

801
80

საქართველოს სოფლის მეურნეობის სამინისტრო
ТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



მრომის წითელი დროშის ორდენოსანი

საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი

Грузинский ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственный институт

სამეცნიერო შრომები, ტ. 114 ტ., НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო მეურნეობის მექანიზაცია,
ელექტრიფიკაცია და ჰიდრომელიორაცია
**МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И
ГИДРОМЕЛИОРАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙ-
СТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА**

თბილისი — 1980 — ТБИЛИСИ

სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



შრომის წითელი დროშის ორდენისანი
საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტი
Грузинский ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственный институт

სამეცნიერო შრომები, ტ. 114 ტ., НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

**სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მექანიზაცია,
ელექტრიფიკაცია და ჰიდრომელიორაცია
МЕХАНИЗАЦИЯ, ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И
ГИДРОМЕЛИОРАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙ-
СТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА**

ედგენება საქართველოში სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის
დაარსების 50 წლისთავს

Посвящается 50-летию со дня основания Грузинского
сельскохозяйственного института

მექანიზაცია, ელექტრიფიკაცია და ჰიდრომელიორაციის სერიის ტომის მასალები განხილულა მექანიზაცია, ელექტრიფიკაციისა და ჰიდრომელიორაციის ფაკულტეტების სამეცნიერო საბჭოს სხდომაზე, დამოწმებულია შრომის წითელი დროშის ორდენოსანი საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის სამეცნიერო საბჭოს მიერ.

Материалы тома серии — Механизация, электрификация и гидромелиорация — рассмотрены на заседании Ученого совета факультетов механизации, электрификации и гидромелиорации — и одобрены Ученым советом Грузинского отделения Трудового Красного Знамени сельскохозяйственного института.

მთავარი რედაქტორი აკად. ვ. მეტრეველი

სარედაქციო კოლეგია: ჯ. ბობოხიძე (პ/მგ. მდივანი), დოც. გ. გეგელიძე (მთ. რედ. მოადგილე), პროფ. ა. კეჩუაშვილი, დოც. ა. ტიკიშვილი, (მთ. რედ. მოადგილე), პროფ. ო. ნათიშვილი, დოც. ი. ტულუში, დოც. თ. ქაცარავა, დოც. გ. ქემოკლიძე, დოც. გ. შალამბერიძე, პროფ. გ. შხვაცაბაია, პროფ. ბ. ჩიკვაშვილი (მთ. რედ. მოადგილე), პროფ. გ. ხანთაძე.

Главный редактор акад. В. И. Метревели,

Редакционная коллегия: Дж. П. Бобохидзе (отв. секретарь), доц. Г. Гегелидзе (зам. гл. редактора), проф. А. Г. Кечхуашвили, доц. А. Тикишвили (зам. гл. редактора), проф. О. Г. Натишвили, доц. И. Э. Тугуши, доц. Т. Э. Кацарава, доц. Г. Кемоклидзе, доц. Г. А. Шаламберидзе, проф. Г. И. Шхвацабая, проф. Б. М. Чиквашвили (зам. гл. редактора), проф. Г. А. Хантадзе.

სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მექანიზაცია

МЕХАНИЗАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ПРОИЗВОДСТВА



УДК 663. 97. 665. 71

Г. Я. ШХВАЦБАЯ, З. Г. БАЛАМЦАРИШВИЛИ,
А. П. МАРТИАШВИЛИ

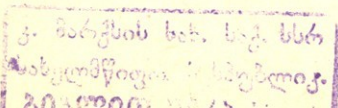
ПРОЦЕСС ОРИЕНТАЦИИ ЛИСТЬЕВ ТАБАКА ЧЕРЕШКАМИ В ОДНУ СТОРОНУ УПРУГО-ЭЛАСТИЧНЫМИ ВАЛЬЦАМИ

Вальцы, как рабочий орган, нашли в сельскохозяйственных машинах широкое применение. Вообще прокатка растений вальцами — это технологический процесс, при котором растение подвергается деформации сжатия. Однако, при ориентации и прокатке табачных листьев вальцами это нельзя допускать, т. к. тогда табачные листья теряют товарное качество и становятся негодными. Поэтому для ориентации табачных листьев были использованы в ГСКБ вальцы с эластичными поверхностями, которые практически являются идеально упругими. Ориентировка листьев перед отделением их от стеблей осуществляется известным приспособлением, выполненном в виде установленных друг над другом встречновращающихся горизонтальных вальцов с эластичной поверхностью. На машину устанавливается по два таких приспособления на каждый обрабатываемый ряд, таким образом, чтобы между ними образовалась щель для прохода стеблей табака.

Рассмотрим процесс захватывания и протаскивания табачного листа упруго-эластичными вальцами, когда оба вальца имеют одинаковые диаметры, принудительное вращение при равных окружных скоростях т. е., когда они будут одинаково воздействовать на табачные листья.

В процессе протаскивания с табачными листьями взаимодействуют зоны вальцов (рис. 1, 2).

1. Зона, где в процессе протаскивания листьев деформация эластичной части вальца увеличивается и достигает максимальной величины при минимальном зазоре между ними. Назовем ее зоной сжатия при губковых вальцах, и изгиба — при щеточных. Угол контакта листа с вальцами в этой зоне равен $\pi/2 - \alpha$



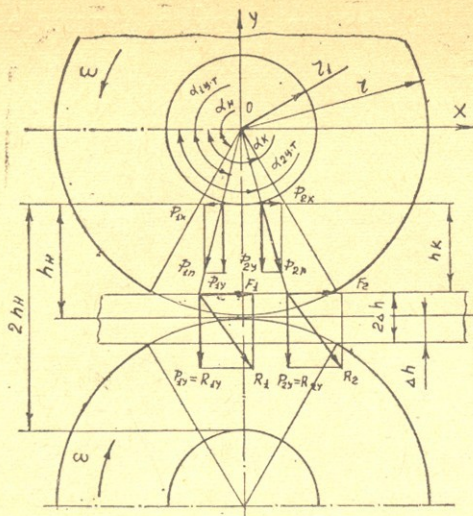


Рис. 1.

2. Зона, где в процессе протаскивания листов, деформация эластичной части вальца уменьшается от максимальной до конечной, возвращаясь к первоначальной величине. Это — зона восстановления эластичной части вальца. Угол контакта листа с вальцами в этой зоне равен $\alpha \approx \pi/2$.

При консольном изгибе нитей вальца в зоне изгиба угол контакта равен $1/2(\pi - 2\alpha_n)$ а в зоне восстановления — $1/2(\pi + 2\alpha_n)$.

При сжатии-изгибе эластичной части вальца действие этих нитей выразится в виде элементарных сил направленных нормально к поверхности барабана вальца. Эти силы можно заменить двумя равнодействующими; P_{1n} в зоне сжатия изгиба и P_{2n} в зоне восстановления. Место приложения этих сил определяется углами α_1 и α_2 с т. Раскладывая равнодействующую P_{1n} по направлению сжатия-изгиба эластичного материала и выталкивания его барабанами получим две силы; P_{1y} сжимающую-сгибающую эластичный материал вальцов и P_{1x} выталкивающую его барабанами. Производя аналогичное разложение равнодействующей P_{2n} также получим две силы; P_{2y} сжимающую-сгибающую эластичный материал вальцов и P_{2x} выталкивающую эластичный материал барабанами в сторону протаскивания.

При вращении вальцов возникают элементарные силы трения.

направленные касательно к поверхности валцов табачного листа. Действие этих сил на табачный лист также можно заменить равнодействующими F_1 и F_2 направления которых совпадают с направлением протаскивания. Исходя из этого, условие протаскивания отдельного от стебля табачного листа вальцами может быть записано следующим образом; $F_1 + F_2 \geq 0$ (1)

Если учесть конусность основания табачного листа, то надо раскладывать силы P_{1y} и P_{2y} , по направлениям сжатия — P_{1y}^6 и P_{2y}^6 и выталкивания его вальцами P_{1x}^6 и P_{2x}^6 в противоположную сторону от протаскивания (рис. 2).

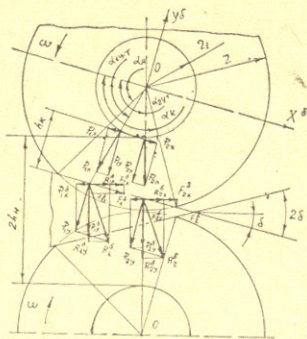


Рис. 2.

Таким же образом можно раскладывать равнодействующие силы трения F_1^6 и F_2^6 . Силу P_{1y}^6 сжимающую табачный лист в первой зоне, как сумму вертикальных сил P_{1y} и F_{1y}^6 . В зоне восстановления, силу R_{2y}^6 сжимающую лист, как сумму вертикальных составляющих P_{2y}^6 и F_{2y}^6 .

Исходя из этого, условие протаскивания табачного листа вальцом с учетом конусности его основания может быть записано следующим образом:

$$F_{2x}^6 + F_{2x}^6 \geq P_{1x}^6 + P_{2x}^6 \quad (2)$$

откуда после подстановки значений получим:

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \delta \quad \text{т. е.} \quad \varphi \geq \delta \quad (3)$$

Если это условие прокатки нарушается, то между вальцами возникает буксование, вследствие чего натягивающая сила значительно возрастает. Тогда эта сила поворачивает листья по отношению

точки крепления на стебле, после чего они занимают единое направление, т. е. ориентированное положение.

Под действием силы давления на табачный лист развивается сила трения F_1 (рис. 3), направленная перпендикулярно осям валцов в горизонтальной плоскости и сила трения F_2 , направленная параллельно траектории передвижения машины, вследствие чего лист начинает поворачиваться вокруг точки крепления на стебле.

После поворота листа, под углом B развивается сила сопротивления его отгибу P_d . Одинаково, в сторону противоположную ориентации на табачный лист действует сила сопротивления отгибу щеточных нитей P_1 , а в сторону ориентации—сила, затраченная на их деформацию P_2 накопленная им в обратимой форме.

Исходя из вышеизложенного, условие ориентированного положения листа (рис. 3) пишется следующим образом:

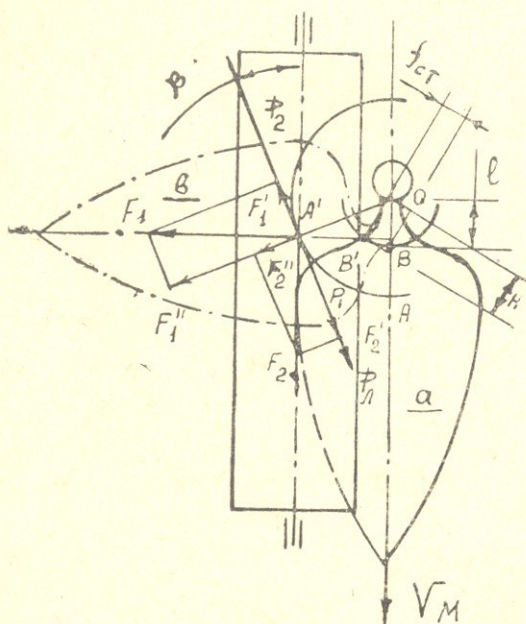
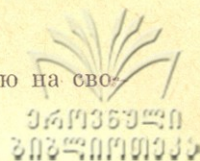


Рис. 3.

$$F_1' + F_2' + P_2 \geq P_d + P_1 \quad (4)$$

Так как табачный лист можно рассматривать как консольную



балку равного сопротивления длиной l_1 нагруженную на свободном конце силой сопротивления отгибу $P_{\text{л}}$, то:

$$P_{\text{л}} = \frac{2EY_a\varphi_{\text{ст}}}{l^3}$$

где: l — длина черешка от точки крепления на стебле до его минимального сечения;

$\varphi_{\text{ст}}$ — статистическая стрела прогиба;

E — модуль пропорциональности;

Y_a — момент инерции по отношению оси симметрии.

Также имеем:

$$F_1^1 = K_d R_y f \sin \beta \quad F_2^1 = R_y f \cos \beta$$

$$P_1 = R_y \sin^2 \beta \quad P_2 = 0.25 R_y \sin \beta$$

где: K_y — статистическая сила давления на табачный лист;

f — коэффициент трения;

K_d — коэффициент динамичности;

S — половина угла конусности угла.

После подстановки значений всех величин формула (4) запишется так:

$$K_d \sin \beta + \cos \beta \geq \frac{3l^3 R_y \sin \beta + 8EI_a f_{\text{ст}}}{4fl^3 R_y} \quad (5)$$

В формуле (5) неравенство должно соблюдаться при условии $\beta \geq 30^\circ$. Для листа, расположенного на стебле с противоположной стороны машины оно будет:

$$K_d \sin \beta - \cos \beta \geq \frac{3l^3 R_y \sin \beta + 8EI_a f_{\text{ст}}}{4fl^3 R_y} \quad (6)$$

Условие ориентированного положения листа, ось симметрии пластинки которого расположена перпендикулярно осям вальцов, запишется следующим образом:

$$K_d \sin \beta - \cos \beta \geq \frac{3l^3 R_y \sin^2 \beta - 8EI_a f_{\text{ст}}}{4fl^3 R_y} \quad (7)$$

Рассмотрим случай ориентации листа, при проекции оси симметрии которого расположены перпендикулярно к осям вальцов не-

на уровне максимального зазора между ними, а в первой четверти верхнего вальца. Допустим, что соприкосновение происходит в точке А (рис. 4), тогда ориентация листа в этой точке начнется при условии:

$$F^1 \geq P^1_{kp} + H \quad (8)$$

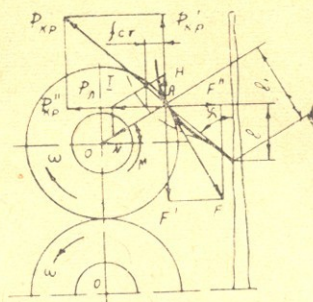


Рис. 4.

Валец нажимает на табачный лист с равной сопротивлению силой давления листа на валец под неопределенным пока углом α и также на вертикальную силу Н. Под действием реактивной силы N на окружности вальца, при вращении его, развивается сила трения $F = fN$.

Из рис. 4 имеем:

$$F^1 = f \frac{2EI f_{ct}}{l^3} \quad P^1_{kp} = \frac{\pi EI_{min}}{(2l_1)^2} \cos \alpha$$

$$\text{и } H = \frac{2EI f_{ct}}{l^3} - \operatorname{tg} \alpha$$

где α — угол между стеблем и направлением критической силы.

Если продольный изгиб табачного листа происходит при напряжениях, меньших пределу пропорциональности, то величина критической силы может быть найдена по формуле Эйлера, как случая заземленного одним концом стержня:

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{(\mu l)^2}$$

где μ — коэффициент приведения длины, зависящей от способа закрепления концов листа. В этом случае μ = 2. После подста-

Повки значений всех величин формула (9) запишется.

$$f = g t_{\mu} + \frac{\pi^2 l^3 I_{min}}{8 l_1^2 I_{ct}} \cos x$$

Условие захвата такого листа во второй четверти верхнего вальца будет:

$$f = \frac{\pi^2 l^3 E I_{min} \cos x}{4 l_1^2 E I_{ct} (t g \mu + c t g \mu)} \quad (10)$$

В случае ориентации табачного листа нижним вальцом для первой четверти условие захватывания запишется следующим образом:

$$f \geq t g \mu - \frac{\pi^2 l^3 I_{min} \cos x}{8 l_1^2 I_{ct}} \quad (11)$$

Условие захвата такого же листа во второй четверти нижнего вальца будет:

$$f \geq \frac{\pi^2 l^3 E I_{min} \cos(180 - x)}{4 l_1^2 I_{ct} (t g \mu + c t g \mu)} \quad (12)$$

Таким образом, теоретическое исследование процесса ориентации листьев показывает:

1. Табачные листья труднее ориентируются черешками в одну сторону при их продольном изгибе, чем при консольном.
2. По мере увеличения угла ориентации, при подъеме снизу вверх и уменьшении длины листа процесс захватывания ухудшается.
3. На степень захвата и ориентации листьев оказывают влияния расположение листа на стебле, а также диаметр и материал вальцов.

Л и т е р а т у р а

1. Долгов И. А., Васильев Г. К., Математические методы в земледельческой механике, М., 1967.
2. Летошнев М. Н., Сельскохозяйственные машины. Теория, расчет, проектирование и испытание, М., 1953.
3. Сабликов М. В., Сельскохозяйственные машины. Часть II, Основы теории и технологического расчета. М., 1968.
4. Синяговский И. С., Сопротивление материалов, М., 1968.

УДК 631. 312- 02

А. Г. КЕЧХУАШВИЛИ, Д. В. КАЦИТАДЗЕ

А. Т. ЦИКОРИДЗЕ, И. А. ЧЕЛИДЗЕ, Д. Ш. ЧЕЛИДЗЕ

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМ РАСХОДА БЫСТРОИЗНАШИВАЕ- МЫХ ДЕТАЛЕЙ ТРАКТОРНЫХ ПЛУГОВ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ГРУЗИИ С УЧЕТОМ ВАРИАЦИИ ИХ РЕСУРСА

В связи с постановлением Совета Министров СССР от 01. 02. 79г. № 114 «О необходимости разработки и внедрения в производство индустриальных методов технологических процессов централизованного восстановления деталей машин и соответствующего оборудования для этих целей» изыскиваются научно обоснованные методы для учета количества восстанавливаемых деталей и установления норм расхода запасных частей.

В нашей стране ежегодно обрабатывается около 230-250 млн. гектаров, если принять средний ресурс лемеха 10 га, а среднюю массу 5 кг, тогда для вспашки в Советском Союзе 250 млн. га площади понадобится в год 125 млн. кг высококачественной стали или 25 млн. штук лемеха. По официальным данным в Советском Союзе ежегодно требуется 30 млн. штук запасных частей для замены изношенных и поломанных плужных лемехов. Расход такого количества лемехов требует разработки методов научного планирования норм потребного количества запасных частей.

Разновидность почвенных условий и рельеф в значительных пределах меняет фактический расход запасных частей и следовательно требуется установление дифференциальных норм в зависимости от почвенных и рельефных условий каждого региона.

Особый научный интерес представляет разработка методики определения научно обоснованных норм расхода лемехов в тяжелых почвенных условиях горной зоны.

Ниже рассматривается примерная методика определения нормы расхода интенсивно повреждаемых деталей почвообрабатывающих

машин на основе математической обработки статистических данных с учетом вариации их ресурса.

1. Определение среднего удельного расхода

Для контроля в хозяйствах за расходом деталей почвообрабатывающих машин, приближенного определения годовой или сезонной потребности в деталях весьма удобно пользоваться средними величинами расхода в расчете на единицу наработки [1].

С целью определения этой величины воспользуемся данными о расходе деталей по опытным почвообрабатывающим машинами в горных условиях Грузинской ССР.

Вследствие неодинаковых условий работы тракторных плугов, различного качества изготовления лемехов, разной квалификации механиков-водителей и ряда других факторов, характер расхода лемехов изменчивый и их количество на единицу наработки является случайной величиной. Поэтому для определения среднего удельного расхода и выявления характера изменения расхода лемехов полученный экспериментальный материал обрабатываем методами математической статистики.

Определим величину расхода лемеха за единицу наработки плуга (1 га вспаханной площади). В результате получим для лемеха вариационный ряд.

Для определения основных показателей вариационного ряда применим способ моментов Пирсона [2]. Средняя величина ряда:

$$\bar{\omega} = \omega_0 + h \frac{\sum \omega' m}{\sum m} \quad (1.1)$$

Среднее квадратическое отклонение σ

$$\sigma = h \sqrt{\frac{\sum (\omega')^2 \cdot m}{\sum m} - \left(\frac{\sum \omega' m}{\sum m} \right)^2} \quad (1.2)$$

Коэффициент вариации

$$V = \frac{\sigma}{\bar{\omega}} \quad (1.3)$$

В приведенных формулах m — частота случая, h — ширина интервала ряда, $\omega' = \frac{\omega - \omega_0}{h}$, ω_0 — наиболее вероятное значение случая.

В таблице 1 приведены полученные значения средней величины удельного расхода лемеха для средних и особо тяжелых почвенных

условий, а также некоторые другие параметры. В таблице 2 заданы примеры расчета характеристик распределения удельного расхода для лемеха.

Т а б л и ц а 2

Параметры распределения удельного расхода лемеха

Наименование	Характеристика			
	Среднее значение шт/га $\bar{\omega}$	Среднее квадратическое отклонение шт/га σ	Коэффициент вариации V	Вероятность согласия грядному закону
Лемех	0,27	0,047	0,174	0,27
	0,166	0,05	0,30	0,90

Из таблицы видно, что коэффициенты вариации удельного расхода лемеха меньше 0,33. Следовательно, для лемеха удельный расход должен распределяться по нормальному закону [3]:

$$\varphi(\omega) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\omega - \bar{\omega})^2}{2\sigma^2} \right] \quad (1)$$

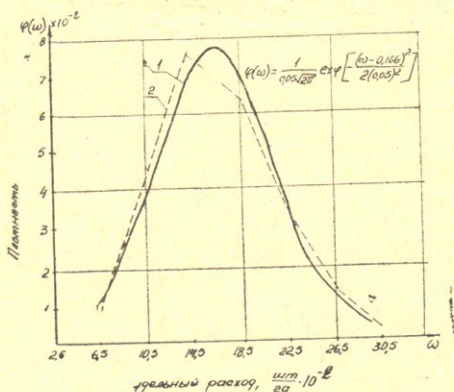


Рис. I. 1.

Плотность распределения удельного расхода лемехов для тяжело-глинистых и щебенисто-каменистых почв горной зоны; 1,2 — соответственно теоретическая и экспериментальная кривые.

На рисунке I, 2 приведены экспериментальные и теоретические кривые распределения лемеха.

Для оценки степени близости теоретического распределения к эмпирическому применяем критерий χ^2 Пирсона [2], который представляет собой сумму отношений квадратов разностей между

частотами эмпирического и теоретического распределения и частотам теоретического распределения. Вычисления критерия Пирсона для лемеха приведено в табл. 3.3а. Из таблицы показатель $\chi^2 = 6,88$. В нашем случае число значений (вариантов) 8. Поэтому число степеней свободы составляет 5 — [2].

Пользуясь таблицей (2) значений χ^2 определяем вероятность согласия экспериментальных данных к принятому теоретическому распределению. Эта вероятность составляет $P = 0,27$.

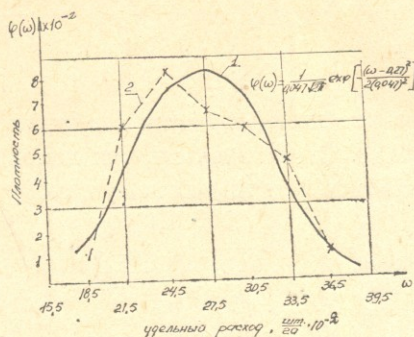


Рис. 1. 2 — Плотность распределения удельного расхода лемехов для средних почвенных условий; 1, 2 — соответственно теоретическая и экспериментальная кривые.

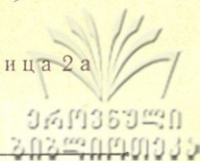
Таблица 2

Расчет характеристик распределения удельного расхода лемеха

$h = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{1 + 3,22 \lg 88} = \frac{0,201}{7,26} \approx 0,03$					Расчет интервала ряда $(\omega')^3 \cdot m$
Интервалы	ω	m	$\omega' = \frac{\omega - \omega_0}{h}$	$(\omega')^2 \cdot m$	
0,170 + 0,200	0,185	2	-2	-4	8
0,200 + 0,230	0,215	16	-1	-16	16
0,230 + 0,260	0,245	22	0	0	0
0,260 + 0,290	0,275	17	1	17	17
0,320 + 0,350	0,375	12	3	26	108
0,350 + 0,380	0,365	3	4	12	43
0,380 + 0,410	0,395	1	5	5	25

$$\begin{aligned}\bar{\omega} &= 0,27 \\ \sigma &= 0,047 \\ V &= 0,174\end{aligned}$$

$$\Sigma m_i = 88$$



Расчет характеристик распределения удельного расхода лемеха

$$h = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{1 + 3,22 \lg 88} = \frac{0,26 - 0,065}{7,26} \approx 0,04$$

Интервалы	ω	m	$\omega' = \frac{\omega - \omega_0}{h}$	$\omega' m$	$(\omega')^2 m$
0,045...0,085	0,065	3	-2	-6	12
0,085...0,125	0,105	16	-1	-16	16
0,125...0,165	0,145	27	0	0	0
0,165...0,205	0,185	23	1	23	23
0,205...0,245	0,225	13	2	26	52
0,245...0,285	0,265	5	3	15	45
0,285...0,325	0,305	1	4	4	16

$$\bar{\omega} = 0,166$$

$$\sigma = 0,05$$

$$V = 0,30$$

Таблица 3

Расчет критерия согласия Пирсона для лемеха

Интервалы	m	$t_1 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\sigma}$	$t_2 = \frac{\omega_2 - \omega_0}{\sigma}$	$F(\omega) = \frac{1}{2} \varphi(t_2) - \frac{1}{2} \varphi(t_1)$	$88 \cdot F(\omega)$	$m - 88F(\omega)$	$[m - 88F(\omega)]^2$	$\frac{[m - 88F(\omega)]^2}{88F(\omega)}$
0,17...0,20	2	-2,12	-1,49	0,0510	5	-3	9	1,8
0,20...0,23	16	-1,49	-0,85	0,125	11	5	25	2,27
0,23...0,26	22	-0,85	-0,21	0,2195	20	2	9	0,45
0,26...0,29	17	-0,21	0,42	0,2460	22	-5	25	1,13
0,29...0,32	15	0,42	1,06	0,1925	17	-2	4	0,23
0,32...0,35	12	1,06	1,70	0,1000	9	3	9	1,0
0,35...0,38	3	1,70	2,34	0,0350	3	0	0	0
0,38...0,41	1	2,34	2,98	0,0080	1	0	0	0

$$\chi^2 = 6,88$$

ქ. შარაშვილი
საქართველოს ენის დაცვა
საქართველოს ენის დაცვა

Расчет критерия согласия Пирсона для лемеха

Интервалы	m	$t_1 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\sigma}$	$t_2 = \frac{\omega_2 - \omega_0}{\sigma}$	$F(\omega) = \frac{1}{2} \phi(t_2) - \frac{1}{2} \phi(t_1)$	$88 F(\omega)$	$m - 88 F(\omega)$	$[m - 88 F(\omega)]^2$	$\frac{[m - 88 F(\omega)]^2}{88 F(\omega)}$
0,045...0,035	3	-2,42	-1,62	0,0445	4	-1	1	0,25
0,085...0,125	16	-1,62	-0,82	0,1535	14	2	4	0,28
0,125...0,165	27	-0,82	-0,02	0,2332	26	1	1	0,04
0,165...0,205	23	-0,02	0,78	0,2833	25	-2	4	0,16
0,205...0,245	13	0,78	1,58	0,1605	14	-1	1	0,07
0,245...0,285	5	1,58	2,38	0,0485	4	1	1	0,25
0,285...0,325	1	2,38	3,18	0,0078	1	0	0	0

$$\chi^2 = 1,05$$

Таблица 4

Средняя годовая норма расхода лемеха

Номер по каталогу	Наименование детали	Кол-во на машину	Средняя норма расхода на 100 машин
Н. 074. 02-008	Лемех	4	4050 2490

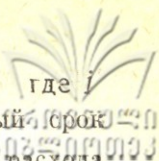
Данная величина указывает на то, что изменение удельного расхода лемеха согласуется с нормальным законом распределения.

В результате обработки статистических данных годовой наработки тракторных плугов за 1978-1979 гг. установлена их средняя годовая наработка. Определим среднюю годовую норму расхода лемехов как произведение удельного расхода на годовую наработку.

В таблице 4 приведены рассчитанные указанным способом средние нормы расхода лемехов.

2. Методика расчета годового расхода деталей

Зная годовые нормы расхода, можно найти годовой расход деталей на данный год или последующие годы. Этот расход можно определить без учета и с учетом возрастного состава машин. В последнем случае потребность в деталях будет определена более точно. Рассмотрим этот случай более подробно.



Пусть m_i — число машин j того года службы, где i изменяется с 1 до T_n , где T_n запланированный полный срок пребывания машин в народном хозяйстве. N_j — норма расхода детали на 100 машин j года службы. Тогда расход детали в базовом году составит T_n

$$W = \frac{n}{100} \sum_{j=1}^{T_n} N_j m_j \quad (2.1)$$

где n — число одноименных деталей на машине.

Выведем формулу для осуществления прогноза расхода деталей на любой будущий год. Обозначим через m_0, m_{-1}, m_{-2} количество новых машин, планируемых занести в первый, второй, третий и т. д. год прогнозирования. Примем допущение, что машины отработавшие срок более T_n списываются. Тогда на первый год прогнозирования необходимо заказать деталей:

$$[m_0 \cdot N_1 + m_1 \cdot N_2 + m_2 \cdot N_3 + \dots + m_{T_n-1} \cdot N_{T_n}] \cdot 0,01$$

на второй год:

$$[m_{-1} \cdot N_1 + m_0 \cdot N_2 + m_1 \cdot N_3 + \dots + m_{T_n-2} \cdot N_n] \cdot 0,01$$

на i -й год:

$$[m_{1-i} \cdot N_1 + m_{2-i} \cdot N_2 + \dots + m_{T_n-i} \cdot N_{T_n}] \cdot 0,01 \quad (2.2)$$

В общем виде годовой расход деталей на i -й год определится по формуле:

$$W_i = \frac{n}{100} \sum_{i=1}^{T_n} m_{j-1} N_i \quad (2.3)$$

- где: N_i — определяется по формуле (2.2);
- i — год прогнозирования с момента расчета;
- m_{j-1} — количество машин ($j-1$) возрастной группы в момент расчета;
- n — количество одноименных деталей на машине.

По формуле (2.3) можно осуществлять прогноз расхода рассматриваемых деталей почвообрабатывающих машин.

В случае определения годового расхода деталей без учета возрастного состава машин, он подсчитывается по формуле:

$$W = m \cdot \bar{N} \cdot 10^{-3}$$

где; m — число машин данной модификации,

$\bar{N}$ — средняя годовая норма расхода.

Выводы

1. На основе математической обработки статистических данных с помощью критерия согласия Пирсона установлено, что изменение расхода лемехов на 1 га наработки с учетом вариации их ресурса адекватно описывается нормальным законом распределения;

2. Получено, что средний удельный расход лемеха для тяжелых щебенисто-каменистых почв горных районов ГрузССР составляет 0,27, а для средних почв 0,166 шт на 1 га наработки, а средняя норма расхода лемеха на 100 машин, при норме 150 га, составляет соответственно 4050 и 2490 шт.

Л и т е р а т у р а

1. Цикоридзе А. Т. К определению норм расхода деталей чаесборочной машины «Сакартвело». Труды ГИСХ, Сухуми, 1970.
 2. Длин А. М., Математическая статистика в технике, Изд-во «Советская наука», 1958.
 3. Михлин В. М., Липман А. Н., Пособие для определения числа объектов наблюдений (испытаний). БТИ, ГОСНИТИ, М., 1966.
-



УДК 620. 193. 4

ა. ბარბაქაძე, მ. ცაიტიშვილი,
თ. ფურცხვანიძე, ტ. აპინიძე

უნიკალო უჯანგავი ფოლადების გამოყენების შესაძლებლობის შე-
სახვა ხილელის წვენებისა და ბოსტნეულის კონსერვების წარმოებაში

ხილელის წვენებისა და ბოსტნეულის კონსერვების წარმოებაში სათანადო დანადგარების (ქვაბების, მარაგელების, მილგაყვანილობისა და სხვ.) დასაზღადებლად უმთავრესად გამოიყენება $10 \times 18H 10T$ ტიპის ქრომნიკელიანი უჯანგავი ფოლადები.

ნიკელის დეფიციტურობის გამო, ქრომნიკელიანი ფოლადების შე-
ცვლას უნიკელო ფოლადებით დიდი პრაქტიკული მნიშვნელობა აქვს.

წინამდებარე შრომაში მოცემულია $10 \times 14AГ15$ და $08 \times 25Г 15C$ მარ-
კის უნიკელო ქრომმანგანუმიანი ფოლადების, სტანდარტული $10 \times 18H10T$
მარკის ნიკელიანი ფოლადის და ტიტანის შენადნობების (T—3 და T—8)
კოროზიამდევლობაზე შედარებითი გამოცდის შედეგები, ხილელის წვე-
ნებსა და ბოსტნეულის წარმოებაში მათი გამოყენების შესაძლებლობის
დადგენის მიზნით.

უნიკელო ქრომმანგანუმანოტიანი და ქრომმანგანუმიანი ფოლადები
შემუშავებულია საქ. მეცნ. აკად. მეტალურგიის ინსტიტუტის ლითონ-
მცოდნეობის ლაბორატორიაში და მისი ავტორები არიან საქ. მეცნ. აკად.
დემიის აკადემიკოსი პროფ. ფ. თავაძე და ტექნ. მეცნ. კანდ. მ. ცაიტი-
შვილი [1, 2, 3].

აზოტის შემცველი $10 \times 14AГ15C$ მარკის უჯანგავი ფოლადი შე-
სულია სახელმწიფო სტანდარტში (ГОСТ 5632-72) და გამოიყენება
 $10 \times 18H10T$ ტიპის ქრომნიკელიანი ფოლადის შემცვლელად ზოგიერთ
აგრესიულ არეებში.

უხეკრომიანმა ექსპერიმენტულმა $08 \times 25 Г 15 C$ მარკის უჯანგავმა
ფოლადმა საწარმოო გამოცდა გაიარა პერვოურალსკის ქრომპიკის ქარხნის
სხვადასხვა უბანში და კოროზიამდევლობა გამოიჩინა ამაღლებული აგრე-
სიულობის მქონე გარემოში.

აღნიშნული მარკის ახალი, ქართული, უჯანგავი ფოლადები, ნიკე-
ლიანი ფოლადის მსგავსად ხასიათდება, პირველი აუსტენიტური, ხოლო

მეორე აუსტენიტურ-ფერიტული სტრუქტურით, დამაკმაყოფილებელი მექანიკური თვისებებით და ამავე დროს შედუღებადობის და დამუშავებადობის კარგი უნარით.

ექსპერიმენტული შენადნობების ზოგიერთ აგრესიულ არეში კოროზიამდეგობისა და ტექნოლოგიური თვისებების კარგმა შერწყმამ განაპირობა მათი გამოცდა ხილეულის წვენებსა და ბოსტნეულის კონსერვების წარმოებაშიც.

ცდები ჩატარდა ლაბორატორიულ პირობებში საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის მასალათა ტექნოლოგიისა და მანქანათა რემონტის კათედრაზე, ნახევრად საწარმოო პირობებში იმავე ინსტიტუტის საკონსერვო ქარხანაში, ხოლო საწარმოო პირობებში კი გორის საკონსერვო ქარხანაში.

საცდელ არეებად შერჩეული იქნა საკონსერვო ქარხნებში გამოყენებული, კოროზიის თვალსაზრისით ყველაზე აგრესიული ხილეულისა (ტყემალის, ვაშლის) და ბოსტნეულის (პამიდორის) წვენები და ნახევარფაბრიკატები.

გამოცდის მეთოდის ითვისება, როგორც თვით შენადნობების, ისე კოროზიის პროდუქტების შესწავლას სპექტრული და ქიმიური ანალიზის მეთოდით.

კოროზიის ხარისხობრივი და რაოდენობრივი მაჩვენებლების დადგენა ხდებოდა, როგორც ვიზუალურად, ისე წონის დანაკარგის საშუალებით ფართობის ერთეულზე გადათვლით.

ყოველ სითხეში იცდებოდა 3—4 ერთნაირი შედგენილობის ნიმუში.

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, ნიმუში გამოიცადა, როგორც ლაბორატორიულ, ისე ნახევრად საწარმოო და საწარმოო პირობებში. ლაბორატორიულ პირობებში კოროზიული სითხეები დულდა 10 წუთის განმავლობაში, რის შემდეგ ქილები ნიმუშებიანად იხუფებოდა და ინახებოდა 30, 120, 210 და 300 დღე-ღამე (ამ ვადის გასვლის შემდეგ ქილა იხსნებოდა, ნიმუშები ირეცხებოდა ჯერ წყლით, შემდეგ სპირტით, შრებოდა და იწონებოდა 0,1 მგ-ის სიზუსტით; ხდებოდა აგრეთვე ნიმუშების ვიზუალური შემოწმება).

პარალელურად იცდებოდა თავდია ქილებიც, რომლებშიც ნიმუშები ჩაკიდებული იყო სანახევროდ, ნიმუშების მასალის კოროზიამდეგობაზე პაერის ჟანგბადის ზემოქმედების შესასწავლად.

ნახევრად საწარმოო პირობებში ნიმუშები გამოიცადა საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის საკონსერვო ქარხანაში 25-ლიტრიან ქვაბში ჩასხმულ ვაშლის წვენში. სითხე ნიმუშებიანად დღე-ღამის განმავლობაში 7—8 საათი დულდა, დანარჩენ დროს კი ნიმუშები უფრო ცივ სითხეში რჩებოდა, ქარხნისათვის სტანდარტულ 2 ატ. წნევის ქვეშ.

შენადნობების კოროზიამედეგობის ძირითად მაჩვენებლად მიღებული
 იქნა წონითი მაჩვენებელი — კოროზიის სიჩქარე (K გ/მ² სთ-ში) მოიხატება
 ლითონის ზედაპირის ერთეულზე მასის ცვლილებით ერთეულში.

ნიმუშის კოროზიის წონითი მაჩვენებლის (K) საშუალებით ინგარი-
 შებოდა კოროზიის სიღრმითი მაჩვენებელი ანუ კოროზიის შეღწევადო-
 ბა (Π)

$$\Pi = \frac{K \cdot 8760}{\gamma \cdot 1000} = 1,1 \cdot K \text{ მმ/წელიწადში}$$

სადაც Π არის კოროზიის შეღწევადობა მმ/წელიწადში;

K — კოროზიის სიჩქარე გ/მ² სთ;

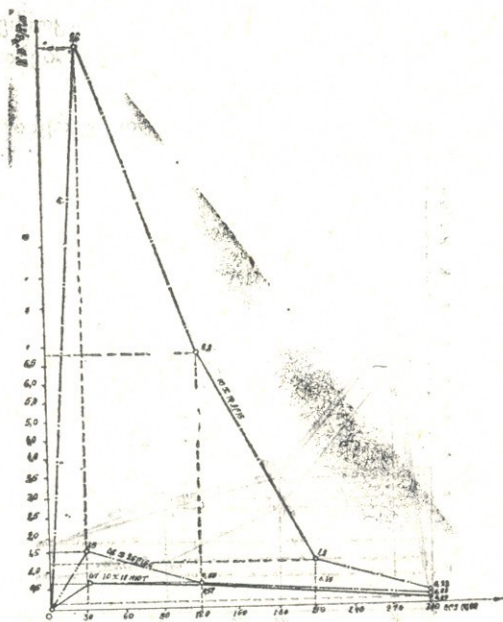
8760 — წელიწადში საათების რაოდენობა;

γ — ლითონის ხვედრითი წონა ფოლადისათვის, γ — 7,8 გ/სმ³.

გამოცდილი შენადნობების კოროზიული მედეგობის ბალები დგინ-
 დებოდა 10-ბალიანი სკალით, ГОСТ 5272—50-ის შესაბამისად [6].

შენადნობების კოროზიულ მედეგობაზე გამოცდის შედეგები მოცემულია
 ჰიროველ ცხრილში და 1—4 ნახაზებზე.

1—4 ნახაზებზე გრაფიკულად არის წარმოდგენილი კოროზიის სიჩქა-
 რის კინემატიკა 300 დღე-ღამის განმავლობაში, ყველა შერჩეული კორო-
 ზიული გარემოსათვის ცალ-ცალკე.



ნახ. 1. ნიმუშების კოროზიის კინეტიკა ტყემლის წვენში.

საცდელ არეებში, პირველი 30 დღე-ღამის განმავლობაში ყველა ნიმუშზე კოროზიის მნიშვნელოვანი ზრდა აღინიშნება. ტყემლის წვენი (ნახ. 1) ყველაზე მკვეთრად განიცდის კოროზიას აზოტიანი უნიკელ ფოლადი $10 \times 14 \text{ AГ 15}$, მისი ზედაპირის პასივაციას ადგილი აქვს მხოლოდ 210 საათის შემდეგ; 300 საათის შემდეგ მისი კოროზიის სიჩქარე უმნიშვნელოდ აღემატება ეტალონური ნიკელიანი შენადნობის $10 \times 18 \text{ H10T-ს}$ სათანადო მაჩვენებელს.

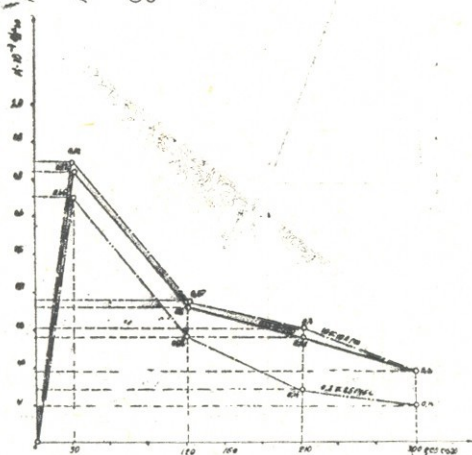
ეტალონური შენადნობის პასივაციას ადგილი აქვს 30 დღე-ღამის შემდეგ, ხოლო უხვმანგანუმიანი და უხვნიკელიანი $08 \times 25 \text{ Г 15 C}$ მარკის ფოლადის პასივაცია 120 დღე-ღამის შემდეგ იწყება. მისი კოროზია პირველი 30 დღე-ღამის შემდეგ 6-ჯერ ნაკლებია აზოტიან უნიკელ $10 \times 14 \text{ AГ 15}$ მარკის ფოლადთან შედარებით, მაგრამ 2,5-ჯერ მეტია ეტალონთან შედარებით, თუმცა მომდევნო დღეებში ორივე შენადნობის კოროზია ერთნაირი კანონზომიერებით იცვლება და ეტალონისგან უმნიშვნელოდ განსხვავდება.

მიუხედავად კოროზიის წონითი მაჩვენებლის ასეთი მერყეობისა, ყველა შენადნობის კოროზიის სიღრმითი შეღწევადობა (II) უმნიშვნელოდ ცვალებადობს (ცხრ. 1), რაც ნიმუშების ზედაპირზე მტკიცე დამცავი აბსკის წარმოშობით შეიძლება აიხსნას.

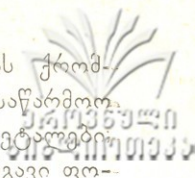
ვიზუალურად ნიმუშების ზედაპირზე ცვლილება არ შემჩნეულა; არც ერთ მათგანს ბზინვარება არ დაუკარგავს.

როგორც ზემოთ აღვნიშნეთ, $10 \times 14 \text{ AГ 15}$ და $08 \times 25 \text{ Г 15 C}$ მარკის ფოლადები ტყემლის წვენში ადრე გორის საკონსერვო ქარხანაშიც გამოიყენებოდა ტიტანის (T—3 და T—8) შენადნობებთან და ნიკელიან უჟანგავ ფოლადთან ($10 \times 18 \text{ H10T}$) ერთად.

გამოცდა ხელოვნურად შექმნილ უფრო აგრესიულ არეში მოხდა (20% სუფრის მარილის დამატებით).



ნახ. 2. საცდელ ნიმუშების კოროზია პამიდორის წვენში.

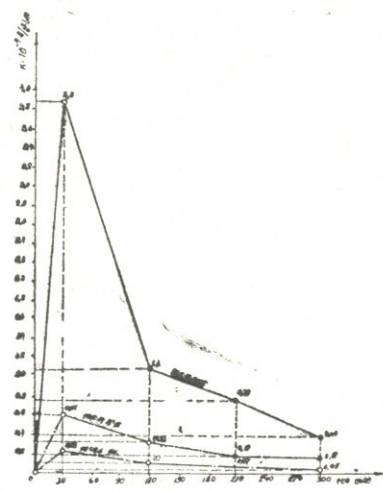


ცდის უკეთესი შედეგების საფუძველზე 08×25F15C მარკის ქრომ-მანგანუმიანი ფოლადისაგან ჩამოისხა და ტყემლის წვეწვში საწარმოო პირობებში გამოიცადა ხილის სახეხი მანქანის ტუმბოს დეტალებში ცდებმა დაადასტურა მითითებული ფოლადით ნიკელიანი უჟანგავი ფოლადის შეცვლის შესაძლებლობა.

პამიდვრის წვეწვში საცდელი ფოლადების ნიმუშების კოროზიის სიჩქარე თითქმის ერთნაირი კანონზომიერებით იცვლება (ნახ. 2). 30 დღე ღამის შემდეგ ყველა მათგანის კოროზიის მაღალი სიჩქარე ერთნაირი ხასიათით იწყებს მნიშვნელოვან დაცემას. აღსანიშნავია, რომ უხვმანგანუმიანი და უხვქრომიანი 08×25F15C მარკის ფოლადი ყველაზე ნაკლებად განიცდის კოროზიას.

განსაკუთრებულ ინტერესს იწვევს საცდელი შენადნობების კოროზიული ბუნება პამიდორის წვენსა და განსაკუთრებით კი პამიდორის ნახევარფაბრიკატებში (ტომატის პასტის მასალაში, ნახ. 3 და 4).

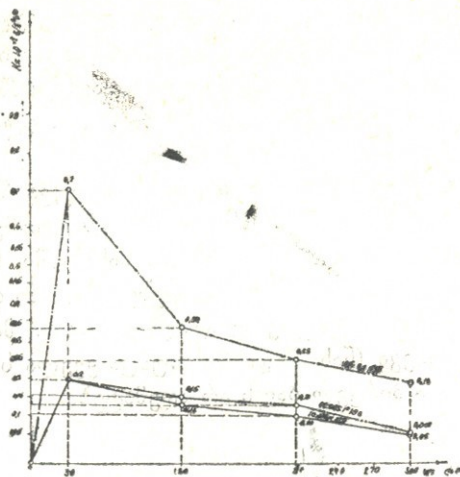
მითითებულ კოროზიულ არეებში უხვქრომიანი ფოლადი 08×25F15C ეტალონურ-ნიკელიან უჟანგავ ფოლადზე უფრო მაღალი კოროზიამედევობით გამოირჩევა (ნახ. 2 და 3), თუმცა ყველა საცდელი შენადნობისა კოროზიამედევობა პირველ ბაღს არ აღემატება.



ნახ. 3. საცდელი ნიმუშების კოროზიის სიჩქარის კინეტიკა პამიდორის ნახევარფაბრიკატში.

ვაშლის წვენში შენადნობთა კოროზიული მედეგობა ტყემლის წვენში შესაბამისი თვისების ანალოგიურად იცვლება, ე. ი. ამ შემთხვევაშიც მაქსიმალური კოროზიით ხასიათდება აზოტიანი ფოლადი 10×14AF15C. მისი კოროზიის წონითი მაჩვენებელი პირველი 30 დღე-ღამის შემდეგ 3,5-ჯერ აღემატება ეტალონისას და უხვქრომიანი ფოლადის სათანადო

თვისებას, თუმცა რიცხობრივად ისიც უმნიშვნელოა და $0,7 \cdot 10^{-4}$ გ/მ³.
 არ აღემატება. 120 დღე-ღამის შემდეგ სამივე შენადნობის კოროზი-
 თითქმის ერთნაირად მცირდება, 210 დღე-ღამის შემდეგ კოროზი-
 08×25Г15C მარკის ფოლადის კოროზია მაქსიმალურად მცირდება
 300 დღე-ღამის შემდეგ ეტალონური ფოლადის სათანადო მაჩვენებელ-
 ტოლია ($0,05 \cdot 10^{-4}$ გ/მ²·სთ).



ნახ. 4. საცდელი ნიმუშების კოროზიის სიჩქარის კინეტიკა ვაშლის წვენში.

ყველა გამოსაცდელი შენადნობი ოთხივე კოროზიულ არეში აღმო-
 წინადა სრულიად მდგრადი. 300 დღელამიანი გამოცდის ბოლოს ყველა
 ნაკლები კოროზიის შედეგადობით (II) ხასიათდება 08×25Г15C მარკის
 ფოლადი, რომლის კოროზიის სიჩქარე წელიწადში ტყემლის წვენში
 აღემატება $0,00002$ მმ-ს, პამიდვრის წვენში და პამიდვრის ნახევარფა-
 რიკატი $0,00001$ მმ-ს, ხოლო ვაშლის წვენში კი $0,000006$ მმ-ს.

ნახევრად საწარმოო პირობებში შენადნობები გამოცდილი იქნა მხ-
 ლოდ ვაშლის წვენში (ცხრ. 2). გამოცდა წარმოებდა 400 საათის განმ-
 ულობაში 5-ლიტრიან ქრომიკელიანი ფოლადის ქვაბში, ვაშლის წვენ-
 დამზადების ტექნოლოგიით გათვალისწინებულზე უფრო რთული რეჟ-
 მით.

ამ შემთხვევაში ცდის მთელ პერიოდში (400 სთ), ყველაზე მაღალ
 კოროზიით ხასიათდება 10×14Г15 მარკის ფოლადი, რომლის კორო-
 ზიის წონითი მაჩვენებელი პირველი 50 საათის განმავლობაში 2-ჯე-
 აღემატება ეტალონის სათანადო მაჩვენებელს (ცხრ. 1). ყველა შენადნო-
 პირველი 50-საათიანი გამოცდის დროს კოროზიის სიჩქარის ზრდით ხას-
 ათდება 50-დან 100 საათამდე კოროზიის სიჩქარე მკვეთრად და ერთნაირ-
 კანონზომიერებით კლებულობს.

№	ფოლადის მარკა	50 საათის შემდეგ				100 საათის შემდეგ				200 საათის შემდეგ				400 საათის შემდეგ			
		დუღილის დრო	გზ სთ	მმ/წელიწადში	მდგრადობის ბალი	დუღილის დრო	გზ სთ	მმ/წელიწადში	მდგრადობის ბალი	დუღილის დრო	გზ სთ	მმ/წელიწადში	მდგრადობის ბალი	დუღილის დრო	გზ სთ	მმ/წელიწადში	მდგრადობის ბალი
1	10X18H10T	20 საათი	0,0039	0,00429	2	40 საათი	0,00025	0,000275	1	60 საათი	0,00025	0,000275	1	120 საათი	0,00019	0,00021	1
2	08X25Г150		0,0044	0,00484	2		0,00041	0,000451	1		0,00037	0,00041	1		0,00033	0,00036	1
3	10X14AF15		0,0064	0,0093	3		0,00074	0,00081	1		0,0006	0,00066	1		0,0005	0,00055	1

ცხრილი 1

ეროვნული
ბიბლიოთეკა

აღსანიშნავია ჰაერის ჟანგბადის დადებითი ზემოქმედება ნიმუშებზე, კოროზიამდეგობაზე, რაც შეიძლება აიხსნას ფოლადის ზედაპირზე გეულის მტკიცე — დამცავი აბსკის წარმოქმნით, რომელიც იცავს შემდგომი კოროზიისაგან. 60 საათის განმავლობაში დუდილის შემთხვევით კი ნიმუშები სავსებით მდგრადი აღმოჩნდნენ კოროზიის მიმართ.

საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტისა და გორის კონსერვო ქარხნებში უნიკელო და ნიკელიანი უჟანგავი ფოლადის ტყემლისა და ვაშლის წვეწვებსა და პამიდორის წვეწვსა და ნახევარფაბრიკატი კატში კოროზიამდეგობაზე შედარებითი გამოცდის შედეგების ანალიზის საფუძველზე შეიძლება დავასკვნათ შემდეგი:

1. ხილის წვეწვებსა და ბოსტნეულის კონსერვებში მაღალი კოროზიამდეგობით ხასიათდებიან ახალი ქართული 10×14AГ15 და 08×25Г15 მარკის ქრომმანგანუმიანი უჟანგავი ფოლადები.

2. 08×25Г15C მარკის ქრომმანგანუმიანი ფოლადი ზოგიერთ აგრესიულ არეში (პამიდორის ნახევარფაბრიკატი) 10×18H10T მარკის ნიკელიანი ფოლადზე უკეთეს კოროზიამდეგობას იჩენს.

3. 08×25Г15C მარკის უნიკელო ქრომმანგანუმიანი უჟანგავი ფოლადი სავსებით იმსახურებს ფართო საწარმოო მასშტაბით გამოცდის ხილბოსტნეულის კონსერვების წარმოების მანქანებში მისი გამოყენების მიზნით, დეფიციტური ელემენტების შემცველი ფოლადებისა და შენდნობების ნაცვლად.

4. ტყემლის წვენში საწარმოო პირობებში ჩატარებული ცდის შედეგებზე წინასწარი გაანგარიშებით, 08×25Г15C მარკის ფოლადი 10×18H10T ტიპის ფოლადის დეტალების შეცვლა მნიშვნელოვნად ეკონომიკურ ეფექტს იძლევა.

ლიტერატურა — Литература

1. ფ. თავაძე, მ. ცქიტიშვილი, ვ. ხიმშიაშვილი, ანგარიში თქმის მაღალმანგანუმიანი აუსტენიტური ახალი ფოლადების გამომუშავება მაღალპარამეტრების მქონე ორთქლგაყვანილობისათვის, საქართველოს მეცნიერებათა აკადემიის ბიბლიოთეკა. 1964.
2. Тавадзе Ф. Н., Цкитишвили В. С., Кемхадзе В. С., Мандгалაძე, Коррозионная стойкость в морской воде и атмосфере влажного субтропического климата новых хромомарганцевых сталей типа Х15АГ15, Х25Г15, Труды Института металлургии АН ГССР, 1971.
3. ფ. თავაძე, თ. ლაშხი, ქრომმანგანუმიანი შენდნობების კოროზიამდეგობა ზოგიერთ ორგანულ მჟავებში, საქართველოს სსრ მეც. აკად. მეტალურგია.

ინსტიტუტის შრომები, ლითონმცოდნეობის და ლითონთა კოროზიის საკითხები,
ტ. 2, 1971.

1. თავაძე ფ. ნ., კემხაძე ვ. ს., ცკიტიშვილი მ. დ., დანიშვილი
რადზე გ. ხ., ჩანტურია ა. ა., რამიშვილი რ. მ. Коррозионная
стойкость некоторых легированных хромомарганцевых сплавов типа
X15AG15 в условиях влажного субтропического климата. Труды Инсти-
тута металлургии АНГССР, т. 2, 1971.

2. Малахов А. И., Жуков А. П. Основы металловедения и теории коро-
зии, 1978.

3. Государственный стандарт Союза ССР, «Коррозия металлов. Десятибалльная
шкала коррозионной стойкости», ГОСТ-13319-68.



УДК 621.434.056.013:6

ბ. ხანთაძე, ბ. დარჩიშვილი

საავტომობილო ძრავების უკუი სვლის რეჟიმები

ავტომობილების რიცხოვრივი რაოდენობის ზრდამ გამოიწვია არსებული წვრილი ავტოსატრანსპორტო საწარმოთა გამსხვილების აუცილებლობა, ე. ი. მათი კონცენტრაცია და სპეციალიზაცია. ასე, მაგალითად, უკანასკნელი ათი წლის მანძილზე ლიკვიდირებული იქნა 70 ათასი წვრილი ავტოსატრანსპორტო საწარმო, მოხდა მათი ურთიერთშერწყმა და შეიქმნა ტექნიკურად უფრო სრულყოფილი და რენტაბელური საწარმოები, რაც უზრუნველყოფს შრომის ნაყოფიერების ზრდას.

ეკონომიკურობის მხრივ ავტომობილების კონსტრუქციული სრულყოფის შეფასება პრაქტიკაში ხდება, განვილი მანძილზე ან შესრულებულ სატრანსპორტო მუშაობაზე მოსული საწვავის ხარჯის სიდიდით.

განვილი მანძილის ერთეულზე მოსული საწვავის ხარჯი გამოითვლება ფორმულით:

$$q_{\text{გა}} = \frac{Q}{S} \quad \frac{\text{ლ}}{\text{კმ}};$$

შესრულებულ სატრანსპორტო მუშაობის ერთეულზე მოსული საწვავის ხარჯი

$$q_{\text{სა}} = \frac{Q}{P \cdot S} = \frac{Q}{W_{\text{სა}}} \quad \frac{\text{ლ}}{\text{ტ კმ}};$$

სადაც P არის გადატანილი ტვირთის რაოდენობა; ტ; S — მანძილი, ტ; $W_{\text{სა}}$ — სატრანსპორტო მუშაობა ტკმ; Q — საწვავის ხარჯი, ლ.

იმის გამო, რომ მოტანილი ფორმულებიდან პირველი არ ითვალისწინებს შესრულებულ სატრანსპორტო მუშაობას, ხოლო მეორე ამ მუშაობის შესრულების დროის სიდიდეს, უკანასკნელ პერიოდში პრაქტიკაში იყენებენ ე. წ. q_p — საწვავის ეფექტური ეკონომიკურობის სიდიდეა.

რომელიც ახასიათებს სატრანსპორტო საშუალების უნარს, შესაბამისად მუშაობა საწვავისა და დროის მინიმალური დანახარჯებით:

$$q_{\text{გ}} = \frac{Q}{P \cdot V} \frac{\text{ლ. სთ.}}{\text{ტ კმ.}};$$

სადაც V არის მოძრაობის ტექნიკური სიჩქარე, კმ/სთ.

ყველა ზემოხსენებული მაჩვენებელი ურთიერთ შორის დაკავშირებულია შემდეგი დამოკიდებულებით:

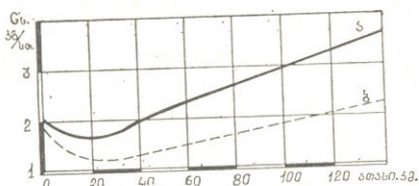
$$q_{\text{გგ}} = q_{\text{გა}} \cdot P = q_{\text{გ}} \cdot \frac{P \cdot V}{S};$$

ძრავას ცილინდრის მუშა მოცულობაში მოხვედრილი საწვავის მიერ გამოყოფილი მთელი ენერგიის დაახლოებით 25% გამოიყენება სასარგებლოდ (ე. ი. გარდაიქმნება წამყვანი თვლების წევის ძალად); დანარჩენი კი უკან დაუბრუნებლად იხარჯება.

გამოდის, რომ კუმშვის კამერაში მოხვედრილი საწვავის ყოველი 100 ლ-დან წამყვან თვლებთან წევის ძალის სახით მიიყვანება, ყველაზე უკეთეს შემთხვევაში, მხოლოდ 25 ლ-ის შესაბამისი ენერგია.

უკანასკნელ პერიოდში დიდი კვლევითი სამუშაოები მიმდინარეობს შიდაწევის ძრავების ნამდვილი (სამუშაო) ციკლის გასაუმჯობესებლად, მისი მ. ქ. კ-ის გასაზრდელად.

1-ელ ნახაზზე წარმოდგენილია სამამულო წარმოების ძრავების ეკონომიკურობის ცვლილების გრაფიკი, უკანასკნელი 30 წლის განმავლობაში [1]:

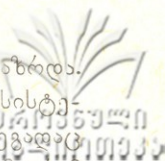


ნახ. 1. კარბურატორიანი და დიზელის ძრავების საწვავის კუთრი ხარჯის შემცირება უკანასკნელი წლების განმავლობაში.

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, ამ ხნის განმავლობაში, კარბურატორიანი ძრავებისათვის საწვავის კუთრი ხარჯი 20%-ით შემცირდა.

საექსპლუატაციო პირობებში საწვავის ეკონომიის ეფექტური გზები აუცილებელია მოიძებნოს ძრავის გამოყენების სათანადო რეჟიმების შერჩევისა და ავტომობილის ყველა აგრეგატის ტექნიკურად გამართული მდგომარეობის შენარჩუნებაში.

საავტომობილო ძრავების კვების სისტემის ცალკეული ხელსაწყოთა არადამაკმაყოფილებელმა ტექნიკურმა მდგომარეობამ და რეგულირების

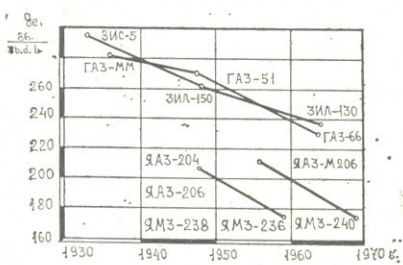


დარღვევამ შეიძლება გამოიწვიოს საწვავი ხარჯის 20—30%-ით გაზრდა.

სამამულო წარმოების თანამედროვე ავტომობილების კვების სისტემა მნიშვნელოვნად დახვეწილი და სრულყოფილია, რის შედეგადაც გაიზარდა ავტომობილების დინამიკურობა და ეკონომიკურობა; მაგონა ექსპლუატაციის პირობებში ტექნიკური მომსახურების რეჟიმების დარღვევისა და უფრო ხშირად კი ცალკეული რეგულირების სიზუსტისადმი უყურადღებობისა და უკონტროლობის გამო კვების სისტემა მუშაობს არაეკონომიკურად და, ამასთან ერთად, გამობოლქვილ ნამწვ აირებში იზრდება ტოქსიკურ ნივთიერებათა შემცველობა.

საკონტროლო შემოწმებებით დადგენილია, რომ ორკამერიანი კარბურატორებით აღჭურვილი ძრავების ნახევარზე მეტი (60-80%) მუშაობს უქმი სვლის მოუწესრიგებელი (არასწორად რეგულირებული) სისტემით: თითქმის ყოველთვის უქმი სვლის ბრუნვები მეტია მინიმალურ შესაძლო ბრუნთა რიცხვზე. ვინაიდან არ არსებობს ზუსტად განსაზღვრული სავალდებულო ინსტრუქციული მითითებები ამ საკითხებზე, მძღოლები ჩვეულებრივ, არეგულირებენ ძრავას უქმი სვლის შედარებით მაღალ ბრუნთა რიცხვებზე და ამგვარად ექსპლუატაციის მთელი პერიოდის განმავლობაში, უქმი სვლის რეჟიმზე, ძრავას აქვს საწვავის გაზრდილი ხარჯი.

ავტომობილის ექსპლუატაციის საერთო დროის საკმაოდ მნიშვნელოვანი ნაწილი 15—18% (ზოგჯერ 30%-იც კი) მოდის უქმ სვლებზე, ძრავის მუშაობის რეჟიმზე. ძრავის ამუშავება, გახურება, რეგულირებები, სიჩქარეთა გადართვები, არახანგრძლივი გაჩერება, გზაჯვარედინებზე და შეუქნიშნებთან ლოდინი, მგზავრების ჩასხდომა-გადმოსვლა, დაღმართზე მოძრაობა გამორთული გადაცემებით და სხვა, ძირითადად წარმოადგენენ იმ საექსპლუატაციო რეჟიმებს, როდესაც ძრავა უქმი სვლით მუშაობს:



ნახ. 2. ЗИЛ — 130 ძრავის უქმ სვლებზე საწვავის ხარჯის დამოკიდებულება ავტომობილის გარენისაგან.

- ა) — რეგულირებამდე
- ბ) — რეგულირების შემდეგ

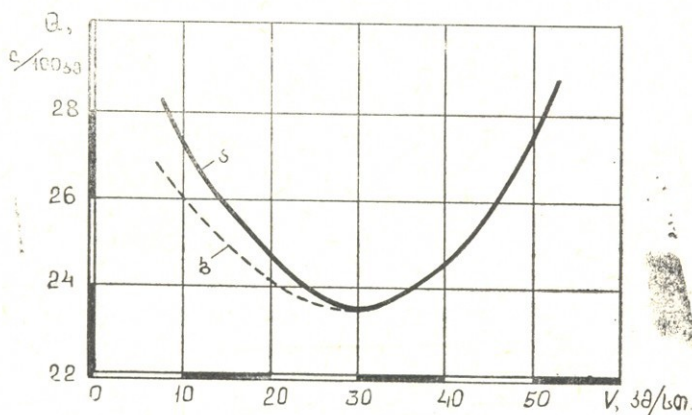
თუ გავითვალისწინებთ კავშირის მასშტაბით, ჯერ მარტო, ავტობუსებისა და ტაქსომოტორების პარკების ავტომობილების რაოდენობას. ნათელი გახდება, თუ რადიდი რაოდენობის საწვავი ეხარჯება თითოეულ მე-2-ე ნახაზზე წარმოდგენილია ЗИЛ—130 ძრავის უქმი სვლით მუშაობისას საწვავის ხარჯის დამოკიდებულება ავტომობილის გარბენისაგან [1].

ძრავის უქმი სვლის სისტემის სწორი რეგულირება უზრუნველყოფს ამ რეჟიმზე საწვავის ეკონომიას 30%-მდე, ხოლო თუ გადავინაგარიშებთ საერთო ხარჯზე, არა ნაკლებ 3—4%-ს.

უქმი სვლის სისტემის ზუსტი რეგულირება გულისხმობს, რომ დავადგინოთ მინიმალური მდგრადი სავალდებულო ბრუნთა რიცხვი, რომელიც იზღუდება, ერთი მხრივ, ძრავის მიმდებარებით, ხოლო მეორე მხრივ, საწვავის მინიმალური ხარჯითა და ნამწვი აირების ოპტიმალურ შედგენილობით.

უქმი სვლის სისტემის არაზუსტი რეგულირება, საწვავის ხარჯზე უფრო მეტად მოქმედებს მოძრაობის მცირე სიჩქარეებისას (30 კმ/სთ. მდე).

მე-3-ე ნახაზზე მოყვანილია ავტომობილ ЗИЛ-130-ის საწვავის ხარჯის დამოკიდებულება მოძრაობის სიჩქარისაგან, უქმი სვლის სისტემის სხვადასხვა რეგულირების დროს [1].



ნახ. 3. ავტომობილ ЗИЛ—130-ის საწვავის ხარჯის დამოკიდებულება მოძრაობის სიჩქარისაგან, უქმი სვლის სისტემის სხვადასხვა რეგულირების დროს:

- ა) — კარბურატორის რეგულირებამდე
- ბ) — კარბურატორის რეგულირების შემდეგ.

ძრავების მიერ გამობოლქვილი აირები შეიცავს საწვავის არასრულ წვის პროდუქტებს — ტოქსიკურ და კანცეროგენულ ნივთიერებებს, რომ

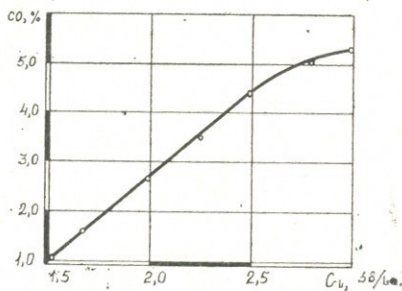
ლებიც ახდენენ მავნე გავლენას, როგორც ადამიანის ჯანმრთელობაზე, ასევე ცხოველურსა და მცენარეულ სამყაროზე.

გამონაბოლქვ აირებში მომშხამველ ნივთიერებათა რაოდენობა და მათი კონცენტრაცია, ერთი მხრივ ძრავის კონსტრუქციაზე, ხოლო, მეორე მხრივ, კიდებულია, ერთი მხრივ ძრავის კონსტრუქციაზე, ხოლო, მეორე მხრივ, მისი მუშაობის რეჟიმსა და, რაც მთავარია, ტექნიკურ მდგომარეობაზე.

ძრავებისათვის გამოყენებული საწვავი წარმოადგენს ნახშირბადისა და წყალბადის სხვადასხვა სახის შენაერთების რთულ ნარეკს. საწვავის ჟანგვის (წვის) დროს ჟანგბადის დანაკლისი იწვევს მავნე შენაერთებისა და ნივთიერებების წარმოქმნას; ასეთ ნივთიერებებს მიეკუთვნებიან: — ნახშირჟანგი, ჟანგბადშემცველი ორგანული ნივთიერებები, ალდეჰიდები (ფორმალდეჰიდები, ძმარალდეჰიდები, აკროლენი, აცეტალდეჰიდი და სხვ.), მარტივი ნახშირწყალბადები (ეთანი, მეთანი, ეთილენი, ბენზოლი, პროპანი, აცეტილენი, ტოლუოლი და სხვა), რთული არომატული ნახშირწყალბადები (პირენი, ანტრაცენი, ბენზოპირენი და სხვა), მკვარტილი.

მაღალი ტემპერატურისა და წნევის პირობებში ჰაერის აზოტი იძენს შეტად მაღალ აქტივობას და რეაგირებს რა ნარჩენ ჟანგბადზე, წარმოქმნის სხვადასხვა სახის აზოტის ჟანგეულებს, რომლებიც წარმოადგენენ ძლიერ შხამებს, საწვავში არსებული გოგირდიც ($0,1—0,3\%$ -მდე) ასევე შედის რეაქციაში ჟანგბადთან და წყალბადთან ტოქსიკური გოგირდოვანი გაზისა და გოგირდწყალბადების წარმოქმნით. ეთილირებული ბენზინების გამოყენება კიდევ უფრო ადიდებს ძლიერ მომშხამველ ნივთიერებებას რაოდენობას ტყვიის შენაერთებით, დღეისათვის ნამწვი აირების შედგენილობაში ითვლიან ორასამდე სხვადასხვა ნივთიერებას, რომელთა მნიშვნელოვანი ნაწილი ტოქსიკურია.

ძრავის მუშაობის რეჟიმი, მისი ტექნიკური მდგომარეობა, რეგულირების ოპტიმალურობა, რეკომენდებული ხარისხის საწვავების გამოყენება, — აი ეს უმთავრესი ფაქტორები, რომლებზედაცაა დამოკიდებული შესამოწმებელი ძრავის შესაბამისობა ГОСТ 16533—70-ის მო-



ნახ: 4: რაზ — 66 ძრავას ნამწვ აირებში ნახშირჟანგის შემცველობის დამოკიდებულება საწვავის ხარჯისაგან უქმ სვლაზე.

თხოვნებთან, ნამწვ აირებში ტოქსიკურ ნივთიერებათა (CO) შესაძლებელ შემცველობის თვალსაზრისით.

მრავალრიცხოვანი ექსპერიმენტებით დამტკიცდა, რომ მუშაობის დროს მეტი რაოდენობით ნახშირჟანგის ატმოსფეროში გამოდევნა ხდება უქმი სვლის რეჟიმზე ძრავის მუშაობისას.

ГАЗ-66 ძრავის ნამწვ აირებში ნახშირჟანგის შემცველობის დამოკიდებულება უქმი სვლის რეჟიმის რეგულირებისაგან (საწვავის ხარჯისაგან) ნაჩვენებია მე-4-ე ნახაზზე [2].

შეიძლება ითქვას, რომ ავტომობილების ეკონომიკურობის გაზრდის და ტოქსიკურობის შემცირების ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ღონისძიება შეიძლება იყოს შიდაწვის ძრავების ცალკეული ტიპისათვის უქმი სვლის რეჟიმის სავალდებულო მინიმალური, მდგრადი ბრუნთა რიცხვის ზღვრების დადგენა, რაც შეიძლება, აგრეთვე, გამოვიყენოთ ავტოსატრანსპორტ საწარმოებში, როგორც ძრავის დიაგნოსტიკების საშუალება, რადგან მათი დარღვევა აუცილებლად მიუთითებს რომელიმე სისტემის ან მექანიზმების უწყესივრობაზე. ამ ბრუნთა რიცხვებით აფასებენ საწვავი აპარატურის (დიზელებში შეფრქვევის წნევა და წინსწრების მომენტები) კარბურატორის და ანთების მომენტების რეგულირების სისწორეს. ბრუნთა რიცხვით აფასებენ აგრეთვე წვის პროცესის სისრულეს და გამოვლინებული აირების შედგენილობის ტოქსიკურობას.

ამრიგად, უქმი სვლის თეორიის საფუძვლების დამუშავებისას დიდი ყურადღება უნდა ექცეოდეს მისხედვით აუცილებელია, რომ რეკომენდებულ იქნეს „უქმი სვლის სავალდებულო, მინიმალური, მდგრადი ბრუნთა რიცხვების“ ცნება, როგორც ძრავის დიაგნოსტიკის ერთ-ერთი მაჩვენებელი, რომლის მიხედვით საჭიროა, საექსპლუატაციო პირობებში ძრავას რეგულირების ერთი მხრივ, ნამუშევარი აირების ტოქსიკურობისა და, მეორე მხრივ, საწვავის ხარჯის შემცირების მოთხოვნების გათვალისწინებით [3].

საავტოტრაქტორო და განსაკუთრებით საავტომობილო ძრავებისათვის მუშაობის შესაძლო სიჩქარითი რეჟიმების დიაპაზონი საკმაოდ ფართოა.

ამ დიაპაზონის ზედა ზღვარი, ე. ი. მაქსიმალური დასაშვები ბრუნთა რიცხვი შეზღუდულია ძირითადად ინერციის ძალების გადაჭარბებულ ზრდით, მუშა ციკლის მიმდინარეობის ხარისხობრივი გაუარესებით, დეტალების თბური დაძაბულობის გაზრდით, შევსების კოეფიციენტისა და მასშაბადამე, სიმძლავრის შემცირებით, ოპტიმალური რეგულირების დარღვევით და სხვ.

მინიმალური შესაძლო სიჩქარითი რეჟიმი განისაზღვრება ძრავის მდგრადი მუშაობის პირობით და მას შეიძლება ადგილი ექნეს მთლიანად დროსელის პირობებში გადატვირთვის შემთხვევაში ან მიხურულ დროს სელზე უქმი სვლის დროს.

უნდა ვიგულისხმოთ, რომ ამ შემთხვევაში ბრუნთა რიცხვები არ იქნება ერთნაირი და მათი თანათარღობა შეიძლება გამოყენებული იქნეს როგორც შემფასებელი პარამეტრი თბური დაძაბულობისა და მექანიკური მ. ქ. კ-ის მიხედვით, ძრავას დასახასიათებლად.

ამჟამად ოფიციალურად არაა დადგენილი „ძრავას უქმი სვლის მინიმალური, მდგრადი სავალდებულო ბრუნთა რიცხვები“, არც სტანდარტით, არც საქარხნო ინსტრუქციით და არც სხვა რაიმე დოკუმენტით. საქარხნო ინსტრუქციებში, ჩვეულებრივ, უჩვენებენ ბრუნთა რიცხვებს, რომლებიც შეესაბამება მაქსიმალურ (ნომინალურ) სიმძლავრეს და მაქსიმალურ მართვად მომენტს, ხოლო მინიმალური ბრუნთა რიცხვები, რომელთა დროს უზრუნველყოფილია უქმი სვლის მდგრადი რეჟიმი, ქარხნის მიერ არაა დაწესებული და მითითებული.

აღებული ძრავისათვის, ნორმალური თბური მდგომარეობის პირობებში, უქმი სვლის რეჟიმისა და მინიმალური მდგრადი ბრუნთა რიცხვების შესაფასებლად, შეიძლება რეკომენდებული იქნეს დახარჯული საწვავის ან გარკვეული შედგენილობის ნარევის რაოდენობა მოსული მუშა პროცესის ერთ ციკლზე და ცილინდრის მუშა მოცულობის ერთ ლიტრზე.

ერთდროულად საჭირო იქნება დადგინდეს საწვავის ლიტროციკლური ხარჯი ძრავას გადატვირთვის პირობებში შესაძლო მინიმალური მდგრადი ბრუნებისათვის.

სამუშაო მოცულობის ერთ ლიტრზე და ერთ ციკლზე მოსული საწვავის რაოდენობა, ე. ი. ლიტროციკლური ხარჯი განისაზღვრება შემდეგი ფორმულით:

$$q_{\text{ლც}} = \frac{\gamma_3 \cdot \eta_v}{l_0 \cdot \alpha} \cdot \frac{\delta}{\text{ლც.}};$$

სადაც γ_3 არის ჰაერის კუთრი მასა,

η_v — შევსების კოეფიციენტი,

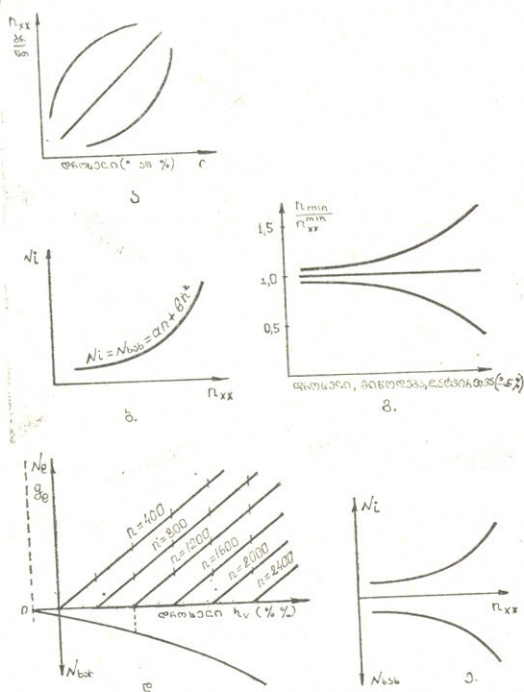
l_0 — 1 კგ საწვავის სრული წვისათვის საჭირო ჰაერის თეორიული რაოდენობა,

α — ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი.

თუ აღებული მარკის ძრავისათვის დადგენილი იქნება ლიტროციკლური ხარჯები უქმი სვლის სავალდებულო მინიმალური მდგრადი ბრუნთა რიცხვისათვის და გადატვირთვის შესაძლო მინიმალური ბრუნთა რიცხვისათვის, ადვილად შეიძლება განისაზღვროს შეგუების კოეფიციენტი, რომლის რეკომენდებული მნიშვნელობა შეიძლება გამოვყენოთ ძრავის რეგულირების შეფასებისა და დიაგნოსტიკისათვის.

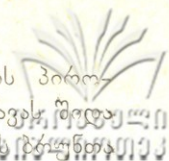
ზემოთ განხილული საკითხების გარდა, რომლებიც თხილდობა ექსპერიმენტულ შემოწმებასა და დაზუსტებას, საჭირო იქნება შესწავლილი იქნეს და ექსპერიმენტულად შემოწმდეს შემდეგი საკითხები:

1. ხანგრძლივი, მრავალრიცხოვანი და მრავალფეროვანი ექსპერტებისა და კვლევების ჩატარების მიუხედავად, დღემდე არავის უტოლადგინა ბრუნთა რიცხვის დამოკიდებულება სადროსელო მისაფარგასაღების (ან ლარტყას გადაადგილების) სიდიდისაგან. ვინაიდან დროსელის მისაფარის გაღების კუთხესა და მილსადენის გახსნილი კვეთით ფართობს შორის, ასევე ლარტყას გადაადგილებასა და დაჭირხნილი საწვავის მოცულობას შორის არაა სწორხაზობრივი დამოკიდებულება, ცხადია, რომ ბრუნთა რიცხვების ცვალებადობასაც არ ექნება სწორხაზობრივი ხასიათი. უნდა ვიგულისხმოთ, რომ ამ შემთხვევაში გვექნება ხარისხოვან ფუნქციონალური დამოკიდებულება (ნახ. 5 ა), მაგრამ როგორი იქნება $n_{xx} = f'(c)$ მრუდის განვითარების ხასიათი — ეს დასადგენია.



ნახ. 5. სავარაუდო მრუდები.

საინტერესოა აგრეთვე როგორი იქნება ეს დამოკიდებულება სხვადასხვა მუდმივი დატვირთვის პირობებში (მხოლოდ ერთნაირი ტემპურტურული რეჟიმის დროს) მინიმალურ-შესაძლო ბრუნთა რიცხვებიდან მაქსიმალურ დასაშვებ ბრუნთა რიცხვებამდე.



2. გარკვეულ ინტერესს იწვევს სხვადასხვა თბური რეჟიმის პირობებში ძრავას ინდიკატორული სიმძლავრის (და, მაშასადამე, ძრავის მიწოდება წინააღმდეგობების) ცვალეზადობის კანონზომიერება უქმი სვლის რიცხვებისაგან დამოკიდებულებით უქმ სვლებზე $N_i = N_{\text{საბ}}$. მაშასადამე, ინდიკატორული სიმძლავრის მრუდის ხასიათი ხახუნის სიმძლავრის მრუდის ანალოგიური და მისი სარკისებრი გამოსახულების მსგავსი იქნება (თუ სიდიდეებს აბსცისთა ღერძის ქვემოთ გადავზომავთ). თუ ძრავას შიდა წინააღმდეგობების საშუალო წნევის დამოკიდებულებას ბრუნთა რიცხვისაგან სწორი ხაზის ხასიათი აქვს ($P_{\text{საბ}} = a + bn$), ხახუნის სიმძლავრე ხარისხობრივი ფუნქციით უნდა გამოისახოს ($N_{\text{საბ}} = an + bn^2$) და აბსცისთა ღერძის ქვემოთ მის მრუდს ამოზნექილი და დაღმავალი ფორმა ექნება. მაშასადამე, ინდიკატორული სიმძლავრის მრუდს ჩაზნექილი და აღმავალი ხასიათი ექნება (ნახ. 5).

3. ძრავას მიმოვლისა და გადატვირთვების დროს მისი მდგრადი მუშაობის უნარიანობის შესაფასებლად, საჭირო იქნება დამყარდეს თანაფარდობა და შედარებული იქნეს, ერთი მხრივ, უქმი სვლის მინიმალური, მდგრადი ბრუნთა რიცხვები და, მეორე მხრივ, გადატვირთვის მინიმალური, შესაძლო ბრუნთა რიცხვები სადროსელო მისაფარის სხვადასხვა მდგომარეობაში (სხვადასხვა მიწოდების პირობებში).

საინტერესოა, როგორი იქნება მათი ფარდობის $\frac{n_{\text{მინ}}}{n_{\text{მ.ნ}}}$ ცვლილება;

ექნება მას სწორი ხაზი. თუ მრუდის ხასიათი (ნახ. 5 გ).

4. სხვადასხვა სიჩქარით და დატვირთვის რეჟიმების პირობებში ძრავას დინამიკური და სექსპლუატაციო მაჩვენებლების შესაფასებლად, აუცილებელი და საინტერესო მონაცემები შეიძლება მიღებული იქნეს ე. წ. „კომპლექსური მახასიათებლისაგან“, რომელიც შეიძლება აიგოს სიმძლავრეების, კუთრი ხარჯების ან სხვა პარამეტრების მიხედვით. მახასიათებლის აგება წარმოებს შემდეგნაირად: სადროსელო მისაფარის სხვადასხვა მდგომარეობაში (გალების გრადუსებში ან % %-ში) ან სხვადასხვა მიწოდების პირობებში ვამყარებთ შესაბამისი უქმი სვლის ბრუნთა რიცხვებს და აბსცისთა ღერძზე, სადაც გადაზომილია დროსელის, მიწოდების ან η_v -ის მნიშვნელობები, მოვნიშნავთ ამ ბრუნთა რიცხვებს (მინიმალური, მდგრადი ბრუნთა რიცხვებიდან მაქსიმალურ შესაძლო ბრუნთა რიცხვებამდე, სანამ ძრავა ამის შესაძლებლობას იძლევა).

ყოველ მდგომარეობაში (გარდა მინიმალური უქმი სვლის ბრუნთა რიცხვისა) ვახდენთ ძრავას დატვირთვას წინა, დაბალ ბრუნთა რიცხვების ყველა საფეხურისათვის და ვზომავთ მებრუნე მომენტის და საწვავის ხარჯის სიდიდეებს. დროსელის ან მიწოდების მონიშნულ მდგომარეობის შესაბამის ვერტიკალზე გადაიზომება ეფექტური სიმძლავრის (ან

ხარჯის) მნიშვნელობები უქმი სვლის ბრუნთა რიცხვის ქვემოთ მყოფი ბრუნვებისათვის. ერთნაირი ბრუნთა რიცხვების შესაბამისი წილტვლების შეერთება მოგვცემს ეფექტური სიმძლავრის ცვლილებას დროსა და მანძილზე (მიწოდებისაგან) დამოკიდებულებით, $n = \text{const}$ -ის პირობებში; თუ ას-
ცისის ქვემოთ ამავე მახასიათებელზე გადაზომილი იქნება $N_{\text{ხაზ}}$ მნიშვნე-
ლობები (ნახ. 5 დ), ადვილი იქნება ინდიკატორული სიმძლავრის განსაზღ-
ვრა ნებისმიერი რეჟიმისათვის. მსგავსი მახასიათებელი შეიძლება აიგოს
სიმძლავრის მიხედვით, საწვავის საათური ან კუთრი ხარჯის მიხედვით.
საშუალო წნევების მიხედვით და სხვა. რაც ძრავას საექსპლუატაციო თვის-
ებების თვალსაჩინო შეფასების საშუალებას იძლევა.

5. დროსელის სხვადასხვა მდგომარეობის დროს უქმი სვლის რე-
ჟიმზე ინდიკატორული სიმძლავრის მრუდის სარკისებრი გამოსახულება
აბსცისთა ღერძის ქვემოთ წარმოადგენს ძრავას შიდა წინააღმდეგობათა
მრუდს, აქტიური კომპრესორული რეჟიმების დროს.

თუ გარეშე ამძრავებიდან დაბრუნებით შევამოწმებთ ამ წინააღმდე-
გობების სიდიდეებს იმავე ბრუნებზე, სხვაობა შეიძლება გამოყენებულ
იქნეს სათანადო რეჟიმების შესაფასებლად (ნახ. 5 ე).

ყველა თითოეული ზემოთ ჩამოთვლილი სამუშაო შეიძლება ჩა-
ტარდეს სხვადასხვა თბური რეჟიმის პირობებში (ამ უკანასკნელის გა-
ლენის შესაფასებლად), ძრავაში უწყვეტი თბური ნაკადის აუცილებელი
გათვალისწინებით (თბოცვლის და თბოგადაცემის მოვლენები).

ლიტერატურა — Литература

1. Бутков П. П., Прокудин И. Н. Экономия топлив и смазоч-
ных материалов при эксплуатации автомобилей, 1976.
2. Мирошников Л. В., Болдин А. П., Пал В. И. Диагности-
рование технического состояния автомобилей на автотранс-
портных предприятиях. 1977.
3. Хантадзе Г. А., О теории холостого хода и минимальноустой-
чивых оборотах двигателя, ГрузСХИ, т. ХС, 1974.

Г. С. ЧИЧУА, Г. С. ГУНИЯ,
Р. А. ГВАЗАВА

Таблица 1

Годовой ход среднемесячной температуры воздуха «t» и месячной суммы осадков «0» в центре г. Тбилиси и на его окраине.

Месяцы метеоро- логиче- ские	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Год.
t°ц	1,5	3,0	7,3	13,2	17,9	21,4	24,8	24,1	19,7	14,0	8,4	4,0	13,3
t°окр.	1,0	2,5	6,8	12,7	17,4	20,8	24,3	23,6	19,3	13,7	8,0	3,5	12,8
Оц	24,7	26,9	33,1	51,1	64,7	76,9	40,9	49,2	51,8	35,2	31,9	19,8	526,2
Оокр.	24,2	26,6	30,3	49,7	90,1	69,1	38,6	51,5	55,1	35,8	29,5	19,6	519,7

В ней приводятся годовой ход среднемесячной температуры воздуха на уровне метеобудки в центре города $t^{\circ}\text{Ц}$ и на его окраине 4^о окр., а также месячные суммы осадков Оц и Оокр в мм, выпадавшие в этих районах. В последней строке таблицы даны соответствующие среднегодовые температуры и годовые суммы осадков. Данные табл. 1 представляет собой результаты осреднения многолетних наблюдений за указанный выше период.

Из табл. 1 видно, что значения анализируемых метеоэлементов в различных районах Тбилиси существенно отличаются от месяца к месяцу в зависимости от района города.

При этом, наибольшая разница в среднемесячных температурах наблюдается в июне и сентябре, а наименьшая — в октябре и соответственно равна $0,6^{\circ}$ и $0,3^{\circ}$. Кроме того, из последнего столбца табл. 1 можно заключить, что в центральной части города среднегодовая температура на $0,5^{\circ}$ выше, чем на его окраине. Атмосферных осадков в течение года здесь выпадает также больше, в среднем на 6,5 мм.

Необходимо отметить, что вообще микроклимат города складывается под влиянием ряда факторов, наиболее важным из которых являются метеорологические, топографические, архитектурная особенность и антропогенное загрязнение атмосферного воздуха.

Характеризуя Тбилиси по принципу размещения источников загрязнения, можно сказать, что он представляет собой классический пример города, в котором источники загрязнения рассредоточены по всей его территории. В результате этого создается общий фон загрязненного воздуха над всем городом и почти при любых метеоусловиях он находится под влиянием выбросов ряда источников, которые, тем самым, создают постоянно действующее поле концентраций. Вместе с этим, топографическая особенность центральной части города Тбилиси, характеризующаяся тем, что она занимает обширную котловину, с трех сторон окруженную горами, препятствует проветриванию этого района и, следовательно, способствует его наибольшему загрязнению.

Это хорошо подтверждается графиком на рис. 1, на котором представлена зависимость общего показателя загрязнения K от места наблюдения. K рассчитан по формуле:

$$K = \sum_{i=1}^4 \frac{q_{i\text{ср}}}{q_{ix}} ; \quad (1)$$

где $q_{i\text{ср}}$ и q_{ix} — соответственно среднегодовая концентрация

1-того вещества с периодом осреднения в 5 лет и его характерная величина.

Для исследования распределения K по территории был использован материал наблюдений загрязнения воздушного бассейна города четырьмя основными ингредиентами (пыль, двуокись серы, окись углерода и двуокись азота), проводимый лабораторией наблюдения и контроля загрязнения атмосферного воздуха и осадков Грузинского УГКС в течении 5 лет (1974-1978 гг.).

Систематические наблюдения загрязнения воздушного бассейна Тбилиси выполнялись на 5 стационарных постах-лабораториях, расположенных в разных районах города, с северо-запада на юго-восток, на расстоянии 5-10 км друг от друга в местах максимального загрязнения воздуха жилых кварталов. При этом, порядок распределения постов-лабораторий наблюдения загрязнения (ПНЗ) таков, что в северо-западной части города, в районах расположения промышленных объектов, наиболее сильно загрязняющих атмосферный воздух, размещены ПНЗ № 1 и 2. Далее, в центральной части города, вблизи от метеостанции «Тбилиси (город)», расположен ПНЗ № 6, в юго-восточной части его — последовательно ПНЗ № 3 и 4. В районах размещения этих постов-лабораторий также расположены промышленные предприятия и котельные, загрязняющие атмосферный воздух.

Такое распределение постов было predetermined тем, что, как уже упоминалось, основная часть города расположена на дне обширной котловины, образованной рекой Курой, вдоль течения которой, главным образом, и развивается город.

Анализ данных наблюдений за ряд лет (1974-1978 гг.) и график на рис. 1 показывают, что наиболее загрязненным является воздух в центральной части г. Тбилиси. В воздушной среде этого района, под влиянием, способствующих загрязнению, уже упомянутых выше условий, могут накапливаться не только газовые при-

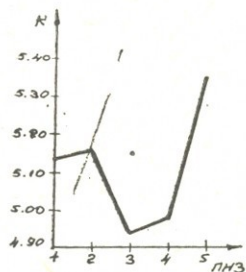


Рис. 1.

меси, но и большое количество аэрозолей, служащих ядрами конденсации. Это, в свою очередь, может оказывать существенное влияние на климатический режим не только данной местности, но и всего города в целом.

В табл. 2 приводится результат исследований изменения среднегодовой температуры t^0 , годовой суммы осадков «О» и числа дней в году с пасмурной погодой «П» в Тбилиси за 38 лет (1941-1978 гг.), с периодом осреднения, указанным в первой строке таблицы.

Т а б л и ц а 2

Значение среднегодовых температур (t^0), годовых сумм осадков О и чисел дней в году пасмурной погодой П в период 1941-1978 гг. в г. Тбилиси.

Годы	1941—45	46—50	51—55	56—60	61—65	66—70	71—75	76—1978
t^0	12,8	12,7	13,1	12,7	13,3	13,5	13,2	12,9
О	478,9	499,3	516,5	458,8	401,6	479,7	567,8	533,4
П	113,4	118,0	124,0	130,0	121,4	119,2	125,0	141,0

Расчеты и анализ данных табл. 2 показывают, что в последние 20-15 лет в Тбилиси отмечается тенденция к увеличению как среднегодовой температуры воздуха, так и годовых сумм осадков и числа пасмурных дней.

Сопоставляя последние выводы с изложенным в начале, а также с данными табл. 3, в которой приведены значения показателя загрязнения воздуха для периода 1975-1978 гг., как для отдельных веществ — K_j , так и их суммы K , рассчитанных по формулам.

$$K_j = \frac{q_{jcp}}{q_{jk}}, \quad (2)$$

где, q_{jcp} и q_{jk} соответственно значение среднегодовой концентрации j -того вещества, рассчитанного для всего города Тбилиси в целом, и его характерная величина,

$$K = \sum_{j=1}^4 K_j \quad (3)$$

Следует отметить, что в последние десятилетия в Тбилиси, наряду с выявленными изменениями элементов климата, наблюдается тенденция к росту загрязнения атмосферного воздуха нарастающими темпами всеми измеряемыми веществами за исклю-

Значения показателя загрязнения воздуха для отдельных веществ K_j и его суммы в период 1975-1978 гг. для г. Тбилиси

Годы Вещество	1975	1976	1977	1978
Пыль	0,3	0,8	1,0	1,2
Двуокись серы	0,3	0,3	0,2	0,3
Окись серы	2,0	1,7	4,7	4,0
Двуокись азота	0,7	0,7	0,9	1,3
$K = \sum_{j=1}^4 K_j$	3,8	3,5	6,8	6,8

чением двуокиси серы, величины среднегодовой концентрации которой для всего города находятся приблизительно на одном уровне (табл. 3).

В заключение можно сказать, что наблюдаемые, особенно четко в последние десятилетия, изменения климата и увеличение загрязнения атмосферы тесно взаимосвязаны и рассматривать их следует совместно.

შეჯამება — Литература

1. Берлянд М. Е., Будыло М. И., Кондратьев К. Я., Климат города и проблема изменения глобального климата, «Метеорология и гидрология», № 1, стр. 3-14, 1973.
2. Берлянд М. Е., Гольдберг М. Г., Гуния Г. С., Зашихин М. Н., Оникул Р. И. К теории рассеяния и поглощения радиации и оценке глобального загрязнения атмосферы по актинометрическим данным, Тр. ГГО, вып. 314, стр. 3-20.
3. Гуния Г. С. Своевременные проблемы запыленности атмосферы, Обниск. МЦД, стр. 60, 1978.
4. Гуния Г. С. Человек и атмосфера, «Знание», стр. 32, Тбилиси, 1976.
5. Гуния С. У., Гуния Г. С. К оценке влияния урбанизации на загрязнение атмосферы в местах, удаленных от промышленных центров. — Тр. Груз. СХИ, т. 96, стр. 131-137, 1976.
6. Гуния С. У., Гуния Г. С. К вопросам исследования состояния загрязнения атмосферы на территории Грузинской ССР, Тр. ГрузСХИ, 1977, т. 101, стр. 201-208.

УДК 631.3

ბ. შალამბერიძე, ს. ცერცვაძე,
ა. შალამბერიძე

ბიანოლოგიური პროცესების უზრუნველყოფის საშუალებები

მანქანა-ტრაქტორთა აგრეგატების მუშაობის შესაფასებლად, როგორც ვაკეზე, ასევე ფერდობებზე მოძრაობის პირობებში, აუცილებელია იმ დაშვებითა თეორიული საფუძვლის ცოდნა, რომლებიც ახასიათებს ბიანოლოგიური პროცესის ცვლილების უთანაბრობას. ამ დაშვებითა საფუძველზე შეგვიძლია განვსაზღვროთ აგროტექნიკური და საექსპლუატაციო მაჩვენებლების სტატისტიკური მახასიათებლების დასაშვები მნიშვნელობები; ვარიაციის კოეფიციენტი v_x , დისპერსია — Dx , საშუალოკვადრატული გადახრა — σ_x და ა. შ.

აგრეგატების აგროტექნიკური და საექსპლუატაციო მაჩვენებლები წარმოადგენენ შემთხვევით სიდიდეებს. ამის გამო რომელიმე პარამეტრის ცვლილების კანონზომიერება და მისი უთანაბრობის ხარისხი შეიძლება განისაზღვროს იმ საიმედოობის საზღვრებით, რომელშიც ეს პარამეტრები ცვალებადობს.

აღნიშნოთ საიმედოობის ალბათობა α -თი, მაშინ პარამეტრის საშუალო მნიშვნელობისათვის გვექნება შემდეგი ორმხრივი ინტერვალი:

$$\bar{x} + U_{(1-\alpha)2^{-1}} \frac{S_x}{\sqrt{n}} < \mu < \bar{x} + U_{(1+\alpha)2^{-1}} \frac{S_x}{\sqrt{n}} \quad (1)$$

სადაც x და μ არის საექსპლუატაციო მაჩვენებლის მოცემული დაზღვრული მნიშვნელობები.

$U_{(1 \pm \alpha)2^{-1}}$ ნორმალური განაწილების კვანტილი,

S_x — საშუალო-კვადრატული გადახრის შერჩეული მნიშვნელობა.

n — შერჩევითა მოცულობა.

იმავე საიმედოობის საზღვრების ორმხრივი ინტერვალი საშუალო-კვადრატული გადახრისათვის განისაზღვრება გამოსახულებით:

$$S_x \left[1 + U_{(1-\alpha)} 2^{-1} \frac{1}{2\sqrt{n-1}} \right] < \sigma_x < S_x \left[1 + U'_{(1+\alpha)} 2^{-1} \right] \frac{1}{\sqrt{n-1}} \quad (2)$$

სადაც σ_x არის საშუალო-კვადრატული გადახრის ნომინალური მნიშვნელობა;

მაგალითად: ტრაქტორ MT3-82-სათვის (სათესი აგრეგატი), როცა $\mu = x = 59$ კ.ნ. ($\alpha = 0,95$ და $n = 100$) აგრეგატის სარეგულიროდ ვღებულობთ (სათესი აგრეგატისათვის) შემდეგ სასაზღვრო პირობებს $Sx = 5,9$ კ.ნ. საშუალო მნიშვნელობისათვის:

$$\mu = \bar{x} + U_{(1 \pm \alpha)} 2^{-1} \frac{S_x}{\sqrt{n}} = 59 \pm 2,11 \frac{5,9}{10} = (59 \pm 1,2) \text{ კ.ნ.} \quad (3)$$

$$\text{ან } \mu = \bar{x} \pm 0,015 \bar{x}$$

საშუალო-კვადრატული გადახრისათვის:

$$\sigma_x = S_x \left[1 + U_{(1 \pm \alpha)} 2^{0-1} \frac{1}{2\sqrt{n-1}} \right] \approx (5,9 \pm 0,8) \text{ კ.ნ.} \quad (4)$$

$$\text{ან } \sigma_x = S_x \pm 0,09 S_x$$

საექსპლუატაციო მაჩვენებლის ცვლილების უთანაბრობის დასაშვებ საზღვრები შეიძლება განვსაზღვროთ ფორმულით:

$$\alpha = \bar{x} \pm U_1 - \frac{q}{2} S_x \sqrt{\frac{n^2 - 1}{n^2 x^2_{1-\gamma}}} \quad (5)$$

სადაც q არის მაჩვენებლის ის მნიშვნელობები, რომლებიც დასაშვებ საზღვრების გარეთ გადის; $x_{1-\gamma}$ კვანტილი;

γ — საიმედოობის ალბათობა;

იმევე მაგალითისათვის, როცა $\bar{x} = 59$ კ.ნ. $\gamma = 0,95$

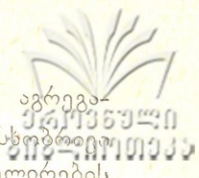
$q = 0,25$ ($n = 25$ და $S_x = 5,9$ კ.ნ.) მივიღებთ:

$$L = x \pm U_1 - \frac{q}{2} S_x \sqrt{\frac{n^2 - 1}{n^2 x^2_{1-\gamma}}} = (5,9 \pm 8,12) \text{ კ.ნ.}$$

$$\text{ან } L = \bar{x} \pm 0,124 \bar{x} \quad (6)$$

ე. ი. $\alpha = 0,95$ ალბათობის საიმედოობით დასაშვებ ზონაში იმყოფება საექსპლუატაციო მაჩვენებლის 75%, ხოლო 25% — გამოდის ამ ზონიდან.

ტექნოლოგიური პროცესის შესრულების დროს დაყენების ნორმიდან გამოდის სას.-სამ. მანქანა. იმის გამო, რომ დავადგინოთ დაყენების რეგულ-



ლირების ოპტიმალური ნორმა (Δ^*x), შეიძლება გამოვიყუებოთ აგრეგატის მუშაობის უფექტურობის მაჩვენებლები. რადგანაც ხარისხობრივი მაჩვენებლები შემთხვევითი სიდიდეებია, შესაბამისად რეგულირების დონეც შემთხვევითი სიდიდეა ამის გამო, ზემოაღნიშნული მაჩვენებლის დასადგენად, ჩვენ გამოვიყენებთ არადიფერენცირებული პროცესების თეორიის ელემენტებს.

ამ შემთხვევაში შემთხვევითი $x(t)$ პროცესის დაშვების საზღვრები აღნიშნოთ Δ -ით, შემოვიღოთ ფარდობითი სიდიდე — β , რომელიც წარმოადგენს შემთხვევითი $x(t)$ სიდიდის $\pm\Delta$ საზღვრებს გარეთ ყოფნის ხანგრძლივობას T დროის განმავლობაში; ფარდობითი ალბათური ხანგრძლივობა $P(2\Delta)$ საზღვრებში $x(t)$ შემთხვევითი ფუნქციის ყოფნისას. საზღვრებს გარეთ მოთავსებული სიდიდეების ამოგდების ხანგრძლივობა (ერთი ამოგდების) აღნიშნოთ τ -ით, ეს იგივეა, რაც შემთხვევითი ფუნქციის (2Δ) ზონის გარეთ ყოფნის ხანგრძლივობა. ამის შემდეგ $x(t)$ ფუნქცია უკვე დაახასიათებს ამოგდებულ და ზონის შიგნით ყოფნის ხანგრძლივობას, რეგულირების მოცემულ დონეზე.

ზემოჩამოთვლილი მახასიათებლები საშუალებას გვაძლევს განვსაზღვროთ Δ -ს მნიშვნელობა, $x(t)$ შემთხვევითი პროცესის მიმდინარეობის ხანგრძლივობა, მისი უთანაბრობის ხარისხი და შევაფასოთ აგრეგატის მუშაობა, მისი პარამეტრების ცვლილებების ხასიათი, რომელსაც კონტროლი უნდა გაეუწიოთ.

სასოფლო-სამეურნეო კულტურების თესვისა და რგვის შემთხვევაში თესვისა და რგვის მწკრივთაშორისი მანძილი შეგვიძლია განვიხილოთ, როგორც ძირითადი მწკრივებისათვის, ასევე პირაპირებისათვის, საკითხისადმი ასეთი მიდგომა გაპირობებულია იმიტომ, რომ ჩვენ თესვის და რგვის ხარისხის შემოწმებას უშუალოდ პროცესის შესრულების პერიოდში ვაწარმოებთ და აღებული მასალების სტატისტიკური ალბათური ანალიზი საშუალებას მოგვცემს დავადგინოთ: ა) საიმედოობის საზღვრები, რომელშიც უნდა იყოს მოთავსებული ის ძირითადი პარამეტრები, რომელიც ზემოაღნიშნულ ტექნოლოგიურ პროცესს ახასიათებს; ბ) ტექნოლოგიური მაჩვენებლების ნორმებიდან გადახრა.

ამ სიდიდეების დასადგენად ჩვენ ჩავატარებთ სათანადო გაზომვები მცენარეთა აღმოცენების შემდეგ, კერძოდ დავადგინეთ:

- ა. მწკრივთა შორის მანძილები და გადახრა ნორმიდან;
- ბ. მცენარეთა შორის მანძილი მწკრივებში.

მოცემული გვექონდა თესვისა და დარგვის სქემა მწკრივთა შორის და მცენარეთა შორის მანძილების ნორმატიული სიდიდეები, თესლის განაწილება კვლებში და მისი გაფანტვის ხარისხი. მწკრივების ძირითადი მიმართულება დავამთხვიეთ პორიზონტალების მიმართულებას.

მწკრივთა შორის სიდიდეებს გამოწმედით შემდეგნაირად: მცენარეთა აღმოცენების შემდეგ ძირითადი ნულოვანი ხაზი აღებული ვექონდა (თოკის გაჭიმვით) განაპირა მე-6 მწკრივის გასწვრივ და აღედგინა მწკრივით მწკრივთა შორის მანძილს, მარცხნივ — ძირითად მწკრივებში მარჯვნივ — პირაპირების სიგანეს. დავადგინეთ ამ პირიზონტალებიდან ძირითადი მწკრივების და პირაპირების მწკრივთა შორის მანძილების ვადახრა, ცდა ჩავატარეთ $8-12^{\circ}$ ფერდობზე, ტრაქტორსა და სასოფლო-სამეურნეო მანქანაზე სპეციალური გამაწონასწორებელი მოწყობილობის გამოყენებით.

დავადგინეთ ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივი მაჩვენებლები: გაზომვის შედეგად მიღებული მასალების დამუშავებით დავადგინეთ ის ძირითადი ალბათური მახასიათებლები, რომლებიც ახასიათებს პროცესის ხარისხობრივ მაჩვენებლებს.

ექსპერიმენტული მასალების დამუშავების შედეგად, შემთხვევით პროცესების განაწილების თეორიის საფუძველზე, მივიღეთ შემდეგი სიდიდეები:

საწყისი მონაცემები:

$d_{(პირ.)} = 70$ სმ, ძირითად მწკრივებს შორის მანძილი,

$d_{(პირ.)} = 70$ სმ, პირაპირებს შორის მანძილი,

$n = 40$, გაზომვათა რაოდენობა,

$i =$ ცდის ნომერი ($i = 1, \dots, 40$).

საშუალო არითმეტიკული:

$A'(d_{პირ.}) = 70,35$ სმ,

$A(d_{პირ.}) = 71,1$ სმ.

დისპერსია:

$D'(d_{პირ.}) = 1,69$,

$D(d_{პირ.}) = 2,14$.

სტანდარტული ვადახრა:

$\sigma(d_{პირ.}) = 1,3$,

$\sigma(d_{პირ.}) = 1,6$

მათემატიკური მოლოდინი:

$M(d_{პირ.}) = 70,13$ სმ

$M(d_{პირ.}) = 70,80$ სმ

აღნიშნული პარამეტრების დადგენის შემდეგ ჩვენ დავადგინეთ საიმედოობის ის ზღვრები, რომლებიც მივიღეთ საიმედოობის ალბათობის ფორმულით $\Delta = 3,75$ სმ.

ექსპერიმენტული მონაცემების საფუძველზე, ჩვენი მწკრივთა შორისების მანძილების სიხშირეთა განაწილების გრაფიკი, რომელიც, როგორც შემოწმებიდან ჩანს (პრაქტიკულად დასაშვები ცდომილებით), ემორჩი-

ლება ნორმალური განაწილების კანონს, როგორც ძირითადი მწკრივებისა, ისე პირაპირებისათვის, რომელსაც აქვს, ასეთი სახე:



$$\varphi(d) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[d_i - \mu(d)]^2}{2\sigma^2}},$$

სადაც $\varphi(d)$ არის ნორმალური განაწილების ფუნქცია;

$$\sigma(d) = \sqrt{\frac{1}{40} \sum_{i=1}^{40} [d_i - \mu(d)]^2}$$

— საშუალო-კვადრატული გადახრა,

$$\mu(d) = \sum_{i=1}^{40} d_i p_i$$

— მათემატიკური მოლოდინია,

Pt — შესაბამისი სიდიდის მოხდენის ალბათობა.

ამრიგად, ჩვენ მიერ, დადგენილი ტექნოლოგიური პროცესების ძირითადი პარამეტრების ცვლილებების საზღვრების ანალიზური ფორმულირება საშუალებას გვაძლევს ვარეგულიროთ სასოფლო-სამეურნეო მანქანების ძირითადი პარამეტრები დადგენილ საზღვრებში. ამ ძირითადი პარამეტრების რეგულირება განაპირობებს ტექნოლოგიური პროცესების ძირითადი მახასიათებლების დასაშვებ საზღვრებში ცვლილებას, რაც თავის მხრივ, განაპირობებს ტექნოლოგიური პროცესის მაღალხარისხობრივ მაჩვენებლებს.

ლიტერატურა — Литература

1. მ. ტ. პ. ექსპლუატაციის კათედრის სახელმწიფო თემა № 46: 7: 8-ის მასალები: 1978-79 წწ. ანგარიში.
2. И о ф и н о в С. А., Эксплуатация машинно-тракторного парка, М., «Колос», 1974.
3. Жри. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, № 12, 1972.
4. С в е ш н и к о в А. А. Прикладные методы теории случайных функций, М., «Колос», 1969.

ლ. კოპალიანი

„НТК—100“ მარკის თერმულ კულტივატორზე სხვადასხვა შედეგნილობის
თხევადი აირის ხარჯვის ლაბორატორიული გამოცდის შედეგები

თერმულ კულტივატორებში გამოყენებული სათბობის რაოდენობა დაკავშირებული უნდა იყოს სათბობის საერთო ბალანსის სიდიდესთან, ამიტომ ინტერესმოკლებული არ იქნება სათბობის ბალანსის შესახებ მოვიყვანოთ ზოგიერთი ცნობა უკანასკნელ პერიოდში საბჭოთა კავშირში აღმოჩენილი ნავთობისა და აირის უდიდეს მარაგზე. ამ მხრივ, მეტად მნიშვნელოვანია დასავლეთ და აღმოსავლეთ ციმბირის, დასავლეთ ყაზახეთის, უკრაინის, თურქმენეთის, უზბეკეთის, ჩრდილო კავკასიისა და საქართველოს საბადოები, რომლებიც ძველ საბადოებთან ერთად იძლევიან სათბობის დიდ მარაგს, რაც ჰქმნის ყოველგვარ პირობებს სასოფლო-სამეურნეო ძრავების და თერმული კულტივატორების შეუფერხებელი მუშაობისათვის.

ქვეყნის გაზიფიკაციაში უდიდეს როლს ასრულებს გათხევადებული აირი, რომლის გამოყენება გათვალისწინებულია თერმულ კულტივატორებში.

თხევადი აირის წარმოების ეს დარგი ვითარდება სწრაფი ტემპით, საკმარისია ითქვას, რომ პროპან-ბუტანის წარმოებამ ნავთობის აირიდან ჯერ კიდევ 1970 წელს შეადგინა 10 მლნ. ტ.

თერმულ კულტივატორებში სათბობად გამოიყენება ნავთი, დიზელის საწვავი და თხევადი აირი (პროპან-ბუტანი), წინამდებარე შრომაში მოცემულია თხევად აირზე ჩატარებული ცდების შედეგები, ამიტომ ქვემოთ მოცემულ ცხრილებში (1—2) მოცემულია სათბობში ნახშირწყალბადებისა და პროპანის და ბუტანის ფიზიკურ-ქიმიური თვისებების მონაცემები.

საბჭოთა კავშირის ზოგიერთი საბადოს ნავთობის თანმდევი ნავთობის საშუალო შედეგნილობა, ი. დ. ბუკშუნის მიხედვით, მოცემულია 1-ელ ცხრილში. ამ საწვავი აირების დამახასიათებელ თვისებებზე წარმოადგენს (ბუნებრივ აირთან შედარებით), ნორმალური ტემპერა-

ტურისა და ზომიერი წნევის პირობებში, თხევად მდგომარეობაში ადვილად გადასელა.



სათბობში შემაჯავლი ნახშირწყალბადების რაოდენობა % (მოცულობით ნაწილში)

ს ა ბ ა დ ა	მეთანი	ეთანი	პროპანი	ბუტანი	პენტანი და უფრო მძიმე	ნახშირწყალბადები	გოგირდ-წყალბადი	აზოტი	ჰაერი
ბაქოს	88,0	2,2	1,0	0,5	0,8	7,0	—	—	0,5
ტუმანის	40,5	18,0	16,0	7,2	6,6	0,6	—	12,1	—
ზინბაფის	52,5	11,5	17,0	10,7	6,3	0,5	—	1,0	—
ნებოტ-დავის	85,7	4,0	3,5	2,0	1,4	2,1	—	1,3	—
კრასნოდარის	83,7	4,8	1,4	0,9	0,7	9,5	—	3,0	—
დიონის	84,6	9,0	2,5	1,0	1,7	1,0	—	0,1	—
პოტაფის	74,3	7,9	5,5	3,4	3,2	—	—	6,1	—

წნევის შემცირებით ისინი ადვილად გადადიან აირიდან მდგომარეობაში. თხევად მდგომარეობაში აირის გადასვლა ტრანსპორტირებისა და შენახვის პირობებს აუშჯობესებს.

გათხევადებული აირის ძირითად წყაროს წარმოადგენს ნავთიარი, რომელიც ჰაბურლილებიდან ამოდის ნიადაგების ზედაპირზე ნავთთან ერთად.

სხვა წყაროებს, რომელიც ამჟამად ნედლეულის საერთო ბალანსშია და მეორე ხარისხის მნიშვნელობა აქვს, წარმოადგენენ პროპანისა და ბუ-

ცხრილი 2

პროპანისა და ბუტანის ფიზიკურ-ქიმიური თვისებები

თვისებები	პროპანი	ბუტანი	თვისებები	პროპანი	ბუტანი
მოლეკულური მასა გ/მოლ. შემცველობა, %	44,07	58,59	ფარდობითი კუთრა წონა (ჰაერის მიხედვით)	1,550	2,084
ნახშირბადი	81,72	82,61	დაჭვის სითბო კკ-ლ/მ³	12,032	11,836
წყალბადი	18,28	17,19	უმაღლესი ლღობის	11,051	10,906
კუთრი სითბოტევადობა კკალ/კგ			1 მ³ აირის დაწვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა, მ³	23,06	30,96
მუდმივი წნევის დროს	0,376	0,357	კრიტიკული ტემპერატურა, °C	36,85	52,01
მუდმივი მოცულობის დროს	0,324	0,219	კრიტიკული წნევა, სტ-ით	42,0	37,5
დუდილის ტემპერატურა (თხევადი აირის)	0,57	0,55			
ჰაერზე დუდილის ტემპერატურა, ფაქტიური	1926,5	1896,5			
განვარიშებით დუდილის ტემპერატურა	1968,8	1974,3			
აღების ტემპერატურა					
დუდილის ტემპერატურა, 760 მმ ვერცხლისწყლის სვეტის სიმაღლე, °C-მდე	465,0	480,4			
	42,1	0,5			

ტანის გადიდებული შემცველობის ბუნებრივი აირი, ნავთობის სტაბილიზაციის აირები და აგრეთვე ნავთობგადამამუშავებელ ქარხნებში წარმოშობის თერმული დამუშავების შედეგად მიღებული აირები.

თერმულ კულტივატორში გამოყენებული საწვავის — პროპანის და ბუტანის ფიზიკურ-ქიმიური თვისებები მოცემულია მე-2 ცხრილში.

ცხრილში მოტანილი მონაცემების მიხედვით მნიშვნელოვანი განსხვავებაა მოლეკულურ წონასა და 1 მ³ აირის დაწვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობაში.

აირადი მდგომარეობისადმი ცნობილი ფიზიკური კანონი, რომელიც იდეალური აირებისათვისაა მოცემული, რეალურ აირებისათვის ვერ გვაძლევს სასურველ შედეგს, ვინაიდან ამ უკანასკნელს გარკვეული გადახრები გააჩნია. ამიტომ რეალური აირებისათვის გამოიყენება ფორმულა

$$PV_z = ZRT;$$

სადაც P არის აბსოლუტური წნევა, კგ/მ², V — მოცულობა, მ³.

T — აბსოლუტური ტემპერატურა,

R — აირის მუდმივა (მეთანისათვის 52,9),

Z — გადახრის სიდიდე, რომელიც ითვალისწინებს რეალური აირის გადახრას იდეალური აირიდან; მას კუმშვადობის კოეფიციენტი ეწოდება.

ჩვეულებრივი ტემპერატურის დროს (V_z ნაკლებია V-ზე), რაც იმას გვაუწყებს, რომ რეალური აირები იკუმშება უფრო ძლიერად, ვიდრე იდეალური აირები.

რაც უფრო ნაკლები სიდიდისაა Z, მით უფრო დიდი იქნება მოცემული აირის გადახრა იდეალური აირიდან. ყველა ეს თვისება გათხევადებულ აირს ახასიათებს, რაც ნიჟანშეწონილს ხდის თერმულ კულტივატორში მის გამოყენებას.

პროპან-ბუტანის ნარევეზ სარეველების მომწველი კულტივატორის მუშაობისათვის საჭიროა დადგინდეს 1 მ³ პროპან-ბუტანის სრული წვისათვის თეორიულად საჭირო ჰაერის რაოდენობა.

თერმული კულტივატორის სანთურაში წვის დაწყებამდე ხორციელდება ჰაერისა და აირის ნარევის დამზადება, რისთვისაც, თხევადი აირისა და ჰაერის მისაწოდებლად დაყენებულია სადოზავი მოწყობილობა.

ნარევის დასამზადებლად გამოყენებული იყო თხევადი აირი პროპანი — C₃H₈ — 75% და ბუტანი — C₄H₁₀ — 25%. ასეთი შედგენილობა ზაფხულში გამოიყენება, ხოლო ზამთარში იცვლება (პროპანი — 25% და ბუტანი — 75%).

თხევად საწვავზე მუშაობის დროს ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი (α) ნორმალური ნარევის შემთხვევაში უდრის 1-ს, სარეველების მომწველ თერმული კულტივატორის სანთურებში ნორმალური წვისა და

მაღალი ტემპერატურის მისაღებად ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი $\alpha > 1$ -ზე.

ცნობილია, რომ ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α უნდა იყოს უფრო მეტი, ვიდრე საწყისი დაწვისათვის საჭირო ჰაერის ნამდვილი რაოდენობის.

i_3 შეფარდება წვისათვის თეორიულად საჭირო ჰაერის რაოდენობასთან (i_{∞})

$$\alpha = \frac{i_3}{i_{\infty}};$$

მ. ი.

თუ აირის შედგენილობა არის პროპანი (C_3H_8 —75%) და ბუტანი (C_4H_{10} —25%), მაშინ თხევადი აირის დასაწვავად თეორიულად საჭირო ჟანგბადის რაოდენობა გამოითვლება.



$$V_m C_3H_8 = \frac{5O_2}{0,21} = 23,3 \text{ მ}^3/\text{მ}^3$$



$$V_m C_4H_{10} = \frac{6,5O_2}{0,21} = 30,9 \text{ მ}^3/\text{მ}^3$$

$$V_m = 0,75 \cdot 23,3 + 25 \cdot 30,9 = 25,2 \text{ მ}^3/\text{მ}^3$$

$$V_m = 25,2 \text{ მ}^3/\text{მ}^3$$

ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის განსაზღვრისათვის საჭიროა ვიცოდეთ აირის ძირითადი პარამეტრები, როგორიცაა: კუთრი მოცულობა (V მ³ კგ), წნევა (P კგ/სმ²), ტემპერატურა ($T=273^\circ$ აბსოლუტური).

1 კგ აირის მოცულობა აღნიშნოთ V მ³ კგ და მას კუთრი მოცულობა ვუწოდოთ.

ნებისმიერი აირის სრული მოცულობა $V = V_G$, სადაც G არის წონა კგ-ით, 1 მ³, აირის წონა გამოსახავს მის კუთრ წონას და აღინიშნება Y კგ/მ³, სადაც,

$$Y = \frac{I}{V};$$

ნებისმიერი ტემპერატურის დროს სითხის სვეტის სიმაღლის ათვლისას საჭიროა შედეგის დაყვანა 0° ტემპერატურის პირობებისათვის, მე-3 ცხრილში მოყვანილი შესწორებების გამოყენებით (ცხრ. 3).

იმ შემთხვევაში, როცა ტემპერატურა 0° -ზე მეტია, ანათვალთ მცირდება, ხოლო როცა 0° -ზე ნაკლებია, ანათვალთ იზრდება მოცემულ შესწორების სიდიდის შესაბამისად.

ტემპერატურა, t°	5	10	15	20	25	30	ეროვნული ნიმუში
შესწორება მშ.ობით ყოველ 1000 მ-ზე	0,87	1,73	2,59	3,45	4,31	5,17	6,03

თერმოდინამიკიდან ცნობილია აირის მდგომარეობის დამახასიათებელი ფორმულა:

$$PV = 848 \text{ MT.}$$

ეს ფორმულა გამოიყენება ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის დასადგენად, სადაც:

P კგ/სმ² აირის აირის წნევა;

V მ³ — აირის მოცულობა;

$T_{\text{ახ.}}$ — $t + 273$ — აირის აბსოლუტური ტემპერატურა;

$G_{\text{ახ.}}$ — აირის წონა;

$$M = \frac{G}{m} \text{ აირის რაოდენობა გამოსახული მოლებით;}$$

$M_{\text{ახ.}} \bar{V}$ ერთი მოლი აირის წონა;

R კგ მ/კგ. გრად. — აირის მუდმივა.

ნორმალური ტექნიკური პირობების დროს, როდესაც ატმოსფეროს ტემპერატურა $t = 32^{\circ}$, ე. ი. აბსოლუტური ტემპერატურა:

$$T = 32 + 273 = 305, \text{ მაშინ აირის მოცულობა იქნება } V = 848 \frac{T}{P} = 843.$$

$$\frac{305}{10289} = 25,14 \text{ მ}^3/\text{მოლი. ცდების პროცესში ატმოსფერული ტემპერატურა}$$

ცვალებადობდა 15° -დან — 36° -მდე. ყოველი ცდის პერიოდში აღებულ მონაცემებში შეტანილია შესწორებები.

თერმული კულტივატორის ლაბორატორიული გამოცდების შედეგები სხვადასხვა შედგენილობის აირის ნარევეზე მუშაობის დროს

თერმული კულტივატორის სანთურის ლაბორატორიული და სავსე გამოცდების დროს ემუშაობდით სხვადასხვა შედგენილობის ნარევეებზე და ვადგენდით სარეველა მცენარეებზე მოქმედი ტემპერატურის რეჟიმს და მისი მოქმედების არეს, რომლის დროსაც განსაკუთრებული ყურადღება დაეთმო აირის გამფრქვევის დიამეტრის შერჩევას და ჰაერის და აირის მოწოდების წნევას, საწვავი აირის შედგენილობას და მისი კუთრი და საათური ხარჯის შესწავლას.

ცდებით დადგენილია, რომ სარეველა მცენარის ასაკის, სიდიდისა და სიხშირის მიხედვით უნდა შეიცვალოს ტემპერატურული რეჟიმი.

და ამის შესაბამისად საწვავი აირის ნარევის შედგენილობა, მისი კუთხე და საათური ხარჯი. მე-4 ცხრილში მოცემულია აირის მიწოდების დიამეტრი (d მმ), აირის მიწოდების წნევა (P წყ. სვეტის სიმაღლის ზედვით, მმ), ალის მაქსიმალური ტემპერატურა (t°), ალის მოქმედების სიმაღლე ($h_{\text{სა}} = 1000^\circ$ -დან 200° -მდე), ალის მოქმედების დიამეტრი (d) ერთ სანთურაში საწვავი აირის საათური ხარჯი (G მ³/სთ), თერმული კულტივატორში საწვავი აირის საათური ხარჯი (G მ³/სთ).

აღნიშნული ექსპერიმენტული მონაცემებით სანთურის გამფრქვევ დიამეტრის სიდიდე და საწვავის მიწოდების წნევა განაპირობებს ალის გავრცელების არეს და საწვავი აირის ხარჯვის სიდიდეს. პირველი ვარიანტისათვის შერჩეული გამფრქვევის დიამეტრი (0,75 მმ) გვაძლევს სანთურაში საწვავის საათურ ხარჯს 0,100 მ³. ამ ვარიანტში შეზღუდულია ალის გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი.

ცხრილი

სანთურის ლაბორატორიული გამოცდის შედეგები

ვარიანტი	გამფრქვევის სვეტის დიამეტრი (d მმ)	აირის მიწოდების წნევა P წყ. სვეტის სიმაღლის მიხედვით	ალის მაქსიმალური ტემპერატურა (t°)	ალის მოქმედების სიმაღლე (სმ) 1000°-დან 2000°-მდე ტემპერატ. პირობებში	ალის გავრცელების დიამეტრი (d ₁ სმ) 200°-მდე ტემპ. პირობებში	ერთ სანთურაში საწვავი აირის საათური ხარჯი (G მ ³ /სთ)	თერმული კულტივატორის საწვავი აირის ხარჯი
I ვარიანტი	0,75	30	1060°	3	12	0,060	1,320
— " —	— " —	40	1000°	10	12	0,080	1,750
— " —	— " —	50	1060°	14	14	0,090	1,980
— " —	— " —	60	1180°	16	18	0,100	2,200
II-ვარიანტი	1,0	50	1080°	13	14	0,093	2,150
— " —	— " —	60	1080°	15	16	0,100	2,420
— " —	— " —	70	1300°	17	20	0,120	2,640
— " —	— " —	80	1800°	20	22	0,130	2,860
III-ვარიანტი	1,5	25	1100°	10	16	0,070	1,540
— " —	— " —	30	1000°	14	20	0,100	2,200
— " —	— " —	40	1200°	15	20	0,120	2,640
— " —	— " —	50	1200°	15	20	0,140	3,080
— " —	— " —	60	1200°	16	20	0,160	3,520
— " —	— " —	70	1200°	17	18	0,170	3,740
— " —	— " —	80	1230°	22	16	0,187	4,110
IV-ვარიანტი	2,0	50	1050°	14	18	0,170	3,740
— " —	— " —	60	1160°	17	20	0,198	4,350
— " —	— " —	70	1200°	19	22	0,240	5,280
— " —	— " —	80	1200°	22	20	0,260	5,720

ცხრილში მოცემულია საშუალო არითმეტიკული სიდიდეები



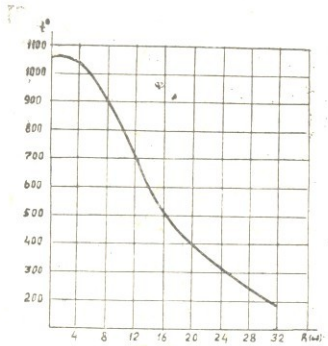
II და III ვარიანტებში, სადაც გამფრქვევის დიამეტრი შესაბამისად შერჩეულია (1, და 1,5 მმ), მივიღეთ ალის სასურველი ტემპერატურა და მისი გავრცელების არისა და საწვავის საათური ხარჯების მაღალი სიდიდე.

IV ვარიანტში, სადაც გამფრქვევის დიამეტრი 2 მმ-ია, ამან გამოიწვია აირის საათური ხარჯის მკვეთრი გადიდება.

ექსპერიმენტული მონაცემებით, გამფრქვევის დიამეტრთან ერთად, საწვავი აირის ხარჯზე დიდ გავლენას ახდენს სანთურაში მიწოდებული საწვავის წნევა. გამფრქვევის ერთი და იგივე დიამეტრის შემთხვევაში აირის მიწოდების წნევის შეცვლით იცვლება საწვავის საათური ხარჯი და ამის შესაბამისად ალის გავრცელების სიმაღლე და დიამეტრი. ასე, მაგ., III ვარიანტში გამფრქვევის დიამეტრის 1,5 მმ-ის შემთხვევაში აირის მიწოდების წნევის 25 მმ (წყ. სვეტ. სიმაღლე) კულტივატორში საწვავის საათური ხარჯი მიღებულია 1,540 მ³, 30 მმ-მდე. წნევის გაზრდით — 2,200 მ³, 50 მმ გაზრდით — 3,080 მ³, ხოლო 80 მმ-ით გაზრდის შემთხვევაში 4,114 მ³.

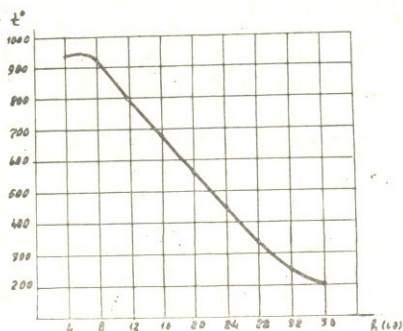
გამფრქვევის დიამეტრის 2 მმ გაზრდით მკვეთრად იზრდება საწვავის საათური ხარჯი. III ვარიანტთან შედარებით 60 მმ წნევის შემთხვევაში, საწვავი აირის საათური ხარჯი გაიზარდა 0,836 მ³, ხოლო 80 მმ წნევის შემთხვევაში 1,606 მ³-მდე ალის ტემპერატურა კი II და III ვარიანტში, რომელმაც უნდა დაწვას სარეველა მცენარეები, უფრო მაღალია და აკმაყოფილებს როგორც საწვავის ხარჯის, ისე სარეველების თერმული დამუშავების მოთხოვნებს.

ნარევის შედგენილობის ხარისხი მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს ალის ტემპერატურაზე და მისი გავრცელების არეზე. იმ შემთხვევაში თუ პერის სიჭარბის კოეფიციენტს ავიღებთ 1-ის ტოლს, მაშინ ალის ტემპერატურის სიდიდის დამოკიდებულებას სიმაღლის მიხედვით ექნება შემდეგი ხასიათი (ნახ. 1).



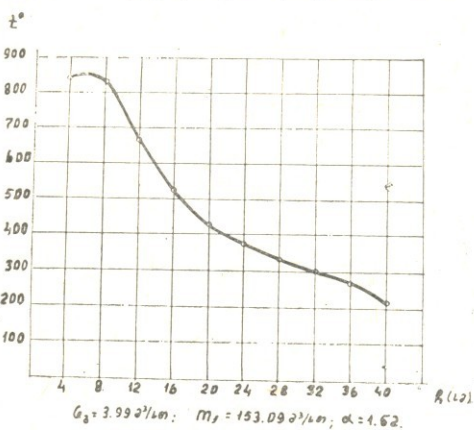
ნახ. 1. ალის ტემპერატურის დამოკიდებულება სიმაღლესთან.

მიღებული მონაცემებიდან ჩანს, რომ სამუშაო ნარევის გადიდება იზრდება ალის ტემპერატურა, ხოლო გაღარიბებით მცირდება (1-ელ მე-2 დიაგრამა). ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის 1-დან 1,38-მდე გადიდებით ალის ტემპერატურა მცირდება 110° -ით.

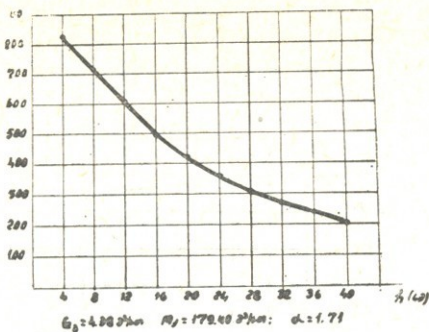


ნახ. 2. ალის ტემპერატურის დამოკიდებულება ალის გავრცელების სიმაღლეზე

ჩატარებული ექსპერიმენტებით დადგინდა, რომ თერმული კუთვანობის სანთურაში ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტის ხარჯზე იზრდება სანთურიდან გამოსული ალის სიმაღლე და მცირდება ტემპერატურა გაღარიბებულ ნარევეზე მუშაობის დროს ჰაერის სიჭირბის მიერ გათავრებული წნევა ანთებულ ნარევეს ტყორცნის მეტ მანძილზე და გაღარიბებული ნარევის წევა გრძელდება სანთურიდან გამოსვლის შემდეგ, შედეგად გამდიდრებულ ნარევეზე მუშაობასთან შედარებით ალის გავრცელების სიმაღლე იზრდება 8—10 სმ. ამის სიორაის გეძღვეს მე-3 დიაგრამების შედარება 1-ელ და მე-2 დიაგრამებთან.



ნახ. 3. ალის ტემპერატურის დამოკიდებულება ალის გავრცელების სიმაღლეზე



ნახ. 4. ალის ტემპერატურის დამოკიდებულება ალის გავრცელების სიმაღლესთან.

ალის გავრცელების სასურველ დიამეტრს ვღებულობთ, როდესაც ჰაერის სიჭარბის კოეფიციენტი α არის 1,3-დან 1,5-მდე; ასეთ ნარევეზე სარეველა მცენარეებზე მოქმედი ალის დიამეტრი 32 სმ-ს აღწევს. ეს უკანასკნელი შესაძლებელს ხდის, განივ სიბრტყეში განვსაზღვროთ სანთურების ერთიმეორესთან დაშორების მანძილი და ამით უზრუნველყოთ თერმული აპარატის მოქმედების განის დადგენა, რასაც პირდაპირი დამოკიდებულება აქვს თერმული კულტივატორის მწარმოებლობასთან.

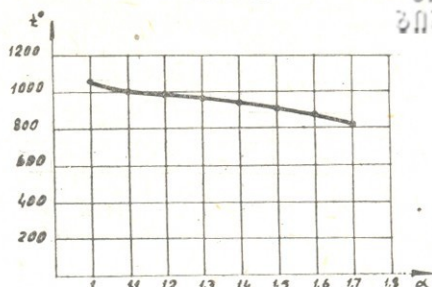
ჩატარებული ცდებით თერმული კულტივატორების მუშაობის პირობები უმჯობესდება, თუ 12 სმ სიმაღლეზე ალის ტემპერატურას შევინარჩუნებთ 700—800°-მდე, ხოლო 28—30 სმ სიმაღლეზე 200°-მდე. ამ საკითხის გადაჭრაში დიდ როლს ასრულებს ნარევის შედგენილობის ხარისხი. მე-5 ცხრილში მოცემული მასალებით დასტურდება, რომ სამუშაო ნარევის გაღარიბებით მცირდება ნარევის ტემპერატურა. ამიტომ სარეველების სიხშირისა და ასაკის მიხედვით უნდა მომზადდეს ისეთი შედგენილობის ნარევი, რომელიც დააკმაყოფილებს სარეველა მცენარეების მოწვის მოთხოვნებს და არ გამოიწვევს თხევადი აირის გადახარჯვას.

ცხრილი 5

პრაქტულად დამწვარი ჰაერის რაოდენობა, $\text{m}^3/\text{სთ}$	82,04	91,48	134,67	193,57	189,40
თერმულად წვისათვის საჭირო ჰაერის რაოდენობა, $\text{m}^3/\text{სთ}$	81,35	80,62	97,49	124,4	110,53
ჰერის სიჭარბის კოეფიციენტი, α	1,01	1,13	1,40	1,55	1,71
ალის ტემპერატურა, $^{\circ}\text{C}$	1060	1000	940	910	8,15

ცდებით დადგენილია, რომ 1000°-მდე ალის ტემპერატურა 0,6 წამში სობს ერთწლიან და მრავალწლიან სარეველებს, რის შედეგად შეიძლება

თერმული აგრეგატის სიჩქარისა და მწარმოებლობის გაღიძერება, მანერასეთი ტემპერატურის სიმაღლე ვრცელდება 2—6 საწვავის ტემპერატურის



ნახ. 5. ალის ტემპერატურის დამოკიდებულება პერის სიჩქარის კოეფიციენტთან.

გლებში, მუშაობის პროცესში კულტივატორის სანთურები ნიადაგიდან დაცილებულია 4 სმ სიმაღლეზე. ამიტომ სარეველებზე მოქმედი ტემპერატურა მერყეობს 700°-დან 900°-მდე, რაც უზრუნველყოფს 0,8—0,9 წამში სარეველების მოწვას და 4 კმ/სთ სიჩქარით თერმული აგრეგატის მუშაობას.

საწვავის ხარჯის გაანგარიშება შესრულებული სამუშაოს მიხედვით

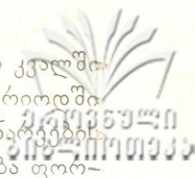
საწვავის კუთრი და საათური ხარჯი, რომელიც თერმული კულტივატორის გამოცდის შედეგადაა მიღებული, განხილულია წინა თავში გამოცდების შედეგად მიღებული საწვავის ხარჯისაგან. ამ თავში მოცემული საწვავის ხარჯი შესრულებულ სამუშაოზე. სავსე მუშაობის პირობებში ჩატარებული გამოცდებით საწვავის ხარჯი გაანგარიშებულია ჰა-ზე.

ცნობილია, რომ თერმული კულტივატორი დაკიდულია ტრაქტორზე, რომელსაც ექსპლუატაციის დროს მუდმივი დატვირთვით არ უხდის მუშაობა. კვალში ძრავა მუშაობს მაღალ ბრუნვებზე სრული დატვირთვით. საქცევებში მობრუნების დროს — მცირე დატვირთვით, ხოლო უკმაშობაზე კიდევ უფრო მცირე დატვირთვით, ასეთი ცვალებადი დატვირთვის პირობების შესაბამისად მიღებულია დროის ერთეულებში საწვავის ხარჯის ცვალებადობა.

ტრაქტორის ძრავაში დახარჯული საწვავის საერთო რაოდენობა უნდა გავყოთ შესრულებულ სამუშაოზე და მივიღებთ საწვავის ხარჯს ჰა-ზე.

$$G_{\text{კ/ჰა-ზე}} = \frac{G_{\text{საგ}} T_{\text{საგ}} + G_{\text{უკმა}} T_{\text{უკმა}} + G_0 T_0}{W};$$

თერმულ კულტივატორში გამოყენებულია თხევადი აირი, რომლის წვის შედეგად გამოყოფილი თბური ენერგიით ვახორციელებთ სარეველ



ბის თერმულ დამუშავებას. საწვავი აირის ხარჯვა ხდება მხოლოდ კვადში მუშაობის დროს, საქცევებსა და ტრაქტორის უქმი მუშაობის პერიოდში კულტივატორი გამორთულია. ჰა ფართობზე სარეველა მცენარეების თერმული დამუშავებისათვის საჭირო საწვავი აირი გამოითვლება ფორმულით:

$$G_{\text{გვ/ჰაზე}} = \frac{G_{\text{საჰ}} T_{\text{საჰ}}}{W} ;$$

ცდების პროცესში საწვავი აირის (პროპან-ბუტანის) ხარჯი ჰა-ზე მიღებულია 5,02 მ³/სთ. საველე ცდების პერიოდში მიღებული მონაცემებით საწვავი აირის ხარჯვის სიდიდე დამოკიდებულია ფართობის დასარეველიანების ხარისხზე. რამდენადაც დიდია სარეველების სიხშირე და სიმაღლე, იმდენად მეტია მაღალი ტემპერატურის მოთხოვნები და სარეველების თერმული დამუშავების დრო. ამიტომ სარეველა მცენარეების წინააღმდეგ თერმული მეთოდით ბრძოლა უნდა განხორციელდეს აგროტექნიკურ ვადებში, როდესაც სარეველა მცენარეების სიმაღლე მერყეობს 5-15 სმ ფარგლებში.



УДК 631.31

ა. ოზორიძე

მთიან პირობაში ინდუსტრიული ტექნოლოგიით მარცვლეულის ასაღები
მანქანათა კომპლექსის ეკონომიკური ეფექტურობის გამოკვლევა

ფერდობზე მუშაობისას თვითმავალი კომბაინის ძრავის ეფექტური სიმძლავრის დიდი ნაწილი იხარჯება კომბაინის გადასადგილებლად, ხოლო ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად რჩება ენერგიის მცირე სიდიდე, რის გამო, კომბაინის სამუშაო სიჩქარე და, მასთან ერთად, მწარმოებლობა და ეფექტურობა მკვეთრად მცირდება. დაუშვებლად დიდ სიდიდეს აღწევს მარცვლის დანაკარგები. ჩვენი გამოკვლევებით 10° -იან ფერდობზე მარცვლის დანაკარგი შეადგენს $10,72\%$ -ს, დუკშტაისის საცდელი პარცელის მონაცემებით [2] კი მარტო სალექს ნაწილზე მოსული დანაკარგები აღწევს $8,5\%$ -დან $18,8\%$ -მდე. ბზის, ამ მეტად ყუათიანი საკვების, გამოსავლიანობა საშემოდგომო ხორბალის ალების დროს აღწევს $4,1$ -დან $5,94$ ც-ს ერთ ჰა-ზე. თვითმავალი კომბაინით ალების დროს ეს ძვირფასი საკვები კი მთლიანად იკარგება. ამასთან ერთად, ბზეს მიჰყვება სარეველას თესვების დიდი რაოდენობა (ჩვენი გამოკვლევებით 25 -დან $35,5$ კგ-მდე ჰა-ზე). ბზესთან ერთად იფანტება მინდორში და ამით ხელს უწყობს მომდევნო წელს მინდვრების დასარეველიანებას.

აქედან შეიძლება დავასკვნათ, რომ თანამედროვე თვითმავალი კომბაინების გამოყენება მარცვლეულის ასაღებად სამთო პირობებში არაეფექტურია და აუცილებელია შეიცვალოს ისეთი ტექნოლოგიით და მანქანათა კომპლექსით, რომელიც იქნება უფრო ეფექტური. ამ საკითხებზე არსებული სამეცნიერო ლიტერატურის, ჩვენი ქვეყნის მოწინავე მეცნიერების და კვლევითი-სამეცნიერო ინსტიტუტების გამოკვლევების შესწავლამ დაგვაჩვენა, რომ მთიანი პირობებისათვის ყველაზე მისაღები, მოხერხებული და ეფექტურია მარცვლეულის ასაღებად გამოყენებული იქნეს ე. წ. ინდუსტრიული ტექნოლოგია, სტაციონარული მანქანებით ლექვისა და პურული გადამუშავების ჩატარებით. ასეთი ტექნოლოგია და მანქანათა სისტემა დამუშავებულია საბჭოთა კავშირის მე-8, მე-16 და მე-17 ზონებისთვის. მექანიზაციის საკავშირო ინსტიტუტში, ყაზახეთის და ციმბირის

სოფლის მეურნეობის მექანიზაციის და ელექტრიფიკაციის კვლევით ინსტიტუტებში შექმნეს და ჩამოაყალიბეს ინდუსტრიული ტექნოლოგიით მარცვლეულის აღების მანქანათა კომპლექსი ზემოაღნიშნული ზონებისათვის.

ზემოაღნიშნული ზონებისათვის შექმნილი მანქანათა კომპლექსების შესწავლამ გვიჩვენა, რომ საქართველოს პირობებისათვის (მე-15 ზონა) ამ მანქანების და მანქანათა კომპლექსების გამოყენება მიუღებელია და ამიტომ საჭიროა დამუშავებული იქნეს ჩვენი რესპუბლიკის მთიანი რაიონების პირობების შესაბამისი მანქანათა ძველი კომპლექსი, რომელიც იქნება უფრო მოხერხებული, მისაღები და ეფექტური.

ამ მიზნით, საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის მოსავლის ამღები მანქანების კათედრაზე, ჩვენ მიერ დამუშავებულ იქნა მთიან რაიონებში თავთავიანი მარცვლეული კულტურების ასაღები მანქანათა კომპლექსი, რომელიც შეიცავს: თვითმავალ სამკალ-შემგროვებელს, სტაციონარულ მარტივ საღეწს და მარცვლის ნარევის მწმენდ მანქანას.

რადგან ყოველი მანქანისა და მანქანათა კომპლექსის უპირველესი და ძირითადი მაჩვენებელი ერთობლივი, საზოგადოებრივი შრომის ნაყოფიერების ამაღლებაა და ამ მაჩვენებლის დამახასიათებელი სიდიდე კი ეკონომიკური ეფექტურობა, ამიტომ ამ სტატიაში მოგვყავს ჩვენ მიერ დამუშავებული ახალი მანქანათა კომპლექსის ეკონომიკური ეფექტურობის გამოკვლევის მეთოდისა და გამოკვლევის შედეგები.

ახალი მანქანების და მანქანათა კომპლექსების ეკონომიკური ეფექტურობის გამოკვლევის საკითხებზე არსებული ლიტერატურული წყაროების (3, 5, 6 და სხვ.) შესწავლის საფუძველზე შევადგინეთ მარცვლეული კულტურების ასაღები მანქანათა კომპლექსის ეკონომიკური ეფექტურობის გამოკვლევის მეთოდისა, რაც შემდეგში მდგომარეობს:

მარცვლეული კულტურების ასაღები მანქანების ეკონომიკური ეფექტურობა განისაზღვრება განტოლებით:

$$\Theta = [(I_c - I_H + q_3 + q_n + q_r)W_2 + E I_c \cdot x - I_H]n \quad (1)$$

ამ განტოლებაში I_c და I_H არის ძველი (შესადარებელი) და ახალი მანქანათა კომპლექსის პირდაპირი დანახარჯები, მან/ჰა;

q_3 — მარცვლეულის დანაკარგების შემცირებით ერთი ჰა-დან დამატებით მიღებული მარცვლის ღირებულება, მან/ჰა;

q_n — 1 ჰა-დან აღებული ბზის ღირებულება, მან/ჰა;

q_r — მინდორში სარეველების მოხვევის თავიდან აცილებით და სარეველების წინააღმდეგ ჩასატარებელი ღონისძიებების შემცირებით მიღებული ეკონომია, მან/ჰა;



ცხრილი 1

მარცვლელი კულტურების ამღები მანქანების (შესადარებელი კომპლექსის) საბალანსო
ღირებულება და პირდაპირი დანახარჯები

ეროვნული

ბიბლიოთეკა

პროცესი და მანქანის მარკა	მანქანის საბა- ლანსო ღირე- ბულება, მან.	მქარმოებ- ლობა, ჰა/წლ	პირდაპირი დანახარჯების მიჯნეზებლები მან/ჰა						საპირ.ა. მუშა- ხელი	
			3	A	R	Z	c e	d		
შკ-ლ.წვა-წმენდა, სკ-5	6500	100	1,6	10,8	4,22	—	1,12	0,13	17,87	2
ჩალის აკრეფა-დაწნევა ჰსბ-1,6	1740	416	1, 2	0,7	0,53	3,42	0,87	0,07	7,41	1
ბარდანების აკრეფა-დაწ- ყობა. გუტ-2,5	2460	832	0,91	0,49	0,38	—	0,43	0,01	2,22	1
საპირო ტრაქტორები მტზ-52 (2 ცალი)	6240	970	0,68	0,80	0,71	~	—	0,015	4,4	2
სულ	16940						სულ	32,0		6



ინდუსტრიული ტექნოლოგიით მარცვლეულის აშლები მანქანათა კომპლექსის
საბალანსო ღირებულება და პირდაპირი დანახარჯები

ეროვნული
მეცნიერებათა
აკადემია

პროცესი და მანქანის მარკა	საბალანსო ღირებუ- ლება მან.	მწარმოებ- ლობა პა/წლ.	პირდაპირი დანახარჯების ცალკეული მაჩვენებლები, მან/ჰა						პირდაპირი დანახარჯების საბალანსო ღირებულება, მან/ჰა	
			3	A	R	Z	c	e	d	შენიშვნა
მკა-შეგროვება-ტრანსპორ- ტირება შპტ-4 (ექსპერიმენტული)	4500	100	0,94	7,2	2,53		1,12		0,13	12,32 1
ლეწვა-დაწნევა, მს-5 (ექსპ.) და პსბ-1,6	4740	200 416	1,82 —	2,49 0,7	0,975 0,53	3,42	0,32		0,13 0,07	5,735 4,72 2
მარცვლის ნარევის გაწმენდა ოვპ-20 (გადაკეთებული)	1182	350	0,4	0,48	0,22			0,06	0,91	1,26 2
საპირო ტრაქტორი, მტბ-52 (1 ცალი)	3120	970	0,68	0,8	0,71				0,015	2,2
სულ	13542								სულ	26.235 5

თუ ეკონომიკური ეფექტურობის საანგარიშო (I) განტოლებაში შევიტანთ შე-
საბამის სიდიდეებს აღებულს I-ლი და მე-2 ცხრილიდან, სათანადო გაანგარი-
შებებიდან და ნორმატიული ცნობარებიდან, მივიღებთ:

$$\Xi = [(32,0 - 26,235) + 6 + 0,42 + 2] \cdot 100 + 0,25(16940 \cdot 1 - 13542) \cdot 1 = 2301 \text{ მან.}$$

W_2 — ახალი მანქანათა კომპლექსის წლიური გამომუშავება, ჰა/სეზ;

E — კაპიტალური დაბანდების ეფექტურობის ნორმატიული ფიციენტი სას.-სამ. ტექნიკისათვის, $E = 0,25$;

U_c, U_H — ძველი და ახალი მანქანათა კომპლექსის საბალანსო ღირებულება, მან.

a — ძველი და ახალი მანქანათა კომპლექსის მწარმოებლობის ფარდობა;

n — ერთ წელში გამოყენებული მანქანათა კომპლექსის რაოდენობა;

(1) განტოლებაში შემავალი სიდიდეები განისაზღვრება შემდეგნაირად:

კომპლექსში შემავალი ყოველი მანქანის პირდაპირი დანახარჯები გამოითვლება ფორმულით:

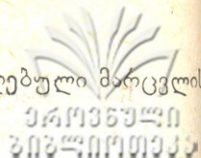
$$H = 3 + A + R + Z + C + e + d = \frac{\sum n_i f_i}{W_y} + U \frac{(a+r)}{100 \cdot W_2} + Q_c' m_n \mu + \frac{N_e g_e \mu b}{W_y} + \frac{N' \mu'}{W_y} + x \frac{mTK}{W_2} \quad (2)$$

ამ განტოლების პირველი წევრი—3 გამოხატავს აგრეგატზე მომუშავე მუშების ხელფასის დანახარჯს, A — საამორტიზაციო და R — სარემონტო ანარიცხებს, Z — ჩალის დაწნევისას 1 ჰა-ზე დახარჯული მავთულის ღირებულებას, C — საწვავის ღირებულებას, e — ელექტროენერგიის ღირებულებას და d — მანქანის შენახვაზე გაწეულ ხარჯებს. ყველა მაჩვენებლის განზომილებაა მან/ჰა.

(2) განტოლების თითოეული მაჩვენებლის განსასაზღვრ განტოლებებში n_i არის აგრეგატზე დასაქმებული მუშების რაოდენობა, f_i — თითოეული მუშის ხელფასი, W_y — მანქანის საათური მწარმოებლობა, U — მანქანის საბალანსო ღირებულება, a — საამორტიზაციო დანარიცხის %, Q_c — ჩალის მოსავლიანობა, r — სარემონტო დანარიცხის %, m_n — მავთულის ხარჯი 1 ჰა-ზე, μ — 1 კგ მავთულის ღირებულება, N_e — ძრავის ფუნქტური სიმძლავრე, g_e — საწვავის კუთრი ხარჯი კვ/ეფექტურ კვტ-ზე, საათში, μ — საწვავის ღირებულება, b — კოეფიციენტი, N' — ერთ საათში დახარჯული ელექტროენერგია, μ' — 1 კვტ. ელექტროენერგიის ღირებულება, x — აგრეგატის შენახვის კოეფიციენტი, m — სეზონში სამუშაო დღეების რაოდენობა, T — ცვლის ხანგრძლივობა საათებში, K — ცვლების რაოდენობა.

(2) განტოლებით განსაზღვრული პირდაპირი დანახარჯები შესაძარეველი და ახალი მანქანათა კომპლექსისათვის ცალ-ცალკეა შეტანილი I-ელ და მე-2-ე ცხრილებში.

მარცვლის დანაკარგის შემცირებით ერთ ჰა-დან მიღებული მარცვლის ღირებულება იანგარიშება ფორმულით:



$$q_3 = m_3 \mu_3,$$

სადაც m_3 არის ერთ ჰა-დან მარცვლის დანაკარგების შემცირებით მიღებული მარცვლის დამატებითი რაოდენობა ც-ობით, ჩვენ მიერ დამუშავებული ახალი მანქანათა კომპლექსით მარცვლის დანაკარგი შემცირდება 5—10%-ით, გაანგარიშებისათვის ვიღებთ 5%-ს, მაშინ 15 ც/ჰა მოსავლიანობის შემთხვევაში 1 ჰა-დან ავიღებთ დამატებით 0,75 ც მარცვალს.

μ_3 — ერთი ც მარცვლის ღირებულება, ვიღებთ 8 მან.

ინდუსტრიული ტექნოლოგიით საერთოდ და ჩვენ მიერ რეკომენდებულ მანქანათა კომპლექსით თითოეული ჰა-დან შესაძლოა მივიღოთ 3-დან 10 ც-მდე ბზე, ამიტომ ბზის აღების შემთხვევაში ერთი ჰა-დან მიღებული ბზის ღირებულება განისაზღვრება ფორმულით:

$$q_n = m_n' \cdot \mu_n'$$

სადაც m_n' არის 1 ჰა-დან აღებული ბზის რაოდენობა ც-ობით, ვიღებთ 5,34 ც-ს.

μ_n' — ერთი ც ბზის ღირებულება და აიღება მარცვლის ღირებულების 0,01-ის ტოლი, ანუ 0,08 მან/ც.

ჩვენ მიერ რეკომენდებული მანქანათა სისტემით არ ხდება მინდორში სარეველების მობნევა, ამიტომ არც სარეველების გავრცელებას ექნება ადგილი, რის გამო სარეველებთან ბრძოლისათვის არ დაიხარჯება ის დამატებითი ხარჯები, რომელსაც ადგილი აქვს კომბაინით მარცვლის აღების შემთხვევაში. იღებენ $q_c = 2 \div 3$ მან/ჰა, ჩვენი გაანგარიშებისათვის ვიღებთ მინიმალურს — 2 მან/ჰა.

მანქანების საბალანსო ღირებულება განისაზღვრება შემდეგნაირად: მანქანის საცალო ღირებულებას უმატებენ ტრანსპორტირების (რკინიგზის), მანქანის მონტაჟის, მომმარაგებელი და გამსაღებელი ორგანიზაციის შესანახ ხარჯებს; გაანგარიშების გაადვილებისათვის მანქანის საცალო ფასს ამრავლებენ კოეფიციენტზე $K_6 = 1,1 \div 1,2$.

ჩვენ ამ მეთოდის გამოყენებით ვადგენთ ძველი და ახალი მანქანების საბალანსო ღირებულებას და ისიც შეტანილია 1-ელ და მე-2-ე ცხრილების შესაბამის სვეტებში.

ერთ წელიწადში გამოყენებული მანქანათა კომპლექსის რაოდენობა, რომელიც შედის (1) განტოლებაში, ჩვენ ავიღეთ 1-ის ტოლი, ე. ი. ეკონომიკურ ეფექტურობას ვადგენთ ერთი კომპლექსისათვის.

აქვე ჩავთვალეთ, რომ შესაძარებელი და ახალი მანქანათა კომპლექსის მწარმოებლობა ტოლია, რის გამოც $\alpha = 1$, თუმცა ახალ მანქანათა კომპლექსში შემავალი მანქანების წლიური მწარმოებლობა ნორმატივების მიხედვით გაცილებით მეტია, ვიდრე არსებული მანქანებისა.

(1) და (2) განტოლებაში შემავალი სიდიდეების განსაზღვრისათვის ვიყენებთ შესაბამის ცნობარებს და ლიტერატურას [3, 4, 7]. ყველა საჭირო ძირითადი სიდიდე მოცემულია 1-ელ და მე-2- ცხრილებში და მათ მიხედვით ჩატარებულმა გამოკვლევამ გვიჩვენა, რომ ინდუსტრიული ტექნოლოგიით მარცვლის ლეწვისა და გადამუშავების სტაციონარული მანქანებით შესრულებისას — მანქანათა კომპლექსის ეკონომიკური ეფექტურობის მინიმალური მნიშვნელობა ერთი კომპლექსისათვის ერთ წელში (სეზონში) შეადგენს 2301 მანეთს. არსებული მანქანათა კომპლექსის (ცხრ. 1) საბალანსო ღირებულება უდრის 16940 მანეთს, ახალი მანქანათა საბალანსო ღირებულება კი 13542 მანეთს, ე. ი. 3398 მანეთით ნაკლებს. პირდაპირი დაწახარჯები ძველი (შესაძარებელი) კომპლექსისათვის უდრის 32 მანეთს 1 ჰა-ზე, ახალი კომპლექსისათვის კი 26, 235 მან. შესაძარებელი კომპლექსით აღების დროს საჭირო მუშახელი შეადგენს 6 კაცს, ახალი კომპლექსით აღებისას კი 5-ს.

ამრიგად, ეკონომიკური ეფექტურობა ჩვენ მიერ დამუშავებული მანქანათა კომპლექსისა თვალსაჩინოა, იგი ყველა მაჩვენებლით აღასტურებს ახალი ტექნოლოგიისა და შესაბამისი მანქანათა კომპლექსის უპირატესობას და მისი დანერგვა ჩვენი რესპუბლიკის სახალხო მეურნეობას მისცემს დიდ ეკონომიკურ ეფექტს.

ლიტერატურა — Литература

1. Иофинов С. А., Эксплуатация машинно-тракторного парка, М. 1974.
2. Коренев Г. В., Тарасенко А. П., Прогрессивные способы уборки и борьба с потерями урожая, М., 1977.
3. Косачев Г. Г., Экономическая оценка сельскохозяйственной техники, М., 1978.
4. Нормативы для планирования сельского хозяйства, М., 1976.
5. Определение состава машин для комплексной механизации в сельском хозяйстве, М., 1975.
6. Основные положения методики определения экономической эффективности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений в с.-х. машиностроении. М., ЦНИИТЭИ, тракторосельхозмаш, 1978, С.-6, 15.
7. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин, т. 4, М., 1969.
8. Сельскохозяйственная техника, каталог, М., 1979.
9. Хохлов И. Технология производств тракторных работ в горном земледелии, Тбилиси, 1968.



УДК 631.3.631.1

რ. რამაზაშვილი

საწარმოო პროცესების დაპროექტების საფუძვლისა და
მომსახურების თეორიები

საწარმოო პროცესების დაპროექტება მათემატიკური გაანგარიშების საფუძველზე მეტად რთული საქმეა. ეს განსაკუთრებით რთულია სოფლის მეურნეობაში, რადგან სასოფლო-სამეურნეო წარმოება, დაპროექტების შესაძლებლობის თვალსაზრისით, სამრეწველო წარმოებისაგან მთელი რიგი რთული მახასიათებლებით განსხვავდება. თუ სამრეწველო წარმოების დაპროექტებისას შეგვიძლია საჭირო შედეგის მისაღებად ვცვალოთ ნებისმიერი წარმოების საშუალება, სოფლის მეურნეობაში ეს გამორიცხულია (შეუძლებელია მინდვრის რელიეფის ან კონფიგურაციის შეცვლა, სტიქიური მოვლენების გაუვნებელყოფა და სხვ.). თუმცა შეიძლება ზოგიერთი ფაქტორის რაციონალურად გამოყენება, რაიმეზე გავლენის შემცირება და ა. შ.

სასოფლო-სამეურნეო წარმოების დაპროექტების სირთულე იმაშიც მდგომარეობს, რომ ყოველთვის არა გვაქვს საშუალება ობიექტურად შევადაროთ ერთმანეთს მთელი რიგი საწარმოო ოპერაციები, მათი შედეგების ზუსტი რაოდენობრივი შეფასების სიძნელის გამო.

ამიტომ, სასოფლო-სამეურნეო პროცესების დაპროექტებისა და გაანგარიშების დროს, საჭირო ხდება მივმართოთ ბუნებრივი მოვლენების ანალიზს, მათი გამეორების კანონის ახსნას და აღბათობის თეორიას.

ამჟამად დამუშავებულია და ხმარებაშია გამოყენებითი მათემატიკური მეთოდები, რომლებიც საშუალებას გვაძლევს ვიპოვოთ ყველაზე ხელსაყრელი (ოპტიმალური) გადაწყვეტა ყველა შესაძლო ვარიანტის გადასინჯვის გარეშე. ეს მეთოდებია — სასოფლო-სამეურნეო საწარმოო პროცესების ოპტიმალური დაპროექტება, წრფივი, არაწრფივი, მთელრიცხოვრივი, სტოქასტიკური და დინამიკური პროგრამირება, თამაშისა და ძეგნის თეორია, კომბინატორული და სტატისტიკური მოდელირების მეთოდი და სხვ.

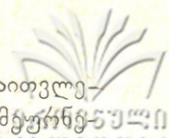
ასეთ დისციპლინებს მიეკუთვნება მასობრივი მომსახურების თეორია. იგი შედარებით ახალია და ბევრ საკითხში ჯერ გამოუყენებელი არ არის. ამ თეორიის იდეა და მეთოდები ბოლო წლებში ინტენსიურად იწერება მრავალ გამოყენებით სფეროში; ამასთან, იმ ამოცანების არე, რომელიც თეორიით ამოიხსნება, განუწყვეტლივ ფართოვდება. ეს მისი მათემატიკური აპარატის სპეციფიკითა და იმ პრაქტიკული ამოცანებით აიხსნება, რომლებიც მას შეუძლია გადაწყვიტოს.

მასობრივი მომსახურების თეორია, ეყრდნობა რა ალბათობის თეორიის აპარატს, სწავლობს ძირითადად მასობრივ მომსახურებასთან დაკავშირებულ საკითხებს. მის მიზანს წარმოადგენს არა რაიმე კონკრეტული მომსახურების პროცესის შესწავლა, არამედ, ტიპური ამოცანების გადაწყვეტის მეთოდების შემუშავება, რომლებიც სხვადასხვა სფეროს ამოცანების რეალიზაციაში გამოდგება.

მასობრივი მომსახურების თეორია საშუალებას გვაძლევს რაოდენობრივად აღვწეროთ რთული საწარმოო პროცესი და უფრო ღრმად ჩავხედოთ მასში. მისი დახმარებით შეიძლება ჩატარდეს ეკონომიკური ექსპერიმენტი ქალაქზე — შეიცვალოს სხვადასხვა მიმართულებით საწარმოო პროცესის პარამეტრები და გამოვლინდეს ამ ცდით გამოწვეული შედეგები.

სასოფლო-სამეურნეო საწარმოო პროცესებისა და ოპერაციების პროექტების დროს მასობრივი მომსახურების თეორიის გამოყენებით შეიძლება განისაზღვროს მათი შესრულებისათვის რაციონალური სქემა. ურთიერთშეთანხმებული მორიგეობა, მანქანათა ტიპები, მუშახელისა და მანქანების რაოდენობა, სარემონტო და ტექნომომსახურების საშუალებების სატრანსპორტო ამოცანები, სასაწყობო მეურნეობა და სხვა უამრავი მსგავსი საკითხი, რომლებიც მიმართული იქნება შრომის ნაყოფიერებისა და პარალელურობის ზრდისაკენ და მის წარმოებაზე გაწეული შრომისა და მატერიალური ხარჯების შემცირებისაკენ.

მასობრივი მომსახურების თეორია სწავლობს ისეთ პროცესებს, როგორც, ერთი მხრივ, მუდამ წარმოიშვება მოთხოვნები რაიმე სამუშაოს შესრულებაზე (მომსახურებაზე), ხოლო, მეორე მხრივ, მუდმივად ხდება მოთხოვნების დაკმაყოფილება, ე. ი. სრულდება მომსახურება. მოთხოვნების წყაროს ეწოდება მოსამსახურებელი სისტემა, ხოლო შემსრულებელი მომსახურე; ორივეს ერთად — მასობრივი მომსახურების სისტემა. იგი შედგება შემდეგი ელემენტებისაგან: სისტემაში შემავალი ნაკადი (მოთხოვნათა ანუ განაცხადების ნაკადი), მომსახურე ობიექტები (მანქანები, მექანიზმები, აპარატები), მოთხოვნების რიგი, მომსახურება და გამოძახების ნაკადი.



სოფლის მეურნეობაში მასობრივი მომსახურების სისტემად ჩაითვლება ყველა წარმოება და წარმოებაში შემავალი რგოლი. თვით კომპლექტების ან საბჭოთა მეურნეობა შეგვიძლია განვიხილოთ როგორც მომსახურების სისტემა, ხოლო ბრიგადები, რგოლები, წარმოების საშუალებები კი მომსახურე ობიექტები.

მომსახურებაზე მოსული მოთხოვნების ანუ განაცხადების ნაკადს აქ წარმოადგენს სხვადასხვა პროდუქციის წარმოების გეგმა, ტექნოლოგია და სხვ. წარმოების პროცესში თანდათან ჩნდება მოთხოვნათა სხვადასხვა ნაკადი. მაგალითად, თუ დასაწყისში რაიმე პროდუქციის წარმოების ტექნოლოგია მოთხოვნათა ნაკადს წარმოადგენს, შემდგომში შეიძლება თვითონ გახდეს მოთხოვნების წარმომშობი წყარო. ტექნოლოგიაში გათვალისწინებული ოპერაციები უკვე ცალკეულ განაცხადს წარმოადგენს, რომლებსაც აუცილებლად უნდა გაეწიოს მომსახურება.

მცენარის განვითარების ბიოლოგიური პროცესიც განაცხადების უწყვეტი წყაროა. მცენარე სიცოცხლის მთელ პერიოდში წარმოშობს მოთხოვნებს საკვებზე, ქიმიურ დამუშავებაზე, ტენზე, მინერალურ და ორგანულ სასუქებზე, ნიადაგის დამუშავებაზე და სხვა. ამ მოთხოვნების დაკმაყოფილება კი ხდება სხვადასხვა მომსახურე ობიექტებით ან მომსახურების სისტემებით.

ანალოგიურად თუ მთლიან სისტემაში მომსახურე ობიექტს ბრიგადა ან მანქანა-ტრაქტორთა პარკი წარმოადგენს, თვით მანქანა-ტრაქტორთა პარკი შეგვიძლია განვიხილოთ, როგორც მომსახურე სისტემა და ობიექტებად კი მანქანების ერთეულები. გარკვეულ შემთხვევაში თვით მანქანა იქცევა მასობრივი მომსახურების სისტემად და მუშა ორგანოები მომსახურე ობიექტებად.

მასობრივი მომსახურების სისტემის ძირითადი ტიპებია უარის (კარგის), ლოდინის და შერეული სისტემა. ეს სისტემები ერთმანეთისაგან განსხვავდება მომსახურე სისტემის მდგომარეობითა და მოთხოვნაზე ზემოქმედების ხასიათით. მასობრივი მომსახურების თეორიის ანალიზური ფორმულების სწორად შერჩევისათვის, წინასწარ საჭიროა დავადგინოთ, თუ რომელ სისტემას ასახავს გამოსაკვლევი რეალური მოვლენა ან პრიციპი.

მათემატიკურად დამტკიცებულია, რომ თუ მოთხოვნათა ნაკადი უმარტივესია (ე. ი. ახასიათებს სტაციონარულობა, ორდინარობა და მერექმედების უქონლობა) და ცნობილია მისი პარამეტრი λ — დროის ერთეულში შემავალ მოთხოვნათა რაოდენობის მათემატიკური ლოდინი — იგი შეგვიძლია მთლიანად აღვწეროთ რაოდენობრივად პუასონის სისტემის დახმარებით:

$$P_k(t) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t} \quad (k = 1, 2, \dots)$$

სადაც $P_k(t)$ არის ალბათობა იმისა, რომ დროის $O-t$ ინტერვალში სისტემაში შევა k მოთხოვნა.

თუ შევცვლით k და t მნიშვნელობებს, ამ ფორმულას მივიღებთ შემდეგი ფორმისა: $P_k(t) = P_k(t)$ მოთხოვნათა ნაკადის ყველანაირი მდგომარეობის ალბათობა.

ამრიგად, თუ მოთხოვნათა ნაკადი უმარტივესია და ვიცით მისი პარამეტრი λ , შეგვიძლია მისი რაოდენობრივი აღწერა ალბათობათა განაწილების ფუნქციის მეშვეობით და ამის საფუძველზე გამოვიტანოთ დასკვნები მასობრივი მომსახურების სისტემის ფუნქციონირების ხასიათსა და გავლენებებზე.

გ ა ნ ვ ი ხ ი ლ ო თ კ ე რ ძ ო მ ა გ ა ლ ი თ ი.

განვსაზღვროთ მექანიზებულ ბრიგადაში დასაწვიმებელი ავტომობილების რაოდენობა. დავუშვათ, რომ მოთხოვნათა ნაკადის საშუალო ინტენსივობა $\lambda = 2$, ე. ი. დღეში საშუალოდ ორი ერთეული ნაკვეთი ითხოვს დაწვიმებას. ბუნებრივია, რომ მოთხოვნათა მოსვლის, ანუ დაწვიმების მომენტები სხვადასხვა ნაკვეთზე შემთხვევითია, ერთმანეთისაგან დამოუკიდებელი და ქმნის უმარტივეს ნაკადს. თუ მოთხოვნა დაწვიმებაზე არ დაემატება, მაშინ მომსახურების თეორიის ენით მოთხოვნა იკარგება. მას უარი ეთქვა; ამიტომ ეს ამოცანა მიეკუთვნება უარის სისტემას. ნაკვეთზე, რომელიც დროულად არ მოიწვეს, ადგილი ექნება ტენის ინტენსიურ კარგვას, წყალმართვ-ჰაეროვანი რეჟიმის დარღვევას და, აქედან გამომდინარე, მოსავლის დაზარალებას.

ნაკვეთების დაწვიმებისათვის საჭირო დრო შემთხვევითი სიდიდისაა. რადგან იგი დამოკიდებულია მრავალ ფაქტორზე (დაწვიმების დასაშვანი ინტენსივობა, ავრეგატის და ნაკვეთის მდგომარეობა, ტრაქტორისტის კვალიფიკაცია და სხვა) და შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ იგი ემორჩილება მანკანაშის განაწილების კანონს. მივიღოთ ერთეული ნაკვეთის დაწვიმებისათვის (მომსახურებისათვის) საჭირო დრო $t_{\text{გ.ო.}} = 1$ დღე).

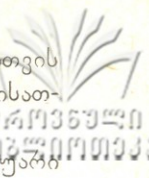
ავრეგატების რაოდენობის განსაზღვრისათვის ანგარიში ჩავატაროთ $n=2, 3, 4, 5$ და 6 მანკანაზე და საბოლოოდ შევარჩიოთ ყველაზე ოპტიმალური ვარიანტი საერთო ფულადი დანახარჯების მიხედვით.

განვსაზღვროთ პარამეტრი ანუ ერთი მოთხოვნის მომსახურების საშუალო დროის განმავლობაში მოსული განაცხადების საშუალო რაოდენობა.

$$\alpha = \lambda \cdot t_{\text{გ.ო.}} = 2 \cdot 1 = 2.$$

იმის ალბათობა, რომ ყველა ავრეგატი თავისუფალი იქნება, იანგარაშკის ფორმულით

$$P_0 = \left[\sum_{k=0}^n \frac{\alpha^k}{k!} \right]^{-1},$$



საიდანაც, თუ ჩავსვამთ მნიშვნელობებს, გვექნება: ღარი აგრეგატისათვის $P_0 = 0,200$; სამისათვის $P_0 = 0,158$; ოთხისათვის $P_0 = 0,143$; ხუთისათვის $P_0 = 0,138$; ექვსისათვის $P_0 = 0,136$.

ალბათობა იმისა, რომ ნაკვეთზე დაწვიმება ვერ ჩატარდება (უარყოფითად), ტოლია

$$P_n = \frac{\alpha^n}{n!} \cdot P_0$$

საიდანაც, თუ ჩავსვამთ მნიშვნელობებს აგრეგატების შესაბამისად, მივიღებთ P_n -ის მნიშვნელობებს: 0,400; 0,211; 0,095; 0,037; 0,012.

დაწვიმებით დაკავებული აგრეგატების საშუალო რაოდენობა იანგაზრდება ფორმულით:

$$M = \sum_{k=1}^n k \cdot P_k = \sum_{k=1}^n \frac{\alpha^k}{(k-1)!} \cdot P_0$$

რომელიც აგრეგატების რაოდენობის შესაბამისად ტოლი იქნება: 1,20, 1,58; 1,81; 1,93; 1,98. აგრეგატის დატვირთვის კოეფიციენტი $N_{\Sigma} = M/n$ და ტოლია 0,60; 0,53; 0,45; 0,39, 0,33. დაუტვირთავი აგრეგატების საშუალო რაოდენობა $N_0 = n - M$ და ტოლია 0,80; 1,42; 2,19; 3,07; 4,02. ერთი შეხედვით თავისუფალი აგრეგატების უმრავლესობა არახელსაყრელი უნდა იყოს. ამას ეკონომიკური ანგარიში დაგვანახებს.

ეკონომიკური ანგარიშის საილუსტრაციოდ მივიღოთ, რომ აგრეგატის ექსპლუატაცია დღეში ღირს 4 ერთეული ($q_8 = 4$), გაცდენით გამოწვეული დანახარჯები — 2 ერთეული ($q_8 - 2$) და მოსავლის დანაკარგები დაწვიმების დაგვიანების გამო — 10 ერთეული ($q_{\Sigma} = 10$). დანახარჯები იანგარიშება ფორმულით:

$$C_n = (q_0 \cdot M + q_8 \cdot N_0 + q_{\Sigma} \cdot P_n \cdot \lambda) T,$$

სადაც T დროის ინტერვალია (ერთი დღე). ანგარიშით მიღებული შედეგები მოცემულია პირველ ცხრილში

ცხრილი 1

აგრეგატების რაოდენობა	2	3	4	5	n
ხარჯები	14,40	13,38	13,52	14,60	16,20

როგორც ცხრილიდან ჩანს, ყველაზე ოპტიმალური ვარიანტია 3 აგრეგატის ბრიგადა, რადგან ფულადი დანახარჯები მცირე აქვს. ანალოგიუ-

რად შეიძლება განისაზღვროს აგრეგატების რაოდენობა შენამუღას კულტივაციაზე, სასუქების შეტანასა და სხვა.

განხილული მაგალითი გვიჩვენებს, რომ მასობრივი მომსახურების თანაორობა წარმატებით შეიძლება გამოვიყენოთ სასოფლო-სამეურნეო სარეწავე მოპროდუქციის დაპროექტებაში.

ლიტერატურა — Литература

1. Розенберг В. Я., Прохоров А. И., Что такое теория массового обслуживания, М., 1965.
 2. Новиков О. А., Петухов С. Н., Прикладные вопросы теории массового обслуживания, М., 1969.
-



УДК 631.1 : 631.3

А. Л. МЕЛИЯ, О. А. КАРЧАВА

РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИЗМЕРИТЕЛЯ ЗАГРУЗКИ И РАБОТЫ АГРЕГАТОВ

Дальнейшее совершенствование конструкций сельскохозяйственных тракторных агрегатов, внедрение автоматизации, улучшение способов эксплуатации машинно-тракторных агрегатов зависит от быстрого создания и внедрения средств объективной оценки качественных и количественных характеристик того или иного технологического процесса. Испытания и исследования сельскохозяйственных машин имеют своей главной целью, наряду с выявлением качества выполненной при их помощи работы, повышение эффективности и экономичности их использования в производственных условиях. Оценка качества работы производится исходя из того, насколько данная машина соблюдает те требования, которые предъявляются тому или иному процессу. Оценка же машин с точки зрения экономичности их использования в хозяйственных условиях производится в основном исходя из данных энергооценки.

Кроме указанного, экономичность машинно-тракторных агрегатов и автотранспортных средств непосредственно связана с повышением культуры эксплуатации этих средств.

В свою очередь повышение культуры эксплуатации машинно-тракторных агрегатов и автотранспортных средств зависит от их технического состояния.

В настоящее время имеется большое количество различных устройств контроля технического состояния, которые однако могут быть использованы только в стационарных условиях. Между тем необходимость контроля технического состояния тракторных агрегатов, так и автотранспортных средств непосредственно в процессе их эксплуатации является совершенно очевидной.

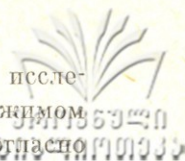
При оборудовании тракторных агрегатов и автотранспортных средств работомерами с измерителями загрузки двигателей внутреннего сгорания открываются весьма перспективные возможности: во-первых, экономии горюче-смазочных материалов, во-вторых, энергетической оценки того или иного технологического процесса с последующим выявлением его оптимальных характеристик.

Таким образом, прибор Л. 1 дает возможность проводить энергетические исследования различных агрегатов с целью создания их рациональных конструкций и, что самое важное, дает определенный экономический эффект за счет экономии горючего. Это будет пояснено несколько ниже. И в-третьих, дает возможность проведения объективного нормирования расхода топлива в конкретных хозяйствах. Кроме указанного, такое устройство дает возможность определенной экономии денежных средств за счет увеличения гарантийного срока эксплуатации таких агрегатов. При этом, как известно из Л. 3 в обоих случаях необходимым является определение произведенной тем или иным средством работы.

Конкретизируя вышесказанное, можно сформулировать пять основных пунктов необходимости разработки и внедрения указанных измерителей в виде:

1. Увеличение сроков межкапитальных ремонтов, что достигается контролем оптимальной загрузки тракторного агрегата (измеритель мощности в эксплуатационных условиях).
2. Повышение производительности за счет улучшения качественных и количественных характеристик тракторных агрегатов, а также поддержание оптимального режима работы (измеритель, испытания и исследования).
3. Повышение норм выработки (дифференцирование в зависимости от конкретных условий) вследствие объективной оценки энергоемкости непосредственно в эксплуатационных условиях.
4. Уменьшение норм расхода топлива (дифференцирование в зависимости от конкретных условий) вследствие объективной оценки энергоемкости непосредственно в эксплуатационных условиях.
5. Уменьшение удельного расхода топлива за счет поддержания экономичного режима работы тракторного агрегата механизатором путем объективной оценки экономичного режима тракторного агрегата прибором — измерителем загрузки.

Расшифровывая каждый из пяти пунктов в приведенной последовательности, а именно увеличение сроков межкапитальных ремонтов, что достигается определением и поддержанием оптималь-



ных нагрузочных режимов тракторных двигателей согласно исследований Л. 2, 3, можно считать, что наиболее выгодным режимом является 90% загрузка тракторного агрегата. При этом согласно данным Л. 4 ожидаемый эффект увеличения сроков межкапитальных ремонтов колеблется в пределах 10% от номинального значения этого срока. Для подсчета денежной экономии указанного эффекта воспользуемся следующим.

Время межкапитальных ремонтов для тракторных двигателей средней мощности, например ДТ-75 составляет около 4000 час.

Для расчета денежного выражения экономии указанного эффекта определим стоимость одного часа использования тракторного агрегата. Стоимость трактора средней мощности приблизительно составляет 1800 руб. Общий срок службы по данным Л. 3 не превышает 8 лет, т. к. срок меж. кап. ремонта 4000 час. и после кап. ремонта трактор работает приблизительно такой же срок 4000 час. то общий срок составляет около 8000 час. Сумма эксплуатационных расходов межкапитального ремонта, капитального ремонта и эксплуатационных расходов после кап. ремонта оценивается приблизительно в 30% от стоимости трактора, т. е. составляет 540 руб. Тарифная ставка механизатора в смену согласно Л. 3 (стр. 80), равна 5 руб. и в час будет $\frac{5}{7}$.

Общие затраты на его содержание будут $\frac{5 \cdot 8000}{7}$. Следовательно стоимость одного часа пользования трактором может быть определена как $\left(54 + \frac{5 \cdot 800}{7} \right) : 8000 \approx 14 \text{ руб. } 10\% \text{ меж. кап.}$ ремонта 400 час. составит 400 руб., т. к. трактор в году нарабатывает около 1000 часов, то годовой эффект E_4' будет равен 100 руб., разумеется за вычетом заработной платы механизатора в теч. 100 час. $E_4' = 100 - 100 \cdot \frac{5}{7} = 30 \text{ руб.}$

Повышение производительности за счет улучшения качественных и количественных характеристик тракторных агрегатов, что является результатом испытаний, доводки конструкции согласно исследований Л. 4 колеблется в пределах от 5% до 10%. Принимая низший предел увеличения производительности, т. е. 5%, можно подсчитать денежное выражение экономии по пункту 2. В течение смены тракторный агрегат выполняет определенный объем работ 6,6 га/см по классу У. Л. 3. денежное выражение второго в смену

составляет 7 руб., следовательно стоимость одного га будет $\frac{6}{6}$

Повышение производительности на 5% дает дополнительно $\frac{7}{6}$

$$= 0,33 \text{ га, а в течение года } E_c^2 = 0,33 \cdot 150 \cdot \frac{7}{6} = 38 \text{ руб}$$

Повышение точности норм выработки, дифференцирование в зависимости от конкретных условий в следствие объективной оценки энергоемкости непосредственно в эксплуатационных условиях, использование измерительных приборов, согласно данных Л. 3 возможно (как пишет автор Л. 3) на основе:

1. Повышения точности определения удельного сопротивления машин-орудий или удельных энергозатрат.

2. Повышения точности определения оптимальной степени загрузки, тяговых и энергетических показателей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

При существующих и применяемых в настоящее время средствах измерений увеличение точности норм выработки возможно в большинстве случаев лишь за счет увеличения числа опытов и наблюдений, стоимость которых велика. Стоимость одного опыта по определению удельного сопротивления машин-орудий встряхиваемым динамометром РТТК-АФИ составляет 8÷14 руб. При установлении измерителя загрузки и работы непосредственно на тракторе такие издержки отсутствуют. Кроме того, появляется возможность снижения погрешности определения такого нормообразующего фактора, как удельное тяговое сопротивление с $\pm 7,5\%$ до $\pm 2,5\%$, что в свою очередь приводит к уменьшению погрешности нормы выработки почти в таких же пределах, т. е. на 5%. Увеличение нормы выработки на 5% даст такое же денежное выражение экономии, как и по пункту 2, т. е. $E_c^3 = 38$ р.

Из выражения $\frac{\Delta q}{q} = \frac{\Delta Q_{cm}}{Q} + \frac{\Delta W_{cm}}{W_{cm}}$ используемого в Л. 3 ясно, что погрешность норм расхода топлива выше погрешности норм выработки на величину $\frac{\Delta W_{cm}}{W_{cm}}$, т. е. уменьшением указанной величины, как это было показано выше, на 5% мы можем добиться уменьшения погрешности нормы расхода также на 5%, что в свою очередь даст уменьшение нормы расхода горючего также на 5%. Используя данные Л. 3 таблицы 34 для трактора ДТ-75 $q =$



123 кг/га, $C_0=0.03$ мы можем определить денежное выражение экономии за счет снижения нормы расхода горючего на 0,6 кг/га в течение смены $W=6,6$ га/см, т. е. в смену будет сэкономлено горючего $0,6 \cdot 6,6$ а в течение года $150 \cdot 0,6 \cdot 6,6=600$ кг горючего и денежное выражение от экономии количества этого горючего составит $600 \cdot 10,03=18$ руб. = $E_{\text{г}}$

Для пояснения возможностей экономии горючего по пункту 5 воспользуемся характеристикой, построенной согласно данным таблицы 19, НАТИ $q_0=f(N_e)$ и переведенной согласно таблицы 34 в кг/га при $K_0=0,54 \div 0,59$ кг/см²;

Наиболее оптимальным режимом работы с точки зрения экономии горючего, так и с точки зрения обеспечения максимальной производительности тракторного агрегата является режим работы агрегата, которая соответствует 90% загрузке двигателя.

В эксплуатационных условиях из-за невозможности в настоящее время определения такой загрузки двигатель часто работает далеко не в экономичном режиме. При поддержании режима работы агрегата, соответствующего загрузке двигателя около 90%, что контролируется прибором, можно добиться экономии горючего на 1 л.

В течение смены тракторный агрегат в среднем нарабатывает около 6,6 га/см, следовательно экономия горючего составит около 6 литров в смену, а денежное выражение экономии в течение года составит $E_r^5=6 \cdot 10,03 \cdot 150=27$ руб.

Годовая экономия может быть подсчитана по формуле:

$$\Delta_r = [E_r^1 + E_r^2 + E_r^3 + E_r^4 + E_r^5 - E_n \cdot K_r] \cdot B - E_n K_e \tag{1}$$

E_n — нормативный коэффициент экономической эффективности капиталовложений.

B — объем внедрения

K_e — единовременные капиталовложения

K_r — годовые капиталовложения.

В свою очередь для определения калькуляции на стр. 7, приведены составные, детали и узлы механической и электрической частей измерителя.

После определения $K_r=140$ руб. по формуле (1),

$$E_r = [(151) - 0,12 \cdot 145] = 129;$$

При серийном производстве, стоимость прибора может быть снижена до 50 рублей.



Л и т е р а т у р а

1. Мелия А. Л. Цифровой магнитоупругий измеритель загрузки и работы агрегатов. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства № 10, 1976.
2. Меллер Х. Р. К вопросу определения оптимальной степени загрузки тракторного двигателя. Сборник научных трудов Эстонской сельскохозяйственной академии № 21, Тарту, 1961.
3. Барам Х. Г., Научные основы технического нормирования механизированных полевых работ. Изд-во «Колос», 1970.
4. Свиршевский Б. С., Эксплуатация машинно-тракторного парка, М. Гос. изд. сельхоз. лит., 1958.



УДК 633.72.631.37

მ. თედორაძე, მ. ოდიშელიძე

მომზადებულია როტაციულდანიანი ხელის ჩაის ფოთლის საკრეფი აპარატის
(კვება აკუმულატორიდან) გამოცდის შედეგები

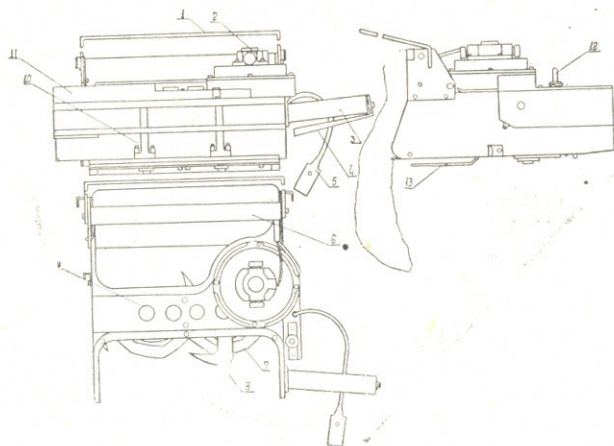
უკანასკნელ პერიოდში განსაკუთრებული ყურადღება ექცევა ჩაისა და სუბტროპიკული კულტურების განვითარებას, ამის ნათელი დადასტურებაა ახლახან საკავშირო მინისტრთა საბჭოს მიერ მიღებული დადგენილება სამხრეთული და სუბტროპიკული კულტურების მოსავლიანობის გადიდების ღონისძიებათა შესახებ. აქ საზღვასმულია, რომ დიდი ყურადღება უნდა მიექცეს ჩაის ფოთლის კრეფის მექანიზაციას, კერძოდ, უნდა განვითარდეს და შეიქმნას სამამულო წარმოების ხელის მოტორიზებული ჩაის საკრეფი და სასხლავი მანქანები. ჩვენთან უკვე ფართოდ დაინერგა იაპონური წარმოების ჩაის ფოთლის საკრეფი და სასხლავი მანქანები. დაჩქარებული ტემპით მიმდინარეობს სამამულო წარმოების მანქანების შექმნაც. როგორც აღნიშნულ მანქანებზე დაკვირვებამ გვიჩვენა, აპარატებზე საგრძნობლად შეიმჩნევა მოძრავი სეგმენტებიანი დანის მიერ წარმოქმნილი ინერციის ძალები (ვიბრაციები), რომლებიც სტანდარტით დასაშვებზე მეტია, რაც ძალზე ღლის მკრეფავს და უარყოფითად მოქმედებს მასზე.

მეორე ძირითადი უარყოფითი მხარეა ის, რომ პლანტაციებში საჭიროა ელექტროქსელის გაყვანა. ეს მოითხოვს დიდ დროს და ძვირი ჯდება. ამ ნაკლოვან მხარეს იაპონელებმაც მიაქციეს ყურადღება და მათ მიერ იქნა შემოთავაზებული ჰორიზონტალურ სიბრტყეში მბრუნავი როტაციულ-დანიანი ხელის საკრეფი აპარატი RA—B, რომლის კვება წარმოებდა სპეციალური 12 კვ-ანი აკუმულატორით. აღნიშნული აპარატი გამოირიცხავს როგორც ინერციის ძალებს, ასევე ელექტროქსელის გაყვანას.

აპარატის მოკლე აღწერა

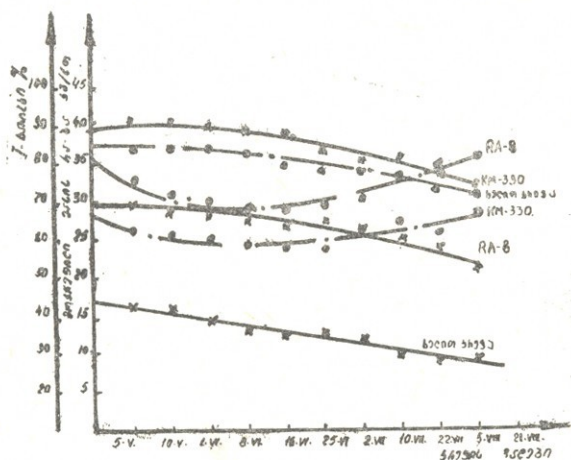
როტაციულდანიანი ჩაის ფოთლის საკრეფი ხელის აპარატი (კვება აკუმულატორიდან) შედგება შემდეგი ძირითადი კვანძებისაგან კორპუსისაგან (11), ბრტყელი ტიპის ელექტროძრავისაგან (2), გადაცემის კბილანისა-

გან (9), ორი ჰორიზონტალურ სიბრტყეში მოძრავი როტაციული დახისაგან (8), რომლებსაც ვერტიკალურ ღერძებზე განლაგებული აქსელური (10) ჭრის საწინააღმდეგო დანებისაგან (7), სახელურის საგნისაგან (11) ტომატური გამომრთველი მოწყობილობისაგან (12), ტომარისაგან



ნახ. 1.

(14), 30-მეტრიანი კაბელისა და დენის წყაროსაგან (აკუმულატორი) (15) აპარატის კონსტრუქცია შესრულებულია შემდეგი თანმიმდევრობით: ძირითადი კორპუსის ზედა მარცხენა მხარეს მოთავსებულია ბრტყელი ტომარის



ნახ. 2.

პის ელექტროძრავა 70 ვატის სიმძლავრით, რომლის დაცვიდან კბილანთ გადაცემების (9) ჯგუფით მოძრაობა გადაეცემა ვერტიკალურ ღერძს (10), რომელთა ბოლოზე ჰორიზონტალურ სიბრტყეში დასმულია როტაციული დანები (8). გადაცემა ისეა შერჩეული, რომ დანები ღებულ

ბუნ 1000—1100 ბრუნს წუთში; დანებს ზემოდან, ამავე ღერძებზე. დამაგრებულია ფრთოვანები, რომლებიც ბრუნვის შედეგად ქმნიან ჰაერის ნაკადს და ახდენენ მოკრეფილი მასის ტრანსპორტირებას. კორპუსის ზედა ნაწილში არის სპეციალური სამაგრები (11) ტომარის მისამაგრებლად. ხოლო მარცხენა მხარეს, ძრავის გვერდზე დამონტაჟებულია ავტომატური გამომრთველის ძირითადი კორპუსი და აქვეა ჩვეულებრივი ჩამრთველი (12).

ორივე სახელოებზე მონტირებულია ავტომატური გამომრთველების ბერკეტები (1), რომლებიც იმის საშუალებას იძლევა, რომ თუ მკრეფავს მარჯვენა ხელში აპარატი არასაიმედოდ უჭირავს, მაშინ ავტომატი გამორთავს დანებს და ისინი არ მოძრაობენ, ხოლო თუ მარცხენა ხელში უჭირავს არასაიმედოდ, მაშინ დანები ბრუნავენ. მაგრამ ძალიან ნელა.

ძრავის წინა ნაწილიდან (2) გამოდის დენმიმცვანი, რომლის ბოლოზეც დამაგრებულია შტეფსელი (5), სადაც ხდება კაბელის ერთი ბოლოს როზეტის მიერთება.

აპარატის მოკლე ტექნიკური დახასიათება

1. აპარატის ტიპი — როტაციული, ჰორიზონტალურ სიბრტყეში ბრუნავი დანებით,
2. მოკრეფილი მასის ტრანსპორტირება — ფრთოვანებით შექმნილი ჰაერის ნაკადით,
3. მოდების სიმაღლე — 27,5 სმ,
4. მწარმოებლობა — 25—30 სმ/სთ,
5. ამძრავი ბრტყელი ტიპის ელექტროძრავა,
6. კვება — აკუმულატორიდან,
7. წონა — 2,9 კგ.

ძ რ ა ვ ა

1. ტიპი — ბრტყელი,
2. ძაბვა — 24 ვ,
3. სიმძლავრე — 70 ვტ,
4. ბრუნთა რიცხვი — 11000 ბრ/წთ.

კ ა ბ ე ლ ი

1. ტიპი — სპეციალური გარსაცმით,
2. მავთულების რაოდენობა — 2,
3. სიგრძე — 30,
4. კვეთი — 4 კვადრეტი.

1. ტიპი — სველი,
2. ძაბვა — 24 ვ,
3. წონა — 14 კგ,
4. მუშაობის ხანგრძლივობა — 8 სთ,
5. დატენვისათვის საჭირო დრო — 12 სთ,
6. ზომები — 24 X 20 X 17.

აპარატის მუშაობის ტექნოლოგიური პროცესი

ჩაის ფოთლის კრეფის ტექნოლოგიური პროცესი მიმდინარეობს შემდეგნაირად (ნახ. 3): მკრეფავი საკრეფი აპარატის კაბელს და აკუმულატორს დააწყობს მოსაკრეფი პლანტაციის ერთ-ერთ თავში. იღებს აპარატს ხელში, წამოაძვრის ტომარას, შემდეგ უერთებს კაბელს ჩანგლის აპარატის შტეფსელში. გამორთავს აპარატს გამომრთველი სახელურით, შემდეგ აკუმულატორს დებს რიგის დასაწყისში ან შუაში (ის დამოკიდებულია შპალერების ფორმასა და სიგრძეზე), უერთებს კაბელის ბოლოს (ჩანგლის) აკუმულატორის შტეფსელში. შემდეგ იღებს აპარატს და საიმედო იკავებს ორივე ხელში (წინააღმდეგ შემთხვევაში აპარატი არ იმუშავებს და არ იწყებს კრეფას). მკრეფავი ცდილობს, რომ აპარატი ამოძრავდეს ტრანსპორტირება. გადაადგილების სიჩქარეს და აპარატის ბუჩქში მოხრეხვის სიმაღლეს ირჩევს თვით მკრეფავი თავის შეხედულებით, მოსაკრეფი შპალერზე შემოსული ჩაის მიხედვით.

გადაადგილებს რა მკრეფავი აპარატს შპალერზე, დანები ჭრიან ვაკეულ სიმაღლეზე დუყებს და ამავე დანების ღერძებზე დამაგრებულ ფრთოვანების მიერ შექმნილი ჰაერის ნაკადის დახმარებით, ის გადაიყვანება შემგროვებელ ტომარაში.

გამოცდის მიზანი და მოკლე მეთოდოლოგია

გამოცდის მიზანს შეადგენდა, დაგვედგინა აღნიშნული აპარატის მოყვანების პერსპექტიულობა ჩვენი რესპუბლიკის პლანტაციებში, მისი დანების და უარყოფითი მხარეები და მისი პრაქტიკაში დანერგვის ციონალურობა.

გამოცდა წარმოებდა გალის რაიონის სიდის კონსტიტუციის სახელობის ჩაის საბჭოთა მეურნეობაში. სპეციალურად გამოყოფილი 0,5 ჰა ფართობის ჩაის პლანტაციაზე. 1978—79 წელს სეზონზე მოსავლის ამოღების მანქანების კათედრის გამგის პროფ. გ. შხვაცაბაიას ხელმძღვანელობით გამოცდა ტარდებოდა, როგორც ცალკე აპარატის მაჩვენებლების შესწავლისათვის, ასევე შედარებით მაჩვენებლების დასადგენად სეგმენტურობის ტიპის KM—330 მარკის საკრეფი აპარატთან.



გამოცდის დროს ძირითადად შეისწავლე ბოდა:

1. აპარატის მწარმოებლობა, კგ/სთ,
2. მოკრეფილი მასის ხარისხი, %,
3. ბუჩქის დაზიანება, %,
4. დანაკარგები მოკრეფილ მასაში შემოუსვლედი და ბუჩქზე დატო-
ვებული ღუყების რაოდენობის მიხედვით, %.
5. დროის დანაკარგები აპარატის მომსახურებაზე, სთ.
6. დროის გამოყენების კოეფიციენტი,
7. აკუმულატორის მუშაობის რეჟიმი, მისი მუშაობის ხანგრძლივობა
და თავისებურებანი.

აპარატის გამოცდა ტარდებოდა როგორც საველე, ასევე ადგილზე მო-
წყობილ საველე ლაბორატორიულ პირობებში.

გამოცდის დროს ძირითადად ვხელმძღვანელობდით ჩაის მანქანების
გამოცდის მეთოდით OCT-40-152—74.

გამოცდის და დაკვირვებების შედეგები მუშავდებოდა ელექტრონულ
გამომთვლელ მანქანაზე, ვარიაციულ-სტატისტიკური მეთოდების გამოყე-
ნებით.

1

ცხრილი 1

შრომის მწარმოებლობის მაჩვენებლები საშუალოდ ხუთი კრეფისათვის

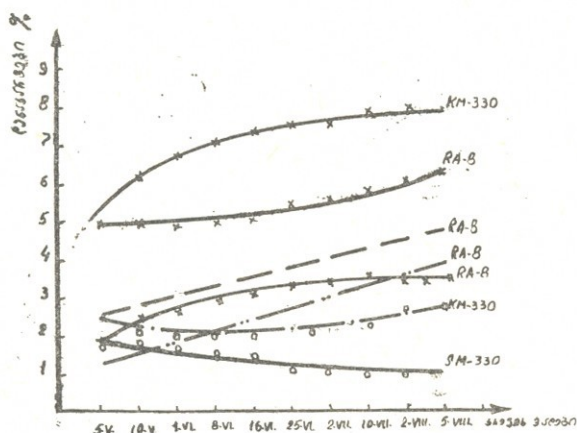
ცდის ვარიანტები	მწარმოებლობა საათში (სუფთა დრო- მ, კგ)	ცვლის დროის გამოყენების კოეფიციენტი	ცვლის დროის საათობრივი მწარმოებლობა	
			კგ	%
ხელით კრეფა (სამეურნო ონტროლი)	100	0,3	70	100
კრეფა აპარატით (RA-8)	25	0,7	175	250
კრეფა აპარატით (KM-330)	25	0,75	245	350

გამოცდის შედეგები

როგორც აპარატის გამოკვლევის შედეგებმა გვიჩვენა სევმენტური
ტიპის აპარატთან შედარებით, როტაციული ტიპის აპარატის მოკრეფილი
მასის რაოდენობისა (მწარმოებლობის) და ხარისხობრივი შემადგენლობის
შესახებ ნათელ სურათს იძლევა მე-2 ნახ. (ცხრ. 1). როგორც დიაგრამიდან
ჩანს, RA-8-ის მწარმოებელი, სრული ერთი საათის განმავლობაში, მთელი
სეზონის პერიოდში მერყეობს 35 კგ-დან 15 კგ-მდე, საშუალოდ 20—25 კგ.
ხოლო KM-330-ისა კი 20—40 კგ-მდე, საშუალოდ 30—35 კგ. როგორც
ვხედავთ, წარმადობა KM-330-თან შედარებით დაბალია, რაც უნდა აიხს-
ნას შემდეგი ფაქტორებით: 1) რომ მანქანის მოდების განი მცირეა KM-
330-თან შედარებით, 55 მმ. 2) როტაციულიდანების მოძრაობა საშუალებას
არ იძლევა ვიმოძრაოთ შედარებით ჩქარა, ვიდრე სევმენტური დანების გა-

303 304 305 306 307 308 309 310 311 312 313 314 315 316 317 318 319 320 321 322 323 324 325 326 327 328 329 330 331 332 333 334 335 336 337 338 339 340 341 342 343 344 345 346 347 348 349 350 351 352 353 354 355 356 357 358 359 360 361 362 363 364 365 366 367 368 369 370 371 372 373 374 375 376 377 378 379 380 381 382 383 384 385 386 387 388 389 390 391 392 393 394 395 396 397 398 399 400 401 402 403 404 405 406 407 408 409 410 411 412 413 414 415 416 417 418 419 420 421 422 423 424 425 426 427 428 429 430 431 432 433 434 435 436 437 438 439 440 441 442 443 444 445 446 447 448 449 450 451 452 453 454 455 456 457 458 459 460 461 462 463 464 465 466 467 468 469 470 471 472 473 474 475 476 477 478 479 480 481 482 483 484 485 486 487 488 489 490 491 492 493 494 495 496 497 498 499 500 501 502 503 504 505 506 507 508 509 510 511 512 513 514 515 516 517 518 519 520 521 522 523 524 525 526 527 528 529 530 531 532 533 534 535 536 537 538 539 540 541 542 543 544 545 546 547 548 549 550 551 552 553 554 555 556 557 558 559 560 561 562 563 564 565 566 567 568 569 570 571 572 573 574 575 576 577 578 579 580 581 582 583 584 585 586 587 588 589 590 591 592 593 594 595 596 597 598 599 600 601 602 603 604 605 606 607 608 609 610 611 612 613 614 615 616 617 618 619 620 621 622 623 624 625 626 627 628 629 630 631 632 633 634 635 636 637 638 639 640 641 642 643 644 645 646 647 648 649 650 651 652 653 654 655 656 657 658 659 660 661 662 663 664 665 666 667 668 669 670 671 672 673 674 675 676 677 678 679 680 681 682 683 684 685 686 687 688 689 690 691 692 693 694 695 696 697 698 699 700 701 702 703 704 705 706 707 708 709 710 711 712 713 714 715 716 717 718 719 720 721 722 723 724 725 726 727 728 729 730 731 732 733 734 735 736 737 738 739 740 741 742 743 744 745 746 747 748 749 750 751 752 753 754 755 756 757 758 759 760 761 762 763 764 765 766 767 768 769 770 771 772 773 774 775 776 777 778 779 780 781 782 783 784 785 786 787 788 789 790 791 792 793 794 795 796 797 798 799 800 801 802 803 804 805 806 807 808 809 810 811 812 813 814 815 816 817 818 819 820 821 822 823 824 825 826 827 828 829 830 831 832 833 834 835 836 837 838 839 840 841 842 843 844 845 846 847 848 849 850 851 852 853 854 855 856 857 858 859 860 861 862 863 864 865 866 867 868 869 870 871 872 873 874 875 876 877 878 879 880 881 882 883 884 885 886 887 888 889 890 891 892 893 894 895 896 897 898 899 900 901 902 903 904 905 906 907 908 909 910 911 912 913 914 915 916 917 918 919 920 921 922 923 924 925 926 927 928 929 930 931 932 933 934 935 936 937 938 939 940 941 942 943 944 945 946 947 948 949 950 951 952 953 954 955 956 957 958 959 960 961 962 963 964 965 966 967 968 969 970 971 972 973 974 975 976 977 978 979 980 981 982 983 984 985 986 987 988 989 990 991 992 993 994 995 996 997 998 999 1000 1001 1002 1003 1004 1005 1006 1007 1008 1009 1010 1011 1012 1013 1014 1015 1016 1017 1018 1019 1020 1021 1022 1023 1024 1025 1026 1027 1028 1029 1030 1031 1032 1033 1034 1035 1036 1037 1038 1039 1040 1041 1042 1043 1044 1045 1046 1047 1048 1049 1050 1051 1052 1053 1054 1055 1056 1057 1058 1059 1060 1061 1062 1063 1064 1065 1066 1067 1068 1069 1070 1071 1072 1073 1074 1075 1076 1077 1078 1079 1080 1081 1082 1083 1084 1085 1086 1087 1088 1089 1090 1091 1092 1093 1094 1095 1096 1097 1098 1099 1100 1101 1102 1103 1104 1105 1106 1107 1108 1109 1110 1111 1112 1113 1114 1115 1116 1117 1118 1119 1120 1121 1122 1123 1124 1125 1126 1127 1128 1129 1130 1131 1132 1133 1134 1135 1136 1137 1138 1139 1140 1141 1142 1143 1144 1145 1146 1147 1148 1149 1150 1151 1152 1153 1154 1155 1156 1157 1158 1159 1160 1161 1162 1163 1164 1165 1166 1167 1168 1169 1170 1171 1172 1173 1174 1175 1176 1177 1178 1179 1180 1181 1182 1183 1184 1185 1186 1187 1188 1189 1190 1191 1192 1193 1194 1195 1196 1197 1198 1199 1200 1201 1202 1203 1204 1205 1206 1207 1208 1209 1210 1211 1212 1213 1214 1215 1216 1217 1218 1219 1220 1221 1222 1223 1224 1225 1226 1227 1228 1229 1230 1231 1232 1233 1234 1235 1236 1237 1238 1239 1240 1241 1242 1243 1244 1245 1246 1247 1248 1249 1250 1251 1252 1253 1254 1255 1256 1257 1258 1259 1260 1

3030.



5.6 3.

როგორც მე-2 ცხრ. და მე-2 ნახ. ჩანს RA-8-ს საშუალო ხარისხის
ჩრდილი მაჩვენებელია 70,2%, ხოლო KM-330—65,8%.

ცხრილი

მოკრეფილი ჩაის ფოთლის შექანკიური ანალიზის მაჩვენებლები საშუალოდ სამი კრეფისათვის

ცდის ვარიანტები	ფრაქციის შემცველობა, %		
	ნ.ზი	მოუხეშო	უსეშო
ხელით კრეფა (საშეურნეო კონტროლი)	75,5	19,7	4,8
კრეფა აპარატით (RA-8)	80,2	26,6	3,2
კრეფა აპარატით (АМ-330).	67,2	25,4	7,4

თუ დანაკარგების მიხედვით ვიმსჯელებთ (ნახ. 2), RA-8-ს ძირითადი დანაკარგებია ბუჩქზე მოჭრილი ღუყების დატოვება და დუყის ბის ორმაგი ჭრა. ზოლო KM-330-ს აქვს სოლიდური დანაკარგები მხოლოდ რეზინის მასაში ნაზი შემოსული ღუყების სახით, რადგან იგი ძლიერ ღრმავდება ბუჩქში და იწვევს შემოსული ღუყების მოჭრას.

ჩატარებული საველე და ექსპერიმენტული გამოცდების შედეგებიდან შეიძლება გამოვიტანოთ შემდეგი დასკვნები:

1. საჭიროა მანქანის მწარმოებლობის გაზრდის მიზნით გაიზარდოს აპარატის მოდების განი.
2. მჭრელი აპარატის კონსტრუქცია მოითხოვს სათანადო დახვეწას, რადგან ადგილი აქვს ღეროების განივ გადახრას და მოუჭრელად დატოვებას, აგრეთვე ღუყების ორმაგ ჭრას.
3. გაძნელებულია მოჭრილი მასის ტრანსპორტირება, რადგან ფრთე-ში ვერ ქმნიან ჰაერის საკმარის ნაკადს, ამიტომ საჭიროა სათანადო კონსტრუქციის შემუშავება.
4. საჭიროა სათანადოდ შესწავლილი იქნეს დენის წყარო (აკუმულატორი), მისი მუშაობის რეჟიმი და შეირჩეს სამამულო წარმოების აკუმულატორი.
5. აპარატი თავის კონსტრუქციით და კვების წყაროთი იმსახურებს განსაკუთრებულ ყურადღებას, რადგან მანქანა KM-330 შედარებით მსუბუქია, გამოირიცხულია მასში ინერციის ძალები. კრეფს უფრო ხარისხოვან ჩაის და არ მოითხოვს ელექტროქსელის გაყვანას. ამიტომ მისი გამოყენება მიზანშეწონილი და რეალურია, თუ აღმოფხვრილი იქნება ზემოთ ჩამოთვლილი ნაკლოვანი მხარეები.

УДК 631.37 : 629.114.2

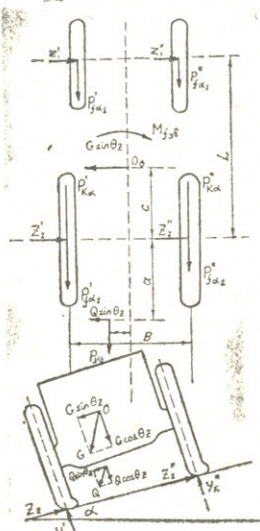
გ. მოსაუზილი, ნ. ხარაიშვილი

თვლიანი ტრაქტორების მღვრადობა სწორხაზოებრივი მოძრაობისადმი
უარღობაზე

ფერდობის განივად მოძრაობისას თვლიან ტრაქტორზე მოქმედებს რიგი ფაქტორებისა, რომლებიც იწვევენ მის გადახრას საწყისი მიმართულებიდან.

მინდვრის ზედაპირის პარალელურ სიბრტყეში ტრაქტორზე მომქმედ ძალები მისი სიმძიმის ცენტრის მიმართ ქმნიან მომებრუნებელ მომენტს, რომელიც ცდილობს შემოაბრუნოს ტრაქტორი ფერდობის დაღმა. ტრაქტორის სწორხაზობრივი მოძრაობა ირღვევა, როდესაც ამ მომენტის მნიშვნელობა გადააჭარბებს გვერდცდენის წინაღობის მომენტის მნიშვნელობას [1].

მომენტი $M_{\text{მათ}}$, რომელიც ცდილობს შემაბრუნოს ტრაქტორი ფერ-



606. 1.

დობის დაღმა, მით მეტია, რაც მეტია ფერდობის დახრა და რაც მაღლა სიმძიმის ცენტრი. მისი მნიშვნელობა მაქსიმალურია ფერდობის დახრის შემთხვევაში [4].

გარდა ამისა, $G \sin \alpha \cos \beta$ ძალის გავლენით ხდება ტრაქტორის წინა და უკანა თვლების გვერდცდენა, აგრეთვე ნიადაგის გვერდითი დეფორმაცია და წინა და უკანა ხიდის მოცურება მოძრაობის პროცესში, რომელთა სიდიდე დამოკიდებულია ტრაქტორის წინა და უკანა ხიდზე მოსული $G \sin \alpha \cos \beta$ ძალის მდგენელებზე, სადაც α ფერდობის კუთხეა, β — მოძრაობის მიმართულება.

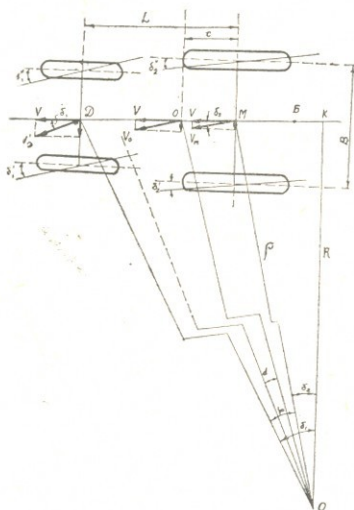
წინა და უკანა თვლების გვერდცდენის δ_1 და δ_2 კუთხის სიდიდე დამოკიდებულია აგრეთვე საბურავების კონსტრუქციაზე, საბურავებში წნევაზე (P_w), ფერდობის დახრის კუთხესა და მოძრაობის მიმართულებაზე, მანქანა-იარაღის წვევის წინაღობასა და მის მიმართულებაზე.

განვიხილოთ ტრაქტორის მოძრაობა ფერდობის განივად მართვის გარეშე ნეიტრალურ მდგომარეობაში ჩაკეტილი საჭის მექანიზმით (შემთხვევა — მოძრაობა მკვრივ ნიადაგებზე, როდესაც ნიადაგის გვერდით ძვრას და ტრაქტორის მოცურებას არა აქვს ადგილი).

დროის t მომენტში, როდესაც ტრაქტორი იმყოფება ფერდობის განივად და მიმართველი თვლები ნეიტრალურ მდგომარეობაშია (ე. ი. თვლების დისკოები პარალელურია ტრაქტორის გრძივი სიმეტრიის ღერძის), იმ შემთხვევაში, როდესაც $\delta_1 \neq \delta_2$ ტრაქტორის გრძივი სიმეტრიის ღერძი დახრილი იქნება ფერდობის პორიზონტალის მიმართ $\varphi = \delta$. δ_2 კუთხით. ასეთ პირობებში t დროის ზრდასთან ერთად ტრაქტორის მოძრაობისას მართვის გარეშე, მისი გრძივი სიმეტრიის ღერძი თანდათან გადაიხრება ფერდობისაკენ Θ კუთხით და პორიზონტალთან შეადგენს $[\Theta + (\delta_1 - \delta_2)]$ სიდიდის კუთხეს. ამ დროს ადგილი ექნება ტრაქტორის როგორც პარალელურ გადაადგილებას თავისთავის მიმართ, ასევე Θ კუთხით გამოწვეულ შემობრუნებას.

განვიხილოთ ტრაქტორის განივი მოძრაობა ფერდობზე მარცხენა დახრით ($\beta = 180^\circ$), როდესაც $\delta_1 > \delta_2$; საწყისად (t_0) ჩავთვალოთ ტრაქტორის მდგომარეობა დროის ისეთ მყის t მომენტში, როდესაც მისი გრძივი სიმეტრიის ღერძი ემთხვევა ფერდობის განივ მიმართულებას (x_0 ღერძს, ნახ. 2). ამ შემთხვევაში ტრაქტორის წინა და უკანა თვლების გვერდცდენის კუთხეები αx ღერძის მიმართ შეადგენენ δ_1 და δ_2 , რადგანაც $\delta_1 > \delta_2$, ამიტომ მოძრაობის დაწყებისას ტრაქტორი თანდათან შემობრუნდება ფერდობის მხარეს, ხოლო δ_1 და δ_2 კუთხეები იწყებენ თანდათან შემცირებას.

იუ ტრაქტორის ვამოძრავებთ მართვის გარეშე, ის თანდათან დაიკავებს ფერდობის გასწვრივ დაღმა მიმართულებას. ამ შემთხვევაში $\delta_1 = \delta_2 = \varphi$ ხოლო $\Theta = 90^\circ$, სადაც φ გამოხატავს გვერდცდენის კუთხეებს სხვაობას $\varphi = \delta_1 - \delta_2$. Θ კი არის კუთხე ტრაქტორის გრძივ ღერძსა და საწყის OX მიმართულებას შორის.



ნახ. 2.

საწყის მდგომარეობაში მოცემული დახრის ფერდობზე მოცემული პირობებისათვის ტრაქტორის თვლების გვერდცდენის კუთხეები მაქსიმალურია; რადგანაც ტრაქტორის სიმძიმის ცენტრი ახლოსაა უკანა წამყვან ხიდთან, ამიტომ საწყის მდგომარეობაში ფერდობის დახრის კუთხე უფრო ინტენსიურ გავლენას ახდენს უკანა წამყვან თვლებზე, ვიდრე წინაზე. ამიტომ ამ შემთხვევაში მათი სხვაობაც მაქსიმალურია:

$$\delta_{1max} - \delta_{2max} = \varphi_{max}. \quad (1)$$

ამ მომენტში ტრაქტორის თვითნებური მობრუნების რადიუსი მინიმალურია და გამოისახება შემდეგი დამოკიდებულებით (ნახ. 2):

$$R_{min} = \frac{L}{tg\delta_{1max} - tg\delta_{2max}} \approx \frac{L}{\delta_{1max} - \delta_{2max}} = \frac{L}{\varphi_{max}}$$

$\varphi = \delta_1 - \delta_2$ კუთხის ცვლილების სიჩქარე ტოლია:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d(\delta_1 - \delta_2)}{dt} \quad \text{რად/წმ} \quad (2)$$

ხოლო ტრაქტორის თვითნებური შემობრუნების კუთხური სიჩქარე ტოლია:

$$\omega = \dot{\Theta} = \frac{d\Theta}{dt}$$

ეროვნული
ბიბლიოთეკა

ფ კუთხის არსებობის გამო ტრაქტორის მოძრაობა ხდება მრუდხაზოვანი ტრაექტორიით. ტრაქტორის მოძრაობის დასახასიათებლად მოსახერხებელია განვიხილოთ მისი უკანა ხიდის შუა M წერტილის მოძრაობა.

საწყისი მომენტიდან dt დროის მონაკვეთში ტრაქტორის წამყვანი უკანა ხიდის შუა წერტილი M შემობრუნდება ბრუნვის მყისა O ცენტრის მიმართ $d\Theta$ კუთხით და აღწერს რკალს, რომლის სიგრძეა

$$dS = \rho d\Theta.$$

სადაც ρ ბრუნვის მყისი რადიუსია.

მეორე მხრივ ტრაქტორის დამყარებული მოძრაობისას v სიჩქარით, გვექნება:

$$dS = v dt$$

ამ ტოლობებიდან მივიღებთ, რომ $d\Theta = \frac{v}{\rho} dt$. შესაბამისად Θ კუთხე, რომელზედაც გადაიხრება ტრაქტორის გრძივი ღერძი საწყისი მიმართულებიდან დროის t მონაკვეთში და ტოლი იქნება:

$$\Theta = \int_0^t d\Theta = \int_0^t \frac{v}{\rho} dt = v \int_0^t \frac{1}{\rho} dt \quad \text{რად.} \quad (4)$$

M წერტილის მობრუნების მყისა რადიუსის განსაზღვრისათვის ნახაზიდან გვექნება

$$OM = \rho = \frac{R}{\cos \delta_1} = R$$

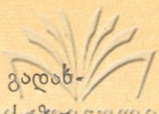
მობრუნების მყისა რადიუსი დროის t მომენტისათვის ტოლია:

$$\rho = R_1 = \frac{L}{\dot{\Phi} t} \quad (5)$$

შაშინ Θ კუთხის მნიშვნელობისათვის მივიღებთ:

$$\Theta = \int_0^t \frac{v}{L} \dot{\Phi} t dt = \frac{v}{L} \dot{\Phi} \frac{t^2}{2} \quad \text{რად.} \quad (6)$$

რადგანაც ტექნოლოგიური პროცესის შესრულებისას ტრაქტორის



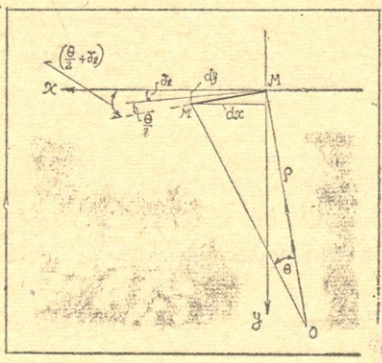
მოძრაობა ხდება მართვის მექანიზმით და მისი სიმეტრიის ღერძის გადან-
 რის სიდიდით OX ღერძიდან (კუთხე φ) მცირეა, ამიტომ საკმარისი სიზუსტით
 სწორედ შეიძლება ჩავთვალოთ, რომ ღერძობის განივად მართვით მოძრაო-
 ბისას კუთხე $\varphi = \delta_1 - \delta_2$ უცვლელია.

ამის გათვალისწინებით შეიძლება დავწეროთ

$$K = \rho = \frac{L}{\delta_1 - \delta_2} = \frac{L}{\varphi} \quad (7)$$

ამ შემთხვევაში Θ კუთხის განსაზღვრისათვის მივიღებთ შემდეგ გა-
 მოსახულებას.

$$\Theta = \int_0^t d\Theta = \int_0^t \frac{V}{R} dt = \frac{V}{L} \varphi t \quad \text{რად.} \quad (8)$$



ნახ.3.

ტრაქტორის უკანა ხიდის შუა M წერტილის გადაადგილებისას dS სიდი-
 დის რეალზე (M' მდებარეობა, ნახ. 3) ამ წერტილის კოორდინატები გადა-
 დგილობრივად x და y ღერძებზე ელემენტარული dx და dy სიდიდით, რო-
 მელთა მნიშვნელობაც ტოლია

$$dx = dS \cdot \cos \left(\frac{\Theta}{2} + \delta_2 \right) = \cos \left(\frac{\Theta}{2} + \delta_2 \right) \cdot V dt \quad (9)$$

$$dy = dS \cdot \sin \left(\frac{\Theta}{2} + \delta_2 \right) = \sin \left(\frac{\Theta}{2} + \delta_2 \right) V dt$$

$\left(\frac{\Theta}{2} + \delta_2 \right)$ კუთხის სიმცირის გამო პრაქტიკისათვის საკმარისი სიზუსტით M
 წერტილის კოორდინატებს ექნებათ შემდეგი მნიშვნელობები:

$$x_M = \int_0^t dx = \int_0^t V dt = Vt \quad (10)$$

$$y_M = \int_0^t V \left(\frac{\Theta}{2} + \delta_2 \right) dt = Vt \left(\frac{V}{4L} \varphi t + \delta_2 \right) \quad (11)$$

x_M და y_M კოორდინატებიდან t დროის გამორიცხვით მივიღებთ M წერტილის მოძრაობის ტრაექტორიის განტოლებას კურსის აღდგენამდე

$$y = -\frac{\varphi}{4L} x^2 + \delta_2 x \quad (12)$$

განვიხილოთ შემთხვევა, როდესაც $\delta_1 < \delta_2$ საწყისი მდებარეობა ისეთივეა, როგორც წინა შემთხვევაში: $\beta = 180^\circ$ ტრაქტორის გრძივი სიმეტრიის ღერძი ემთხვევა OX ღერძს; რადგანაც $\delta_1 < \delta_2$, ამიტომ ტრაქტორი იმოძრავეს მრუდხაზოვან ტრაექტორიაზე, რომლის ბრუნვის მყისა ცენტრი იქნება მოთავსებული ტრაქტორის მარჯვენ ფერდობის ზედა მხარეს. ამ შემთხვევაში მობრუნების რადიუსი R ტოლია:

$$R = \frac{L}{tg\delta_2 - tg\delta_1} \approx \frac{L}{\delta_2 - \delta_1} = -\frac{L}{\varphi} \quad (13)$$

ტრაქტორის შემობრუნებისას ბრუნვის მყისა O ცენტრის მიმართ $d\theta$ კუთხით, მისი სიმეტრიის გრძივი ღერძი გადაიხრება OX მიმართულებიდან $d\theta$ კუთხით.

Θ კუთხის სიდიდე გამოითვლება წინა შემთხვევის ანალოგიურად:

$$\Theta = \int_0^t \frac{V}{\rho} dt = -\frac{V}{L} \varphi t \quad \text{რად.} \quad (14)$$

ამ შემთხვევაში M წერტილის კოორდინატები იქნება:

$$x_M = \int_0^t dx = \int_0^t V dt = Vt \quad (15)$$

$$y_M = \int_0^t V \frac{-V}{2L} \varphi t dt = Vt \left(\delta_2 + \frac{V}{4L} \varphi t \right) \quad (16)$$

მიღებული 15 და 16 ტოლობები წინას ანალოგიურია. პირველ შემთხვევაში y_M -ის გამოსახულებაში შემაჯავლი კუთხე φ დადებითია, მეორე შემთხვევაში კი უარყოფითია.

იმ შემთხვევაში, როდესაც $\delta_1 = \delta_2 = \delta$, მაშინ ტრაქტორის მოძრაობისას ფერდობის განივად ჰორიზონტალის მიმართულებით მისი გრძივი ღერძი ყოველთვის პარალელური იქნება Ox ღერძის, ე. ი. ტრაქტორი დაადგილება თავისთავის პარალელურად და ამავე დროს თანდათანობით დაშორდება საწყის მიმართულებას (Ox ღერძს) ფერდობის მხარეს. ტრაქტორი ამ შემთხვევაში იმოძრაებს სწორ ხაზზე, რომელიც დახრილი იქნება საწყისი მიმართულებიდან ფერდობის მხარეს δ კუთხით. ამ შემთხვევაში M წერტილის კოორდინატები იქნება

$$x_M = \int_0^t V dt = Vt \quad (17)$$

$$y_M = \int_0^t V \cdot \delta dt = \delta Vt \quad (18)$$

ზოგადად განხილული შემთხვევების საფუძველზე, ტრაქტორის წამყვანი ხიდის შუა M წერტილის კოორდინატები შეიძლება გამოვსახოთ შემდეგი დამოკიდებულებებით:

$$x_M = Vt \text{ და } y_M = Vt \left(\delta_2 + \frac{V}{4L} \varphi t \right) \quad (19)$$

M წერტილის მოძრაობის ტრაექტორიის განტოლებისათვის გვექნება (კურსის აღდგენამდე)

$$y = \frac{\varphi}{4L} x^2 + \delta_1 x \quad (20)$$

თუ გავითვალისწინებთ φ კუთხის მნიშვნელობას, გვექნება

$$y_M = Vt \left[\delta_2 + \frac{V}{4L} (\delta_1 - \delta_2) t \right] \quad (21)$$

$$y_M = \frac{\delta_1 - \delta_2}{4L} x^2 + \delta_2 x \quad (22)$$

როგორც ცნობილია, გვერდცდენის კუთხეები პროპორციულია მათი გამომწვევი ძალის სიდიდის.

$$\delta_1 = \frac{G \cdot C}{L K_{y1}} \sin \alpha \cos \beta \quad (23)$$

$$\delta_2 = \frac{G(L-C)}{L K_{y2}} \sin \alpha \cdot \cos \beta \quad (24)$$

ბის მხარეს სწორხაზობრივად საწყისი მიმართულებისადმი $\delta_1 + \mu_1$ კუთხით

$$y_M = Vt(\delta_1 + \mu_1) > 0.$$

4) $\delta_1 = \delta_2$ და $\mu_1 > \mu_2$, ამ შემთხვევაში ტრაქტორი უხვევს ფერდობისაკენ

$$y_M = Vt \left(\psi_2 + \frac{Vt}{4L} \varphi_2 \right) > 0.$$

5) $\delta_1 = \delta_2$ და $\mu_1 = \mu_2$, ამ შემთხვევაში ტრაქტორი მოძრაობს სწორხაზობრივად. საწყისი მიმართულებისადმი ψ_2 კუთხით, $y_M = Vt\psi_2$.

6) $\delta_1 = \delta_2$ და $\mu_1 < \mu_2$ მაშინ φ_2 უარყოფითია, ამ შემთხვევაში y_M ტოლია:

$$y_M = Vt \left(\psi_2 - \frac{Vt}{4L} \varphi_2 \right).$$

y_M ჯერ დადებითია, ხოლო შემდეგ t დროისაგან დამოკიდებულებით თანდათან გადავა უარყოფით სიდიდეში. ტრაქტორი შემობრუნდება ჯერ ფერდობის მხარეს, ხოლო შემდეგ ფერდობის ზევით.

7) $\delta_1 < \delta_2$ და $\mu_1 > \mu_2$, ამ დროს შესაძლოა ადგილი ჰქონდეს შემდეგ შემთხვევებს:

ა) $|\varphi_1| < |\varphi_2|$, ამ შემთხვევაში ტრაქტორი უხვევს ფერდობისკენ, $\varphi > 0$ და $y_M > 0$.

ბ) $|\varphi_1| = |\varphi_2|$, მაშინ $\varphi = 0$ და $y_M = Vt\psi_1$, ტრაქტორი მოძრაობს სწორხაზობრივად ფერდობისკენ ψ_1 კუთხით.

გ) $|\varphi_1| > |\varphi_2|$, ამ შემთხვევაში ტრაქტორი იწყებს შემობრუნებას ფერდობის ზევით, ვიდრე $\left(\frac{Vt}{4L} \varphi \right) < \psi_2$; y_M -ის აბსოლუტური სიდიდე ჯერ იზრდება, ხოლო შემდეგ იწყებს კლებას. გარკვეული t დროის შემდეგ, როდესაც $\psi_2 = -\frac{Vt}{4L}\varphi$, y_M გაუტოლდება ნულს, ხოლო შემდეგ დაიწყებს ზრდას და ტრაქტორი შემობრუნდება ფერდობისაკენ.

დ) $\delta_1 < \delta_2$ და $\mu_1 = \mu_2$, ამ შემთხვევაში $y_M = Vt \left(\psi_2 - \frac{Vt}{4L} \varphi_1 \right)$, t დროისაგან დამოკიდებულებით ტრაქტორი იწყებს შემობრუნებას ფერდობისაკენ, შემდეგ კი თანდათან შემოუხვევს ფერდობის ზემოთ.

ე) $\delta_1 < \delta_2$ და $\mu_1 < \mu_2$, ამ შემთხვევაში ტრაქტორის გრძელი სიმეტრიის ღერძი მეტად შემობრუნდება ფერდობის ზედა მხარეს.

როგორც განხილული შემთხვევებიდან ჩანს, ტრაქტორის მოძრაობის
 პდგრადობა საწყისი მიმართულებისადმი ყველაზე უკეთესია (7 გ) შემთხვე-
 ვაში, როდესაც $\delta_1 < \delta_2$, $\mu_1 > \mu_2$ და $|\varphi_1| > |\varphi_2|$. ამ შემთხვევაში გაცილებით
 ადვილია ტრაქტორის მართვა, ვიდრე სხვა შემთხვევაში.

თვლების შემობრუნება ნიადაგის გვერდითი ძვრისა და მოცუროების
 შედეგად ტრაქტორის მოძრაობის სწორხაზობრიობაზე დადებით გავლენას
 ახდენს 3 ა, გ, 6, 7 და 8 შემთხვევაშიც.

რადგანაც მიღებულ გამოსახულებებში რეგულირებად სიდიდეებს წა-
 რმოადგენს გვერდცდენის კუთხეები, ამიტომ ტრაქტორების ფერდობებზე
 მუშაობისას საბურავში წნევის სიდიდე და მანქანა-იარაღის წევის წინა-
 დობის მიმართულება ისე უნდა იყოს შერჩეული, რომ ტრაქტორი ინარჩუ-
 ნებდეს შესაძლო მაქსიმალურ მდგრადობას ფერდობის განივად სწორხა-
 ზობრივი მოძრაობისადმი.

ლიტერატურა — Литература

1. Амельченко П. А., Ксенович И. П., Гусков В. В., Якубович А. И. Колесные тракторы для работы на склонах, М., 1978.
2. Кноров В. И., Кленников Е. В., Шины и колеса. М., 1975.
3. Чудаков Д. А., Основы теории трактора и автомобиля, М., 1972.
4. Хачатрян Х. А. Работа сельскохозяйственных агрегатов на сильно пере-
 сеченной местности, Ереван, 1965.

УДК 631.51:551.432

О. В. КИСТАУРИ, В. М. КАВТАРАДЗЕ,
Г. М. ЧИТАЯ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ УЛУЧШЕНИЯ ВЫСОКОГОРНЫХ ЛУГОВ ГРУЗИНСКОЙ ССР

Неуклонный рост потребности населения в продуктах животноводства требует постоянного укрепления кормовой базы. Кормовая база животноводства состоит из множества компонентов, среди которых необходимо выделить естественные угодия — природные сенокосы и пастбища. Статистика указывает, что природные луга являются источником самых дешевых кормов — сена и зеленого корма и составляют почти 90 % этих кормов в балансе рациона животных.

Партия и правительство, отмечая высокое значение природных кормовых угодий в постановлениях мартовского (1965 г.), майского (1966 г.) Пленумов ЦК КПСС и XXV съезда КПСС указывает на необходимость повышения продуктивности этих угодий путем их улучшения.

Особенно высоко значение природных кормовых угодий в условиях отгонного животноводства, когда почти половину года скот находится на летних пастбищах. Исходя из вышеизложенного значение сенокосов и пастбищ для Грузинской ССР и особенно для Тетрицкаройского района очень высоко и требует всестороннего изучения.

Природные кормовые угодия в нашей стране занимают свыше 370 млн. га, из них свыше 300 млн. га пастбища.

Однако несмотря на такие площади, огромные потенциальные возможности пастбищ используются далеко не в полной мере, причиной которого в основном является их низкая урожайность. Низкая урожайность природных кормовых угодий обуславливается отсутствием ухода за ними, зарастанием кустарником и мелколесьем, заболоченностью, засорением камнями и кочками.

В нашей республике основным составляющим природных кор-

мовых угодий являются высокогорные луга и пастбища, расположенные выше 2000 м, в субальпийской и альпийской зонах.

Высокая питательность пастбищной травы дает возможность в горных пастбищах, без подкормки концентратами, за пастбищный период получить от высокоудойных коров по 20 кг молока в сутки. Но из-за вышеотмеченных причин значительно ограничено количество скота, полностью удовлетворяемое этими угодиями.

Основная причина низкоурожайности высокогорных (альпийских и субальпийских зоны) кормовых угодий—это заkochкoрeннoсть. В лесных и лесостепных районах СССР насчитывается более 2-х миллионов га заkochкoрeннoх сeнoкoсoв и пaстбищ. Кочки сокращают полезную площадь природных угодий, снижают урожайность и затрудняют использование машин при кормозаготовке. На горных лугах заkochкoрeннoе лугa нередко занимают большие площади, к примеру, в Грузии 24000 га, а в Тетрицкарском районе 2000 га. Характерной чертой заkochкoрeннoх участков в Тетрицкарском районе является сeнoкoснo-пaстбищнoe угодье «Бедени». «Бедени» расположено на высоте 200 м над уровнем моря, в субальпийской зоне и занимает около 3000 га. Основной причиной низкоурожайности этого массива являются кочки.

Проверенные экспериментальные исследования показали, что заkochкoрeннoсть Беденского пастбищно-сенокосного угодья составляет 28÷30% на га. Местами встречаются участки засоренности до 50÷60% на га. Обследованные кочки относятся в основном к млиашистым муравейникам. Высота кочек колеблется от 25 до 40 см, но встречаются кочки и высотой до 60 см. Диаметр кочек колеблется от 60 до 80 см, но местами встречаются и диаметром до 100 см. Плотность почвы в кочках не превышает плотность поверхностного слоя лугов дернины. Поддернинный слой более рыхлый с уменьшенным сопротивлением. Характеристика кочек указывает, что технология их уничтожения должна состоять из операции срезки и выкорне, разрыхления и разравнивания на поверхности. Но необходимо предусмотреть, что после срезки остаются оголенные участки, на которых особенно легко развиваются сорняки, которые могут служить основанием для осоковых кочек, сопротивление которых очень высоко и их уничтожение требует более сложной технологии. Поэтому оголенные участки следует засеять травосмесью одновременно с уничтожением кочек. Исследования показали, что уничто-



жение кочек необходимо осуществить технологией, состоящей из следующих операций:

1. Срезка кочек на корне.
2. Нарушение внутренних связей кочки — разрыхление.
3. Разравнивание разрыхленной массы.
4. Подсев травосмеси на оголенных участках.

При этом агротехника не допускает повреждение существующего травостоя на остальной поверхности луга, что ставит особо жесткие условия к разработке конструкции машин, предназначенных для осуществления вышеуказанной технологии.

Существующие серийные машины не дают возможности осуществить технологию за один проход, что приводит к увеличению периода уничтожения кочек, а это обстоятельство в высокогорных условиях весьма существенно из-за малого вегетационного периода. Нами создана конструкция кочкореза, позволяющая осуществление этой технологии за один проход.

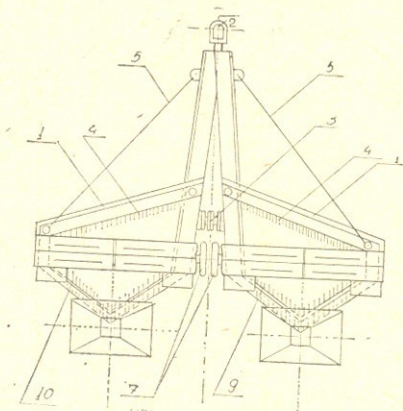


Рис. 1. Кинематическая схема кочкореза.

1. Основание.
2. Прицепное устройство.
3. Опорно-регулирующее устройство.
4. Вертикальные.
5. Боковые тяги.
7. Приводное колесо.
9. Улавливающие лапы.
10. Поддерживающие пальцы.

Кочкорез состоит из основания 1, выполненного из балок в виде пары волокуш якоревой формы, шарнирно-соединенных между собой в точке прицепа 2 с тягачом и снабженных опорно-регулирующим устройством 3, установленным с внутренней стороны каждой волокуши. Раздельность волокуш обуславливается лучшим копированием рельефа местности. Режущими органами кочкореза являются вертикальные ножи 4 с тупым углом вхождения в почву,

которые крепятся к поперечной балке, и попарно расположенные горизонтальные лезвия. Срезанная масса попадает в пазухи устройства 9, с помощью поддерживающих пальцев 10, удерживается там до полного измельчения и планирования.

В конструкции предусматривается установка специального высеивающего аппарата 6 для внесения одновременно со срезанием чек семян трав и необходимых удобрений, благодаря чему урожайность трав на опытных участках повысилась до 60 %.

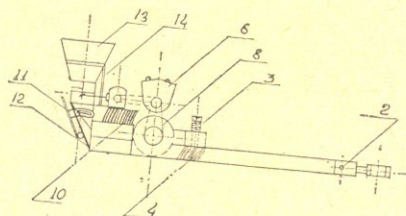


Рис. 2. Кинематическая схема высеивающего аппарата, 2. Прицепное устройство, 3. Опорно-регулирующее устройство, 4. Вертикальные ножи, 6. Выссеивающий аппарат, 8. Передача привода, 10. Поддерживающие пальцы, 11. Дозатор минеральных удобрений, 12. Подающий механизм, 13. Бункер минеральных удобрений, 14. Передача.

Приводом к высеивающему агрегату служит цепная передача от приводных колес 7. Выссеивающие аппараты устанавливаются на каждой полураме агрегата.

Агрегат изготовлен в Тетрицкаройском МЖС. испытания проводились на участке «Бедени», в агрегате с трактором Т-100 МГС.

Испытания показали, что технология уничтожения кочек агрегатом выполняется качественно. Кочки уничтожаются полностью и растительность на оголенных местах появляется в тот же вегетационный период.

В период внедрения агрегатом улучшено лугов на площади 6 га и экономический эффект составил приблизительно 23110 руб. в год.

УДК 633, 72 : 631. 37.

З. Г. ШХВАЦАБАЯ, Т. Я. ЛАЛАШВИЛИ

К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ КАБЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОСЕТИ ДЛЯ ПИТАНИЯ РУЧНЫХ ЭЛЕКТРОМОТОРНЫХ ЧАЕСБОРОЧНЫХ И ПОДРЕЗОЧНЫХ МАШИН

Больших успехов добились в 1979 году чаеводы нашей республики. Они сдали государству 454 тысяч тонн сортового листа вместо запланированных 400 тысяч тонн. Эти успехи потребовали от них значительных усилий, так как почти 85 % его было собрано вручную. Уровень механизации сбора пока что мал и оставляет желать лучшего.

Как известно, механизация работ на чайных плантациях, расположенных на ровной местности в основном решена. Однако имеющиеся машины не пригодны для работы на небольших по размеру и сложных по контуру участках, расположенных на крутых склонах, т. е. таких, которые составляют около 80 % общей площади чайных плантаций республики.

В настоящее время ведутся большие работы по созданию комплекса машин так называемой малой механизации сбора и подрезки чая, которая эффективно вошла в чаеводство республики и удивляет высокими темпами развития.

В соответствии с постановлением Совета Министров республики, с 1979 года «Грузсельмаш» начал массовое производство отечественных ручных чаесборочных и подрезочных машин с питанием от преобразователей и бензогенераторов.

Как показала пятилетняя практика применения имеющихся различного типа (по энергопитанию) машин, они отличаются как достоинствами, так и недостатками.

Тем не менее бензомоторную машину, имеющую некоторые преимущества перед электромоторными, все же не следует рекомендовать для широкого применения в силу того недостатка, что

вес закрепленного на спине мотора, его вибрация, шум и выходящие газы утомляют рабочего и влияют на его здоровье.

Электромоторные машины, с питанием от переносного бензогенератора, хотя несколько облегчают труд рабочего, однако отличаются общим с бензомоторными машинами недостатком — работой на смеси бензина с моторным маслом, что во много раз дороже стоимости электроэнергии, если ее получают от электросети. Кроме того, эксплуатация и ремонт бензодвигателей и генераторов сложны.

Более надежной и экономически эффективной для питания ручных электромоторных и подрезочных машин на сегодня является электросеть, протянутая на столбах внутри чайных плантаций.

Но и она имеет свои недостатки, а именно: на постройку воздушной электросети напряжением 220 В требуется: а) большое количество дефицитных деревянных опор; б) много времени на ее строительство; в) крупные капиталовложения. А эти деревянные опоры ВЛ должны изготавливаться из лиственницы зимней рубки или хорошо пропитанной антисептиками сосны, так как в субтропическом климате с повышенной влажностью в противном случае уменьшается их прочность. Кроме того, монтаж воздушных линий является трудоемкой работой, требующей заготовки и сборки опор (включая их оснастку траверсами, штырями и изоляторами), установки их, включая земляные работы, водружение, выверку, закрепление, раскатки проводов, подъема, соединения, натягивания и закрепления их на опорах. Среди усложняющих обстоятельств надо упомянуть и то, что расстояния между опорами диктуются не только техническими причинами, но и экономическими. Если увеличить, например, расстояние между опорами, то тогда соответственно уменьшится число опор и изоляторов по, из-за резкого увеличения механической нагрузки на опоры, складывающейся из массы проводов и возможного воздействия ветра, потребуется увеличить прочность самой опоры, а также сечение проводов и следовательно в большой степени и расходы.

Если же сократить расстояние между опорами, провес проводов станет меньше и можно уменьшить высоту опор. Однако это вызовет увеличение количества опор и общая стоимость линии возрастет. Наиболее приемлемыми, очевидно, являются пролеты между опорами в 45 м.

Среди усложняющих причин нельзя не учесть и то, что покрытая сетью неизолированных проводов напряжением в 220 В десятками тысяч гектаров плантаций чая, не очень отвечает соображениям

техники безопасности и связано с ремонтом и уходом за сетью.

Избежать всех этих недостатков можно при условии если на чайных плантациях вместо воздушной электрической сети прокладывать наземную кабельную сеть по схеме, разработанной на кафедре уборочных машин Грузинского СХИ.

Кабель прокладывается вдоль шпалер чая, над корнями кустов, примерно на высоте 20-25 см от земли. Через каждые 40 м на кабель устанавливаются штепсельные коробки, которые закрепляются на стойках, расставленных на плантациях в шахматном порядке.

Таким образом, питание ручных машин, которые состоят из преобразователя с двумя выходами и двух чаесборочных или чаеподрезочных аппаратов с микродвигателями (рис. 1), с общей

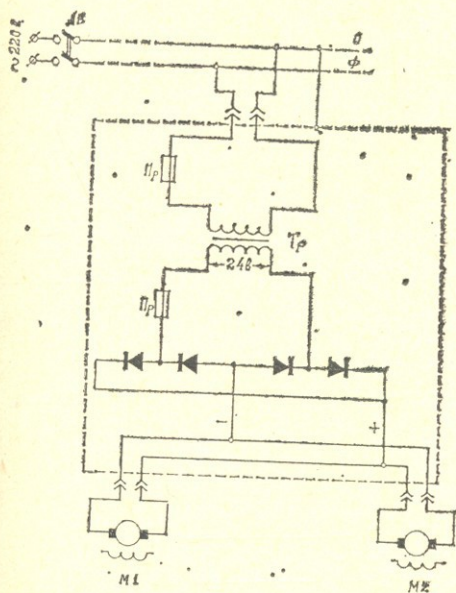


Рис. 1

мощностью 140 вт осуществляется от этой наземной однофазной кабельной линии.

На рис. 2 показана однолинейная электрическая схема наземного питания на чайной плантации размером 500×300 м — 15 га.

Схема состоит из девяти продольных линий, пролегающих по центру чайных шпалер и отстоящих друг от друга на 40 м.

Питание этих шпалерных линий осуществляется подземным коллекторным кабелем, пролегающим поперек их в начале плантации. Оно производится посредством надземных ответвительных коробок, снабженных однополюсными автоматическими выключателями, ко-

которые служат как для селективной защиты, так и для выключения отдельных линий в нерабочие часы.

Как уже говорилось, через каждые 40 м на каждой

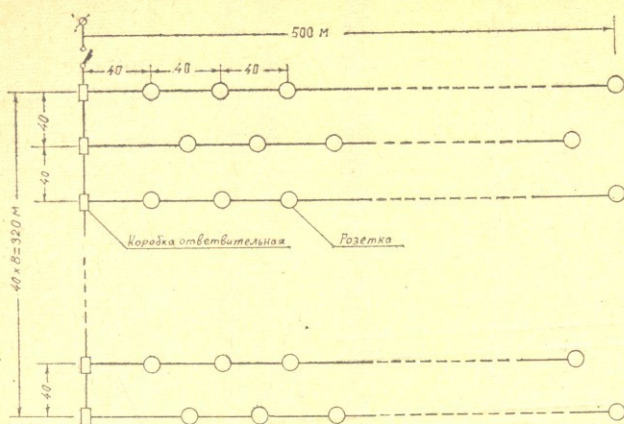


Рис. 2.

линии установлены коробки со штепсельными розетками, смонтированными на стойках.

Защита шпалерных линий плантаций и подключение их внешнему источнику питания осуществляется двухфазным автоматическим выключателем.

Расчет шпалерных линий по допустимой потере напряжения

Для расчета одной шпалерной линии рассмотрим рис. 3, изображена однолинейная схема питания чаесборочной или чаепро-

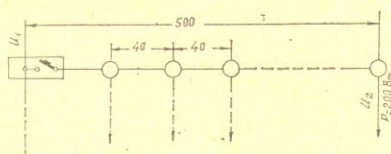


Рис. 3

резочной машины. Ввиду того, что максимальное расстояние от лекторного кабеля до места нагрузки (скажем, от чаесборочной машины) определяется длиной чайной шпалеры, что в нашем случае составит приблизительно 500 м, нельзя пренебрегать падением напряжения в проводах. Падение напряжения при прохождении в тока I составит:

$$\Delta U = I r = I \frac{2l}{\sigma \cdot S}$$

где $r = \frac{2l}{\sigma \cdot S}$ активное сопротивление обоих проводков линии.

$l = 500$ м — длина одной ветви линии;

σ — удельная проводимость провода;

S — номинальное сечение провода.

Разность напряжения в начале и конце линии $U_1 - U_2$ показывающая падение его в линии, является потерей напряжения, т. е.

$$U_1 - U_2 = \Delta U = J r$$

Дозволенная потеря ΔU здесь равна допустимому колебанию напряжения на приемниках энергии, которая для электродвигателей составляет $2 \div 5\%$ номинального напряжения приемников.

Для расчета сечения проводов линии рассмотрим работу аппарата в конце шпалеры, т. е. когда $l = 500$ м. Напряжение питания линии $U_1 = 220$ В на входных зажимах трансформатора не должно упасть ниже $U_2 = 220$ В, что соответствует наилучшим условиям работы, ибо в этом случае трансформатор работает на последней ступени диапазона регулирования.

Таким образом, в конце линии напряжение

$$U_2 = U_1 - \Delta U = 220 - 10 = 210 \text{ В}$$

а допустимая потеря напряжения в процентах

$$e = \frac{\Delta U}{U_2} \cdot 100\% = \frac{10}{210} \cdot 100 = 4,76\%$$

Если по каждой шпалерной линии протянуть одинаковые алюминиевые провода по всей длине, сечение их можно определить по уравнению:

$$S = \frac{2P \cdot l}{\sigma \cdot e \cdot U_2^2} \cdot 100 \quad (3)$$

где $P = 200$ Вт максимальная потребляемая мощность трансформатора, нагруженного двумя аппаратами;

$\sigma = 32 \cdot 10^{-6}$ сим/м — удельная проводимость провода.

При расчете формулы (3) для алюминиевого провода получаем:

$$S = \frac{2 \cdot 200 \cdot 500}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 4,76 \cdot 210^2} \cdot 100 = 2,97 \text{ мм}^2$$

В таблицах длительно допустимых нагрузок на алюминиевые

провода с резиновой или полихлорвиниловой изоляцией выбираем ближайшее стандартное сечение: оно в случае двух одножильных алюминиевых проводов составит $S=4 \text{ мм}^2$.

Следовательно в наших условиях можно применить следующие кабели $2 \times 4 \text{ мм}^2$: АПВГ — С; АПсВГ — С; АВВГ — С; АПвВГ, которые применяются в сельских электроустановках при отсутствии механических воздействий на кабель в электросетях при номинальном напряжении 500-660 В переменного тока. Кабели прокладывают в предохранительном шланге.

Расчет коллекторных проводов по допустимой потере напряжения

Для расчета коллекторного кабеля по допустимой потере напряжения, рассмотрим схему, показанную на рис. 4.

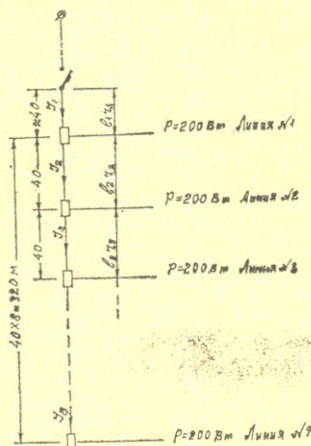


Рис. 4

Падение напряжения ΔU , как в предыдущем расчете, равно разности напряжения в начале и в конце линии, оно может быть найдено по закону Ома.

$$\Delta U = U_A - U_B = 2I_1 r_1 + 2I_2 r_2 + \dots + 2I_n r_n$$

Как видим, падение напряжения удваивается, так, как оно имеет место в обоих — прямом и обратном проводах.

Наконец, если падение напряжения выразить в вольтах, то:

$$\Delta U = \frac{U_n \cdot \Delta U_d}{100} = \frac{220 \cdot 5}{100} = 11 \text{ В}$$

тогда сечение коллекторных проводов можно вычислить по уравнению:

$$S = \frac{2}{\sigma \Delta U \cdot U_n} \sum Pl = \frac{2}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 11 \cdot 220} \cdot (1800 \cdot 40 + 1600 \cdot 40 + 1400 \cdot 40 + 1200 \cdot 40 + 1000 \cdot 40 + 800 \cdot 40 + 600 \cdot 40 + 400 \cdot 40 + 200 \cdot 40) = 9,29 \text{ мм}^2$$

По таблицам выбираем ближайшее стандартное сечение. В случае двух одножильных проводов, проложенных в земле наиболее соответствующим будут кабели силовые с алюминиевыми жилами с изоляцией из ПВХ пластика или ПЭ в ПВХ оболочке для сельского хозяйства марки: АВВГ — С, АПВГ — С; АПсВГ — С.

Мероприятия для обеспечения безопасности работы с аппаратами

Система 320/220 В, получившая преимущественное распространение в сельских установках, имеет повышенное напряжение между фазами, которые при несоблюдении соответствующих условий, может оказаться опасной для людей. Основным условием обеспечения безопасности этой системы является заземление нейтрали, а также нулевого провода на трансформаторных подстанциях.

Повторные заземления нулевого провода воздушных линий устанавливают также в местах разветвления линии и, кроме того, через каждые 500 м на неразветвленных участках.

Сопротивление заземления нейтрали трансформатора мощностью 100 к ВА и ниже должно быть не более 10 Ом, а при больших мощностях не более 4 Ом.

Сопротивление повторных заземлений в первом случае не должно превышать 30 Ом, во втором случае не должно превышать 10 Ом.

Все металлические части установок, корпуса эл. двигателей, аппаратуры и т. д. должны иметь соединение с заземленным нулевым проводом.

При этом, в цепи нулевых проводов не должно быть выключателей и предохранителей. Однополюсные выключатели устанавливают в расщелке фазового, а не нулевого провода.

Металлические корпуса выключателей, распределительных коробок, стоек и т. д. соединяют с нулевым проводом отдельным проводником.

Штепсельные розетки в сети 380/220 В применяют без предохранителей. Если двухполюсные розетки служат для соединения

приемников с корпусами, подлежащими соединению с нулевым проводом, то они должны иметь третий контакт, а штепсельные вилки — третий стержень.

Этот стержень делают выше остальных для того, чтобы при подключении устройства в сеть он первым входил в соединение с нулевым проводом. Шнур от штепсельной вилки до приемника подлежащего соединению с нулевым проводом применяют трехжильный. На рис. 5 показана шпалерная коробка с двухполюсной штепсельной розеткой.

При эксплуатации чаесборочного или подрезочного устройства преобразователи напряжения снабжены двухполюсными вилками, которые имеют третий стержень, а розетка третий контакт, соединяющий корпус преобразователя с нулевым проводом. Кроме того, шпалерные коробки устанавливаются на металлических трубах (стойках), расставленных в шпалерах через каждые 40 м, в шахматном порядке, служащий в тоже время для местного заземления. Каждая стойка отдельным проводом присоединяется к нулевому проводу.

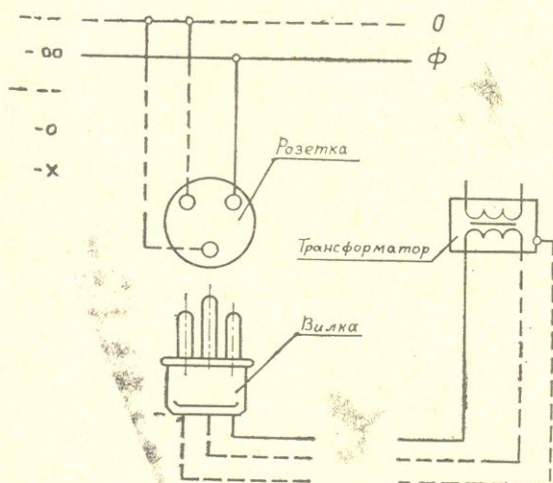


Рис. 5

Сопротивление заземления металлических стоек, забитых в грунт, определяется по следующей формуле:

$$R_{cm} = \frac{\rho}{2\pi h} \cdot l \cdot \frac{4h}{d} \text{ Ом} \quad (4)$$

где $\rho = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Ом} \cdot \text{см}$ — удельное сопротивление глинистого грунта;



h — глубина погружения стойки в грунт, см.

d — наружный диаметр трубы, см.

Подставляя величины в формулу (4) получим:

$$R_{\text{ст}} = \frac{3500}{2 \cdot 3,14 \cdot 30} \cdot \ln \frac{4 \cdot 30}{33,5} = 23,5 \text{ Ом}$$

что вполне соответствует правилам технической эксплуатации линии.

Выводы

Кабельная электросеть дает возможность беспрепятственно проводить все агротехнические операции в междурядьях чая, в том числе и полив дождеванием. В силу того, что кабель укрыт в кустах шпалеры чая, он защищен от случайных механических повреждений. Во время работы рабочего под напряжением находится только та линия шпалеры, где происходит сбор или подрезка чая. Проведенный первый опыт применения строительства кабельной электросети доказал ее удобность в эксплуатации и несложность в ремонте.

По предварительным расчетам постройка наземной кабельной электросети обойдется в 2-2,5 раза дешевле по сравнению со строительством воздушной электросети, сохранив при этом дефицитные деревянные столбы. Исходя из указанного, можно заключить, что весьма целесообразно строить наземные кабельные электросети на чайных плантациях вместо воздушных.

-- Литература

Белоусов Н. И., Саакян А. Е., Яковлева А. И., Электрические кабели, провода и шнуры. Справочник. М., «Энергия», 1979.

Гордон С. В., Монтаж сельских электроустановок. М., «Колос», 1979.

Евсюков А. А., Электротехника. М., «Просвещение», 1979.



УДК 621, 434. 056 : 013 : 6

Г. Д. ТАБОРИДЗЕ

ДВУХИСКРОВОЕ ЗАЖИГАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

На современном этапе развития двигателестроения, когда на первый план начинают выступать проблемы рационального расходования энергетических ресурсов и сохранения окружающей среды, имеющие глобальное значение, все более отчетливым становится неудовлетворительность стандартных приемов организации процесса сгорания рабочего цикла поршневого двигателя.

В частности, становится более нетерпимым допущение неполного сгорания топлива, что способствует обострению обеих вышеназванных проблем.

Но накопленный более чем за 100 лет опыт эксплуатации двигателей с искровым зажиганием говорит о том, что с обогащением горящей смеси до оптимальных пределов, резко улучшается стабильность работы двигателя, скорость распространения фронта пламени достигает максимальных значений, увеличивается также коэффициент молекулярного изменения продуктов сгорания, поэтому мощность двигателя получается на 8—12% больше, чем при его работе на смесях стехиометрического состава.

Вместе с тем известно также, что наиболее полно теплотворная способность топлива используется, при работе двигателя на т. н. «экономичных», т. е. несколько обедненных ($\alpha = 1,10 - 1,15$), а не на смесях нормального состава.

Причины такого своеобразного протекания процесса трансформации химической энергии топлива в тепловую (в процессе сгорания), а потом и в механическую, кроются в химических, физических и термодинамических аспектах этих преобразований, истинный характер которых до последнего времени оставался не совсем ясным для широкого круга специалистов.

Так, если по известным термодинамическим законам можно точно определить КПД каждого теоретического цикла ДВС, то для рабочих процессов реальных двигателей они дают лишь приближенные результаты, т. к. для описания такого важного и весьма сложного процесса, каким является сгорание топлива, кроме термодинамических законов равновесных состояний рабочего тела, нужно знать точный механизм промежуточных химических преобразований и возникающих при этом физических факторов, которыми решающим образом могут влиять на кинетику этих преобразований.

К примеру, до сих пор среди специалистов еще нет единого мнения о механизме возникновения начального очага детонационного взрыва в условиях камеры сгорания поршневого двигателя искровым зажиганием, что свидетельствует о недостаточности наших знаний в этой очень важной области нарушения нормального течения процесса сгорания [1, 2, 3 и 4], задерживающий дальнейший прогресс в деле освоения наиболее рациональных способов управления процессом сгорания.

За последние десятилетия в результате успехов квантовой механики, открытия цепного характера реакции сгорания [5] и развития на их основе нового направления науки — физической химии, стали более продуктивными исследования в области химической кинетики быстротекущих экзотермических реакций сгорания.

В частности было открыто, что в процессе горения углеводородных топлив, переход компонентов горючей смеси из исходного состояния (А) в конечное состояние продуктов сгорания (С), сопровождается промежуточным состоянием (В), в котором за счет накопленной в течение подготовительных стадий сгорания потенциальной энергии (равной энергии активации — E , компонентов смеси), наряду с исходными компонентами, образовывается и т. п.

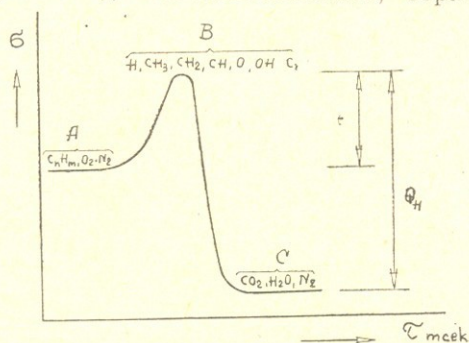


Рис. 1

«активированный комплекс» (рис. 1), состоящий из высокореакционноспособных, но весьма короткоживущих активных центров, атомов, свободных радикалов и обломков молекул, энергия активации которых снижена до минимума (нередко и до $E=0$) [6,7] и которые становятся энергичными инициаторами разветвления элементарных реакций сгорания.

На рис. 1 приведена зависимость реакционной способности (σ) компонентов горючей смеси от времени (τ) течения реакции сгорания, где: E — энергия активации исходных компонентов смеси, а Q_n — тепловая энергия, получаемая в результате трансформации химической энергии топлива при сгорании.

В институте Химической Физики АН СССР, доктор технических наук Л. А. Гуссак, в 1974 году открыл явление образования активированного комплекса с высокой концентрацией активных центров в условиях поршневого двигателя работающего с форкамерно-факельным зажиганием [8].

Он в частности установил, что вопреки рекомендациям теории теплового воспламенения, наилучшую стабильность протекания рабочих циклов, полноту сгорания топлива, наименьшую токсичность продуктов сгорания и динамичное течение горения сильно обедненных горючих смесей, обеспечивается 3%-ой концентрацией активных центров в продуктах неполного сгорания, сильно обогащенной ($\alpha=0,4-0,7$) горючей смеси, выбрасываемых из объема форкамеры (V_{ϕ}) в основную камеру сгорания (V_c), температура которых на $500-800^{\circ}\text{C}$ меньше, чем температура факела продуктов сгорания горючей смеси мощностного состава (когда $\alpha=0,8-0,9$) [6].

При помощи очень тонко поставленных экспериментов были уточнены:

1. Состав активированного комплекса;
2. Предельная продолжительность жизни ($\approx 10-12$ пик. сек.) и оптимальная концентрация ($\approx 3\%$) активных центров в продуктах неполного сгорания в факельной форкамере;

3. Оптимальные значения — перепада давления в предкамере и основной камере сгорания и геометрических размеров соединительных каналов этих камер.

Именно открытие Л. А. Гуссак объясняет, почему при обогащении горючей смеси более стабильно работают и двигатели с искровым зажиганием, имеющие неразделенные камеры сгорания и почему в этих двигателях при сильном обеднении смеси, падение

Скорости сгорания можно предотвратить расслоением заряда в камере сгорания перед его воспламенением, с обязательным расхождением обогащенных слоев вокруг электродов свечи зажигания.

В последнем случае необходимым условием нормального течения сгорания, является надежное и быстрое формирование мощного начального фронта пламени, что обязательно отражается на длительности первой фазы сгорания.

Из проведенных многочисленных экспериментальных исследований известно, о решающем влиянии качества горючей смеси (а продолжительность т. н. фазы невидимого сгорания (т. е. первой фазы).

При снятии регулировочной характеристики по топливу, двигателя установки ИТ9-2 ($\alpha_{др} = 100\%$, $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, бензин А-76, индикатор МАИ-2-А), когда во всей камере сгорания (неразделенной цилиндрической формы), горючая смесь была однородной, минимальные значения длительности первой фазы мы получили при $\alpha = 0,55 - 0,70$.

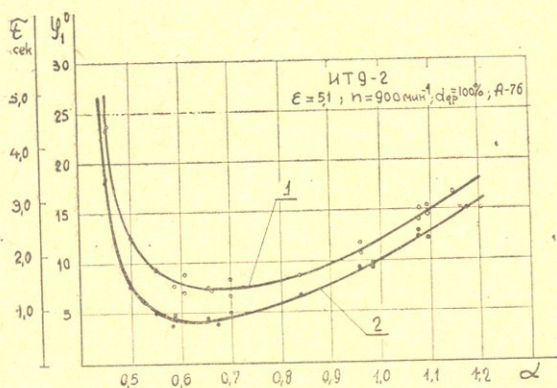


рис. 2

На рис. 2 приведены результаты этих экспериментов φ_1 , $\tau_1 = 1/\varphi_1$ для $\epsilon = 5,1$.

Нужно предполагать, что именно высокой реакционной способностью активных центров (атомов, свободных радикалов и т. д.) и повышенной их способностью к рекомбинации можно объяснить увеличение длительности первой фазы сгорания более богатых ($\alpha < 0,55$) и более однородной во всей камере сгорания горючей смеси.

Эти характеристики снимались для двух случаев воспламенения: кривая — 1, соответствует работе двигателя с одноискровым зажиганием.

нием ($\Theta_1 = 17^\circ \text{пкв}$), а характеристика-2 режиму с двухискровым воспламенением ($\Theta_2 = \Theta_1 = 17^\circ \pm 1^\circ \text{пкв}$), когда вторая свеча зажигания была установлена в предкамере небольшого объема, расположенной на противоположном, от первой свечи, конце камеры сгорания [11].

Главный критерий интенсификаций сгорания — первая ее фаза (Φ, τ_1), на всем диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха более короткой при этом получается, когда двигатель работает с двухискровым зажиганием.

Двухискровое воспламенение, это наиболее простой вариант многоискрового зажигания, кроме содействия улучшению первой фазы процесса сгорания, обладает рядом интересных достоинств, благодаря чему уже давно стал привлекать к себе самое серьезное внимание специалистов.

Так в авиации, на поршневых двигателях, для повышения надежности их работы широко применялось двухискровое зажигание, от двух самостоятельных магнето, которое одновременно повышало скорость сгорания и антидетонационную стойкость двигателей.

На последнее свойство двухискрового зажигания, еще в 20-х годах текущего столетия, обратил внимание Г. Рикардо [9], который в кризисный период развития двигателестроения, когда возникновение детонационного стука стало непреодолимой преградой повышению очень низких значений степени сжатия двигателей тех лет, выступил с предложением применять двухискровое зажигание, как рациональное средство борьбы с детонацией.

Можно полагать, что только открытие Миджлеем и Бойдом [10] тетраэтилсвинца, как эффективной антидетонационной присадки к топливу, задержало тогда широкое применение двухискрового зажигания на автомобильных двигателях.

После сформирования начального фронта пламени, резко возрастают: массовая скорость сгорания топлива и скорость нарастания давления. Начинается т. н. «видимая» фаза сгорания — линия сгорания на индикаторной диаграмме $p=f(\Phi)$ отрывается от линии сжатия и резко направляется вверх.

Эта вторая фаза τ_2 , которая длится до момента достижения максимального давления газов, решающим образом влияет на общую продолжительность всего процесса сгорания и на все индикаторные показатели двигателя, т. к. при правильной ее организации, в этой фазе сгорает до 85-95% цикловой дозы топлива.

Продолжительность этого периода бурного теплового резко сокращается при повышении плотности горючей смеси и турбулизации рабочего заряда, увеличивающем общую площадь реакционной зоны фронта пламени.

Как показали проведенные нами эксперименты, двухискровое зажигание способно резко интенсифицировать процесс сгорания, оказывая комплексное воздействие на его течение.

Особого интереса заслуживает двухискровое-двухфазное зажигание, когда вторая искра подается с большим опережением, чем первая. Факел пламени выбрасываемый из предкамеры, выжигает специальные очаги детонационного самовоспламенения турбулизированный заряд горючей смеси в основной камере сгорания, все больше сжимая и уплотняя его до встречи с фронтом пламени идущим от первой — основной свечи зажигания.

При этом повышается антидетонационная стойкость двигателя, получается возможность увеличения степени сжатия на 1,0-1,5 пункта, без повышения октанного числа бензина.

Такое двухфазное зажигание очень чувствительно увеличивает интенсивность процесса сгорания особенно при обеднении горючей смеси или при снижении нагрузки двигателя.

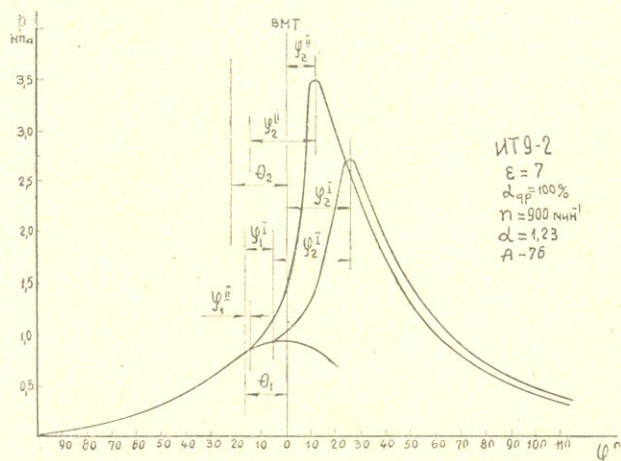


Рис. 3

Индикаторные диаграммы двигателя установки ИТ9-2
I — одноискровое зажигание
II — двухискровое зажигание

На рис. 3 приведены индикаторные диаграммы — $p = f(\varphi)$, полученные нами при работе двигателя на режиме: $\varepsilon = 7,0$; $n = 900$ мин⁻¹

$\phi = 100\%$; $t_b = 80^\circ\text{C} = \text{const}$ и $t_m = 70^\circ\text{C} = \text{const}$ когда горючая смесь была обеднена до $\alpha = 1.23$, а топливо — бензин А-76.

Первая — (I) индикаторная диаграмма была снята при работе двигателя с одноискровым, а вторая — (II) двухискровым зажиганием.

Длительность первой фазы процесса сгорания, для первого случая равняется — $\tau_1^I = 11^\circ\text{пкв}$ или $\tau_1^I = 2,06$ мсек; а второй фазы $\tau_2^I = 32^\circ\text{пкв}$ или $\tau_2^I = 5,9$ мсек.

Давление газов в конце сгорания $P_{Iz_1} = 2,7$ МПа, а момент достижения этого давления после ВМТ — $\varphi_z^I = 26^\circ\text{пкв}$. Средняя скорость распространения фронта пламени при одноискровом зажигании получается равным: $W_{пл}^I = 10,7 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$.

Для второго случая, т. е. при работе двигателя на том-же режиме с двухискровым зажиганием, вышеприведенные параметры имеют следующие значения: первая фаза процесса сгорания уменьшается более чем в 5-раз и составляет $\varphi_1^{II} = 2^\circ\text{пкв}$ или $\tau_1^{II} = 0,37$ мсек; вторая фаза этого процесса сокращается почти на 19% и составляет $\tau_2^{II} = 26^\circ\text{пкв}$ или $\tau_2^{II} = 4,8$ мсек.

Один из основных параметров, чутко реагирующем на интенсивность протекания сгорания — угол поворота коленчатого вала от ВМТ до момента достижения максимального значения давления газов, также уменьшается (на 56%) и составляет $\varphi_z^{II} = 11,5^\circ\text{пкв}$; а максимальное давление увеличивается на 29% и достигает $P_z^{II} = 3,5$ МПа. В результате значительно увеличивается и скорость распространения фронта пламени достигая значения — $W_{пл}^{II} = 16,4$ м/сек.

При двухискровом-двухфазном зажигании можно инициировать эффект т. н. «Ивер-детонации», если вторую искру подавать позже первой — зажигающей горючую смесь, с оптимальным (для одноискрового зажигания) опережением [12].

На основе вышеназванного эффекта, на кафедре «Тракторы и автомобили» ГрузСХИ разработаны оригинальные методы определения октанного числа бензинов и замера средней скорости распространения фронта пламени [13].

Выводы

1. Для обеспечения полноты сгорания топлива необходимо обеднять горючую смесь до $\alpha = 1,20-1,25$ и одновременно осуществлять такие дополнительные мероприятия по интенсификации процесса сгорания, как: расслоение горючей смеси по составу, уплотнение свежего заряда перед воспламенением и его турбулизация.

2. При расслоении обедненной горючей смеси в камере сгорания необходимо обеспечить перед ее воспламенением, наличие окислительных электродов свечи зажигания сильно обогащенный (до $\alpha = 0,55-0,7$) смеси, для получения достаточного активированного комплекса;

3. Двухискровое зажигание является рациональным средством осуществления комплексного воздействия на процесс воспламенения и сгорания обедненных смесей.

Литература

1. Воинов А. Н., Сгорание в быстроходных поршневых двигателях, М. «Машиностроение», 1977.
2. Соколик А. С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. М., Изд-во АН СССР, 1960.
3. Вибе И. И., Новое о рабочем цикле двигателей. М., «Машгиз», 1962.
4. Achterberg A. — Ursachen des Klopfens in Verbrennungsmotoren Automobiltechnischezeitschrift (ATZ), Н. 7, 1956.
5. Семенов Н. Н., О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности. АН СССР, 1953.
6. Вильямс Ф. Н., Теория горения. М., «Наука», 1971.
7. Эвери Г., Основы кинетики и механизмы химических реакций, М., «Мир», 1978.
8. Гуссак А. А., Радикальный метод форкамерно-факельной организации процесса сгорания, М., Вестник АН СССР, № 8, 1976.
9. Рикардо Г. Р., Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М., ОГПИ, 1932.
10. Midgley T, Boyd. T. A. Methods of measuring detonation in Engines. — SAE Trans, 1922, 17.
11. Таборидзе Г. Д., К вопросу создания рационального автомобильного двигателя. Тбилиси, Труды ГрузСХИ, т. 110, 1979.
12. Таборидзе Г. Д., Эффект Ивер-детонации, Тбилиси, Труды ГрузСХИ, т. ХСVI, 1976.
13. Таборидзе Г. Д., Способ измерения скорости сгорания в карбюраторных двигателях — заявка № 696740/25, Госкомитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, (от 20, 01, 1961).

სსრკ-სამეურნეო საწარმოთა ელექტრიფიკაცია

ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
ПРОИЗВОДСТВА

УДК. 631. 352

В. И. МЕТРЕВЕЛИ, А. К. ДИДЕБУЛИДZE,
Г. И. МШВИДОБАДZE, Дж. С. СИРАДZE

ВОПРОСЫ ЭНЕРГЕТИКИ РУЧНОЙ ЭЛЕКТРОКОСИЛКИ

В основу конструкции разработанной кафедрой электрификации ГрузСХИ горной ручной электрокосилки положен снабженный несколькими ножами режущий диск, вращающийся в горизонтальной или наклонной плоскости вокруг оси, перпендикулярной этой плоскости с частотой около $n_p = 4500 \text{ мин}^{-1}$. Режущий диск монтируется либо непосредственно на валу трехфазного асинхронного короткозамкнутого электродвигателя повышенной частоты тока $f_c = 200 \text{ Гц}$, либо применяется также понижающий редуктор. Крепится вся система на конце алюминиевой трубки диаметром до 25 мм и длиной до 2 м, снабженной в конце противовесом. Снабжение косилки электроэнергией производится при помощи гибкого кабеля длиной до 50 м, что позволяет от одной точки присоединения производить работы на площади до 0,2 га.

У плосковращательных режущих аппаратов качество среза в сильной степени зависит от высоты травостоя. Резание твердого тела (стебля) косилочным органом происходит без противорежущей пластины при свободном срезе; при этом скорость ножей в процессе резания V_p должна быть столь большой, чтобы разрезаемое тело на основании инерционности его массы и статических сил реакции создавало необходимые для среза противодействующие силы. В литературе для V_p приводятся значения от 40 м/с [7] и выше [5], [6].

Так как горные ручные косилки имеют небольшую ширину захвата и малую производительность, то они должны использоваться в основном для работы на ограниченных площадях. Непрерывная длительная работа с ними утомительна и требует значительных затрат физических сил; однако, несмотря на этот недостаток, руч-

ная косилка найдет применение в стесненных условиях, где не могут работать косилки других типов.

Мощность электродвигателя при работе косилки потребляется на преодоление: сопротивления стебля травостоя срез; сопротивления воздуха; сопротивления элементов электропривода; трения ротационного рабочего органа об оставшуюся после среза стерню и сопротивления стеблей деформации; трения срезанной зеленой массы о поверхность диска. Последние два вида сопротивления незначительны, если диск наклонен на некоторый угол атаки $\alpha > 30^\circ$ в сторону поступательного перемещения, а лезвие ножа имеет большую линейную скорость V_p ; для рассматриваемого случая.

$$V_p = \omega_p R = \frac{\pi n_p}{30} R = \frac{3,14 \cdot 4500}{30} \cdot 0,093 = 43,8 \text{ м/с}, \quad (1)$$

где ω_p — угловая частота диска, $\omega_p = 471 \text{ с}^{-1}$

R — радиус ножа, $R = 0,093 \text{ м}$.

В таком случае мощность, потребная для привода режущего рабочего органа.

$$P = \left[\Sigma F_{\text{рез}} R \omega_p + Q_z V_m \cdot V_p + \frac{D_p}{2} + (R_{\text{ш}} f_{\text{в}} r_o + 2 \tau_{\text{т}} S_{\text{рт}}) \omega_p \right] \text{ Вт}, \quad (2)$$

где D_p — диаметр диска, $D_p = 0,186 \text{ м}$;

$\Sigma F_{\text{рез}}$ — суммарное усилие резания всеми ножами, находящимися в зоне резания, Н;

$S_{\text{рт}}$ — площадь диска, $S_{\text{рт}} = 0,021 \text{ м}^2$;

$R_{\text{ш}}$ — сумма реакций в подшипниках, Н;

r_o — радиус цапфы, $r_o = 0,08 \text{ м}$;

$f_{\text{в}}$ — коэффициент трения в подшипниках, $f_{\text{в}} \leq 0,1$ [8];

Q_z — зеленая масса, срезанная с 1 м^2 сенокоса, $Q_z = 0,05 \dots 0,4 \text{ кг}$;

V_m — средняя скорость поступательного перемещения, $V_m \approx 0,5 \text{ м/с}$;

$\tau_{\text{т}}$ — удельный момент трения, $\tau_{\text{т}} = 53 \cdot 10^{-9} \text{ Нм/мм}^2$.

Чтобы найти $\Sigma F_{\text{рез}}$ необходимо определить рабочую высоту Н всех ножей, одновременно участвующих в процессе резания. Каждый режущий нож срезает траву с площади, ограниченной двумя конгруэнтными трапециями, смещенными в направлении поступательного перемещения (рис. 1).

Параметрические уравнения точек А и С вершины и основания ножа 1, вращающегося вокруг центра О с постоянной угловой час-

тотой ω_p и одновременно перемещающегося в направлении оси Y с некоторой средней скоростью V_m записывается в виде [3]

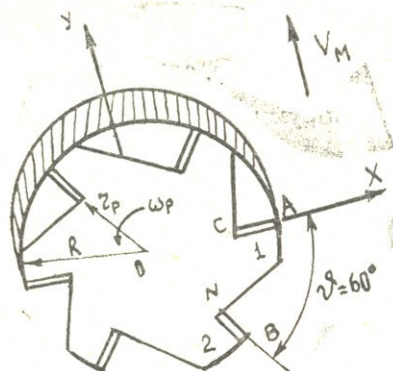


Рис. 1. Схема расчета абсолютной высоты резания.

$$\begin{aligned} x_A &= R \cos \omega_p t; & y_A &= V_m t + R \sin \omega_p t; \\ x_c &= r \cos \omega_p t; & y_c &= V_m t + r \sin \omega_p t. \end{aligned} \quad (3)$$

Те же уравнения для ножа 2, отстающего от ножа 1 на угол $\gamma = 60^\circ$, имеют вид

$$\begin{aligned} x_B &= R \cos(\omega_p t - \gamma); & y_B &= V_m t + R \sin(\omega_p t - \gamma); \\ x_N &= r \cos(\omega_p t - \gamma); & y_N &= V_m t + r \sin(\omega_p t - \gamma) \end{aligned} \quad (4)$$

Абсолютная высота для одного ножа тогда рассчитывается путем определения изменяющегося радиального отрезка, заключенного между точками А и В — вершинами двух соседних ножей по известной формуле [4]

$$h_c = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}, \quad (5)$$

которая после ряда преобразований и введения конструктивных параметров режущего диска приобретает вид;

$$h_c \cong V_m \cdot \frac{2\pi}{m\omega_p} \sin \omega_p t = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 3,14}{6 \cdot 471} \cdot \sin 471 t, \quad (6)$$

где $m=6$ — число режущих ножей.

Сумма рабочих высот всех участвующих в срезе травы ножей

$$H = \sum_{i=0}^{m-1} h_c \cong \frac{\pi V_m}{m\omega_p \sin \frac{\pi}{m}} \left[\cos \left(\varphi_i - \frac{\pi}{m} \right) - \cos \left(\varphi_i + \frac{\pi}{m} \right) + \right]$$

$$+ \cos\left(\frac{3\pi}{m} - \varphi_i\right) - \cos\left(\frac{3\pi}{m} + \varphi_i - \pi\right) \Bigg], \quad (7)$$

где φ_i — угол поворота диска, $\varphi_i = \omega_p t$. $\frac{2\pi}{m} > \varphi_i > 0$ или в рассматриваемом случае, при $m=6$, $60^\circ > \varphi_i > 0^\circ$.

Окончательно, для суммарного усилия резания получаем;

$$\Sigma F_{\text{рез}} = F_c \sqrt{T} H = \frac{F_c \sqrt{T} \pi V_m}{m \omega_p \sin \frac{\pi}{m}} \left[\cos\left(\varphi_i - \frac{\pi}{m}\right) - \cos\left(\varphi_i + \frac{\pi}{m}\right) + \right. \\ \left. + \cos\left(\frac{3\pi}{m} - \varphi_i\right) - \cos\left(\frac{3\pi}{m} + \varphi_i - \pi\right) \right], \quad (8)$$

или

$$\Sigma F_{\text{рез}} = 10 \cdot \sqrt{10 \cdot 000} \cdot H = \frac{1,12 \cdot 156}{\sqrt{2}} = 1,21 H,$$

где T — число стеблей, растущих на 1 м^2 сенокоса; для естественных травостоев T не превышает 10 000, достигая для газонов $20 \cdot 10^3$; F_c — усилие перерезания одного стебля, которое здесь ориентировочно принимается равным 10 Н [3]. Подставляя полученные значения в (8), для первого члена правой части выражения (2) получаем

$$P_{\text{рез}} = \Sigma F_{\text{рез}} \cdot R \omega_p = 1,21 \cdot 0,093 \cdot 471 = 53 \text{ Вт}.$$

Внося в выражение (2) численные значения и для остальных членов, окончательно получаем для мощности двигателя ручной электрокосилки

$$P = P_{\text{рез}} + \frac{0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,186 \cdot 43,8^2}{2} + (10 \cdot 0,1 \cdot 0,008 + 2 \cdot 53 \cdot 10^{-3} \cdot 0,021) \cdot 471 = 53 + 36 + 4 + 1 = 94 \text{ Вт}.$$

В соответствии с полученными результатами для косилки был выбран электродвигатель типа АП-21, имеющий номинальную мощность $P_n = 105 \text{ Вт}$ при номинальном напряжении $U_{\text{нф}} = 36 \text{ В}$ и номинальном токе $I_{\text{нф}} = 2,4 \text{ А}$ [1].

Основной задачей проводившихся лабораторно-полевых исследований ручных электрокосилок было определение рациональ-

ных режимов работы с точки зрения нагрева электродвигателя. С этой целью были сняты токовые нагрузочные диаграммы при кошении травы, которые представлены в виде ансамбля реализаций для пяти случаев.

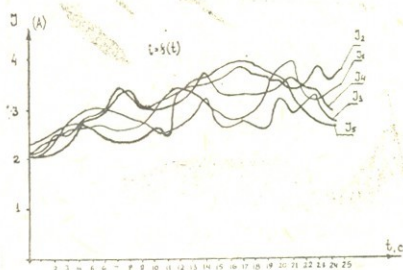


Рис. 2. Нагрузочные диаграммы привода при кошении травы.

Случайные факторы, действующие на рабочий орган — диск являлись причиной того, что режим работы привода также является случайным. Ток статора двигателя при этом невозможно описать детерминированной функцией времени; очевидно, что случайными в этих условиях являются и частота вращения и мощность. Нерегулярные изменения скорости и нагрузки приводят к тому, что и $\cos \varphi$ и к. п. д. двигателя есть случайные переменные величины. При этом процесс нагружения привода косилки — нестационарный неэргодический, так как уровень нагрузки и характер ее изменения зависят от характера травостоя, скорости поступательного движения оператора и скорости продольного движения косилки. Характеристики вычислялись усредненно, каждая реализация, полученная в сходных условиях, при этом разбивалась на одинаковое количество участков и ограничивалась моментами начала и конца цикла. По ансамблю реализаций определялась эквивалентная величина тока, т. е. его среднеквадратичное значение при временном усреднении, которое в обозначениях теории вероятностей принимает вид [2];

$$I_3 = \sqrt{M(I^2)} \quad (9)$$

Вычисление I_3 было проведено по стандартной программе на ЭВМ «Наири 3-1» и дало для пяти реализаций значения $I_3 = 2,8 \text{ A}$,

$I_2 = 3,0 \text{ A}$, $I_3 = 2,94 \text{ A}$, $I_3 = 2,61 \text{ A}$, $I_3 = 2,73 \text{ A}$, откуда среднее

значение $I_{\text{зср}} = 2.8 \text{ А}$. Некоторое превышение $I_{\text{зср}}$ над I_n представляется нам вполне допустимым, учитывая наличие пауз при работе оператора, а также особенности, связанные с изготовлением опытного образца.

Л и т е р а т у р а

1. Метревели В. И., Дидебулидзе А. К., Мшвидобадзе Г. И. Влияние кабеля на работу электропривода с/х ручного инструмента. Тр. ГрузСХИ, т. 101, 1977.
2. Гайдукевич В. И., Мельникова А. А. Вероятностная обработка осциллограмм электрических величин, «Энергия», М., 1972.
3. Фокин В. И., К расчету ротационного режущего аппарата, Тр. ВИСХОМ, т. 29, 1961.
4. Долгов И. А., Васильев Г. К. Математические методы в земледельческой механике. «Машиностроение», М., 1967.
5. Dobler K Menrkomponenten – Schnittkraftmessung mit Quarzkristallaufnehmern beim Mahen von Halmgut. „Messtechnische Praxis“, 1973, L 447.
6. А. С. № 2240679, Франция. Косилка. 1975.
7. Листопад Г. Е., Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М. «Колос», 1976.
8. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. М., «Машиностроение», 1979.

ჰიდრომელიორაცია

ГИДРОМЕЛИОРАЦИЯ



საქართველოს
სასოფლო-სამეურნეო
ინსტიტუტი

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА, Т. 114, 1980

УДК 532. 543 : 627. 157. 001, 24

О. Г. НАТИШВИЛИ, И. Г. КРУАШВИЛИ

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ВОПРОСОВ ДВИЖЕНИЯ НАНОСОНЕСУЩЕГО ПОТОКА С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХО- ДОМ ВДОЛЬ ПУТИ В ОТКРЫТЫХ ВОДОТОКАХ

Дифференциальные уравнения динамики и неразрывности од-
номерного установившегося движения наносонесущего потока с
переменным расходом вдоль пути для непризматических открытых
водотоков имеют вид (2):

$$\frac{dH}{dx} = \frac{i - \frac{Q^2}{K^2} + \frac{\alpha C^2 R Q^2}{g \omega K^2} \frac{\partial \omega}{\partial x} - \frac{2 \alpha V}{g \omega} \cdot q}{1 - \frac{\alpha Q^2}{g \omega^3} B} +$$

$$+ \left[\frac{\alpha V^2}{g} + \frac{K_2 \gamma}{W} \right] \frac{\sigma}{1 + \sigma S} \cdot \frac{ds}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{dQ}{dx} = q \quad (2)$$

где: B , ω , H -- соответственно ширина на поверхности, глубина и
площадь живого сечения наносонесущего потока;

S -- средняя по сечению объемная концентрация наносонесу-
щего потока;

σ -- коэффициент Шези;

q -- интенсивность изменения расхода смеси, обусловленная
притоком или оттоком фаз вдоль пути;

V -- средняя по сечению скорость смеси;

Q -- расход смеси;

K — модуль расхода;

K_2 — коэффициент учитывающий различие между коэффициентами турбулентного обмена несущей и несомой фаз, зависящий от относительной плотности $\left(\frac{\rho_t}{\rho_{ж}} \right)$ крупности и формы несомой фазы и объемной концентрации взвеси;

σ — безразмерная величина, определяемая соотношением $\frac{\rho_t - \rho_{ж}}{\rho_{ж}}$

$\rho_t, \rho_{ж}$ — соответственно плотности твердой и жидкой фаз;

α — полный корректив количества движения, учитывающий неравномерность распределения осредненных скоростей, так и пульсацию скоростей по сечению потока;

i — уклон дна водотока;

R — гидравлический радиус;

q — ускорение силы тяжести;

ν — коэффициент турбулентного обмена смеси;

W — гидравлическая крупность наносов.

Приравнявая нулю числитель уравнения (1), получаем следующее выражение:

$$i - \frac{Q^2}{K^2} + \frac{\alpha C^2 R Q^2}{g \omega K^2} \frac{d\omega}{dx} - \frac{2\alpha V}{g \omega} q + \\ + \left[\frac{\alpha V^2}{g} + \frac{K_2 \nu}{W} \right] \frac{\sigma}{1 + \sigma S} \cdot \frac{dS}{dx} = 0$$

При этом $\frac{dH}{dx}$ обращается в нуль т.е. $H = \text{const}$ и зависимость (3) вместе с (2) выражает взаимосоотношение гидравлических элементов потока при постоянной глубине.

Таким образом, хотя H (глубина) остается постоянной равномерный режим в рассматриваемом случае не имеет места (вследствие изменения расхода, скорости и живого сечения потока вдоль пути).

Ниже рассмотрим два случая интегрирования зависимости (3).

1. Требуется определить уклон дна непризматического поглощающего канала. Допустим, что в поглощающем канале изменение расхода вдоль пути происходит лишь за счет изменения жидкой компоненты смеси. Естественно изменение расхода вызовет увеличение объемной концентрации смеси вдоль движения.

По условиям задачи следует сохранить на всей длине по-

поглощающего канала постоянную среднюю по сечению незаиляющую скорость.

Принимая во внимание, что $V = \text{const}$ взамен (2), для равномерноизменяющегося расхода вдоль пути, т. е. при $q = \text{const}$, имеем:

$$\frac{d\omega}{dx} = \frac{\partial\omega}{\partial x} = \frac{q}{V} \quad (4)$$

Подставляя (4) в (3) при условии $\frac{\alpha V^2}{g} \gg \frac{K_2 \nu}{W}$ получаем

$$i - \frac{Q^2}{K^2} - \frac{\alpha V}{g\omega} \cdot q + \frac{\alpha V^2}{g} \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma S} \cdot \frac{dS}{dx} = 0 \quad (5)$$

Пренебрегая силами трения и заменяя уклон дна канала зависимостью:

$$i = - \frac{dy}{dx}$$

перепишем уравнение (5) в виде:

$$-dy = \frac{\alpha V^2}{g} \left(\frac{d\omega}{\omega} - \frac{\sigma dS}{1 + \sigma S} \right) \quad (6)$$

где: y — координата в любом сечении, отсчитывается от дна поглощающего канала до некоторой условной горизонтальной плоскости.

В результате интегрирования (6) с учетом граничных условий получаем:

$$y_1 - y_0 = \frac{\alpha V^2}{g} \ln \frac{\omega_1(1 + \sigma S_0)}{\omega_0(1 + \sigma S_1)} \quad (7)$$

где величины помеченные индексом «0» относятся к начальному участку канала, а индексом «1» к конечному.

Объемные концентрации в створах определяются по зависимости:

$$S_c = \frac{Q_T}{Q} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_{ж}} \quad (8)$$

$$S_1 = \frac{Q_T}{Q_T + (Q_{ж} - qe)}$$

Площадь в конечном створе получается в результате интегрирования (4)*.

$$\omega_1 = \omega_0 - \frac{q}{V} e$$

где: e — расстояние между сечениями;

$Q_T, Q_{ж}$ — соответственно твердый и жидкий расходы в начальном створе.

Зависимость (7) дает возможность назначить координаты поглощающего канала с постоянной заданной скоростью ($V = \text{const}$, $q = \text{const}$, $H = \text{const}$).

Если в зависимости (7) принять объемную концентрацию равной нулю $S = 0$ и $\alpha = 1$, то получим уравнение проф. И. М. Кавалова для чистого водного потока в виде:

$$y_1 - y_0 = \frac{V^2}{g} \ln \frac{Q_1}{Q_0} = \frac{V^2}{g} \ln \frac{\omega_1}{\omega_0}$$

при условии $m = 0$ (1).

2. Рассмотрим случай движения наносонесущего потока в призматическом русле с постоянной глубиной, т. е. $\frac{\partial \omega}{\partial x} = 0$. Уравнение

(3) при условии $\frac{\alpha V^2}{g} \gg \frac{K_{2v}}{W}$ преобразуется:

$$i - \frac{Q^2}{K^2} - \frac{2\alpha V}{g\omega} q + \frac{\alpha V^2}{g} \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma S} \cdot \frac{dS}{dx}$$

При условии $H = \text{const}$ в призматическом канале (значит, в зависимости (12)) σ , R , ω вдоль движения должны быть постоянными, но расход по длине переменный, следовательно уклон дна канала должен быть переменным.

Рассмотрим, как и в предыдущем случае, поглощающий канал, где происходит изменение концентрации и скорости потока по длине за счет изменения лишь жидкого компонента смеси.

Принимая во внимание $i = -\frac{dJ}{dx}$ из (12) получаем:

$$\frac{*d\omega}{dx} = \frac{\partial \omega}{\partial x} + B \frac{dH}{dx}, \text{ так как } H = \text{const} \quad \frac{\partial \omega}{\partial x} = \frac{d\omega}{dx}$$

$$\frac{dy}{dx} + \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R} + \frac{2\alpha Q^2}{g\omega^3} \cdot q - \frac{\alpha Q^2 \sigma}{g\omega^3(1+\sigma S)} \cdot \frac{dS}{dx} = 0$$



Допустим, что изменение расхода вдоль пути происходит равномерно, т.е. $q = \text{const}$ тогда из (2) имеем:

$$dx = \frac{dQ}{q} \quad (14)$$

Подставляя (14) в (13) получаем:

$$q \frac{dy}{dQ} + \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R} + \frac{2\alpha Q q}{g\omega^2} - \frac{\alpha Q^2 \sigma q}{g\omega^2(1+\sigma S)} \frac{dS}{dQ} = 0$$

или

$$-dy = \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R q} dQ + \frac{2\alpha}{g\omega^2} Q dQ - \frac{\alpha Q^2 \sigma dS}{g\omega^2(1+\sigma S)} \quad (15)$$

Принимая во внимание, что при не очень высоких концентрациях $S \gg 1$, а также учитывая, что $S = \frac{Q_T}{Q}$; $i Q_T = \text{const}$, получаем:

$$dS = -Q_T \frac{dQ}{Q^2} \quad (16)$$

Подставляя (16) в (15) имеем:

$$-dy = \frac{Q^2}{\omega^2 C^2 R q} dQ + \frac{2\alpha}{g\omega^2} Q dQ + \frac{\alpha \sigma Q_T}{g\omega^2} dQ$$

Интегрирование полученного дифференциального уравнения с учетом граничных условий дает:

$$y_0 - y_1 = \frac{Q_1^3 - Q_0^3}{3qC^2\omega^2 R} + \frac{\alpha(Q_1^2 - Q_0^2)}{g\omega^2} + \frac{\alpha\sigma Q_T(Q_1 - Q_0)}{g\omega^2} \quad (17)$$

Зависимость (17) позволяет при заданной постоянной глубине ($H = \text{const}$) построить криволинейный продольный профиль дна поглощающего призматического канала, когда происходит изменение расхода вдоль пути лишь за счет жидкого компонента смеси.

При этом твердого расхода (Q_T) не должно превышать твердый расход, соответствующего транспортирующей способности потока в расчетном створе, в противном случае будет иметь место заиливание канала.

В случае, когда концентрация наносов в потоке равна нулю, т. е. $Q_t=0$ и $\alpha=1$, зависимость (17) совпадает с аналогичной зависимостью для чистого потока при $m=0$

$$y_0 - y_1 = \frac{Q_1^3 - Q_0^3}{3qC^2\omega^2 R} + \frac{Q_1^2 - Q_0^2}{g\omega^2}$$

Л и т е р а т у р а

1. Маккавеев В. М. Коновалов И. М., Гидравлика, Речиздат, Л., 1964.
 2. Натишвили О. Г. О переносе твердых взвешенных частиц турбулентным русловым потоком, Тр. Груз НИИГиМ, вып. 23, Тбилиси, 1965.
-



Б. М. ЧИКВАШВИЛИ, И. Д. МУЗАЕВ,
Г. Г. ОМСАРАШВИЛИ

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОДОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВОДОВОДОВ КАПЕЛЬНОГО ОРОШЕНИЯ

Гидравлическую модель процесса капельного орошения можно рассмотреть в виде напорного движения в водоводах с отъемом воды вдоль пути (рис. 1). При этом, движение воды в водоводе 0-0

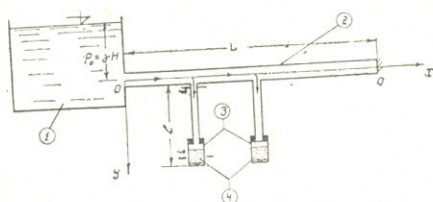


Рис. 1.

описывается с помощью следующих дифференциальных уравнений

$$\frac{d}{dx} \left(\tilde{\alpha} \rho \frac{Q^2}{\omega} \right) = g \rho \omega \sin \alpha - \omega \frac{dP}{dx} - \chi \tau \quad (1)$$

$$\frac{dQ}{dx} = -n q^*, \quad (2)$$

где n — число отверстий приходящее на единицу длины трубопровода.

$\tilde{\alpha}$ — корректив количества движения, ρ — плотность воды, Q — расход, ω — площадь поперечного сечения водовода, g — ускорение силы тяжести, α — уклон водовода к горизонту; P — гидродинамическое давление, χ — смоченный периметр водовода, τ — касательное напряжение, x — продольный координат, q^* — расход воды через насадки.

Обозначим площадь отверстия через S . Тогда движение жидкости в насадке I—I опишется следующим дифференциальным уравнением

$$S \rho g \sin \beta - S \frac{dP}{dy} - \chi^* \tau - \frac{\rho g q^*}{C(y)} = 0,$$

где β — угол наклона насадки к горизонту.

χ^* — смоченный периметр, y — поперечная координата, c — коэффициент фильтрации пористой части насадки, определяемый следующим образом (2).

$$C(y) = \frac{K g}{\nu},$$

где K — коэффициент проницаемости пористой части насадки, ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Величина C для рассматриваемого случая определяется следующим образом:

$$C(y) = \begin{cases} C & \text{при } l-a \leq y \leq l \\ \infty & \text{при } 0 \leq y < l-a \end{cases}$$

Здесь l — длина насадки, a — длина пористой части насадки.

Как известно, при ламинарном режиме движения жидкости касательное напряжение определяется следующим образом (3):

$$\tau = \frac{\lambda}{8} \rho V^2, \text{ где } \lambda = \frac{64}{Re}, \text{ и } Re = \frac{Ud}{\nu},$$

d — диаметр трубы.

Учитывая (6) выражение (3) запишется так;

$$S \rho g \sin \beta - S \frac{dP}{dy} - \frac{32 \rho \nu}{d^2} q^* - \frac{\rho g q^*}{C(y)} = 0.$$

Интегрируя выражение (7) в пределах $(0; l)$ и учитывая граничные условия.

$$P(y) = P(x), \text{ при } y = 0$$

$$P(y) = P_{\text{атм}} \text{ при } y = l$$

$P(x)$ — пьезометрическое давление в точке присоединения насадки к магистральной трубе; $P_{\text{атм}}$ — атмосферное давление) — получаем

$$\rho g S l \sin \beta - S P_{\text{атм}} + S P(x) - \frac{32 \nu l}{d^2} q^* - \frac{g \rho}{C} (l-a) q^* = 0,$$

откуда

$$q^* = \frac{\rho g \sin \beta \cdot S \cdot l - S \cdot P_{\text{атм}} + S P(x)}{\frac{32 \nu \rho}{d^2} l + \frac{g \rho}{C} (l-a)} \quad (8)$$

С учетом (8), (2) и условия

$$\frac{dQ}{dx} = -n \frac{\rho g S l \sin \beta - S P_{\text{атм}} + S P(x)}{\frac{32 \nu}{d^2} l + \frac{g \rho}{C} (l-a)}, \quad (9)$$

дифференциальное уравнение (1) примет следующий вид:

$$\frac{2 \tilde{\alpha} \rho Q}{\omega} \frac{dQ}{dx} = g \rho \omega \sin \alpha - \omega \frac{dP}{dx} - \frac{32 \nu \rho}{4 R^2} Q, \quad (10)$$

где R^2 — гидравлический радиус водовода.

Из уравнения (9) имеем

$$P(x) = P_{\text{атм}} - \rho g l \sin \beta - \left[\frac{32 \nu \rho}{d^2 n} l + \frac{g \rho}{C n} (l-a) \right] \frac{1}{S} \frac{dQ}{dx} \quad (11)$$

Подставляя значение $P(x)$ из (11) в (10), получим

$$\frac{2 \tilde{\alpha} \rho Q}{\omega} \frac{dQ}{dx} = g \rho \omega \sin \alpha + \frac{\omega}{S} \left[\frac{32 \nu \rho}{d^2 n} l + \frac{g \rho}{n c} (l-a) \right] \frac{d^2 Q}{dx^2} - \frac{32 \nu \rho}{4 R^2} Q. \quad (12)$$

Введем обозначения;

$$A = \sqrt{\frac{S}{\omega} \frac{32 \nu}{4 R^2} \left[\frac{32 \nu}{n d^2} l + \frac{g}{n c} (l-a) \right]} \quad (13)$$

$$B = \frac{2 \tilde{\alpha} S}{\frac{32 \nu}{d^2} l + \frac{g(l-a)}{C}} \quad (14)$$

и

$$D = \frac{g S \sin \alpha}{\frac{32 \nu}{n d^2} l + \frac{g(l-a)}{n c}} \quad (15)$$

Тогда выражение (12) примет вид:

$$\frac{d^2 Q}{dx^2} - BQ \frac{dQ}{dx} - A^2 Q + D = 0 \quad (16)$$

Последнее выражение является нелинейным уравнением второго порядка, аналитическое решение которого в настоящее время не получено (4). Поэтому мы принимаем некоторые допущения, вполне приемлемые для поставленной задачи. В частности в уравнение (16) отбросим инерционный член

$$BQ \frac{dQ}{dx} \ll 1. \quad (17)$$

Это допущение вполне приемлемо, так как в водоводах системы капельного орошения скорости невелики и поэтому квадратами скорости по сравнению с первой степенью можно пренебречь.

При таком допущении, уравнение (16) линеаризуется и принимает вид:

$$\frac{d^2 Q}{dx^2} - A^2 Q = -D \quad (18)$$

Общее решение этого уравнения записывается в следующем виде:

$$Q = -\frac{D}{A^2} + C_1 e^{Ax} + C_2 e^{-Ax}, \quad (19)$$

где C_1 и C_2 — постоянные величины, определяемые из следующих граничных условий:

$$\text{при } x=0 \quad P(x) = P_0 \quad (20)$$

$$\text{при } x=L \quad Q=0, \quad (21)$$

в которых P_0 — давление в точке $x=0$, L — длина водовода $0-0$.

Учитывая (14), из (11), при $x=0$, получим:

$$\frac{dQ}{dx} = \frac{SP_{\text{атм}} - S(P_0 + \rho g l \sin \beta)}{\frac{32 \nu l}{d^2 n} + \frac{g^2}{cn} (1-a)}, \quad (22)$$

Учитывая граничные условия (21) и (22), получим следующую алгебраическую систему уравнений относительно неизвестных постоянных C_1 и C_2 :

$$\left. \begin{aligned} C_1 - C_2 &= -\frac{E}{A} \\ e^{AL} C_1 + e^{-AL} C_2 &= -\frac{D}{A} \end{aligned} \right\}, \quad (23)$$

$$E = \frac{SP_{\text{атм}} - S'P_0 + \rho g \sin \beta l}{\frac{32\nu \rho l}{d^2 n} + \frac{g\rho}{cn}(l-a)}$$

Решение этой системы имеет следующий вид:

$$C_1 = \frac{1}{2chAL} \left(\frac{D}{A^2} + \frac{E}{A} e^{-AL} \right);$$

$$C_2 = -\frac{1}{2chAL} \left(\frac{D}{A^2} + \frac{E}{A} e^{AL} \right).$$

Подставив значения C_1 и C_2 в (13), после некоторых несложных преобразований получим следующее выражение для расхода

$$Q = \frac{D}{A^2} \left(1 - \frac{chAx}{chAL} \right) + \frac{E}{A} \frac{ShA(x-L)}{chAL} \quad (25)$$

Таким образом, функциональная зависимость между расходом Q в водоводе 0-0 и продольной координатой x выражается по формуле (25).

Подставив выражение (25) в (11), получим следующее выражение для определения гидродинамического давления в насадке:

$$P(x) = P_{\text{атм}} - \rho g l \sin \beta - \left[\frac{32\nu \rho l}{Sd^2 n} + \frac{g\rho}{cnS}(l-a) \right] \left[E \frac{chA(x-L)}{chAL} - \frac{D}{A} \frac{ShAx}{ShAL} \right] \quad (26)$$

Подставив (26) в (8), получим выражение для определения расхода воды через насадки (I—I):

$$q^* = \frac{1}{\frac{32\nu \rho l}{d^2} + \frac{g\rho}{C}(l-a)} \left[\frac{32\nu \rho l}{Sd^2 n} + \frac{g\rho}{cnS}(l-a) \right] \left[\frac{D}{A} \frac{ShAx}{ShAL} - E \frac{chA(x-L)}{chAL} \right] \quad (27)$$

Как было отмечено выше, для получения аналитического решения дифференциального уравнения (16), мы пренебрегли инерционным членом. Для количественной оценки погрешности, вносимой игнорированием инерционного члена, рассмотрим случай, когда уклон

водовода плоскости $O-O$ равен нулю. В этом случае в уравнении (10) отпадает последний член, оставляя инерционный член, получим:

$$\frac{d^2 Q}{dx^2} - BQ \frac{dQ}{dx} - A^2 Q = 0. \quad (28)$$

Дифференциальное уравнение (28) хотя и нелинейно, однако нахождение его общего решения не представляет больших трудностей.

Введем обозначение

$$\frac{dQ}{dx} = z(x). \quad (29)$$

Тогда легко заметить, что

$$\frac{d^2 Q}{dx^2} = \frac{dz}{dx} = \frac{dz}{dQ} \frac{dQ}{dx} = z \frac{dz}{dQ}. \quad (30)$$

Подставив выражения (23) и (24) в (22) получим:

$$Z \frac{dz}{dQ} - BQZ - A^2 Q = 0. \quad (31)$$

Дифференциальное уравнение (31) является уравнением с разделяющимися переменными, поэтому нахождение его общего решения не представляет трудностей. А именно, разделив переменные, получим;

$$QdQ = \frac{Zdz}{BZ + A^2}. \quad (32)$$

Интегрируя выражение (32), получим;

$$\frac{Q^2}{2} = \frac{Z}{B} - \frac{A^2}{B^2} \ln \left| Z + \frac{A^2}{B} \right| + C_1. \quad (33)$$

Разлагая $\ln \left| Z + \frac{A^2}{B} \right|$ в степенной ряд относительно Z и отбро-

сив бесконечно малые члены порядка Z^3 и выше получим:

$$\frac{Q^2}{2} = \frac{Z}{B} - \frac{A^2}{B^2} \left[\ln \frac{A^2}{B} + \frac{B}{A^2} Z - \frac{B^2}{A^4} \frac{Z^2}{2} \right] + C_1 \quad (34)$$

Пренебрежение членами порядка Z^3 и выше вполне приемлемо так как

$$Z = \frac{dQ}{dx} = -nq^* \ll Q \quad (35)$$

С учетом (29) выражение (32) можно переписать следующим образом

$$\frac{Q^2}{2} = \frac{1}{A^2} \left(\frac{dQ}{dx} \right)^2 + C_1. \quad (36)$$

Отсюда получаем

$$\frac{dQ}{dx} = \pm \sqrt{\frac{A^3}{2} Q^2 + C_1} \quad (37)$$

Так как при $x=0$ $\frac{dQ}{dx} < 0$, то перед радикалом должен быть отрицательный знак:

$$\frac{dQ}{dx} = - \sqrt{\frac{A^3}{2} Q^2 + C_1}.$$

Разделяя переменные, получим:

$$\frac{dQ}{\sqrt{Q^2 + C_1}} = - \frac{2}{A\sqrt{A}} dx. \quad (38)$$

Легко можно заметить, что величина $C_1 > 0$, так как, при $x=L$ $Q=0$.

Интегрируя (38) получим (4):

$$\ln |Q + \sqrt{Q^2 + C_1}| = - \frac{2}{A\sqrt{A}} x + C_2;$$

$$Q + \sqrt{Q^2 + C_1} = C_2 e^{-\frac{2}{A\sqrt{A}} x}$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из граничных условий (21) и (22). Окончательно $Q(x)$ будет иметь следующий вид:

$$Q(x) = -EA\sqrt{A} \frac{Sh \frac{L-x}{A\sqrt{A}}}{Ch \frac{L}{A\sqrt{A}}} \quad (39)$$

Подставляя (39) в (11) и (40) в (8), получим следующие выражения для $P(x)$ и $q^*(x)$:



$$P(x) = P_{\text{атм}} - \rho g l \sin \beta - \frac{E}{S} \left[\frac{32 \nu \rho l}{d^2 n} + \frac{g \rho (l-u)}{C n} \right] \frac{Ch \frac{E}{A \sqrt{A}}}{Ch \frac{E}{A \sqrt{A}}}$$

$$q_*(x) = - \frac{E}{n} \frac{Ch \frac{L-x}{A \sqrt{A}}}{Ch \frac{L}{A \sqrt{A}}} \quad (41)$$

Полученные зависимости после соответствующей апробации могут быть использованы для расчета и управления капельными орошительными системами.

Л и т е р а т у р а

1. Петров Г. А. Гидравлика переменной массы. Харьков, 1964.
2. Чарный И. А. Подземная гидромеханика. Гостехиздат, 1948.
3. Богомолов А. И. Михайлов К. А. Гидравлика. Стройиздат, 1972.
4. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям, М., 1975.
5. Смирнов В. И. Курс высшей математики. т. 1, М., 1975.

УДК 631.6.02

Г. Е. ТУГУШИ

О СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОДЫ ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ ПОЛИВЕ

Скорость движения воды по формуле Шези можно представить в следующем обобщенном виде:

$$V = C_1 R^P i^r = C_0 R^P, \quad (C_0 = C_1 i^r), \quad (1)$$

где: R — гидравлический радиус; i — уклон дна, C_1 — коэффициент, отражающий шероховатость русла, P и r — показатели степени.

В частности, когда коэффициент скорости C определяется по формуле Н. Н. Павловского, имеем: $C = \frac{1}{n} R^y, y = 1,5 \sqrt{n}$

при $R < 1$ м.

$$V = \frac{1}{n} R^{y + \frac{1}{2}} i^{\frac{1}{2}}, \quad \text{т.е.}$$

$$C_1 = \frac{1}{n}, \quad P = y + \frac{1}{2}, \quad r = \frac{1}{2}, \quad (2)$$

где: n — коэффициент шероховатости.

Если C определяется по формуле Маннинга, тогда имеем:

$$C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{6}}, \quad V = C \sqrt{R i} = \frac{1}{n} R^{\frac{2}{3}} i^{\frac{1}{2}}, \quad \text{т.е. } C_1 = \frac{1}{n},$$

$$P = \frac{2}{3}, \quad r = \frac{1}{2}. \quad (3)$$

А если применяется формула Форхгеймера, тогда:

$$C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{5}}, \quad V = C \sqrt{Ri} = \frac{1}{n} R^{\frac{7}{10}} i^{\frac{1}{2}}, \quad \text{т. е. } C_1 = \frac{1}{n} \quad (4)$$

$$P = \frac{7}{10}, \quad r = \frac{1}{2}.$$

При поверхностном поливе и поверхностном стоке, как известно, имеет место движение переменным расходом вдоль пути. Однако, как показывает анализ результатов полево-экспериментальных исследований различных авторов, и в этих случаях приемлема обобщенная формула Шези за счет подбора входящих в нее параметров — C_1 , P , r . В этом убедимся ниже.

А. Н. Костяков [8], при изложении теории поверхностного полива пользуется формулами:

$$C = \frac{87 \sqrt{R}}{\gamma}, \quad V = \frac{87}{\gamma} R i^{\frac{1}{2}}, \quad \text{т. е. } C_1 = \frac{87}{\gamma},$$

$$P = 1, \quad r = \frac{1}{2} \quad (5)$$

где: γ — коэффициент шероховатости по Базену. Натурными исследованиями установлено, что $C_1 = 15 \div 50$.

По исследованиям Бозаки Сочичи К. [23] скорость движения при поливе можно определять формулой:

$$V = \frac{88,56}{a^{0,29}} R^{\frac{1}{2}} i^{\frac{1}{2}}, \quad \text{т. е. } C = \frac{88,56}{a^{0,29}}, \quad P = \frac{1}{2}, \quad r = \frac{1}{2}, \quad (6)$$

где: a — параметр, зависящий от шероховатости русла.

На основе натуральных исследований бороздкового полива, зависимость между гидравлическими элементами потока рядом авторов дается в следующем виде:

$$\omega = A \frac{Q^m}{i^d} \quad (7)$$

Это выражение можно преобразовать в виде (1), если учесть, что:

$$Q = \omega V, \quad R = \frac{\omega}{\chi}, \quad \omega = R\chi, \quad Q = RV\chi, \quad \text{получим:}$$



საქართველოს
აкадеმიის

$$R\lambda = A \frac{(RV\lambda)}{i^d} \text{ откуда } V = \left(\frac{1}{A}\right)^{\frac{1}{m}} \lambda^{\frac{1-m}{m}}, R^{\frac{1-m}{m}} i^{\frac{\alpha}{m}}$$

$$C_1 = \left(\frac{1}{A}\right)^{\frac{1}{m}} \lambda^{\frac{1-m}{m}}, \quad P = \frac{1-m}{m}, \quad r = \frac{d}{m} \quad (9)$$

здесь λ — смоченный периметр.

Ниже приводим некоторые формулы такого вида:

$$\text{С. М. Кривовяза [9]} - \omega = 0.128 \frac{Q^{0.75}}{i^{0.375}}, \text{ т. е.}$$

$$P = \frac{1-m}{m} = \frac{1-0.75}{0.75} = \frac{1}{3}, \quad r = \frac{d}{m} = \frac{0.375}{0.75} = \frac{1}{2}, \quad (10)$$

$$\text{В. Ф. Носенко [15]} - \omega = 0.00147 \frac{Q^{0.66}}{i^{0.33}}, \text{ т. е.}$$

$$P = \frac{1-0.66}{0.66} = 0.515 \approx \frac{1}{2}, \quad r = \frac{0.33}{0.66} = \frac{1}{2}, \quad (11)$$

$$\text{А. Н. Ляпина [14]} - \omega = 0.000785 \frac{Q^{0.71}}{i^{0.55}}, \text{ т. е.}$$

$$P = \frac{1-0.71}{0.71} = 0.408 \approx \frac{2}{5}, \quad r = \frac{0.55}{0.71} = 0.774 \approx \frac{4}{5} \quad (12)$$

$$\text{Н. Т. Лактаева [11, 12]} - \omega = 0.062 \frac{Q^{0.6}}{i^{0.3}}, \text{ когда } j > 0.01, \text{ т. е.}$$

$$P = \frac{1-0.6}{0.6}, \quad r = \frac{0.3}{0.6} = \frac{1}{2} \quad (13)$$

$$\omega = 0.039 \frac{Q^{0.6}}{i^{0.4}}, \text{ когда } i < 0.01, \text{ т. е.}$$

$$P = \frac{1-0.6}{0.6} = \frac{2}{3}, \quad r = \frac{0.4}{0.6} = \frac{2}{3} \quad (14)$$

$$\text{Как видим, в этих случаях } P = \frac{1}{3} \div \frac{2}{3}, \quad r = \frac{1}{2} \div \frac{4}{5}.$$

На основе исследований поверхностного стока, ряд авторов предлагают формулу следующего вида:

$$V = B q^m i^d \quad (15)$$

$$V(t) = \frac{dl(t)}{dt} = \frac{\alpha q_0}{K_0 D \rho_p} \cdot \frac{1}{t^{1-\alpha}}, \text{ когда } t \geq t_k = \frac{V_0^2}{q_0} \left(\frac{K_0 D \rho_p}{\alpha q_0} \right)^{\frac{1}{1-\alpha}}$$

а пройденный путь за время t будет:

$$l(t) = \int_0^t V(t) dt = V_0 t - \frac{1}{4} \cdot \frac{K_0 D \rho_p}{q_0} V_0^2 t^{1-\alpha} : \text{ когда } t < t_k$$

$$l(t) = \frac{q_0 t^\alpha}{K_0 D \rho_p}, \text{ когда } t \geq t_k$$

$$\rho_p = b + 2\sqrt{b} \frac{P}{P+2} \sqrt{1 + \varphi^2}$$

В этих выражениях обозначены: V_0 — скорость движения струи в головном створе борозды, при $t=0$; q_0 — расход в том створе; ρ_p — расчетный активный смоченный периметр борозды; α — параметры, входящие в известную формулу впитывания в почву по А. Н. Костякову; D — функция взаимосвязи между ней скоростью впитывания воды в почву по времени и длине канала, которая в зависимости от α колеблется от 0,78 до 0,8; в среднем можно принять $D=0,80$.

Способы определения параметров K_0 , α , V_0 , ρ_p , t_k и D по опытным данным изложены в работе [20].

Определяя по наблюдениям последовательно за время $t_1, t_2, \dots, t_N$ соответствующие им пройденные пути $l_1, l_2, \dots, l_N$ и подставляя эти значения в уравнение (25), получим систему N уравнений, решением которых получим:

$$\sum_{i=1}^N l_i = V_0 \sum_{i=1}^N t_i - V_0^2 \frac{K_0 D \rho_p}{4 q_0} \sum_{i=1}^N t_i^{1-\alpha}$$

Решением этого квадратного уравнения определяется V_0 .

На расстоянии l^* от головного створа, где установлен водосчетчик, мы определяем гидравлические элементы потока — q , ω , α , R в какой-то момент времени t , который больше, чем время t^* , за которое поток пройдет путь l^* . В частном случае можно замерять q и ω изводить в головном створе, т. е. принять $l^*=0$, $t^*=0$ и $q=q_0$.

Коэффициент скорости C можно определить по формуле;

$\frac{1}{2} \div \frac{4}{3}$, Что касается параметра C_1 , его значение колеблется
в весьма широких пределах $C_1 = 0.008 + 10000$.

Такое расхождение в значениях параметров частично можно объяснить различиями методик обработки опытных данных. Следует учесть, что в эмпирических формулах значения искомых величин зависят и от принятых значений для других, входящих в формулы параметров. Простое сравнение эмпирических формул без пересчета параметров по единой методике может быть полезным только для общего представления о характере исследуемых зависимостей. Если одновременно определяются все три параметра C_1 , γ и P , тогда наиболее вероятно, что значения этих параметров окажутся различными для различных условий наблюдения. А если значение γ предварительно будет принято, скажем $\gamma = 0,5$, т. к. при поливе преимущественно наблюдается турбулентный режим движения, тогда изменчивыми окажутся только C_1 и P . Если вместе с γ предварительно принято и значение P , скажем исходя из формулы Н. Н. Павловского, или А. Н. Костякова и др., тогда переменной величиной будет только лишь C_1 в зависимости от шероховатости русла. Уменьшая таким путем число искомых параметров, может быть, в какой-то степени уменьшится и точность формулы, так как все погрешности накапливаются в оставшихся искомым параметрах, которые будут колебаться в более широком диапазоне. Так можно объяснить частично большое колебание коэффициента шероховатости $\epsilon = 0,01 \div 0,08$ при поверхностном поливе, обнаруженные исследованиями [7, 10, 13, 16].

С другой стороны, изменчивость коэффициента шероховатости в большем диапазоне можно объяснить и тем, что в процессе полива она меняется. В начале полива, когда вода течет по сухому ложу, шероховатость больше, а со временем она становится более и более гладкой, т. е. значения коэффициента шероховатости зависят от продолжительности течения воды в данный створ.

При расчете поверхностного полива важно знать скорость движения лба (фронта) струи, а для этого нужно определить шероховатость сухого ложа при соприкосновении со струей воды.

Скорость движения лба струи можно определить по формулам [17, 18, 19, 20];

$$V(t) = \frac{dl(t)}{dt} = V_0 - \frac{2-\alpha}{4} \frac{V_0^2 K_0 D_0 \sigma t^{1-\alpha}}{q_0}, \text{ когда } t < t_k \quad (23)$$

которую тоже можно преобразить в виде (1).

Если примем во внимание, что $q=vh$ и $R=\frac{1}{1-m}$, то выражение (1) примет вид:

$$V=B(VR)^m i^d = B \frac{1}{1-m} R^{1-m} i^{\frac{d}{1-m}}, \quad \text{т. е.}$$

$$C_1 = B \frac{1}{1-m}, \quad P = \frac{m}{1-m}, \quad r = \frac{d}{1-m}$$

Ниже приводим некоторые формулы такого вида:

$$\text{М. А. Великанова [5]} - V = 10q^{\frac{2}{3}} i^{\frac{1}{3}}, \quad \text{т. е.}$$

$$B=10, \quad m=\frac{2}{3}, \quad d=\frac{1}{3}, \quad C_1=10^{\frac{1}{1-\frac{2}{3}}}=1000, \quad P=\frac{\frac{2}{3}}{1-\frac{2}{3}}=2,$$

$$r = \frac{\frac{1}{3}}{1-\frac{2}{3}} = 1$$

$$\text{В. Д. Быкова и В. М. Павлова [4]} - V = 0,09162 q^{0,5} i^{0,66}, \quad \text{т. е.}$$

$$C_1 = 0,09162^{\frac{1}{1-0,5}} = 0,084, \quad P = \frac{0,5}{1-0,5} = 1, \quad r = \frac{0,66}{1-0,5} = 1,32 \approx \frac{4}{3}$$

$$\text{Н. А. Дудкина [6]} - V = 62,23 R^{0,67} i^{0,63}$$

$$C_1 = 62,23, \quad P = 0,67, \quad r = 0,83;$$

$$\text{Д. П. Юневича [22]} = 515,3 R^{1,12} i^{0,9}, \quad \text{т. е.}$$

$$C_1 = 515,3, \quad P = 1,12, \quad r = 0,9$$

$$\text{А. Н. Бефани [2,3]} - V = 25 \cdot 3 R i^{0,5}, \quad \text{т. е.}$$

$$C_1 = 25,8, \quad P = 1., \quad r = 0,5;$$

$$\text{В этих случаях } P = \frac{2}{3} \div 2, \quad r = \frac{1}{2} \div \frac{4}{3}, \text{ а вообще } P = \frac{1}{3}$$

$$C = \frac{q}{\omega \sqrt{Ri}}$$

(29)

34136300
3030100000

Подставляя это значение C в какую-нибудь расчетную формулу (А. Н. Костяков, Н. Н. Павловский и др.), определяется коэффициент шероховатости, в момент времени t , т. е. при продолжительности течения воды в данном створе $t - t^*$. Эта шероховатость будет меньше, чем шероховатость в начальный момент n , следовательно, скорость V будет больше, чем скорость движения лба струи V^* , которая определяется из уравнения (23), подставляя в ней значение $t = t^*$.

$$\text{Обозначим } \frac{V^*}{V} = \xi, \text{ т. е. } V^* = \xi V, \xi < 1 \quad (40)$$

Тогда, коэффициент скорости в начальный момент C^* будет равен

$$C^* = \xi C = \xi \frac{q}{\omega \sqrt{Ri}} \quad (31)$$

Если для определения C пользуемся формулой А. Н. Костякова, тогда будем иметь:

$$C^* = \xi C = \xi \frac{87 \sqrt{R}}{\gamma} = \frac{87 \sqrt{R}}{\gamma^*} \quad (32)$$

т. е. $\gamma^* = \frac{\gamma}{\xi}$ представляет собой коэффициент шероховатости в начальный момент соприкосновения воды к ложу борозды, т. е. коэффициент шероховатости сухого русла.

Если коэффициент скорости определяется по формуле Н. Н. Павловского, коэффициент шероховатости n — определяется из уравнений:

$$\frac{q}{\omega \sqrt{Ri}} = \frac{1}{n} R^{1,5 \sqrt{n}} \quad (33)$$

коэффициент шероховатости сухого русла n^* — решением уравнений

$$C^* = \xi C = \frac{1}{n^*} R^{1,5 \sqrt{n^*}} \quad (34)$$

Предварительными опытами получены $n^* = 0.06 + 0.010 a j^* = 4 \div 8$

Эти значения гораздо больше, чем рекомендованные по литературе [1, 8, 21] для расчета полива. В результате получаются повышенные значения длины борозд и полос, что следует учитывать при выборе элементов техники полива.

На основе всего изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Анализ материалов полево-экспериментальных исследований показывает, что при поверхностном поливе, а также при поверхностном стоке скорость течения воды с достаточной точностью выражается обобщенной формулой Шези (1).

2. Изменчивость входящих в эту формулу параметров C и n в широком диапазоне можно объяснить главным образом различиями методик обработки опытных данных, а также изменением коэффициента шероховатости во времени.

3. Для правильного расчета полива важно знать наибольшее значение коэффициента шероховатости в начале полива, определять это по предложенной методике.

Литература

1. Аверьянов С. Ф. Практикум по сельскохозяйственным мелиорациям. «Колос», М. 1970.
2. Бефани А. И. Основы теории ливневого стока. Тр. Одесского гидрометеорологического ин-та, вып. 4, Одесса, 1949.
3. Бефани А. И. Основы теории ливневого стока. Тр. ОГМИ, вып. XIV.
4. Быков В. Д., Павлов В. М., Экспериментальные исследования элементов склонового стока. Сбор. трудов «Проблемы речного стока», изд. МГУ, 1958.
5. Великанов М. А. Гидрология суши. Гидрометиздат, Л., 1948.
6. Дудкин Н. А. Скорости стекания воды по поверхности водосбора и методы их изучения. «Метеорология и гидрология», 1937, № 9.
7. Жарова К. А. Техника полива по бороздам на больших уклонах Чувашии. Фрунзе, 1961.
8. Костяков А. Н. Основы мелиорации. Сельхозгиз, М., 1960.
9. Кривовяз С. М. Расчет полива по бороздам. Гидротехника и мелиорация, 1961, № 1.
10. Кулинченко В. Ф. Гидравлика самотечного полива. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к. т. н., Новочеркасск, 1951.
11. Лактаев Н. Т. Проект методических указаний для проведения поливных опытов по изучению техники бороздкового полива, камеральной обработки результатов.

- ки результатов и обоснование этих указаний (рабочие гипотезы). Изд. «Наука», Узб. ССР, Ташкент, 1965.
2. Лактаев Н. Т. К вопросу исследований режима орошения и техники полива по бороздам. В сб. «Вопросы гидротехники», вып. 28, Ташкент, изд. «Наука», 1965.
3. Ляпин А. Н. Улучшение техники полива хлопчатника по бороздам. «Гидротехника и мелиорация», 1950, № 11.
4. Ляпин А. Н. Выбор рациональных элементов техники полива при новой системе орошения. «Хлопководство», 1933, № 4.
5. Носенко В. Ф. Особенности и пути улучшения техники бороздкового полива пропашных культур в предгорьях Казахстана, Автореферат диссертации на соискание степени к. т. н., ВНИИГиМ, М., 1962.
6. Сячинава Т. С. Тугуши Г. Е., Размываемость во временной оросительной сети в условиях новой системы орошения. Тр. ГрузСХИ, т. XLV, 1958.
7. Тугуши Г. Е. Новые исследования по теории наземного полива. Тр. ГрузСХИ, т. LXXXV-LXXXVII, Тбилиси, 1972.
8. Тугуши Г. Е. К теории самотечного полива. Тр. ГрузСХИ, т. XC, Тбилиси, 1974.
9. Тугуши Г. Е. Теория самотечного полива, исходя из геометрических интерпретаций процесса. Тр. ГрузСХИ, т. XC, Тбилиси, 1974.
10. Тугуши Г. Е. Губеладзе Д. И., К вопросу мелиоративного обслуживания хозяйства. ГрузСХИ, Тбилиси, 1974.
11. Черкасов А. А. Пособие для практических занятий по мелиорации. Сельхозгиз, М., 1945.
12. Юневич Д. П. О скоростях стекания воды по поверхности тонким слоем. «Метеорология и гидрология», № 9, 1937.
13. Boroku-szeszicz K. I. Hidrológiai közlány, 1960 № 1
-

УДК 532. 543 : 627. 157. 001, 24

Т. Е. КАЦАРАВА
И. Г. КРУАШВИЛИ

ВЛИЯНИЕ СИЛЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ГРУНТОВЫХ ЧАСТИЦ — АГРЕГАТОВ

Многочисленные исследования по фильтрационной устойчивости грунтовых частиц не разрешили этот вопрос окончательно и однозначно. Поэтому расчеты при проектировании оснований гидротехнических сооружений ведутся на базе использования данных отдельных экспериментальных исследований имеющих правомерность в пределах изменения параметров соответствующих конкретным опытам.

Наряду с этим, решение этой задачи будет способствовать правильному осмыслению целых ряд вопросов связанных эрозией устойчивости почво-грунтов.

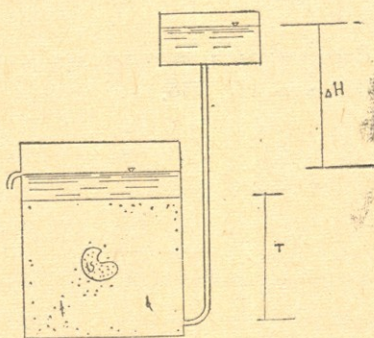


Рис. 1.

Согласно расчетной схеме рис. 1. для модели идеального грунта, можно предположить, что сила гидродинамического давления складывается из двух компонентов: гидростатического и суммарной силы трения, возникающая на поверхностях частиц при фильтрационном движении воды, т. е.

$$D = P + F \dots$$

где D — сила гидродинамического давления

P и F — соответственно силы гидростатического давления и пористости

$$P = \gamma_0 V I (1 - n) \quad (2)$$

$$F = \gamma_0 V I n \quad (3)$$

и, следовательно

$$D = \gamma V \cdot I \quad (4)$$

Рассматривая условие равновесия произвольного объема выделенной внутри фильтрационной области, получим

$$\gamma_0 V I \leq \gamma_v V = (\gamma_r - \gamma_0)(1 - n) V \quad (5)$$

$$I \leq \frac{\gamma_r - \gamma_0}{\gamma} (1 - n) \quad (6)$$

где γ_r и γ_0 — удельные веса грунта и воды

n — обменная пористость

γ — обменный вес грунта в воде.

На основании выражения (6) можно сделать заключение о независимости устойчивости частиц от их размера, что часто неправильно трактуется в специальной литературе [1].

Л и т е р а т у р а

1. Замарин Е. А. Допускаемые и размывающие скорости водного потока. Доклады ВАСХНИЛ вып. 12. 1948.



УДК 532. 53.

Д. С. ЦИКЛАУРИ, И. М. ГЕГЕШИДЗЕ,
Г. А. МАКАЛАТИЯ

РАБОЧАЯ ФОРМУЛА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ К. П. Д. ГИДРОКОМПРЕССОРА СТРУЙНОГО ТИПА

Для определения величины к. п. д. (η) гидрокомпрессора (рис. 1), предназначенного в качестве воздуходувки для компактных ус-

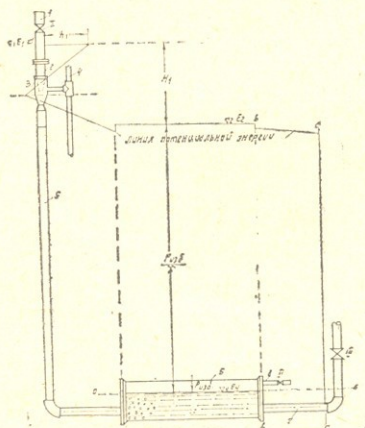


Рис. 1. Схема гидрокомпрессора струйного типа.

1—подводящая труба; 2—конус; 3—струйный насос; 4—воздуховсасывающая труба; 5—рабочая труба; 6—сепаратор; 7—отводящая труба; 8—воздушная труба; I, II, III—задвижки.

тановок необходимо найти выражение работы изотермического сжатия воздуха (A_2) и работы воды (A_1), поскольку их отношение дает выражение коэффициента полезного действия

$$\eta = \frac{A_2}{A_1} \quad (1)$$

Работа, затраченная в секунду на изотермическое сжатие воздуха, будет равна [1]:

$$N_{\text{изт}} = P_a q_a \ln \frac{P_1}{P_a} = 2,303 P_a q_a \lg \frac{P_1}{P_a},$$



а подводимая потоком воды мощность [2]

$$N_{\text{раб}} = \gamma Q_{\text{ж}} H_{a,b}, \quad (3)$$

то подставляя выражение (2) и (3) в (1), получим:

$$\eta = \frac{P_a q_a \ln \frac{P_1}{P_a}}{\gamma Q_{\text{ж}} H_{a,b}},$$

или

$$\eta = \frac{2,303 P_a q_a \lg \frac{P_1}{P_a}}{\gamma Q_{\text{ж}} \cdot H_{a,b}}, \quad (4)$$

где P_a — атмосферное давление;

P_1 — конечное абсолютное давление ($P_1 = P_{\text{изб}} + P_a$);

q_a — объем подаваемого воздуха в единицу времени;

$Q_{\text{ж}}$ — расход воды;

$H_{a,b}$ — используемый напор воды.

По выражению (4) можно определить к. п. д. гидрокомпрессора, или так называемый изотермический к. п. д.

При заданных размерах установки расход воды зависит от коэффициента расхода μ , учитывающего гидравлические потери, величина которого определяется известными гидравлическими способами. В нашем случае (рис.1) расход воды поступающий в сепаратор, можно определить по формуле

$$Q_{\text{ж}} = \mu_{a,b} \sqrt{2gH_{a,b}} \quad (5)$$

где $\mu_{a,b}$ — коэффициент расхода, учитывающий все гидравлические сопротивления установки от точки а до точки в.

Коэффициент расхода $\mu_{a,b}$ можно определить из следующего выражения.

$$\frac{1}{\mu_{a,b}} = 1 + \Sigma \xi + \left(\frac{\lambda}{d} + j \right) l \quad (6)$$

В данном выражении $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов сопротивления в струйном приборе, на поворотах труб, в сепараторе, задвижке и на выходе.

Соппротивление по длине подводящей (рабочей) трубе учитывается выражением $\frac{\lambda}{d} l$, а потери энергии на поддержание и транспортирование воздушных пузырьков струей воды определяется выражением $j l$ где j — гидравлические потери для воздушных пузырьков, а l — длина трубы.

Подставляя выражение расхода воды (5) в формулу (4), получим:

$$\eta = \frac{2,303 P_a q_a \lg \frac{P_1}{P_a}}{\gamma H_{a,b}^{3/2} \sqrt{2g \omega}} \quad (7)$$

Согласно гидравлической схемы (рис. 1), имеем:

$$H_{a,b} = h_1 + H_1, \quad (8)$$

где

$$H_1 = E_1 - E_2;$$

h_1 — пьезометрическая высота, соответствующая давлению воды в точке 1.

С другой стороны можно написать

$$H_{a,b} = \left(\frac{V}{\mu_{a,b}} \right)^2 \frac{1}{2g}, \quad (9)$$

где V — скорость в рабочей трубе.

Из представленной схемы (рис. 1) видно, что пьезометрический напор, соответствующий давлению сжатого воздуха в сепараторе, равен:

$$P_1 = \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{V}{\mu_{b,c}} \right)^2 + P_a. \quad (10)$$

где P_1 — полное давление сжатого воздуха в сепараторе;

V — скорость потока воды в отводящей трубе;

$\mu_{a,b}$ — коэффициент расхода, учитывающий гидравлические сопротивления установки в отводящей трубе, т. е. от точки в до точки с;

P_a — атмосферное давление.

Значение P_1 можно представить и так:

$$P_1 = \frac{\mu_{a,b}^2}{\mu_{b,c}^2} \gamma H_{a,t} + P_a. \quad (11)$$

С учетом выражения (11) формула (7) может быть представлена в таком виде:

$$\eta = \frac{2,303 P_a q_a \lg \frac{\mu_{a1b}^2}{\mu_{b1c}^2} \gamma H_{a,b} + P_a}{\gamma H_{a1b}^{3/2} \mu_{a1b}^{(0)} \sqrt{2g}} \quad (12)$$

Объем воздуха, поступающий в сепаратор можно определить по следующей формуле:

$$q_a = C Q_{ж} = C \mu_{a1b}^{(0)} \sqrt{2g H_{a1b}}, \quad (13)$$

где $C = \frac{q_{\text{возд.а}}}{Q_{ж}}$ — воздухосодержание (отношение расхода воздуха при атмосферном давлении к расходу воды).

Подставляя выражение (13) в формулу (12) и обозначая $\frac{\mu_{a1b}^2}{\mu_{b1c}^2}$ через E , получим:

$$\eta = \frac{2,303 P_a C \lg \frac{\gamma H_{a1b} + P_a}{P_a}}{\gamma H_{a1b}} \quad (14)$$

Заменяя $\gamma H_{a1b} = P_{\text{изб}}$ — измеренным избыточным давлением в сепараторе и вводя обозначение $H_{a,b} = H_0$, окончательно получим:

$$\eta = \frac{2,303 P_a q_{\text{возд.а}} \lg \frac{(P_{\text{изб}} + P_a)}{P_a}}{\gamma Q_{ж} H_0} \quad (15)$$

Полученное выражение (15) является рабочей формулой для определения к. п. д. гидрокомпрессора струйного типа.

Л и т е р а т у р а

1. Циклаури Д. С. Гидравлика, сельскохозяйственное водоснабжение и гидросиловые установки. М., 1970.
2. Циклаури Д. С. Гидрокомпрессоры. М., 1960.
3. Деянов В. П., Мезенцев Ю. С. О движении воздушного пузырька в аэрированном потоке, Труды Харьковского отдела водного хозяйства пром. предприятий. выпуск XX, Киев, 1977.

УДК 532.53,

А. Д. ХУРЦИЛАВА

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ САЛТВИССКОЙ ОРОСИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ В ГРУЗИИ И ОРГАНИЗАЦИЯ ЕЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Рост сумм абсолютных затрат на эксплуатацию государственных систем, обусловлен прежде всего увеличением ввода в эксплуатацию орошаемых площадей. Однако как показал анализ, эти затраты, по некоторым системам растут с опережением темпов прироста орошаемых земель. Такое положение объясняется в первую очередь значительно возросшими расходами на переустройство действующих ирригационных систем за счет операционных средств. Совершенствование оросительных систем Грузии в настоящее время осуществляется на таких системах, как Телетская (Соганлугская и Яглуджская), Тирифонская, Салтвисская и на ряде других.

Салтвисская оросительная система входит в Горийское и Карельское системное управление и расположена на правом берегу р. Большой Лиахви до р. Проне-восточное. Салтвисский магистральный канал (СМК), начиная от Тирифонского головного узла сооруженный в черте г. Цхинвали идет по закрытой галерее длиной 390 м, а затем в открытом земляном канале длиной 10 км до р. Проне-восточное. Канал рассчитан на расход 9,25 м³/сек.

От СМК отходят две ветки: первая орошает земли между железной дорогой и р. Большая Лиахва, вторая — Кведа-Ру.

На поля орошения вода поступает самотеком по открытой распределительной сети. Полив производится по бороздам. Водоотвод обеспечивается коллекторно-сборной сетью.

Система расположена в долине рек Большой Лиахви и Малой Лиахви. Массив орошения с запада ограничен р. Проне-восточное, с востока — р. Лехура.

Климат мягкий, температура среднегодовая $9,7 - 11,1^{\circ}\text{C}$, в июле средняя 22° , максимальная 36° . Сумма температур за вегетационный период (7,5 месяцев) 3720° . Годовое количество осадков $480-550$ мм, из которых за вегетационный период (апрель-сентябрь) выпадает лишь 30%.

Макрорельеф массива спокойный, но микрорельеф сильно выражен. Уклон местности в верхней зоне достигает 0,04, к югу уменьшается до 0,01.

Массив сложен аллювиальными сложениями различного возраста. Почвы на приречных террасах молодые, скелетные, маломощные; на более старых террасах почвы мощнее и насыщены карбонатами; на аревных террасах и повышенных элементах рельефа развиты коричневые лесные почвы. В наиболее пониженных местах распространены заболоченные и лугово-болотные почвы. Поток грунтовых вод направлен на юг; в средней части массива грунтовые воды залегают на глубине 20-30 м.

Источниками орошения служат реки Большая Лиахва, Малая Лиахва и Меджуда.

Большая Лиахва (Диди-Лиахви) — основной источник Салтвисской оросительной системы. Для этой реки характерны большие уклоны (до 0,04) и колебание расходов (от 5 до $500 \text{ м}^3/\text{сек}$). Максимальный расход (1953 г.) — $850 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Малая Лиахва — приток Большой Лиахвы имеет среднегодовой расход до $90 \text{ м}^3/\text{сек}$, наибольший наблюдаемый расход $191 \text{ м}^3/\text{сек}$. Для орошения всего массива расходов трех рек недостаточно. Дефицит воды частично покрывается за счет запасов, создаваемых во вневегетационный период в озере — водохранилище Надарбазеви.

В настоящее время земли объекта Салтвиси, расположенные в двух административных районах находятся под введением двух водных районов: Горийского и Карельского. Система управления разбивается на три самостоятельных ирригационных участка. Из них первый и второй участки Горийского и третий — Карельского района со штатом по 11 единиц эксплуатационных работников (гидрометов, объездчиков) во главе с гидротехником. Земли используются в основном под сады, виноградники и пашню.

Салтвисская оросительная система обслуживает шесть хозяйств: Шиндисский фруктовый совхоз, Квемо Хвитский овощно-семенной совхоз, Варианский фруктовый совхоз, Никозский колхоз (Горийский район), Дванский и Дирбский колхозы (Карельский район).



В результате общего обследования технического состояния Салтвисской оросительной системы, было установлено, что данная система в целом находится в неудовлетворительном техническом состоянии. Поэтому в настоящее время система реконструируется.

Устранение и улучшение общего технического состояния всех сооружений Салтвисской оросительной системы (как старая система в республике) является одним из первых обязательных условий повышения эффективности как самой оросительной системы, так и хозяйств — водопользователей.

В совхозах в зоне орошения данной оросительной системы имеют 13,682 тыс. га орошаемых земель. В структуре обрабатываемых земель этих совхозов преобладающий удельный вес имеют фрукты (58,5%), зерновые (30,60%), дальше идут кормовые (5,2%), сахарная свекла (3,8%), овощи (2,5%) и виноградники (1,1%).

При рассмотрении урожайности поливных с/х культур, как показывают данные за последние четыре года (1972-1975 гг.), по основным культурам наблюдаются низкие урожайности. Они значительно ниже возможного, так как средняя урожайность, например, зерновых $4 \div 15$ ц., огородных — $90 \div 120$ ц., виноградников — $15 \div 18$ ц и т. д.

В результате такой низкой урожайности, естественна высокая себестоимость производимой продукции, которая в большинстве случаев превышает плановую в 1—2 раза.

Прежде, чем перейти к анализу эксплуатационных затрат по массиву Салтвиси, необходимо рассмотреть показатели ирригационного освоения площади систем и выполнения плана полива по этому массиву за последние годы (табл. 1).

Из данных таблиц видно, что площадь полива нетто и другие ирригационные показатели оросительной системы в течении 1971 — 1975 гг. уменьшаются постепенно за счет ухудшения технического состояния системы. Коэффициент использования земель составляет 0,87; количество поливов за сезон на 1 га 1,65; водоподача в хозяйстве в среднем 19 161 тыс. м³, поливная норма брутто 798 м³/га и оросительная норма брутто — 2113 м³/га.

Общие затраты средств на эксплуатацию системы, кроме затрат на содержание штата гидроучастков, складываются из производственных или эксплуатационных затрат на капитальный и текущий ремонты гидротехнических сооружений, построек и прочих затрат.

Распределение соотношений их по указанным видам по всему массиву Салтвиси за пять лет показаны в таблице 2.

Фактические эксплуатационные затраты (амортизационными отчислениями) на орошаемом массиве Салтвиси и в среднем за 10 лет составляет 83.03 тыс. руб., по проекту предусмотрено 123.13 рублей.

Состояние ирригационного освоения по орошаемому массиву Салтвиси за 1971-1975 годы

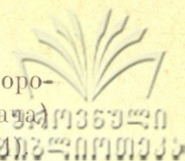
Таблица

Показатель	В среднем за пять лет
Площадь полива, нетто (в га)	9082
Площадь полива, брутто (в га)	10460
Коэффициент земельного использования по мелиорируемой площади	0,87
Гектар полива (в га)	24010
Водопадача в хозяйство (в тыс. м ³)	19161
Водозабор из головного узла (в тыс. м ³)	27459
Коэффициент полезного действия (общий по системе)	0,70
Поливная норма брутто в хозяйстве (м ³ /га)	798
Оросительная норма брутто в хозяйстве (в м ³ /га)	2113
Количество поливов за сезон в среднем на 1 га	2,65

Переходя к рассмотрению эксплуатационных затрат по системе Салтвиси, следует отметить, что наибольший удельный вес занимают эксплуатационные затраты по содержанию штата — 41,90%, следующим по удельному весу являются производственные затраты — 22,75%. Далее идут затраты на текущий ремонт — 15,98%. Прочие затраты составляют — 12,45% и на капитальный ремонт — 6,37%. Капитальный и текущий ремонты имеют тенденцию к росту в связи с повреждением ремонтных работ по усовершенствованию систем.

Анализ эксплуатационных затрат по их видам показывает, что сокращение общих затрат могут быть достигнуты за счет уменьшения их на содержание штатов путем укрупнения гидроучастков. Сокращение затрат на текущий и капитальный ремонт может быть достигнуто лишь за счет улучшения качества строительства и ремонтных работ, в этом случае увеличиваются доремонтные и межремонтные сроки по отдельным объектам и сооружениям оросительной системы.

Для определения складывающихся нормативных размеров эксплуатационных затрат важно выразить их в соотношении с общей площадью, количество выношенной израсходованной воды на оро-



те. Наиболее важным являются показатели затрат на 1 га орошаемой площади и на 1 м³ поданной воды в хозяйстве (водоподачи фактической израсходованной воды из головного узла (табл. Исходя из общих годовых фактических затрат на эксплуатацию Салтвиси и приведенных выше показателей площади орошения и выполнения плана полива, удельные эксплуатационные затраты по хозяйственной сети за пять лет представлены в таблице 3.

Как видим, показатели эксплуатационных затрат на 1 га всей орошаемой площади примерно одинаковы, с изменением показателей ирригационного освоения земель Салтвиси затраты на 1 га полей, на 1 га полива и 1 м³ водозабора и водоподачи хозяйствам по годам несколько отличны и имеют тенденцию к уменьшению.

Таким образом, из этих соображений в качестве средних типичных нормативов затрат по межхозяйственной сети Салтвиси и для аналогичных условий имеются основания принять следующие эксплуатационные затраты:

Таблица 2
Фактические эксплуатационные затраты средств на массиве
за 1971—1975 г.г. (тыс. руб.)

Вид затрат	В среднем за пять лет	Расходы в итоге
содержание штата эксплуатационного управления и гидроучастков	34,12	41,09
производственные затраты	18,39	22,75
текущий ремонт	13,28	15,98
прочие затраты	10,3	12,45
капитальный ремонт	5,3	6,37
трудовое участие	1,09	1,36
Всего	83,03	100

на 1 га орошаемой площади (брутто) — 7,95 руб.
фактической площади полива (нетто) — 9,17 руб.
всех поливов — 3,40 руб.
на 1 м³ водозабора — 0,30 коп.
видоподачи — 0,43 коп.

Стоимость подаваемой воды на 1 га (при оросительной норме—

2113 м³/га) составляет в среднем — 9,1 руб. Сумма стоимости потребляемой воды в хозяйстве составляет в среднем 18,27 рублей.

**Удельные эксплуатационные затраты средств по массиву
Салтвиси за 1967 — 1971 годы**

Годы	Абсолютные затраты (в тыс. руб.)	З а т р а т ы				
		На 1 га оро- шаемой пло- щади брут- то (руб.)	На 1 га фа- ктической по- щади по- лива, нетто (руб.)	На 1 га фа- ктической по- щади по- ливов (руб.)	На 1 м ³ водоза- бора (коп.)	На 1 м ³ водоза- бора (коп.)
1971	84,50	7,76	8,92	4,25	0,34	0,34
1972	67,62	6,29	7,24	2,89	0,26	0,26
1973	71,27	6,84	7,94	2,80	0,25	0,25
1974	101,07	9,85	11,32	3,72	0,33	0,33
1975	90,40	9,07	10,43	3,34	0,33	0,33
В среднем	83,03	7,95	9,17	3,40	0,30	0,30

Удельные капитальные вложения на 1 га составляет в среднем по проекту 80,00 руб./га и по балансовой стоимости 123,15 руб./га. Площадь орошения нетто проектная 13,68 тыс. га и фактическая 9,08 тыс. га.

Как показывают данные, для обоснования нормативных размеров эксплуатационных затрат по оросительным системам необходимо иметь данные и средние показатели за ряд лет, или, что более правильно, исходить из итогов выполнения плана в годы, нормального ирригационного освоения поливных земель и работы системы. В этом случае наличие многолетних данных позволяют обосновать типичные показатели эксплуатационных затрат и судить об их нормативных размерах.

Удельные затраты на 1 га площади орошения в среднем за пять лет при одинаковых примерно размерах ее и годовых расходах могут быть приняты как типичные нормативные для данных поливов.

Л и т е р а т у р а

1. Брежнев Л. И. Отчетный доклад ЦК КПСС на XIV съезде КПСС, 1971.

Косыгин А. Н. Директивы XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-1975 гг. М., 1971.

Херц М., Хавранин К., Эффективно использовать оросительную воду. «Гидротехника и мелиорация» 1960, № 11.

Брагинский Л. Мелиорация и экономические рычаги, «Плановое хозяйство». Издательство «Урожай», Киев, 1970, Выпуск № 3.

Оросительные и обводительные системы СССР, Выпуск 4, Грузинская ССР, М., 1968.



საქართველოს
სასოფლო-სამეურნეო
ინსტიტუტის

ТРУДЫ ГРУЗИНСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ИНСТИТУТА, Т. 114, 1980

УДК 532.5:627,157

Ф. В. ГОЛЬДИН

К РАСЧЕТУ ПРОМЫВА ОТСТОЙНИКОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Широкое применение отстойников на оросительных и гидроэнергетических системах и обоснованное назначение степени осветления потока в них требует дальнейшего усовершенствования методов гидравлического расчета. Согласно нормативным документам (1) при расчете промыва отстойников необходимо, как знание изменения вдоль пути объемной концентрации промывного потока, которую можно рассчитать по зависимости полученным в работах [2, 3, 4 и др.], так и знание скорости начала «трогания» частиц наносов, сложившихся в отстойниках.

Сравнение многочисленных формул, по которым определяется скорость начала «трогания» частиц наносов дает различные результаты [5, 6], поэтому мы с помощью новой методики исследования струнгов на размыв [7], пошли по пути определения силового воздействия потока на частицы, когда они находятся на дне турбулентного потока. При этом сохраняется заданный режим потока, не нарушается его структура, четко фиксируется момент отрыва частиц, учитывается их форма и начало движения (качение или скольжение), что дает возможность более правильно назначать необходимую промывную скорость и тем самым более рационально осуществить гидравлический промыв отстойников, русловых водохранилищ, каналов и др.

На основе проведенных экспериментов был получен критерий устойчивости для частиц находящихся на дне турбулентного потока с учетом их формы:

$$\frac{\tau \cdot S}{F} = f \cdot \Delta_f \quad (1)$$

где τ — касательные усилия в равномерном турбулентном потоке, действующие на исследуемые частицы;
 S — площадь миделя шарообразных частиц;
 F — сила, удерживающая частицы на дне;
 f — коэффициент сопротивления; эксперименты показали, что для шарообразных частиц величина постоянная, равная 0,03;
 Δ_f — коэффициент формы частиц различных форм. Эксперименты показали, что для частиц, начало движения которых качение (окатанная форма) $\Delta_f = 1,5$, для частиц начало движения которых скольжение (трудноподвижная форма — плоские частицы, прямоугольники и др.) $\Delta_f = 2$.

Используя (1) была получена зависимость для допускаемых (неразмывающих) скоростей водного потока с учетом формы частиц. Переходя от допускаемых (неразмывающих) скоростей к скорости «срыва» отдельных зерен (по В. Н. Гончарову) и далее к массовому движению наносов (по Г. И. Шамову), была получена зависимость для массового движения наносов с учетом их формы, рекомендуемая для расчета промывки отстойников.

$$V_{\text{пр}} = 2lg \left(\frac{8,8H}{d} \right) \sqrt{g \cdot d_5 \cdot \Delta_f} \quad (2)$$

где: H — глубина потока;

d_5 — диаметр отложившихся наносов.

Применим полученную зависимость (2) для расчета промывной скорости в отстойниках.

Для расчета возьмем отстойник на каналах оросительных систем горно-предгорной зоны, встречающиеся в Грузии, Азербайджане, Армении, Киргизии и других республиках.

Для расчета возьмем экспериментальные данные головного отстойника оросительной системы р. Ирдык [8]:

- отстойник рассчитан на расход 3 м³/с;
- оптимальный промывной расход не превышает 1,5-1 м³/с;
- глубина при промыве 0,1-0,2 м
- при занесении отстойника крупность наносов на поверхности гряды уменьшается по длине отстойника на откосе характеризует собой среднюю крупность всего объема гряды, изменяющаяся от 12,1 до 2,5 мм по длине отстойника..

Для данного отстойника промывная скорость на поверхности воды, измеренная поплавками, в среднем равнялась 2 м/с.

Для расчета принимаем:

$$d_5 = 10 \text{ мм},$$

$$H = 0,2 \text{ м}.$$



Так как расчет ведется для отстойника горно-предгорной зоны, то частицы попадающие в него будут в основном необкатанными, поэтому Δ_f принимаем для трудноподвижной формы равный 2, тогда необходимая промывная скорость

$$V_{\text{пр}} = 2lg \left(\frac{8,8 \cdot 0,2}{0,01} \right) \sqrt{9,81 \cdot 0,01 \cdot 2} \approx 1,99 \text{ м/с},$$

(по Мухину В. А., $V_{\text{пр}} = 2 \text{ м}$ [8].)

Вычисленные значения промывной скорости по зависимости (2) сопоставлены с нормативными документами [1] и приведены в табл. 1 из которой видно, что при назначении промывной скорости в от-

Таблица 1*

Значения необходимых промывных скоростей для частиц со средневзвешенными диаметрами более 1 мм по нормативной зависимости (1) и полученной нами с учетом формы частиц (2)

V(м/с) при средней глубине H=1 м						
Диаметр частиц (мм) d	ВСН—11—15—77 для d > 1 мм $\frac{1}{6} \cdot d$ $V_{\text{пр}} = 12H$	По зависимости (2) $V_{\text{пр}} = 2lg \left(\frac{8,8H}{d} \right) \sqrt{gd_s \Delta_f}$		% $\Delta_f = 1,5$ $\Delta_f = 2$ $\Delta_f = 1,5$ $\Delta_f = 2$		
1,2	1,27	1,03	1,19	19	6,3	
2	1,51	1,25	1,44	17	4,6	
3	1,73	1,46	1,68	16	2,9	
4	1,90	1,62	1,87	15	1,6	
5	2,05	1,76	2,03	14	1,0	
6	2,18	1,88	2,17	14	—	
7	2,30	1,99	2,30	13,5	—	
8	2,40	2,09	2,41	13	—	
9	2,50	2,18	2,51	13	—	
9,5	2,54	2,22	2,56	13	—	

* Для наиболее крупных частиц наносных отложений (более 10 мм) нормативными документами (1) дается таблица, в которой назначаемые промывные скорости не соответствуют результатам вычисленным по нормативной зависимости, поэтому на дальнейших сопоставлениях мы не останавливаемся.

стойниках, построенных на равнинных участках рек (для которых Δ_f в первом приближении можно принять равным 1,5), для частей со средневзвешенными диаметрами более 1 мм расход воды можно уменьшить в среднем на 14%. Для отстойников на участках горно-предгорной зоны (для которых Δ_f в первом приближении можно принять 2) полученные результаты хорошо согласуются с нормативными.

Л и т е р а т у р а

1. Инструкция по проектированию отстойников и наносоперехватывающих сооружений для оросительных систем. Минводхоз СССР, М., 1977.
2. Гегешидзе И. М. Гидравлический расчет водопроводных горизонтальных отстойников. Труды ГрузНИИГиМ, вып. 27, Тбилиси, 1969.
3. Гольдин Ф. В. Новый метод расчета промыва ирригационных отстойников периодического действия на основе применения общего дифференциального уравнения взвешенных потоков. Тезисы докладов республиканской научной конференции молодых ученых и аспирантов, изд-во ГрузСХИ, Тбилиси, 1970.
4. Натишвили О. Г. О переносе твердых взвешенных частиц турбулентным русловым потоком. Труды ГрузНИИГиМ, вып. 23, Тбилиси, 1965.
5. Романовский В. В. Исследование начальной скорости влечения частиц наносов. Труды ГГИ, вып. 210, Л., 1974.
6. Шамов Г. И. Речные наносы. Гидрометиздат, Л., 1959.
7. Гольдин Ф. В. Экспериментальная установка по определению сил воздействия потока на частицы. В сб. «Эрозионные и селевые процессы: борьба с ними», вып. 4, М., 1975.
8. Мухин В. А. Характеристика отстойника оросительной системы р. Иртыш. КиргНИИВХ, «Вопросы водного хозяйства» (гидротехника), 17, изд-во «Киргизстан», 1969.



УДК 532. 135. 001. 5+681. 3. 06

А. А. САХВАДЗЕ, В. Г. УШАКОВ,
А. И. НАРЯДОВА

ВЯЗКОСТНЫЕ СВОЙСТВА САПРОПЕЛЯ ОЗ. ПАЛИАСТОМИ (ГРУЗИНСКАЯ ССР)

Сапропель оз. Палиастоми относится к высокоценным полезным ископаемым. Он является высокоценным естественным удобрением и может эффективно использоваться в сельском хозяйстве [1]. Запасы сапропеля весьма значительны. Поэтому целесообразна лишь механизированная разработка месторождения в сочетании с транспортировкой сапропеля с помощью насосов по трубам непосредственно к месту его потребления. При этом не только повышается производительность труда, но и исключается ручной труд.

Однако проектирование и выбор оборудования для гидротранспорта сапропеля, а также разработка рекомендаций по подготовке водосапропелевых смесей к транспортировке затруднены тем, что вязкостные свойства Палиастомского сапропеля до настоящего времени не изучались. Не определена, в частности, принадлежность сапропели к определенному (по реологическим свойствам) классу жидкостей, не разработана его реологическая модель, не исследовано влияние температуры и плотности (влажности) на вязкостные параметры водосапропелевых смесей. Изучению этих факторов и посвящена настоящая работа.

При разработке методики ее проведения было предположено, что судя по результатам исследований подобных жидкостей [2, 3, 4] водосапропелевая смесь представляет собой неньютоновскую жидкость. Поэтому в опытах был применен ротационный вискозиметр РВ-8 системы Воляровича, позволяющий изучать неньютоновские жидкости в широком диапазоне плотностей и температур. В отличие от серийно выпускаемого вискозиметра прибор, использованный в опытах, был снабжен электрическим секундомером, автоматически регистрирующим продолжительность эксперимента. При

обработке опытных данных учитывалась только та часть эксперимента, в течении которой скорость вращения рабочего цилиндра была равномерной (т.е. исключался начальный период, характерный ускорением вращения цилиндра). Это повысило точность определения скорости сдвига.

В опытах было изучено 7 образцов сапропеля различной плотности: $\rho = 1250 \div 1450 \text{ кг/м}^3$. Приготовление образца требуемой плотности состояло в разбавлении водой исходного порошкообразного сапропеля. Плотность определялась взвешиванием сапропеля в сосуде известного объема. Измерение ρ проводилась каждый раз перед заправкой вискозиметра.

Температура сапропеля в вискозиметре поддерживалась на заданном уровне как с помощью электронагревателя регулируемой мощности, так и путем добавления в термостат прибора охлажденной воды. Диапазон температур сапропеля в опытах составил $8 \div 43^\circ\text{C}$. Во время измерений температура сапропеля контролировалась термомпарами и ртутным термометром.

Основными измеряемыми величинами были масса грузов, вызывающих вращение ротора, и продолжительность эксперимента. Сведения об этих величинах, наряду с данными о конструкции прибора и результатами его тарировки, позволили рассчитать сопротивление сдвигу τ и скорость сдвига $\dot{\gamma}$ в конкретном единичном опыте. Для исключения случайных ошибок каждый опыт повторялся не менее 3-4-х раз. Для каждого образца сапропеля проводилось 5-6 опытов при различных скоростях сдвига в диапазоне $\dot{\gamma} \approx 0 \div 150 \text{ с}^{-1}$ и заданной температуре. Всего, не считая дублирующих экспериментов, было проведено более 150 опытов.

Первый этап обработки экспериментального материала состоял в построении кривых течения, описывающих связь между сопро-

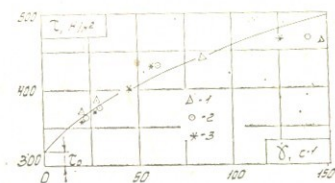


Рис. 1. Кривая течения водосапропелевой смеси плотностью 1420 кг/м^3 — расчетная линия по реологическому уравнению; опытные точки при температуре 1 — 10°C ; 2 — 23°C ; 3 — 40°C .

тивлением сдвигу τ и скорость сдвига $\dot{\gamma}$ сапропеля при плотности ρ и температуре t .

Как показал анализ, вид кривых течения — плавная выпуклая кривая, обращенная выпуклостью вверх и пересекающая ось ординат $\tau > 0$ — подобен для всех испытанных образцов сапропеля (типичный вид кривой течения приведен на рис.1). Это говорит о том, что водосапропелевую смесь (во всяком случае в пределах исследованных значений ρ и t) следует рассматривать как нелинейную вязко-пластичную жидкость. В зависимости от плотности величина τ существенно изменяется — при фиксированном значении скорости сдвига $\dot{\gamma}$ растет при увеличении плотности; например, при $\dot{\gamma} = 50 \text{ с}^{-1}$ имеем $\tau = 11 \text{ Н/м}^2$ для $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ и $\tau = 430 \text{ Н/м}^2$ для $\rho = 1425 \text{ кг/м}^3$.

Что же касается температуры, то опыты не обнаружили влияния этого фактора на вязкость сапропеля — во всем исследованном диапазоне плотностей и температур. На рис. 1, приведенном в качестве примера, экспериментальные точки, полученные при температурах сапропеля 10, 23 и 40°C с одинаковым разбросом укладываются по одну общую кривую. Если учесть, что в указанном диапазоне температур вязкость воды, носителя частиц сапропеля, изменяется почти в 2 раза, то отмеченный выше результат может быть объяснен тем, что вязкость сапропеля определяется лишь трением частиц сапропеля друг о друга и величина вязкости зависит лишь от концентрации частиц сапропеля.

Наличие совокупности кривых течения водосапропелевых смесей различной плотности позволило получить набор реологических уравнений Палиастомского сапропеля. При этом была использована методика обработки реометрических наблюдений на ЭВМ [4] и опыт ранее проведенных исследований вязкости некоторых озерно-речных осадков [5]. Этот опыт подсказывает, что кривые течения сапропеля, судя по их виду, могут быть удовлетворительно описаны уравнением Гершеля-Балкли [2] —

$$\tau = \tau_0 + A \dot{\gamma}^m \quad (1)$$

где τ_0 — начальное сопротивление сдвигу,

A, m — реологические параметры.

При такой постановке задачи цель обработки кривых течения состояла в определении численных значений τ_0 , A и m для после-

дованных образцов и в анализе их зависимости от плотности сапропеля.

Начальное сопротивление сдвигу τ_0 определялось по кривым течения, как ордината точки пересечения этой кривой

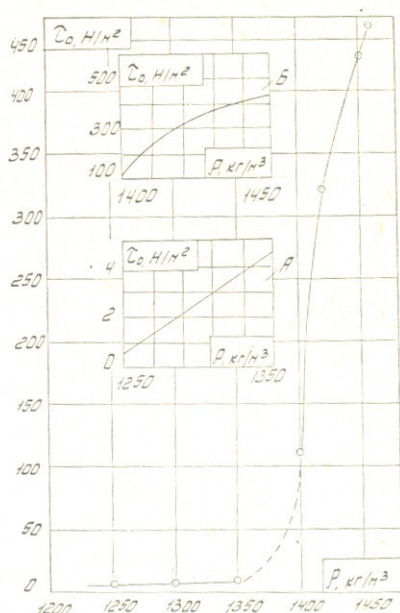
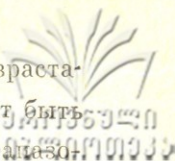


Рис. 2. Зависимость начального сопротивления сдвигу от плотности водно-сапропелевой смеси.

вой с осью ординат. Величина τ_0 , как показано на рис. 2, с ростом плотности сапропеля возрастает, однако и абсолютная величина τ и темп ее зависимости от плотности существенно неодинаковы в разных диапазонах значений ρ . Начальное сопротивление сдвигу весьма разбавленных сапропелей ($\rho \approx 1250 \text{ кг/м}^3$) мало и слабо зависит от плотности: при увеличении плотности от $\rho = 1250$ до $\rho = 1350 \text{ кг/м}^3$ абсолютный прирост τ_0 составляет всего $\approx 4 \text{ Н/м}^2$. При дальнейшем таком же увеличении плотности от $\rho = 1350 \text{ кг/м}^3$ до $\rho = 1450 \text{ кг/м}^3$ начальное сопротивление сдвигу скачкообразно возрастает почти в 100 раз — до значения τ_0 450 Н/м^2 . Такое изменение расположения кривой $\tau_0 = f(\rho)$ на наш взгляд является следствием того, что при $\rho \approx 1350 \text{ кг/м}^3$ частицы сапропеля, существовавшие при меньших плотностях отдельно, без связи друг с другом, начина-



ют слипаться, образуя структуру, прочность которой резко возрастает по мере увеличения ρ . Опытная зависимость $\tau_0 = f(\rho)$ может быть описана аналитически следующими соотношениями: для диапазонов плотностей $\rho = 1250 \div 1350 \text{ кг/м}^3$, рис. 2А, —

$$\tau_0 = 0,04 \rho - 49,5, \text{ Н/м}^2 \quad (2)$$

для диапазона плотностей $\rho = 1400 \div 1450 \text{ кг/м}^3$, рис. 2Б, —

$$\tau_0 = 120(\rho - 1399)^{0,323}, \text{ Н/м}^2 \quad (3)$$

Погрешность обобщения опытных данных уравнением (1) не превышает 8% и уравнением (2) — 2%.

Реологические параметры A и n определялись с помощью ЭВМ «Наири-С» по специальной программе, составленной на языке «Автоматизированное». Исходными данными для расчетов по этой программе являются сведения о величинах сопротивлений сдвигу при соответствующих скоростях сдвига, взятые по экспериментальным кривым течения [4].

Анализ результатов расчетов значений реологических характеристик сапропеля показал, что параметр $n=0,64$ во всем исследованном диапазоне плотностей водосапропелевых смесей, а параметр A для разжиженных смесей $\rho = 1250 \div 1350 \text{ кг/м}^3$ равен $A=0,7 \text{ Н} \cdot \text{с}^{0,64}/\text{м}^2$ а для смесей с повышенной концентрацией сапропеля при $\rho = 1400 \div 1450 \text{ кг/м}^3$ — $A = 1 \text{ Н} \cdot \text{с}^{0,64}/\text{м}^2$. При этом реологические уравнения, обобщающие результаты экспериментов с погрешностью, не превышающей 5% для подавляющего числа опытов и лишь в отдельных экспериментах доходящей до 10%, записанные с учетом выражений (1), (2), (3), имеют следующий вид:

для существенно разжиженных водосапропелевых смесей (при $\rho = 1250 \div 1350 \text{ кг/м}^3$) —

$$\tau = 0,04 \rho - 49,5 + 0,7 \dot{\gamma}^{0,64}, \text{ Н/м}^2, \quad (4)$$

для концентрированных смесей ($\rho = 1400 \div 1450 \text{ кг/м}^3$) —

$$\tau = 120(\rho - 1399)^{0,323} + 1 \dot{\gamma}^{0,64}, \text{ Н/м}^2 \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) рекомендуются для расчета сопротивления сдвигу в области скоростей сдвига $\dot{\gamma} = 0 \div 150 \text{ с}^{-1}$. О их достоверности свидетельствует удовлетворительное совпадение расчетной линии и

экспериментальных точек, приведенных в качестве примера на рис. 3 для сапропеля плотностью $\rho = 1420 \text{ кг/м}^3$.

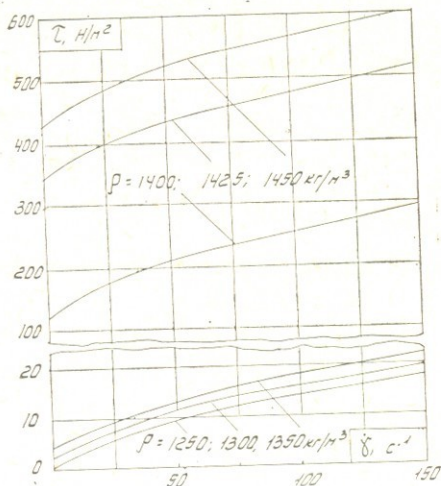


Рис. 3. Кривые течения водосапропелевых смесей.

На рис. 3 приведены кривые течения водосапропелевых смесей, рассчитанные по уравнениям (4) и (5) для круглых значений плотности. Анализ величин сопротивлений сдвигу по этим кривым показывает, что для механизированной транспортировки по трубам водосапропелевых смесей с минимальными потерями напора их плотность не должна превосходить 1350 кг/м^3 . При превышении этой границы потери напора существенно (в десятки раз) возрастают.

Литература

1. Сахвадзе А. Л. Основные характеристики сапропеля и возможность его использования в сельском хозяйстве. Труды ГрузСХИ т. 107, 1978.
2. Ш у л ь м а н З. П. Конвективный теплоперенос реологически сложных жидкостей. М. «Энергия», 1975.
3. Ушаков В. Г., Харитонов С. А. Реологические свойства Тамбукашской лечебной грязи. «Известия СКНЦВШ», серия «Технические науки», 1974, № 2.
4. Нарядова Л. И. Обработка экспериментальных данных по реологии лечебных грязей на ЭВМ. «Известия СКНЦВШ», серия «Технические науки», 1980, № 4.
5. Ушаков В. Г., Нарядова Л. И. Совершенствование методики определения реологических свойств озерно-речных отложений. В кн. «Гидрогеология и инженерная геология», межвузовский сборник, Новочеркасск, 1980.



УДК 532.53

М. Р. АГНИАШВИЛИ

ЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ ТРЕТЬЕЙ ОСНОВНОЙ ГРАНИЧНОЙ ЗАДАЧИ КОЛЕБАНИЯ МОМЕНТНОЙ ТЕОРИИ ТЕРМОУПРУГОСТИ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВА С ШАРОВОЙ ПОЛОСТЬЮ

Основные уравнения термоупругих стационарных колебаний моментной теории упругости в случае однородной изотропной среды записываются следующим образом (13).

$$\begin{aligned} (\mu + \alpha)\Delta u + (\lambda + \mu - \alpha) \operatorname{grad} \operatorname{div} u + \rho \sigma^2 u + 2\alpha \operatorname{rot} \omega - \gamma \operatorname{grad} \Theta &= 0, \\ \gamma \varepsilon \Delta \omega + (\beta + \gamma - \varepsilon) \operatorname{grad} \operatorname{div} \omega + (I \sigma^2 - 4\alpha) \omega + 2\alpha \operatorname{rot} u &= 0, \\ \Delta \Theta + \frac{i\sigma}{I} \Theta + i\sigma \eta \operatorname{div} u &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

где $u = (u_1, u_2, u_3)$ — вектор смещения, $\omega = (\omega_1, \omega_2, \omega_3)$ — вектор вращения, Θ — температура, $\lambda, \mu, \alpha, \gamma, \varepsilon, \beta, I, \eta$ — физические постоянные, характеризующие упругие и тепловые свойства тела, ρ — плотность массы, J — момент инерции, σ — частота колебания, Δ — оператор Лапласа, i — мнимая единица.

Всякое решение уравнения (1) единственным образом представимо в виде

$$\begin{aligned} u(x) &= K\lambda_1 \operatorname{grad} \varphi^{(1)}(x) + K\lambda_2 \operatorname{grad} \varphi^{(2)}(x) + \varphi^{(3)}(x) + \varphi^{(4)}(x), \\ \omega(x) &= K\lambda_3 \operatorname{rot} \varphi^{(3)}(x) + K\lambda_4 \operatorname{rot} \varphi^{(4)}(x) + \operatorname{grad} \varphi^{(5)}(x), \\ \Theta(x) &= \varphi^{(1)}(x) + \varphi^{(2)}(x); \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$(\Delta + \lambda_i^2) \varphi^{(i)}(x) = 0, \quad i = 1, \dots, 5, \quad (3)$$

$$\operatorname{div} \varphi^{(3)}(x) = 0, \quad \operatorname{div} \varphi^{(4)}(x) = 0; \quad (4)$$

$$K_{lj} = \frac{\nu}{(\lambda + 2\mu) k_1^2 + \lambda_j^2}, \quad j=1,2, \quad K_{lj} = \frac{2\alpha}{(\gamma + \varepsilon) \lambda_j^2 + K_2^2}, \quad j=3,4;$$

$$\lambda_1^2 + \lambda_2^2 = \frac{\rho \sigma^2}{\lambda + 2\mu} + \frac{i\sigma}{I} + \frac{i\gamma\nu}{\nu + 2\mu}, \quad \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 = \frac{\rho \sigma^2}{\lambda + 2\mu} \cdot \frac{1}{I},$$

$$\lambda_3^2 + \lambda_4^2 = \frac{I\sigma^2 - 4\alpha}{\gamma + \varepsilon} + \frac{\rho \sigma^2}{\mu + \alpha} + \frac{4\alpha^2}{(\gamma + \varepsilon)(\mu + \alpha)}, \quad \lambda_3^2 \cdot \lambda_4^2 = \frac{I\sigma^2 - 4\alpha}{\gamma + \varepsilon} \cdot \frac{\rho \sigma^2}{\mu + \alpha}$$

$$k_1^2 = \frac{\rho \sigma^2}{\lambda + 2\mu}, \quad k_2^2 = \frac{I\sigma^2 - 4\alpha}{\gamma + \varepsilon}, \quad \lambda_5^2 = \frac{I\sigma^2 - 4\alpha}{\beta + 2\gamma};$$

$\Phi^{(3)}(x)$ и $\varphi^{(4)}(x)$ — трехмерные вектор-функции, а $\varphi^{(1)}(x)$, $\varphi^{(2)}(x)$ и $\Phi^{(3)}(x)$ — скалярные функции.

Обозначим внешнюю область шара $\{x: |x| \leq R\}$ через D^- , а границу шара — через S .

В работе решается следующая граничная задача (задача (III)-): найти в области D^- решение $V = (u, \omega, \Theta)$ системы (1) из класса $C^2(D^-) \cap C^1(D^-)$, удовлетворяющее на бесконечности условию термоментного излучения (см. [5]), а на S — граничному условию.

$$U|_S = f^{(1)}, \quad U|_S = f^{(2)}, \quad \left. \frac{\partial \Theta}{\partial n} \right|_S = f_3, \quad \left. \frac{\partial \Theta}{\partial h} \right|_S = f_3 \quad (III)^-$$

Здесь $f^{(i)} = (f_1^{(i)}, f_2^{(i)}, f_3^{(i)})$; $i=1,2$ — заданные на S вектор-функции, f_3 — скалярная функция также заданная на S .

Сущность построения эффективного решения поставленной задачи заключается в том, чтобы найти решения уравнений $(\Delta + \lambda_j^2) \varphi^{(j)} = 0$ $j=1-5$ удовлетворяющие условиям $\operatorname{div} \varphi^{(3)} = 0$, $\operatorname{div} \varphi^{(4)} = 0$, так же, чтобы представление (2) давало решение поставленной задачи.

Решение уравнения $(\Delta + \lambda_j^2) \varphi^{(i)} = 0$ в области D^- представляется в виде

$$\varphi^{(i)}(x) = \sum_{m=0}^{\infty} R_{mj} r_m \cdot y_m^{(i)}(v, \varphi), \quad (5)$$

r, v, φ — сферические координаты точки x ;

$$R_{mj} z_j = \sqrt{\frac{R}{r}} \frac{H^{(1)}_{m+\frac{1}{2}}(\lambda_j r)}{H^{(1)}_{m+\frac{1}{2}}(\lambda_j r)}. \quad (6)$$

Здесь $H^{(1)}_{m+\frac{1}{2}}$ — функция Ганкеля первого рода: $y^{(1)}_{m'}(v, \varphi)$ при

$j=1, 2, 5$ — сферические функции порядка m , а при $j=3, 4$, $y^{(j)}_{m'}$ — сферические функции порядка m .

Так как $(\Delta + \lambda_j^2) \varphi^{(j)} = 0$ и $\text{div } \varphi^{(j)} = 0$, $j=3, 4$, то $(\Delta + \lambda_j^2)(x \cdot \varphi^{(j)}) = 0$ где $(x \cdot \varphi^{(j)})$ скалярное произведение вектора x на вектор $\varphi^{(j)}(x)$. Поэтому, в области D — функция $(x \cdot \varphi^{(j)}), (j=3, 4)$ представляется следующим образом:

$$(x \cdot \varphi^{(j)})(x) = \sum_{m=0}^{\infty} R_{mj}(r) z_m^{(j)}(v, \varphi) \quad (7)$$

Здесь R_{mj} определено равенством (6), а $Z_m^{(j)}, j=3, 4$ — сферическая функция порядка m .

Введем матричный дифференциальный оператор (см. I).

$$M(\partial_x, n(x)) = \| M_{kj}(\partial_x, n(x)) \|_{3 \times 3} \quad (8)$$

$$M_{kj}(\partial_x, n(x)) = n_j(x) \frac{\partial}{\partial x_k} - n_k(x) \frac{\partial}{\partial x_j},$$

$$\text{где } n(x) = \left(\frac{x_1}{r}, \frac{x_2}{r}, \frac{x_3}{r} \right), \quad r = |x|.$$

$$\frac{\partial}{\partial S_k(x)} = \left[n(x) \times \nabla(\partial_x) \right]_k, \quad \nabla(\partial_x) = \left(\frac{\partial}{\partial x_1}, \frac{\partial}{\partial x_2}, \frac{\partial}{\partial x_3} \right),$$

(символ $[u \times v]$ означает векторное произведение вектора u на вектор v , через $[u \times v]_k$ обозначена его k -ая компонента)

Предположим, что граничные данные задачи (III)', $f^{(1)}, f^{(2)}, f_3$, а также $(n \cdot f^{(1)}), [n \times f^{(i)}]$ ($i=1, 2$) разлагаются в абсолютно и равномерно сходящиеся ряды по полной ортогональной системе сферических функций.

$$f_k^{(i)} = \sum_{m=0}^{\infty} f_{mk}^{(i)}, \quad (n \cdot f^{(i)}) = \sum_{m=0}^{\infty} \dots_m, \quad (9)$$

$$[n \times f^{(i)}]_k = \sum_{m=0}^{\infty} [n \times f^{(i)}]_{mk}, \quad f_3 = \sum_{m=0}^{\infty} f_{m3}$$

$$i=1, 2; \quad k=1, 2, 3.$$

Предположим также, что вторые производные этих рядов существуют абсолютно и равномерно.

В силу определения оператора $\frac{\partial}{\partial S_k(x)}$ в случае сферической поверхности легко показать справедливость следующих соотношений

$$\sum_{k=1}^3 n_k(x) \frac{\partial}{\partial S_k(x)} = 0, \quad \frac{\partial n_k(x)}{\partial S_k(x)} = 0, \quad \sum_{k=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_k} \frac{\partial}{\partial S_k(x)} = 0,$$

$$\sum_{k=1}^3 \frac{\partial (\text{rot } p)_k}{\partial S_k(x)} = \frac{\partial}{\partial r} \text{div } p - \frac{1}{r} \sum_{k=1}^3 x_k \Delta P_k,$$

$$\sum_{k=1}^3 \frac{\partial [x \times P]_k}{\partial S_k(x)} = r \text{div } p - \frac{1}{r} \left(1 + r \frac{\partial}{\partial r} \right) (x \cdot P), \quad (10)$$

$$\sum_{k=1}^3 \frac{\partial^2 Y_m(v, \varphi)}{\partial S_k^2} = - \frac{m(m+1)}{r^2} Y_m(v, \varphi),$$

$$[x \times \text{grad } P]_k = r \frac{\partial P}{\partial S_k}, \quad (n, \text{grad } P) = \frac{\partial P}{\partial r}, \quad (x \cdot \text{rot } P) =$$

$$= \sum_{k=1}^3 r \frac{\partial P_k}{\partial S_k(x)},$$

где $P = (P_1, P_2, P_3)$ — трехмерная векторфункция из класса $C^2(D)$, $Y_m(\theta, \varphi)$ — сферическая функция m -го порядка.

Из (2) применением (5), (7), (8) и (10), при $g \rightarrow R$ с учетом (9) для нахождения $Y_m^{(j)}$, $j=1-5$ получим следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{\partial}{\partial r} R_{m1}(r) \right]_{r=R} Y_m^{(1)}(v, \varphi) + \left[\frac{\partial}{\partial r} R_{m2}(r) \right]_{r=R} Y_m^{(2)}(v, \varphi) = \\ & = f_3(z) \\ & K_{\lambda_1} \left[\frac{\partial R_{m1}(r)}{\partial r} \right]_{r=R} Y_m^{(1)}(v, \varphi) + K_{\lambda_2} \left[\frac{\partial R_{m2}(r)}{\partial r} \right]_{r=R} Y_m^{(2)}(v, \varphi) + \\ & + \frac{1}{R} Z_m^{(3)}(v, \varphi) + \frac{1}{R} Z_m^{(4)}(v, \varphi) = (n \cdot f^{(1)}(z))_m, \end{aligned} \right.$$

$$\frac{1}{R} \lambda_3^2 K_{\lambda_3} Z_m^{(3)}(V, \Phi) + \frac{1}{R} \lambda_4^2 K_{\lambda_4} Z_m^{(4)}(v, \varphi) = \sum_{k=1}^3 \frac{\partial f_{mk}^{(2)}(z)}{\partial S_k(z)},$$



$$\frac{m'm+1}{R} K_{\lambda_1} Y_m^{(1)}(v, \Phi) + \frac{m(m+1)}{R} K_{\lambda_2} Y_m^{(2)}(v, \Phi) + \quad (11)$$

$$+ \frac{1}{R} \left[\left(1 + r \frac{\partial}{\partial r} \right) R_{m3}(r) \right]_{r=k} Z_m^{(3)}(V, \varphi) + \frac{1}{R} \left[\left(1 + \right.$$

$$\left. + r \frac{\partial}{\partial r} \right) R_{m4}(r) \right] Z_m^{(4)}(V, \varphi) = - \sum_{k=1}^3 \frac{\partial [z \times f_{(z)}^{(1)}]_{mk}}{\partial S_k(z)}$$

$$\sum_{k=1}^3 \frac{\partial Y_{mk}^{(3)}(v, \Phi)}{\partial S_k(z)} + \sum_{k=1}^3 \frac{\partial Y_{mk}^{(4)}(v, \Phi)}{\partial S_k(z)} = \sum_{k=1}^3 \frac{\partial f_{mk}^{(1)}(z)}{\partial S_k'(z)},$$

$$K_{\lambda_3} \sum_{k=1}^3 \frac{\partial Y_{mk}^{(3)}(v, \Phi)}{\partial S_k'(z)} + K_{\lambda_4} \sum_{k=1}^3 \frac{\partial Y_{mk}^{(4)}(v, \Phi)}{\partial S_k'(z)} +$$

$$+ \left[\frac{\partial}{\partial r} R_{m5}(r) \right]_{r=R} Y_m^{(5)}(v, \varphi) = (n \cdot f^{(2)}(z)) m.$$

$$K_{\lambda_3} \left[\left(1 + r \frac{\partial}{\partial r} \right) R_{m3}(r) \right]_{r=R} \sum_{k=1}^3 \frac{\partial Y_{mk}^{(3)}(v, \Phi)}{\partial S_k(z)} + \quad (12)$$

$$+ K_{\lambda_4} \left[\left(1 + r \frac{\partial}{\partial r} \right) R_{m4}(r) \right]_{r=R} \sum_{k=1}^3 \frac{\partial Y_{mk}^{(4)}(v, \varphi)}{\partial S_k'(z)} +$$

$$+ \frac{m'(m+1)}{R} Y_m^{(5)}(v, \Phi) = \sum_{k=1}^3 \frac{\partial [z \times f_{(z)}^{(2)}]_{mk}}{\partial S_k'(z)}.$$

$$Y_m^{(3)}(v, \Phi) + Y_m^{(4)}(v, \Phi) = F_m^{(1)}(v, \Phi),$$

$$K_{\lambda_3} \left[\frac{\partial}{\partial r} R_{m3}(r) \right]_{r=R} Y_m^{(3)}(v, \varphi) - K_{\lambda_3} M(\partial_z, n(z)) Y_m^{(3)}(v, \Phi) +$$

$$+ K_{\lambda_4} \left[\frac{\partial}{\partial r} R_{m4}(r) \right]_{r=R} Y_m^{(4)}(v, \Phi) - K_{\lambda_4} M' \partial_z, n(z) Y_m^{(4)}(v, \Phi) = F_m^{(3)}(v, \Phi)$$

где $\sum_{m=0}^{\infty} F_m^{(1)}(v, \varphi) = f^{(1)}(z) - K\lambda_1 \operatorname{grad} \varphi^{(1)}(z) - K\lambda_2 \operatorname{grad} \varphi^{(2)}(z);$

$\sum_{m=0}^{\infty} F_m^{(2)}(v, \varphi) = [z \times \operatorname{grad} \varphi^{(5)}(z)] - [z \times f^{(2)}/z];$

Детерминанты систем уравнений (11) и (12), в силу теоремы единственности (см. 4), отличны от нуля и из этих систем находим $Y_m^{(1)}, Y_m^{(2)}, Y_m^{(5)}$. Решение системы (13) относительно $Y_m^{(3)}$ и $Y_m^{(4)}$ дано в (2).

Таким образом, найдены $Y_m^{(j)}$ ($j=1-5$) и, следовательно, в (5) найдены $\varphi^{(j)}$.

Подставляя в (г) значения $Y^{(j)}$ ($j=1-5$) получим формальное решение задачи (III).

Если теперь потребуем от граничных данных их принадлежность к классу $C^{5+\alpha}(S, 0 < \alpha < 1)$, то ряд (5) будет сходиться абсолютно, равномерно и для полученного значения $\varphi^{(j)}$ (г) даст решения задачи (III).

Литература

1. Купрадзе В. Д., Гегелиа Т. Г., Башеленишвили М. О., Бурчладзе Т. В. Трехмерные задачи математической теории упругости и термоупругости. М., 1976.
2. Натрошвили Д. Г. Эффективное решение основных граничных задач статики для однородного изотропного шара. Труды ИПМ ТГУ, т. III, 1972, 127-140.
3. Новацкий В. Теория упругости. М., 1975.
4. Агнияшвили М. Р. Некоторые краевые задачи термоэластичной теории упругости, Изд-во Тбилисского ун-та, Тбилиси, 1976.



УДК 621.311:394.015

А. Г. ЖОРЖОЛИАНИ, О. Ш. ВЕЗИРИШВИЛИ

ПЕРСПЕКТИВЫ ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

Планируемые на перспективный период темпы и уровни развития производственных сил, повышение эффективности промышленного и сельскохозяйственного производства, обеспечение неуклонного роста благосостояния и улучшения условий быта трудящихся требуют дальнейшего широкого развития топливно-энергетического хозяйства страны.

Правильная организация тепло- и хладоснабжения, учитывая значительное (45%) потребление теплоэнергетических ресурсов на эти цели, имеет большое значение для экономики СССР. Если при централизованном энергоснабжении от ТЭЦ и от крупных районных котельных достигается, как известно, высокая экономичность расходования топлива при минимальных затратах, то при децентрализованном энергоснабжении имеет место крайне неэкономичное расходование топлива при значительных затратах.

Половина потребителей тепла в малых городах и подавляющее большинство в сельской местности пользуются децентрализованным энергоснабжением от малоэкономичных печей и индивидуальных котлов. Поэтому необходимо рационализировать энергоснабжение сельских населенных пунктов.

Весьма велика потребность в топливе сельского населения, составляющего почти половину населения Советского Союза. По расчетам ВНИПИ сельэнерго, потребность в тепловой энергии для полного удовлетворения хозяйственных и коммунально-бытовых нужд сельского населения (отопление, горячее водоснабжение, приготовление пищи) в расчете на одного сельского жителя составляет в среднем по СССР 5,5 Гкал в год, на что потребуется с учетом к.п.д. существующих установок, 1,5 т у. т./жит.

Необходимо отметить, что фактически сельское население получает необходимое ему количество топлива, в результате чего сельское население должно заготавливать (в порядке «самозаготовок») значительное количество топлива для удовлетворения своих нужд в тепловой энергии, что связано с большими трудозатратами.

Естественно, что широкая электрификация сельскохозяйственных районов страны должна содействовать значительному улучшению быта сельского населения. За последние годы достигнуты большие успехи в области электроснабжения сельских районов страны. На 1 января 1980 г. электроэнергией пользовались 99,1% совхозов и 97% колхозов (I).

Из общего потребления электроэнергии, потребление энергии на коммунально-бытовые цели сельского населения составляет в настоящее время около 40%, а на производственные цели — 60%.

По мере развития электрификации быта, особенно энергоемных тепловых процессов, удельный вес потреблений электроэнергии на эти цели значительно возрастает.

С точки зрения электрификации тепловых процессов коммунально-бытовых потребителей важнейшей характерной особенностью сельской местности является относительно небольшая концентрация теплового потребления, определяемая условиями расселения.

Сельские населенные пункты с их малоэтажной застройкой и приусадебными участками характеризуются также небольшой плотностью населения, жилого фонда и, следовательно, тепловыми нагрузками.

Так по данным ЦНИИЭП инженерного оборудования (2), перспективные показатели плотности жилого фонда и тепловых нагрузок для условий средней полосы СССР (при 10 м² жилищной площади на душу населения) характеризуются данными приведенными в табл. I.

Таблица

Показатели плотности жилого фонда и тепловых нагрузок

Наименование показателя	Поселок городского типа	Села с застройкой (этажностью)	
		2	1
Удельный вес застройки территории в общей площади населенного пункта %	25	15	10
Плотность жилфонда м ² /га	1600	700	300
Плотность тепловых нагрузок Гкал/час на га	0,4	0,3	0,1

36.01.69-40
302-110033

Малая концентрация и территориальная плотность теплотребления в сельской местности делают, как правило, экономически неэффективным использование централизованных источников тепла и создают предпосылки для применения таких схем теплоснабжения, в которых существенная экономия достигается за счет местного транспорта и распределения конечного вида энергии, а именно: схем, основанных на использовании высококалорийных и транспортабельных видов топлива, а также электрических схем теплоснабжения.

Особенностью электрификации быта сельского населения является использование электрической энергии для приготовления пищи, нагрева воды и отопления квартир.

Постепенный перевод приготовления пищи на электрическую энергию в районах, не имеющих естественного бытового газа или подходящих местных видов топлива, является первоочередной задачей. Бытовая плита на три-четыре конфорки с жарочным шкафом является наиболее мощным бытовым прибором (5 квт). Практика показала, что максимальная потребная мощность на плиту на вводе в индивидуальный дом или квартиру составляет около 3,3 квт, а на трансформаторной подстанции около 0,7 квт. Расход электроэнергии на приготовление пищи в домашних условиях составляет около 300 квтч в год на человека, проживающих в домах нового строительства с центральным отоплением и около 170 квтч в индивидуальных домах с печным отоплением. В последнем случае обычно предусматривается приготовление пищи в течение отопительного сезона на твердом топливе.

В настоящее время промышленность освоила производство бытовых напольных электроплит на три конфорки, что позволит в ближайшие годы приступить к широкому внедрению электроплит в быт

Таблица 2

Затраты населения руб./чел. год	Электроплиты	Сжиженный газ	Уголь	Дрова
На нужды освещения и бытовых приборов	10,6/5,5*	10,6	10,6	10,6
Для приготовления пищи	6,8/3,4	4,3	2,7	7,8
Общие затраты	17,4/8,7	14,9	13,3	18,4

* в числителе тариф за электроэнергию 4 коп/квтч, в знаменателе — 2 коп/квтч

сельского населения. Нами были проведены расчеты по определению экономической эффективности применения электроэнергии для приготовления пищи в сельской местности. Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таким образом, наиболее экономичным способом приготовления пищи в сельской местности является использование электрической энергии. Использование электроэнергии при тарифе 2 коп/квтч (3) выгодно населению и не уменьшает рентабельности энергохозяйства. Это объясняется высокими действующими ценами на сжиженный газ, и особенно твердое топливо, при наличии дотации на продажу этих видов топлива населению.

С экономической, и особенно санитарно-гигиенической точки зрения массовая газификация приготовления пищи в сельской местности на базе балонного сжиженного газа должна рассматриваться как временное явление, а ее темпы после 1980 г. должны постепенно снижаться за счет внедрения для нужд приготовления пищи электроэнергии.

Условия применения электроотопления и электрического горячего водоснабжения изучены значительно меньше, чем условия электрификации других процессов коммунально-бытовых нужд в сельской местности. Поэтому можно лишь ограничиться несколькими предварительными соображениями, которые нуждаются в последующей экспериментальной проверке.

Из всех систем электроотопления приборы, основанные на электрическом сопротивлении, могут быть использованы, в основном, в часы снижения максимума нагрузки энергосистем и требуют наличия у потребителя аккумуляторов тепла. Среди аккумулирующих систем электроотопления могут быть рассмотрены; электродные котлы с баками-аккумуляторами; аккумулирующие панели с греющим кабелем, установка которых возможна во вновь сооружаемых домах; аккумулирующие электрические печи.

Применение электроэнергии в целях приготовления горячей воды в емкостных аккумулирующих водонагревателях является одним из оптимальных путей решения проблемы горячего водоснабжения сельского населения и должно осуществляться как можно скорее. Для этого необходима немедленная организация массового производства качественных надежных в эксплуатации и достаточно дешевых (по 70÷80 руб.) аккумулирующих электроводогреев емкостью 100-130 л и средств автоматики для управления режимов их работы.

Особенно эффективно применение в сельской местности для теплоснабжения южных районов страны теплонасосных установок.

Техническая

ТНУ). Гигиенические и бытовые преимущества ТНУ по сравнению с печами и индивидуальными котлами бесспорны. К основным преимуществам следует отнести: уменьшение загрязнения окружающей среды в связи с ликвидацией котельных и печей; максимальное удовлетворение индивидуальных требований комфорта, возможность полной автоматизации поддержания микроклимата в помещении; удовлетворение требованиям эстетики жилого помещения; значительное уменьшение расчетного потребления тепла на отопление за счет безинерционности и полной автоматизации; возможность поддержания в помещении постоянной температуры и влажности воздуха круглогодично. Переход на электроотопление при помощи ТНУ, потребляющей 3-4 раза меньше электроэнергии, чем при прямом электроотоплении, дает, кроме того, возможность в летнее время переключаться на охлаждение помещения, что весьма важно для южных населенных пунктов страны. Необходимо указать для сельского хозяйства дополнительное преимущество ТНУ вследствие того, что всегда при выработке тепла одновременно производится и холод и, наоборот, при выработке холода одновременно производится тепло. Указанное преимущество ТНУ может быть использовано для таких сельскохозяйственных производств, как молочные фермы, где нужен холод для охлаждения молока и тепло для подогрева воды; птицефабрики, где необходимо горячее водоснабжение в цехе переработки и холод в камерах хранения мяса и т. п. Кроме того ТНУ могут быть использованы в сельском хозяйстве для поддержания температуры в овощехранилищах, свинофермах, и т. п.

Оценка реальных технико-экономических показателей и определение эксплуатационных характеристик позволили провести энергоэкономическое сравнение схемы ТНУ с другими существующими и проектируемыми схемами теплоснабжения. В основу проведенных расчетов были приняты следующие данные; приведенные затраты на электроэнергию 18,6 руб./МВтч; приведенные замыкающие затраты на топливо — 68 руб./тут, дополнительная стоимость эл. сетей 20 руб./квт, стоимость внутреннего оборудования на 1 Гкал/ч принята: для прямого электроотопления 10 тыс. руб; для котельной — 23 тыс. руб; для ТНУ — 45 тыс. руб; для печей — 16 тыс. руб.; для аккумулирующих электробойлеров — 26 тыс. руб. (4. 5).

Полученные результаты расчетов в относительных единицах приведены в табл. 3.

Соотношение между приведенными затратами дают достаточно наглядную картину экономических преимуществ использования

Наименование потребителя	Варианты теплоснабжения				
	котельная на угле+компрес. хол. установка	угольная печь+компрес. хол. установка	котельная на сжиж. газе+компрес. хол. станция	электроотопление+компр. хол. станция	аккумуляционный электробойлер+хол. станция
Отдельностоящий дом (1 и 2 этаж)	1,45	1,36	1,32	1,91	1,61
Типовые 4-х этаж. дома	1,88	1,28	1,26	1,62	1,42

ТНУ. В связи с этим дальнейшее широкое внедрение ТНУ в сельской местности обеспечит значительное улучшение комфортных условий, сохранит чистоту окружающей среды, уменьшит расходы топливных ресурсов. Все это значительно повысит уровень электрификации народного хозяйства при минимуме затрат.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревыч А. М. Фактическое потребление электроэнергии на бытовые нужды в сельской местности, в сб. «Электрификация быта сельского населения», Киев, 1978.
2. Бесчинский А. А., Коган Ю. М. Экономические проблемы электрификации, М., «Энергия», 1977.
3. Попов В. Г., Хаблак Н. Т. Техничко-экономическое обоснование применения электроэнергии для полной электрификации быта села в сб. «Электрификация быта и сельскохозяйственного производства», Рига, 1975.
4. Руководящие указания по использованию замыкающих затрат на топливно-электрическую энергию. М., «Наука» 1973.
5. Болотов В. В., Гусев В. Н., Экономика и организация энергетического хозяйства СССР, Л., «Энергия», 1979.



Процесс ориентации листьев табака черешками в одну сторону упругоэластичными вальцами

Г. Я. Шхвацабая, Э. Г. Баламцарашвили, А. П. Марташвили. Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 5-11

В статье рассматриваются теоретические обоснования процесса ориентации листьев табака черешками с помощью упруго-эластичных вальцов машины, для полистной уборки табака.

Убираемые табачные листья, лучше ориентируются в одну сторону при их продольном изгибе, но по мере увеличения угла ориентации при подъеме вверх и уменьшении длины листа процесс захвата ухудшается. На качество захвата и ориентации листьев значительное влияние оказывают расположение листа на стебле и диаметр и материал вальцов. Рис.-4, библи.-4.

УДК 631.312.02.

К вопросу определения норм расхода быстроизнашиваемых деталей тракторных плугов в горных условиях Грузии с учетом вариации их ресурса

А. Г. Кечхуашвили, Д. В. Кацитадзе, А. Т. Цикоридзе, И. А. Челидзе, Д. Ш. Челидзе. Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 13-20.

В статье дана примерная методика определения нормы расхода интенсивно поврежденных деталей почвообрабатывающих машин на основе математической обработки статистических данных с учетом вариации их ресурса.

Методика построена на примере определения удельного расхода лемехов для тяжелоглинистых и песчаных почв с щебенисто-каменными включениями с учетом влияния наклонной поверхности горных условий Груз. ССР.

Для установления действительных норм расхода запасных частей необходимо предлагаемую методику применять дифференциально в зависимости от почвенных и рельефных условий каждого региона. Табл. 4, рис. 2, библи.-3.

УДК 620.193.4

О возможности безникелевых нержавеющей сталей в производстве фруктовых соков и овощных консервов

А. К. Барбакадзе, М. Д. Цкитишвили, Т. А. Пурцхвадзе, Т. И. Акимидзе, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 21-29

Работа посвящена изучению влияния некоторых, самых агрессивных фруктовых соков и овощных консервов на коррозионную стойкость, как никелевой нержавеющей стали марки 10ХН10Т, так и на новых безникелевых сталей марки 10Х15АГ14 и 08Х25Г15С, установлены возможности применения безникелевой хромомарганцевой стали, содержащей 25% Сч и 15% марганца в качестве заменителя дефицитной и дорогой никелевой стали. Рис. 4, библи. 6.

УДК 621.434.056.013.6

Режимы холостого хода автотракторных двигателей

Г. А. Хаптадзе, Г. И. Дарчиашивили, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 31-40.

Предлагается диагностическая оценка состояния двигателя помощью обязательных, минимально-устойчивых оборотов холостого хода. Дается способ построения «комплексной характеристики».

Намечаются установление некоторых соотношений и функциональных зависимостей основных параметров для анализа работы двигателя при холостом ходе. Рис. 5, библи. 3.

УДК. 551.510.42

К вопросу загрязнения атмосферного воздуха, вызванного антропогенными факторами.

Г. С. Чичуа, Г. С. Гуния, Р. А. Гвазава, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 41-45,

Рассматриваемая статья посвящена вопросу загрязнения атмосферного воздуха, вызванного антропогенными факторами. В ней рассматривается изменение климата г. Тбилиси как за 13-летний период, так и за более длительное время (38 лет). Делается попытка связать отмеченные колебания климата г. Тбилиси с загрязнением его атмосферы. Библи. 6, рис. 1.

УДК 631.3

Основы оценки технологических процессов.

Г. А. Шаламберидзе, А. Церцвадзе, А. Шаламберидзе, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 47-51.

В статье излагаются теоретические основы для оценки технологических процессов с применением теории случайных процессов. Устанавливается двойной интервал изменения основных агротехнических и эксплуатационных параметров.

На основе теоретических исследований были проведены измерения при посеве картофеля с помощью специального уравнивающего устройства.

Как показывают результаты исследований, распределение картофеля в гнездах подчиняется закону нормального распределения.

Основные агротехнические и эксплуатационные параметры находятся в пределах требуемых агротехникой, следовательно улучшаются качественные показатели посева. Библ. — 4.

УДК 631.316:632.535.11. (088.8)

Лабораторное испытание расхода жидкого газа различного состава в термическом культиваторе марки «НТК-100».

Л. У. Копалиани. Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 53-63,

В первой части работы даются характеристика физико-химических свойств используемого в термическом культиваторе жидкого газа и его месторождений в Советском Союзе.

Во второй части работы представлены результаты лабораторного испытания работы термического культиватора на жидком газе различного состава.

В результате лабораторных и полевых испытаний определен расход пропан-бутана на термическую обработку сорных растений и рыхление почвы на глубину 8 см за 5 м³ часов в расчете на 1 га.

Табл. 5, рис. 4.

УДК 631.31.

Исследование экономической эффективности поточной уборки колосовых зерновых культур.

М. С. Ошоридзе, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 65-71,

В статье рассматривается технология уборки и экономическая эффективность комплекса машин поточной уборки колосовых зерновых культур в горных условиях.

На основе анализа результатов экспериментального исследования уборки зерновых культур самоходным комбайном в горных районах, определены основные недостатки существующего метода уборки зерновых, разработана поточная технология, подобран соответствующий комплекс машин и указано преимущество метода поточной уборки колосовых зерновых культур в горных условиях.

На основе экспериментального и теоретического исследования определена экономическая эффективность поточного метода и комплекса машин поточной уборки по сравнению комбайновой уборки.

Табл. 2, библ. 9.

УДК 631.3.631.1

Расчет количества агрегатов для производственных процессов с помощью теории массового обслуживания.

Р. Э. Рамазашвили, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 73-78.

Показаны примеры расчета количества агрегатов для выполнения сельскохозяйственных производственных процессов рассматривая механизированную бригаду, как систему массового обслуживания. При расчете учитываются случайные характеры момента начала проведения какой либо с/х операции в времени, необходимой для выполнения операции, т. е. времени обслуживания. Приведены экономические расчеты. Табл.-1, библи. 2.

УДК 631.1:631.3

Расчет экономической эффективности от использования измерителя загрузки и работы агрегатов.

А. Л. Мелия, О. А. Карчава, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 79-84.

Для эффективного использования энергетических мощностей большое значение имеет рациональная загрузка агрегатов. Разработанный цифровой магнитоупругий измеритель загрузки и работы агрегатов, даст возможность проводить энергетические исследования различных агрегатов, с целью создания их рационального агрегатирования. В статье предложен расчет определения экономической эффективности при применении вышеуказанного приспособления. Как показывают результаты исследований, которые были проведены на тракторе ДТ-75, годовой экономический эффект составляет 135 рублей, от использования одного тракторного агрегата.

Поэтому, мы предполагаем, что применение такого приспособления даст значительный экономический эффект при внедрении в производство. Рис. — 1, библи. — 4.

УДК 633.72.631.37

Результаты испытания ручного чаесборочного аппарата с ротационным ножом вращающимся в горизонтальной плоскости (питание от аккумулятора).

О. М. Тедорадзе, О. Б. Одишелидзе, Труды ГрузСХИ, т. 114, стр. 85-91,

В статье даются описание конструкции и технологического процесса ротационного чаесборочного аппарата РА — 8 производ-

ва Японии и результаты хозяйственного испытания, на основе которого сделаны выводы. В выводах подчеркнуто, что ротационный аппарат с питанием от аккумулятора заслуживает особого внимания, так как нет необходимости проводить в плантациях электросети, что очень дорого и трудоемко. В статье рассматриваются также недостатки испытываемого аппарата и рекомендации к их устранению.

Табл. 2. рис. 3.

УДК — 631.37 : 629, 114.2

Устойчивость прямолинейного движения колесных тракторов на склонах.

Г. И. Мосашвили, Н. Н. Хараишвили. Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 93-103.

В статье рассмотрены факторы, влияющие на прямолинейность движения колесных тракторов при работе на склонах. Выведены математические зависимости между этими факторами и величиной отклонения от заданного направления движения трактора. Проанализированы разные случаи движения колесных тракторов в поперечном направлении склона в зависимости от соотношений величин углов боковых уводов передних и задних колес, деформацией почвы и сползания трактора. Выведено уравнение траектории неуправляющего движения колесного трактора на склонах.

Библ. 4. рис. 3.

УДК 631.51 : 551.432

Некоторые вопросы улучшения высокогорных лугов Грузинской ССР.

О. В. Кистаури, В. М. Кавтарадзе, Г. М. Читая. Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 105-108.

В статье рассмотрены вопросы повышения продуктивности высокогорных закороченных угодий.

В конструкции предусматривается установка специального высевающего аппарата для внесения одновременно со срезанием кочек, семян трав и удобрений.

Урожайность трав на опытных участках повышается на 60 %.

Рис. 3.

УДК 633.72 : 631.37

К вопросу применения кабельной электросети для питания ручных электромоторных чаесборочных и подрезочных машин

З. Г. Шхвацабая, Т. Я. Лалашвили, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 109-117.

В статье рассматривается практическое обоснование применения наземной кабельной электросети для питания ручных и подрезочных машин. Дается критический анализ существующей электросети в сравнении с предлагаемой. Рассматриваются схемы электропитания машин однофазной линией проложенной по корням кустов по центру вдоль чайных шпалер. Их расчет по допустимой потере напряжения. Выбор сечения проводов кабелей мероприятия для обеспечения безопасности при работе с аппаратами. Рис. 5, библи. 3.

УДК 621.434.056:013.6

Двухискровое зажигание автомобильных двигателей

Г. Д. Таборидзе, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 119-126

В статье излагается состояние современного двигателестроения в свете глобальных проблем — всемерной экономии энергетических ресурсов и сохранения окружающей среды. Доказывается несоответствие действующих отраслевых стандартов современным требованиям и актуальность нового подхода к правильной организации процесса сгорания в перспективных автомобильных двигателях.

На основе проведенных автором экспериментов, подчеркивается необходимость обеспечения наличия, при расслоении заряда, в горючем слое сильно обогащенной ($\phi = 0,55 - 0,70$) смеси и рациональность применения двухискрового зажигания на частичных нагрузках, позволяющее резко повысить полноту сжигания топлива на этих режимах работы двигателей. Рис. 3, библи. 13.

УДК 631.352

Вопросы энергетики ручной электрокосилки

В. И. Метревели, А. К. Дидебулидзе, Г. И. Мшвидзе, Дж. С. Сирадзе, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 129-134.

Рассмотрен выбор мощности двигателя электрифицированной ротационной косилки, предназначенной для работы на тракторно-доступных участках. Исследована работа выбранного электродвигателя с учетом случайных факторов, действующих на рабочий орган ручной косилки.

Рис. 2, библи. 8.

УДК 532.543:627.157.001.24

Исследование некоторых вопросов движения наносонесущего потока с переменным расходом вдоль пути в открытых водотоках

О. Г. Натишвили, И. Г. Круашвили, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 137-142.

Излагаются приближенные методы расчета поглощающих призматических и непризматических каналов при движении в них наносонесущих потоков, когда интенсивность изменения расхода вдоль пути происходит равномерно за счет жидкого компонента смеси при постоянной глубине потока. Методы расчета основываются на предыдущих публикациях автора. Решение получается интегрированием общего дифференциального уравнения одномерного движения наносонесущего потока с переменным расходом фаз вдоль пути.

Библ. — 2.

УДК 532. 53

Теоретическое исследование водораспределения в системе водоводов капельного орошения. Б. М. Чиквашвили, И. Д. Музаев, Г. Г. Омсарашили.

Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 143-150.

Приведены результаты теоретического исследования водораспределения в системе водоводов капельного орошения. Гидравлическую модель процесса капельного орошения в виде напорного движения в водоводах отъемом воды вдоль пути, в работе получены расчетные зависимости для расчета и управления капельными оросительными системами.

Рис. -1, библ.-5.

УДК 631. 6. 02

О скорости движения воды при поверхностном поливе.

Г. Е. Тугуши, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 151-158.

На основе анализа полево-экспериментальных материалов установлено, что скорость движения при поливе достаточно точно выражается обобщенной формулой Шези. Изменчивость входящих в формулу параметров объясняется различием в методиках обработки опытных данных и изменением коэффициента шероховатости по времени.

Для правильного расчета полива важно знать наибольшее значение коэффициента шероховатости в начале полива, для определения которого предложена методика. Библ. 23.

УДК 532. 543- 627. 157. 001. 24

Влияние силы гидродинамического давления на устойчивость грунтовых частиц — агрегатов.

Т. Е. Кацарав, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 161-162.

Излагается определение силы гидродинамического давления и ее инвариантность от размера грунтовых частиц. Даются критерияльные зависимости для оценки устойчивости в предельном равновесии частиц или элементарного объема фильтрационной среды.

Рис.-1. библ. 1.

УДК — 532.53

Рабочая формула для определения К. П. Д. гидрокомпрессора струйного типа. Д. С. Циклаури, И. М. Гегешидзе, Г. А. Макалатия, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 163-166.

Для определения величины К. П. Д. (η) гидрокомпрессора предназначенного в качестве воздуходувки для компактных установок необходимо найти выражение работы изотермического сжатия воздуха (A_2) и работы воды (A_1), поскольку их отношение дает выражение коэффициента полезного действия. Рис.-1. библ. 3.

УДК 532.53

Некоторые вопросы технического состояния Салтвисской оросительной системы в Грузии и организация ее эксплуатации. А. Д. Хурцилава, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 167-172.

В статье приведены, по данным проекта эксплуатации, паспортизации, инвентаризации технических отчетов и других источников технического состояния оросительных систем и организации ее эксплуатации на примере Салтвисской оросительной системы в Грузии.

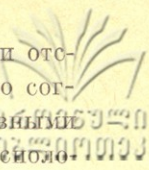
Проанализированы следующие элементы эксплуатации данной системы; техническая характеристика системы, состояние с/х угодий, количество обслуживаемых хозяйств, состав с/х культур, фактические эксплуатационные расходы по элементам затрат и др.

Табл. -3. библ.-5.

УДК 532.5:627.157

К расчету промыва отстойников периодического действия Ф. В. Гольдин, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 175-178.

На основе экспериментально полученного критерия устойчивости для частиц несвязного грунта в автомобильной области, получена зависимость для скорости массового движения наносов с учетом формы частиц, начало движения которых как качение (обкатанная форма) так и скольжение (трудноподвижная форма — плоская



галька, призмы и др.), которая применена к расчету промывки отстойника. Полученные результаты расчетной скорости хорошо согласуются с экспериментальными. Сопоставления с нормативными данными показали, что расход при промывке отстойников расположенных на равнинных участках рек можно уменьшить в среднем на 14% для отстойников горно-предгорной зоны полученные данные хорошо согласуются с нормативными. Табл.-1, библи.8.

УДК 532. 135. 001. 5 + 681. 3. 06

Вязкостные свойства сапропеля озера Палиастомы (Грузинская ССР).

А. Л. Сахвадзе, В. Г. Ушаков, Л. И. Нарядовая.

Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 179-184.

Приведены результаты экспериментального исследования вязкости сапропеля оз. Палиастомы на ротационном вискозиметре РВ-8 в диапазоне плотностей $1250 \div 1450 \text{ кг/м}^3$ и температур $8 - 43^\circ\text{C}$. Показано, что сапропель является нелинейной вязко-пластичной жидкостью, течение которой удовлетворительно описывается реологической моделью Гершеля—Балкли. Определены реологические параметры этой модели и найдены их зависимость от плотности сапропеля. Рис. — 3, библи. — 5.

УДК 532. 53

Эффективное решение третьей основной граничной задачи колебания моментной теории термоупругости для пространства с шаровой полостью. М. Р. Агнияшвили, Труды ГрузСХИ, т. 114, 1980, стр. 185-190,

В работе построено решение третьей основной граничной задачи стационарного колебания термомоментной теории упругости (когда на границе заданы: вектор смещения, вектор вращения и поток тепла) равномерно сходящихся в рядах относительно функции Ганкеля и сферических функций.

Библи—4.

УДК 621. 311 : 394. 015

Перспективы электрификации тепловых процессов сельского хозяйства.

А. Г. Жоржолиани, О. Ш. Везиришвили

Труды ГрузСХИ, т. 114, стр. 191-196.

Рассмотрены вопросы электрификации тепловых процессов сельских населенных пунктов. Приведены энергоэкономические по-

казатели различных схем. Рекомендованы оптимальные схемы дифференциации тепловых процессов сельского хозяйства.

Табл-3, библи.-5.

304736740
30370000000



სასოფლო-სამეურნეო წარმოების მექანიზაცია

Механизация сельскохозяйственного производства

Г. Я. Шхвацабая, З. Г. Баламцарашвили, А. П. Мартиашвили — Процесс ориентации листьев табака черешками в одну сторону упругоэластичными вальцами	5
А. Г. Кечхуашвили, Д. В. Кацитадзе, А. Т. Цикоридзе, И. А. Челидзе, Д. Ш. Челидзе — К вопросу определения норм расхода быст-роизнашиваемых деталей тракторных плугов в горных условиях Грузии с учетом вариации их ресурса	13
ა. ბარბაქაძე, მ. ცქიტიშვილი, თ. ფურცხვანიძე, ტ. აქიშიძე — უნიკალ უქანავი ფოლადების გამოყენების შესაძლებლობის შესახებ ხილულის წვენებისა და ბოსტნეულის კონსერვების წარმოებაში	21
ბ. ხანთაძე, გ. დარჩიაშვილი — საავტომობილო ძრავების უქმი სელების რეევიმები	31
Г. С. Чичуа, Г. С. Гуния, Р. А. Гвазава — К вопросу загрязнения атмос-ферного воздуха, вызванного антропогенными факторами	41
ბ. შალამბერიძე, ა. ცერცვაძე, ა. შალამბერიძე — ტექნოლოგიური პროცესების შედარების საფუძვლები	47
ლ. კოპალიანი — „НТК — 100“ მარკის თერმულ კულტივატორში სხვა-დასხვა შემადგენლობის თხევადი აირის ხარჯვის ლაბორატორული გამოცდის შედეგები	53
ბ. ოშორიძე — მთიან პირობებში ინდუსტრიული ტექნოლოგიით მარცვლე-ულის ასაღები მანქანათა კომპლექსის ეკონომიკური ეფექტურობის გამო-კვლევა	65
ბ. რამაზაშვილი — საწარმოს პროცესებისათვის სპირობა აგრეგატების ანგა-რიში მასობრივი მომსახურების თეორიით	73
А. Л. Мелия, О. А. Карчава — Расчет экономической эффективности от использования измерителя загрузки и работы агрегатов	79
ბ. თედორაძე, თ. ოდიშელიძე — პორიზონტალური როტაციულდანი-ანი ხელის ჩაის ფოთლის საყრდენი აპარატის (კვება ავუმულატორიდან) გამოც-დის შედეგები	85
ბ. მოსაშვილი, ბ. ხარაიშვილი — თვლიანი ტრაქტორების მდგრადობა სწორხაზობრივი მოძრაობისადმი ფერდობებზე	93
О. В. Кистаури, В. М. Кавтарадзе, Г. М. Читая — Некоторые вопросы улучшения высокогорных лугов Грузинской ССР	105
З. Г. Шхвацабая, Т. Я. Лалашвили — К вопросу применения кабельной электросети для питания ручных электромоторных чаесборочных и подре-зочных машин	109
Г. Д. Таборидзе — Двухискровое зажигание автомобильных двигателей	119

სასოფლო-სამეურნეო წარმოებას ელექტრიფიკაცია

Электрификация с-х производства

В. И. Метревели, А. К. Дидебулидзе, Г. И. Мшвидобаძე, Дж. С. ტყეშელაშვილი — Вопросы энергетики ручной электрокосилки	129
--	-----



- О. Г. Натишвили, И. Г. Круашвили, — Исследование некоторых вопросов движения наносонесущего потока с переменным расходом вдоль пути в открытых водотоках 137
- Б. М. Чиквашвили, И. Д. Муза в, Г. Г. Омсара швили — Теоретическое исследование водораспределения в системе водоводов капельного орошения 143
- Г. Э. Тугуши — О скорости движения воды при поверхностном поливе 151
- Т. Э. Кацарава — Влияние силы гидродинамического давления на устойчивость грунтовых частиц — агрегатов 161
- Д. С. Циклаури, И. М. Гегешидзе, Г. А. Макалатия — Рабочая формула для определения К. П. Д, гидрокомпрессора струйного типа 163
- А. Д. Хурцилава — Некоторые вопросы технического состояния Салтвискской оросительной системы Грузии и организация ее эксплуатации . 167
- Ф. В. Гольдин — К расчету промыва отстойников периодического действия 173
- А. Л. Сахвадзе, В. Г. Ушаков, Л. И. Нарядовая — Вязкостные свойства сапропеля оз. Палиасти (Грузинская ССР) . . . 179
- М. Р. Агнияшвили — Эффективное решение третьей основной граничной задачи колебания моментной теории термоупругости для пространства с шаровой полостью 183
- А. Г. Жоржوليани, О. Ш. Везиришвили — Перспективы электрификации тепловых процессов сельского хозяйства 191
- Рефераты 197

დედანი მომზადდა გამოსაცემად
სარედაქციო-საგამომცემლო განყოფილების მიერ
რედაქტორები: ვ. ბურიაკოვი, მ. დოლიძე, რ. ვაჩნაძე,
მ. თორელაშვილი, ნ. კერესელიძე

შეკ. 1589

შე 14195

ტ. 500

გადაეცა წარმოებას 12. 12. 80. წ. ხელმოწერილია დასაბეჭდად 7:01. 81 წ. ანაწყო-
ბის ზომა 6×10, სასტამბო თაბახი 13 სააღრიცხვო-საგამომცემლო თაბახი 10,5.

ფასი 1 მან. 60 კაპ.

სსსი სტამბა, თბილისი — 31,
Типография ГрузСХИ, Тбилиси-31.

ფასი 1 მან. 90 კაპ.

გ-3. 2/42



ქართული
ნაციონალური
ბიბლიოთეკა