содержанием CO₂, используя такие управляющие воздействия нагретый воздух (отопление), вентиляция, увлажнение, обогащение диоксидом углерода.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ РАЗРАБОТОК

Исследования математических моделей теплицы как объекта управления в последние десятилетия существенно продвинулись. В работах таких ученых как И.Ф. Бородин, В.Р. Краусп, Р.М. Славин представлены исследования математического описания динамических процессов в теплицах. Этой тематикой исследований также занимались зарубежные ученые Rodriguez, Takakura и пр.

Наиболее простые модели, представленные в виде апериодических звеньев первого либо второго порядка с запаздыванием [3,10]. Такие модели являются достаточно грубыми и приближено описывают поведение объекта управления при регулировании одного параметра, например температуры. Существуют модели более сложной структуры, например, для управления двумя и более параметрами описанные в [13]. Неоспоримым преимуществом таких способов задания математических моделей является наглядность моделирования и возможность применения классических методов синтеза регуляторов систем управления параметрами микроклимата.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В свою очередь другой подход к заданию математических моделей теплицы базируется на описании этой сложной динамической системы, где такие параметры как температура и влажность связаны нелинейными законами термодинамики, при помощи модели в пространстве состояний такой формы:

$$\dot{x} = f(t, x, u, v), \quad (1)$$

где: f обозначает нелинейную функцию; t – время; x – переменные состояния, такие как температура воздуха в теплице, его влажность, концентрация диоксида углерода; u –

управляющие воздействия, такие как обогрев воздуха калориферами или прочими устройствами, естественная или принудительная вентиляция, системы туманообразования а также системы обогащения CO_2 ; v – внешние возмущающие воздействия, например температура и влажность наружного воздуха, солнечная радиация, ветровое воздействие и пр.

Модель в пространстве состояний более точно описывает процессы происходящие в теплице, учитывая взаимосвязь переменных состояния, внешних возмущений и сигналов управления, однако в свою очередь существенно усложняется моделирование вследствие нелинейности модели.

Настоящее исследование ставит своей целью исследование математической модели теплицы при управлении температурой и влажностью воздуха, базирующаяся на законах сохранения энергии и массы. А также разработку Simulink-модели для применения в образовательных целях для демонстрации физических явлений, происходящих в теплице и принципов управления микроклиматом

В работах [16,17] предлагаются различные варианты таких моделей базирующиеся в большинстве случаев на законах сохранения массы и энергии и на динамике изменения переменных состояния в следующей дифференциальной форме:

$$\frac{dT_{\text{внутр}}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho C_{\text{в}} V_m} [Q_n(t) + S_n(t) - \lambda Q_m(t)] - \left(\frac{v_{\text{в}}(t)}{V_m} + \frac{k_{\text{м.о.ср}}}{\rho C_{\text{в}} V_m} \right) [T_{\text{внутр}}(t) - T_{\text{внеш}}(t)], \quad (2)$$

$$\frac{d\varphi_{\text{внутр}}(t)}{dt} = \frac{1}{V_{\text{в}}} Q_m(t) + \frac{1}{V_{\text{в}}} [E(S_n(t), \varphi_{\text{внутр}}(t))] - \frac{v_{\text{в}}(t)}{V_{\text{в}}} [\varphi_{\text{внутр}}(t) - \varphi_{\text{внеш}}(t)], \quad (3)$$

$$E(S_n(t), \varphi_{\text{внутр}}(t)) = \alpha \frac{S_n(t)}{\lambda} - \beta \varphi_{\text{внутр}}(t), \quad (4)$$

где: $T_{\text{внутр}}$, $T_{\text{внеш}}$ – температура воздуха внутри и снаружи теплицы соответственно ($^{\circ}\text{C}$);

$\varphi_{\text{внутр}}$, $\varphi_{\text{внеш}}$ – относительная влажность воздуха внутри и снаружи теплицы соответственно (%),

$k_{\text{м.о.ср}}$ – коэффициент теплопередачи материала ограждения теплицы (Вт/К),

V – полный геометрический объем теплицы (м^3),

$V_m, V_{\text{в}}$ – обогреваемый и увлажняемый объемы теплицы соответственно (м^3). Обычно составляют не более 60%-70% общего объема теплицы,

ρ – плотность воздуха ($1,2 \text{ кг/м}^3$),

$C_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воздуха ($1,005 \text{ кДж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$),

Q_n – мощность обогревателей воздуха теплицы (Вт),

Q_m – производительность системы туманообразования (гводы/с),

$S_n(t)$ – поглощенное теплицей солнечное излучение (Вт),

λ – удельная теплота парообразования (2256 кДж/кг),

$v_{\text{в}}(t)$ – воздухообмен, обеспечиваемый системой вентиляции теплицы ($\text{м}^3/\text{с}$),

$E(S_n(t), \varphi_{внутр}(t))$ – эвапотранспирация растений, в функции от поглощенного солнечного излучения и влажности воздуха в теплице ($\Gamma_{воды}/c$),
 α, β – масштабные коэффициенты, принимаемые постоянными.

В системе уравнений (2) – (4) переменными состояния являются температура и относительная влажность воздуха внутри теплицы $T_{внутр}, \varphi_{внутр}$, а управляющими воздействиями: мощность обогревателей воздуха теплицы Q_n , производительность системы туманообразования Q_m , а также воздухообмен системы вентиляции теплицы $v_v(t)$.

Для упрощения модели обычно считается, что выделяемые растениями испарения в большей степени зависят от солнечной радиации и в меньшей от влажности воздуха, поэтому в уравнении (4) пренебрегают слагаемым $\beta\varphi_{внутр}(t)$.

Подставляя (4) в (2), после преобразований получим:

$$\frac{dT_{внутр}(t)}{dt} = \frac{1}{C_г} [Q_n^{max} \tilde{Q}_n(t) + S_n(t) - \lambda' \tilde{Q}_m(t)] - \left(\frac{\tilde{v}_v(t)}{T_v} + \frac{k_{m.опр}}{C_г} \right) [T_{внутр}(t) - T_{внеш}(t)], \tag{5}$$

$$\frac{d\varphi_{внутр}(t)}{dt} = \frac{1}{V'} \tilde{Q}_m(t) + \alpha' S_n(t) - \frac{\tilde{v}_v(t)}{T_v} [\varphi_{внутр}(t) - \varphi_{внеш}(t)], \tag{6}$$

где: $\tilde{Q}_n = \frac{Q_n}{Q_n^{max}}, \tilde{Q}_m = \frac{Q_m}{Q_m^{max}}, \tilde{v}_v = \frac{v_v}{v_v^{max}}$ – нормализованные управляющие переменные;

$\lambda' = \lambda Q_m^{max}, V' = \frac{V_m}{Q_m^{max}}, \alpha' = \frac{\alpha}{V_g \lambda}$ – нормализованные коэффициенты;

$T_v = \frac{V_g}{v_v^{max}}$ – время, необходимое для полной замены воздуха в увлажняемой части

теплицы.

На базе системы уравнений (5)–(6) в данном исследовании была разработана блочно-имитационная модель в среде Simulink программного комплекса Matlab, представленная на рис. 1.

На схеме выделены три группы блоков. В группу 1 входят блоки, соответствующие управляющим воздействиям. Группа 2 объединяет блоки возмущающих воздействий. В третью группу объединены блоки констант-параметров конкретной теплицы. Остальные блоки предназначены для выполнения математических операций: суммирования, умножения, деления, интегрирования; а также для визуализации результатов моделирования – блок «Score».

В настоящем примере была промоделирована теплица на 1000 м² высотой 4 м. с параметрами, представленными в таблице. Все параметры приведены к одному квадратному метру площади теплицы, параметры . Начальные значения температуры и влажности, установленные в блоках интегрирования: 15 °C, и 50%.

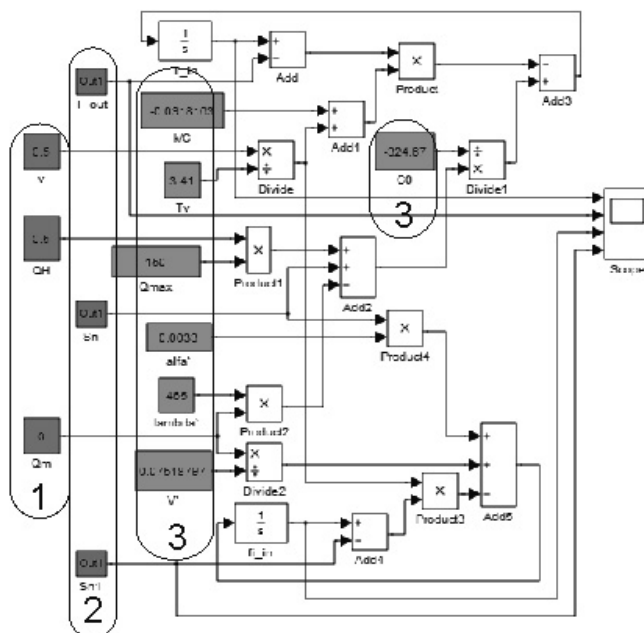


Рис. 1. Математическая модель теплицы в среде Matlab-Simulink/
 Fig. 1. A mathematical model of the greenhouse environment in Matlab-Simulink

Таблица 1. Параметры модели теплицы
 Table 1. Parameters of the greenhouse model

Наименование	Значение
C_0	-324,67 мин·Вт/°С
$k_{m.ocr}$	29,81Вт/°С
T_v	3,41 мин
λ	465 Вт
α	0.0033 г/(м ³ ·мин·Вт)
V	13,3 г/(м ³ ·мин)

Моделирование проводилось в среде Matlab/Simulink на базе операционной системы Windows 7 Ultimate. Компьютер, имел следующие параметры AMD Athlon(TM) Dual-Core CPU, 2,1 GHz, 2Gb RAM. Для интегрирования использовался метод Рунге-Кутты 4-го порядка с фиксированным шагом 1 мин, диапазон интегрирования 1 сутки либо 1440 мин.

При моделировании все параметры математической модели теплицы считались постоянными, внешние возмущения моделировались подсистемами, аналогичными представленной на рис. 2 в которую входят в качестве основных генерирующих звеньев: постоянная, гармоническая и случайная составляющие. В данном случае, представлен блок задания температуры окружающей среды в виде следующей зависимости

$$T_{\text{внешн}}(t) = T_{\text{ср}} + \Delta T \sin(\omega t) + \delta(t) = 25 + 10 \sin(0,0044t) + \delta(t) \quad (7)$$

где $T_{\text{ср}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ – средняя температура; $\Delta T = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ – амплитуда колебаний температуры в течение суток; $\omega = 2\pi/1440$ частота гармонической составляющей; $\delta(t)$ – случайная составляющая (белый шум).

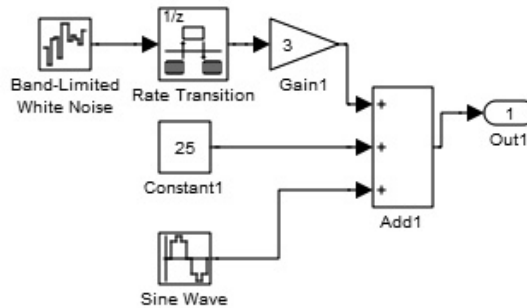


Рис. 2. Модель задания возмущающего воздействия
Fig. 2. Model of disturbance

Подобным образом моделировались колебания влажности, а также солнечного излучения в течение суток. Результаты моделирования представлены на рис. 3.

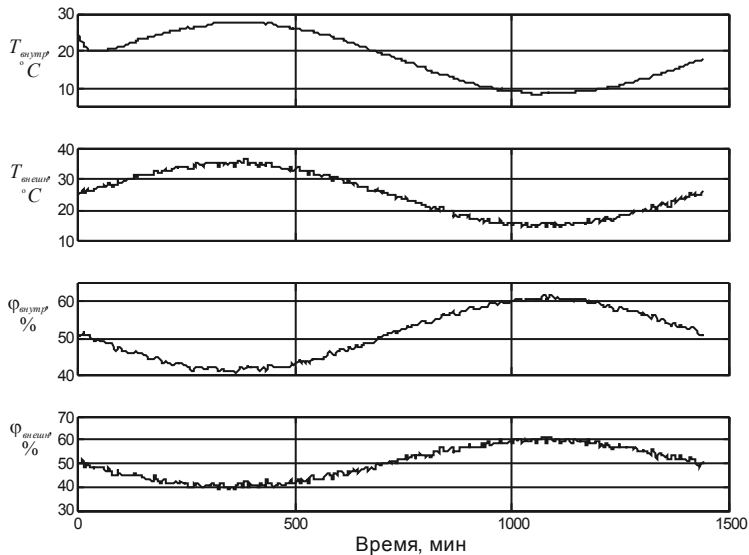


Рис. 3. Результаты моделирования температуры и влажности воздуха внутри теплицы
Fig. 3. The simulation results of temperature and humidity inside the greenhouse

ВЫВОДЫ

Представленная модель теплицы при управлении температурой и влажностью воздуха, разработана для применения в образовательных целях с целью продемонстрировать физические явления, происходящие в теплице и принципы управления микроклиматом. Вследствие простоты настройки параметров, может быть легко

воспроизведена для множества различных конструкций и систем тепличных комплексов, а также для разнообразных сценариев изменения условий окружающей среды. В качестве дальнейших направлений исследований предполагается разработка регуляторов для системы управления микроклиматом как непрерывного так и дискретного принципов действия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматизация и электрификация защищенного грунта. Научные труды ВАСХНИЛ /Под ред. акад. ВАСХНИЛ Л. Г. Прищепы. М.: Колос, 1976.
2. Андреева Е.В. Методы параметрической оптимизации систем управления технологическими процессами [автоматизация математического описания управляемых объектов на примере овощеводческих теплиц] / Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. 2008. № 3. С. 634-634.
3. Бородин И.Ф., Рысс А.А. Автоматизация технологических процессов. М.: Колос, 1996.-351с.
4. Буклагина Г.В. Автоматизация теплиц различных поколений / Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. 2005. № 4. С. 922.
5. Владыкин И.Р. Взаимосвязанное управление тепловым и световым режимами в защищенном грунте // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2006. № 9. С. 32-33.
6. Гудвин Г.К. Проектирование систем управления. / Г.К. Гудвин, С.Ф. Гребенко, М.Э. Сальгадо. – Москва.: БИНОМ. 2004.
7. Константинов В.Н. Разработка и проверка компьютерной модели, используемой для автоматизированного управления температурным режимом в теплицах, обеспечивающим тепловые потребности растений при минимальном энергопотреблении. (греция) // Константинов В.Н. Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. 2003. № 3. С. 616.
8. Лашин Д.А. Использование логических выводов в управлении микроклиматом теплиц // Информационный сборник "Теплицы России", 2004, № 1, с. 33-35.
9. Лашин Д.А. Стратегия управления микроклиматом в теплицах // Гавриш. – Москва, 2005. – № 2 – С.25-26. Оллсон Г. Цифровые системы автоматизации и управления / Г. Оллсон, Дж. Пиани., 2001. СПб.: Невский Диалект. 557 с.
10. Малько С.Л., Андрианова Л.П. Актуальность проблемы контроля и диагностики систем автоматизации технологических процессов защищенного грунта. Электрификация сельского хозяйства. Межвузовский научный сборник, выпуск 3, Уфа: БГАУ, 2002 г. с. 62-65.(передат. ф-я с запазд)
11. Рысс А.А. Автоматическое управление температурным режимом в теплицах. // А.А. Рысс, Л.И. Гурвич, 1986 М.: Агропромиздат. 128 с.
12. Тайсаева В.Т. Моделирование теплового режима солнечной теплицы // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2007. № 10. С. 15-16.
13. Токмаков Н. М. Математическая модель системы управления микроклиматом ангарных теплиц Н. М. ? В.С. Грудинин 28-32 Гавриш №3 2008
14. Токмаков Н.М. Особенности управления микроклиматом в ангарных теплицах. / Гавриш. № 7. 2007. С. 24
15. Arvanitis, K.G. Multirate adaptive temperature control of greenhouses. / K.G. Arvanitis., P.N. Paraskevopoulos, A.A. Vernardos / Comput. Electron. Agric. 26, 2000 pp.303-320. Pasgianos G.D. A nonlinear feedback technique for greenhouse environmental control / G.D. Pasgianos, K.G. Arvanitis, P. Polycarpou, Computers and Electronics in Agriculture 40 (2003) 153-177
16. Rodriguez, F., M. Berenguel and M.R. Arahal (2001). Feedforward controllers for greenhouse climate control based on physical models. In: Proceedings of the European Control Conference ECC. pp. 2158–2163

17. Takakura T, Son J.E., 2004. Simulation of biological and Environmental Processes. Kyushu University Press, 139 pp
18. Young, P.C. Recent developments in the modelling of imperfectly mixed airspaces. / Young, P.C., Price, L., Berckmans, D., Janssens, K., Comput. Electron. Agric. 26, 2000. pp.239-254. Zolnier, S., Gates, R.S., Buxton, J., Mach, C., Psychrometric and ventilation constraints for vapor pressure deficit control. Comput. Electron. Agric. 26, 2000. pp.343-359.

THE DYNAMIC MODEL OF THE GREENHOUSE ENVIRONMENT CONTROL SYSTEM

Summary. The mathematical model of the greenhouse temperature and humidity control, based on the laws of energy and mass conservation is presented. Simulink - model for educational purposes for demonstrating the physical phenomena of greenhouse systems and the principles of environmental control is developed.

Key words: greenhouse, environment control, mathematical model, Simulink, simulation.

SPIS TREŚCI

Igor Atamanyuk, Yuriy Kondratenko

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ ПОЛИНОМИАЛЬНОЙ
ЭКСТРАПОЛЯЦИИ РЕАЛИЗАЦИИ СЛУЧАЙНОГО ПРОЦЕССА С ФИЛЬТРАЦИЕЙ
ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ

INFORMATION TECHNOLOGY OF OPTIMUM POLYNOMIAL EXTRAPOLATION OF
REALIZATION OF RANDOM PROCESS WITH A FILTRATION OF ERRORS OF
MEASUREMENTS 5

Aleksey Popov , Boris Butakov, Dmitriy Marchenko

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛ ПРИ ИХ
КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ. КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА

DETERMINATION OF THE TENSELY-DEFORMED STATE OF BODIES AT THEIR PIN
CO-OPERATION. PIN TASK 13

Oleksandr Cherednichenko

МОБИЛЬНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ
ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

MOBIL GAS TURBINE POWER PLANT WITH INTERMEDIATE HEAT CARRIER 25

Boris Butakov, Aleksandra Zubekhyina

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБКАТЫВАНИЯ ИГОЛЬЧАТЫМИ РОЛИКАМИ РЕЗЬБ
С ШИРОКОЙ ВПАДИНОЙ И АРХИМЕДОВЫХ ЧЕРВЯКОВ ОБКАТЫВАНИЕМ
КОНУСОВ И ГИПЕРБОЛОИДОВ

MODELLING ROLLING NEEDLE ROLLERS THREAD WITH BROAD TROUGHS AND
ARCHIMEDEAN CHERVYAKOV ROLLING CONES AND HYPERBOLOIDS 31

Zaviryuha N.V.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ СТЕБЕЛ КУКУРУДЗИ
ІНТЕГРОВАНІМ РІЗАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

THE MATHEMATICAL MODEL OF CUTTING CORN STALKS INTEGRATED CUTTING
DEVICE 46

Vladimir Pilip

АДАПТОВАНИЙ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН

ADAPTED CORN-HARVESTER COMBINES 53

Olexander Rakul

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ПРОБЛЕМ МЕХАНІЗОВАНОГО ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ В УКРАЇНІ

ANALYTICAL REVIEW PROBLEMS THE MECHANIZED HARVESTING OF CORN IS IN UKRAINE..... 60

Aleksey Sheptilevskiy

ПОСТРОЕНИЕ И ТЕСТИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПУЗЫРЁК-ЖИДКОСТЬ-СФЕРИЧЕСКАЯ ОБОЛОЧКА В ТРЁХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

CONSTRUCTION AND TESTING OF MATHEMATICAL MODEL OF DYNAMIC SYSTEMS BUBBLE-LIQUID-SPHERICAL SHELL IN THREE-DIMENSIONAL..... 67

Larysa Vakhonina

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЯХ КРУГОВОГО ТОНКОГО УПРУГОГО ВКЛЮЧЕНИЯ В НЕОГРАНИЧЕННОМ ТЕЛЕ

SOLUTION OF THE BENDING VIBRATIONS CIRCULAR THIN ELASTIC INCLUSION IN THE UNLIMITED BODY 76

Elena Gorbenko, Vladimir Strel'cov, Natalia Gorbenko

ВИБІР ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ПРОЦЕС ПРЕСУВАННЯ ОЛІЙНОЇ СИРОВИНИ

CHOICE OF FACTORS OF INFLUENCE ON PROCESS OF PRESSING OF OILY RAW MATERIAL..... 83

Svetlana . Litvinchuk

МОДУЛЬНО-КОМПЕТЕНТІСТНИЙ ПІДХІД ДО НАВЧАННЯ СТУДЕНТІВ У ВИЩІЙ ШКОЛІ

MODULAR-COMPETENT ATTITUDE TOWARDS STUDENTS' STUDYING AT HIGH SCHOOL..... 91

Alevtina Kiktenko

МЕСТО ИНЖЕНЕРА – ПЕДАГОГА В СОВРЕМЕННОМ МИРЕ

TEACHER ENGINEER'S PLACE IN THE MODERN WORLD..... 99

Valery Havrysh

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АГРАРНОГО СЕКТОРА ЕКОНОМІКИ ПОНОВЛЮВАЛЬНИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ РЕСУРСАМИ

PROSPECT OF RENEWABLE ENERGY RESOURCE SUPPLY OF AGRICULTURE.....	107
--	-----

Boris Butakov, Vitaliy Artyukh

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПАРЫ ТРЕНИЯ СТАЛЬНОЙ ВАЛ И БРОНЗОВЫЙ ВКЛАДЫШ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ОБКАТЫВАНИЯ РОЛИКАМИ

RESEARCHES OF WEARPROOF OF PAIR OF FRICTION STEEL BILLOW AND BRONZE VKLADISH AT DIFFERENT MODES ROLLING BY ROLLERS 117

Boyko A.I., Bondarenko A.V., Dumenko K.N.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ РЕЗЕРВУВАННЯ

THEORETICAL STUDY OF RELIABILITY ENGINEERING IN USE MAIZE RESERVATION..... 131

Polishkevich O.R.

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ІСНЮЮЧІ ПРОБЛЕМИ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ

CURRENT SITUATION AND EXISTING PROBLEMS COLLECTION CORN 140

Nikolay Gripachevskiy

ВПЛИВ СОРТУ МАСЕЛ НА РЕСУРС ДВИГУНА Д – 260

INFLUENCE SORT OILS ON RESOURCE ENGINE D - 260 COMBINE «FIELD-EFFECT» 147

Ivan Kischak, Valery Havrysh, Andriy Kulik

СКЛАДОВІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ ТЕХНІЧНИМИ ЗАСОБАМИ ВИРОБНИЦТВА

COMPONENTS OF SUPPORT OF AGRICULTURAL ENTERPRISES INDUSTRIAL HARDWARE 153

Vjachesllav Shebanin, Elena Cepurit

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ОБЛАСТИ ОГРАНИЧЕННЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ

THE CALCULATION OF SOLIDNESS OF BAR ELEMENTS OF STEEL CONSTRUCTIONS IN THE PART OF PLASTIC DEFORMATION LIMITATION UNDER PRESSURE OF DIFFERENT COMBINATIONS OF LOADING 160

A. Попов, O. Savenkov,

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ МУФТ С ПРОДОЛЬНО

МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ЗУБЬЯМИ

CONTACT STRENGTH OF GEAR COUPLINGS WITH LONGITUDINAL TEETH
MODIFICATION 167

Oleg Plakhtyr

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕГУЛИРУЕМЫХ СТАТИЧЕСКИХ ИНДУКЦИОННЫХ
УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ И ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

IMPROVEMENT OF STATIC INDUCTION CONTROLLED DEVICES FOR ELECTRONIC
SYSTEMS AND CONVERSION EQUIPMENT 177

Valery Pazdeev, Vasiliy Gruban, Olexander Rakul

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ПРИСТРОЮ КАЧАНООЧИСНОГО АПАРАТУ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНУ

THEORETICAL ANALYSIS STRUCTURAL AND KINEMATICS PARAMETERS DEVICE
FOR CLEANING HEADS TO DEVICE COMBINE FOR COLLECTION OF CORN 182

Dmytro Koshkin

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
МИКРОКЛИМАТОМ ТЕПЛИЦЫ

THE DYNAMIC MODEL OF THE GREENHOUSE ENVIRONMENT
CONTROL SYSTEM 189

