

501
582

სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



საქართველოს შრომის წითელი დროშის ორდენისა და
სახელმწიფო-სამეურნეო ინსტიტუტი

ქართული
ბიბლიოთეკა

Грузинский ордена Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственный институт

სამეცნიერო შრომები № 6 (128) НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო პროცესების მექანიზაცია
და ელექტრიფიკაცია საქართველოს სსრ მთის
პირობებში

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ С/Х ПРОЦЕССОВ
В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ГРУЗИНСКОЙ ССР

სსრ კავშირის სოფლის მეურნეობის სამინისტრო
МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР



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

სამეცნიერო შრომები № 6 (128) НАУЧНЫЕ ТРУДЫ

სასოფლო-სამეურნეო პროცესების მექანიზაცია
და ელექტრიფიკაცია საქართველოს სსრ მთის
პიკოებში

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ С/Х ПРОЦЕССОВ
В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ГРУЗИНСКОЙ ССР



ქართული

მასალაში განხილულია მექანიზაციის ტექნიკური პროგრესის ფაქტორების სამეცნიერო საბჭოს სხდომაზე და მოწონებულია ინსტიტუტის სამეცნიერო საბჭოს მიერ.

Материалы рассмотрены на заседании Ученого совета факультета механизации и электрификации и одобрены Ученым советом института.

მთავარი რედაქტორი აკად. ვ. მეტრეველი

სარედაქციო კოლეგია: ჯ. ბობოხიძე (პ/მგ. მდივანი), დოც. გ. გიგელიძე, პროფ. ა. კერძუაშვილი (მთ. რედ. მოადგილე), აკად. ვ. მახალდიანი, დოც. ვ. მიქელაძე, დოც. ა. ტიკიშვილი, დოც. გ. შალამბერიძე, პროფ. გ. შხვაცაბაია, დოც. შ. ჭელიძე.

Главный редактор акад. ВАСХНИЛ В. И. Метревели.

Редакционная коллегия: Дж. П. Бобохидзе (отв. секретарь), доц. Г. И. Гегелидзе, проф. Л. Г. Кечхуашвили (зам. гл. редактора), акад. В. В. Махалдиани, доц. П. В. Микеладзе, доц. А. Л. Тиқишвили, доц. Г. А. Шаламберидзе, проф. Г. Я. Шхвацабая, доц. Ш. В. Челидзе.

УДК: 621.867.8

В. И. МЕТРЕВЕЛИ, Д. К. В. КАЦИТАДZE,
А. К. ДИДЕБУЛИДZE, М. Д. САМХАРАШВИЛИ

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ПНЕВМОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

1. Теоретические предпосылки для расчета надежности систем и установок.

В соответствии с решениями XXVI съезда КПСС, большое внимание уделяется повышению качества и надежности приборов и установок. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981 — 1985 годы и на период до 1990 года указано, что важной задачей XI пятилетки является увеличение надежности и долговечности машин, оборудования и установок в эксплуатации.

Надежность объекта является комплексным свойством, которое включает в себя безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость. Каждое из перечисленных свойств характеризуются своими показателями, которые определены ГОСТ — 13377 — 75 [1].

В настоящей работе сделана попытка оценить надежность пневмотранспортной установки ее основными показателями.

Пневмотранспортное устройство представляет собой ремонтируемую систему, периоды работоспособного состояния которой чередуются с периодами простоев в ремонтах [2, 3].

На рис. 1 показана схема — модель функционирования данной системы.

(t_0, t_1) ; (t_2, t_3) ; (t_4, t_5) — система работоспособна;

(t_1, t_2) ; (t_3, t_4) — система неработоспособна.

t_{np} — момент наступления предельного состояния.

Основным показателем надежности объектов является $P(t)$ — вероятность безотказной работы (ВБР) за определенный промежуток времени

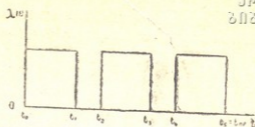


Рис. 1. Схема функционирования ремонтируемой системы.

жутков времени [2]. В общем случае ее можно подсчитать по формуле:

$$P(t) = P_u(t) \cdot P_s(t), \quad (1)$$

где $P_u(t)$ — ВБР при износных отказах;

$P_s(t)$ — ВБР при внезапных отказах.

В большинстве случаев внезапные отказы описываются экспоненциальным законом, а постепенные отказы — нормальным, поэтому формулу (1) можно представить в следующем виде:

$$P(t) = \frac{e^{-\lambda t}}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-\left[\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}\right]} dt, \quad (2)$$

где σ — среднее квадратическое отклонение;

\bar{T} — математическое ожидание времени работы объекта до отказа.

Пневмотранспортное устройство — это система, которая состоит из многих элементов, находящихся в сложном взаимодействии. Отказ каждого элемента сразу же отражается на надежности системы. Поэтому для расчета надежности системы можно использовать метод составления структурно-логических схем [4, 5], при котором в зависимости от вида соединения элементов составляется структурная схема системы.

При последовательном соединении элементов отказ любого из них вызывает отказ всей системы. При таком соединении имеем;

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot \dots \cdot P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (3)$$



ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ
ՑԻՆՏԻՔԱԿԱԴԵՄԻԱ

или

$$P(t) = P_1^n(t) (P_1(t) = P_2(t) = P_3(t) = \dots = P_n(t)). \quad (4)$$

По теории вероятностей сумма вероятностей противоположных событий равна единице [6].

$$P(t) + Q(t) = 1, \quad (5)$$

где: $Q(t)$ — вероятность отказа за время t ; с учетом (5) можно написать:

$$P(t) = (1 - Q_1(t))(1 - Q_2(t))(1 - Q_3(t)) \dots (1 - Q_n(t)) =$$

$$\prod_{i=1}^n (1 - Q_i(t)) = (1 - Q_i(t))^n \quad \text{при}$$

$$Q_1(t) = Q_2(t) = Q_3(t) = \dots = Q_n(t) \quad (6)$$

Для случая возникновения внезапных отказов при экспоненциальном распределении

$$P_1(t) = e^{-\lambda_1 t}; \quad P_2(t) = e^{-\lambda_2 t};$$

$$P_3(t) = e^{-\lambda_3 t}; \dots, \quad P_n(t) = e^{-\lambda_n t}.$$

После некоторых преобразований формулы (3) получим:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n e^{-\lambda_i t} = e^{-\lambda_0 t}, \quad (7)$$

где

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^n \lambda_i.$$

Параметр потока отказов и наработка на отказ определяются соответственно следующими формулами:



$$\omega'(t) = \sum_{i=1}^n \omega_i(t) \tag{8}$$

$$T(t) = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{T_i}} \tag{9}$$

где $\omega_i(t)$ и T_i — представляют собой соответственно параметр потока отказов и наработку на отказ его элемента в течение времени t .

Рассмотрим сейчас параллельное соединение элементов. Если обозначить $Q_1(t), Q_2(t), Q_3(t), \dots, Q_n(t)$ вероятности появления отказа каждого из элементов за время t , то отказ всей системы произойдет при отказе всех элементов:

$$Q(t) = Q_1(t) \cdot Q_2(t) \cdot Q_3(t) \cdot \dots \cdot Q_n(t) = \prod_{i=1}^n Q_i(t) \tag{10}$$

Вероятность безотказной работы системы будет:

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^n Q_i(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i(t)) \tag{11}$$

Если вероятность безотказной работы всех элементов равна $P_1(t)$, формула (11) принимает вид:

$$P(t) = 1 - (1 - P_1(t))^n \tag{12}$$

Если имеется смешанное соединение элементов (рис. 2), то ВБР системы равна:

$$\begin{aligned} P(t) &= P_{12}(t) \cdot P_3(t) = P_3(t) \{1 - (1 - P_1(t))(1 - P_2(t))\} = \\ &= P_3(t) (1 - 1 + P_2(t) + P_1(t) - P_1(t) \cdot P_2(t)) = \\ &= P_3(t) \cdot P_2(t) + P_2(t) \cdot P_3(t) - P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t). \end{aligned} \tag{13}$$

Вероятность отказа будет:

$$\begin{aligned} Q(t) &= 1 - P(t) = 1 - P_{12}(t) \cdot P_3(t) = \\ &= 1 - (1 - Q_1(t) \cdot Q_2(t))(1 - Q_3(t)) = \end{aligned}$$

$$= 1 - (1 - Q_3(t) - Q_1(t)Q_3(t) + Q_1(t) \cdot Q_2(t) \cdot Q_3(t)) =$$

$$= Q_3(t)Q_{+1}(t) \cdot Q_3(t) - Q_1(t) \cdot Q_2(t) \cdot Q_3(t)$$

Из последних формул вытекает весьма важный вывод: вероятность безотказной работы системы или вероятность ее отказа равны знакопеременной сумме соответствующих параметров элементов.

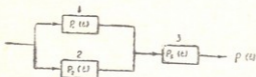


Рис. 2. Структурная схема смешанного соединения элементов.

Анализируя полученные формулы (13) и (14) можно заключить, что система отказывает тогда, когда отказывают 3 элемента, или одновременно 1-й и 2-й элементы, или все три одновременно.

2. Расчет надежности электропривода установки

Рассматриваемая система электропривода пневмотранспортной установки предназначена для работы в условиях повышенной влажности (до 98%), запыленности (скорость воздушного потока пыли — до 15 м/с) и наличии вибрации до 80 Гц с амплитудой до 2 мм. Температура окружающей среды — от +10° С до +45°С.

Для этих условий принимается: $\lambda_2' = 0,04 \cdot 10^{-5} \frac{1}{ч}$. Коэффициент использования системы $L_{исп} = 0,5$. Система электропривода состоит из источника питания, блока управления и двигателей воздуходувки и шнекового питателя (Рис. 3).

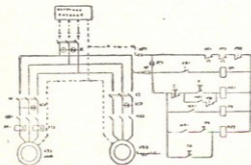


Рис. 3. Схема электропривода установки.



Нашей задачей является определение вероятности $P_c(T_3)$ парботки системы между отказами больше 100 ч. График зависимости $P_c(T_3)$, определение наработки $t_{в.с.}$, расчет среднего времени восстановления $C_{в.с.}$ и обеспечение наработки системы на отказ не менее 5000 ч календарного времени.

В первую очередь устанавливаем признаки отказов функциональных узлов.

Логическая схема для расчета надежности электропривода пневмотранспортной установки имеет узлы с последовательным соединением и отказ любого из элементов приводит к отказу узла. При составлении схемы расчета надежности ряд элементов вспомогательного назначения (сигнальные лампочки, щитовые приборы и др.), отказы которых не влияют на уровень надежности узла, не учитывались. При этом предполагается, что отказавшие элементы будут восстановлены или заменены в ближайшую паузу в работе установки.

Для расчета надежности привода установки нами были заполнены расчетные таблицы (с целью сокращения объема статьи они не приводятся). В них указаны наименования и типы элементов, их обозначения на электрической схеме, а также номинальные электрические параметры элемента, определяющие уровень надежности. Номинальные коэффициенты надежности K_i были определены из [8], затем в соответствии с результатами проведенного нами анализа электрических и температурных режимов работы элементов определялись фактические рабочие параметры и коэффициенты нагрузки K_n , а также температура окружающей среды $t^{\circ}C$. В соответствии с [9] были установлены значения поправочных коэффициентов a_1, a_2, a_4 где a_2 — коэффициент, учитывающий уровень нагрузки контактов, a_4 — коэффициент, учитывающий долю нахождения обмотки под напряжением в течение одного цикла.

Коэффициенты надежности с учетом поправок на режимы работы и условия эксплуатации K'_i рассчитаны по выражению [11]

$$K'_i = \frac{\lambda'_i}{\lambda_{ис}} = K_i \prod_{j=1}^n a_j, \quad (15)$$

где λ_1 — интенсивность отказов элемента с учетом условий применения и окружающей среды; $\lambda_{нб}$ — интенсивность отказов

Далее были определены коэффициенты использования элементов по времени:

$$I_{исп} = \frac{t_{ax}}{t_y}, \quad (16)$$

где t_{ax} и t_y — время активной работы элемента и узла соответственно.

Значения результирующего коэффициента надежности K_i'' элементов, исключая релейно-контакторные, рассчитаны по выражению:

$$K_i'' = K_i' I_{исп} \quad (17)$$

Для реле магнитных пускателей, контакторов и т. п. коэффициенты надежности для заданных условий работы определены по выражению [11]:

$$K_i'' = K_{j_0} a_4 + \left(\sum_{j=1}^n K_{j_k} a_3 \right) \frac{f_\phi}{f_n} \quad (18)$$

где K_{j_0} и K_{j_k} — соответственно номинальные коэффициенты надежности воспринимающей и исполнительной части аппарата, n — число контактных групп f_ϕ , f_n — фактическое и номинальное число циклов срабатывания в час.

Затем согласно [10] было определено среднее время восстановления элементов $\tau_{вс}$, после чего было подсчитано произведение

на основании чего был произведен окончательный расчет показателей надежности электропривода пневмотранспортной установки.

Рассчитанное для всего электропривода пневмотранспортной установки среднее время восстановления;

$$\tau_{By} = \sum_{i=0}^n \left(\sum_{i=1}^n N_i K_i \right) \tau_{B_i}$$



составляет $\tau_{By} = 2,934$ ч соответственно значение вероятности наработки между отказами больше заданной $T_3 = 100$ ч

$$P_y(T_3) = I \times P \left[\lambda'_{\Sigma} T_3 L_{\text{неп}} \sum_{i=1}^n N_i K_i \right] \quad (20)$$

составляет

$P_y(T_3) = I \times P[-0,04 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 0,5 \cdot 239,9] = I \times P[-4,8 \cdot 10^{-5}] = 0,995$;
наработка на отказ системы электропривода тогда равна (календарное время).

$$\bar{t}_{\text{нп}} = \frac{1}{\lambda'_{\Sigma} L_{\text{неп}} \sum_{i=1}^n N_i K_i} = \frac{10^3}{0,04 \cdot 239,9} \approx 10400 \text{ч.} \quad (21)$$

Найденное значение $\bar{t}_{\text{нп}}$ значительно больше требуемого, таким образом, обеспечен необходимый уровень надежности.

3. Расчет некоторых показателей надежности пневмотранспортной установки

Для расчета показателей надежности пневмотранспортной установки составляем структурно-логическую схему (рис. 4).

Вероятность безотказной работы данного устройства за t время работы можно определить по формуле:

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t) \cdot P_5(t) \cdot P_6(t) \cdot P_7(t) \cdot P_8(t) \cdot P_9(t) \cdot P_{10}(t) = \sum_{i=1}^{10} P_i(t) \quad (22)$$

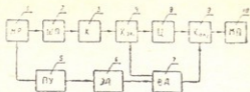


Рис. 4. Структурная схема пневмотранспортного устройства для расчета надежности;

1. МР — мотор-редуктор; 2. ШП — шнековый питатель; 3. К — конус;
4. Кол₁ — первый коллектор; 5. Ц — цилиндр; 9. Кол₂ — второй коллектор;
5. ПУ — пульт управления; 6. ЭД — электродвигатель; 7. ВД — воздуходувка;
10. МП — материалопровод.

Если учесть, что за $t = 1000$ ч работы устройства;

$$P_1(t) = P_5(t) = P_6(t) = P_7(t) = P_8(t) = P_9(t) = 0,995$$

$$a \quad P_2(t) = 0,992$$

$$P_3(t) = P_4(t) = P_8(t) = P_{10}(t) = 0,99$$

получим:

$$P(t) = 0,995^6 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,992^2 = 0,94$$

Это весьма высокий показатель надежности пневмотранспортного устройства.

В составлении указанной структурной схемы мы не учли все элементы пневмотранспортного устройства. Чтобы определить их влияние на надежность системы рассматриваем формулу (15) с допущением

$$P_1(t) = \text{const}; \quad P(t) = (P_1(t))^n, \quad (23)$$

где n — количество элементов пневмотранспортной системы.

Значение $P(t)$ при различных n и $P_1(t)$ даны в таблице 1.

Полученные значения можно представить следующей графической зависимостью (рис. 5).

Значения $P(t)$ от количества элементов — n при различных $P(t)$.

количество элементов	$P_1(t)=7,95$	$P_1(t)=0,90$	$P_1(t)=0,85$	$P_1(t)=0,80$
5	0,7737	0,5905	0,4437	0,3276
10	0,5987	0,3486	0,1969	0,1074
15	0,4633	0,2059	0,0873	0,0352
20	0,3589	0,1215	0,0387	0,01153
25	0,2774	0,0718	0,0172	0,00378
30	0,2146	0,0424	0,0076	0,00124
35	0,1661	0,0250	0,0034	0,0004
40	0,1285	0,0148	0,0015	0,0001
45	0,0994	0,0087	0,00066	0,0000
50	0,0769	0,0051	0,0003	0,0000

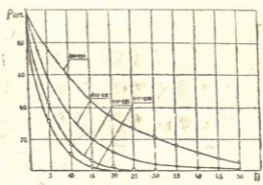


Рис. 5. Зависимость ВБР от количества элементов.

Далее было определено среднее время наработки на отказ устройства по формуле [7].

$$\bar{T}_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^m t_i + \sum_{j=0}^s t_j}{m} \quad (24)$$

где t_i — время до i -го отказа или между $i-1$ и i -м отказами;
 t_j — время безотказной работы j -го — элемента до конца наблюдений;

S — число элементов, не отказавших за время наблюдений;
m — общее число отказов всех элементов за время наблюдений.

Среднее время наработки на отказ пневмотранспортной установки, рассчитанное по формуле (17) составило $T_{cp} = 1200$ ч. Параметр потока отказов $\omega(t)$ определяется как отношение числа Δm отказавших элементов в единицу времени Δt к общему числу n элементов по формуле:

$$\omega(t) = \frac{\Delta m}{n \cdot \Delta t} = \frac{3}{10 \cdot 1700} = 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1} \quad (25)$$

Среднее время наработки на отказ можно определить по следующей формуле:

$$T_{cp} = \int_0^t P(t) dt \quad (26)$$

Если допустим, что вероятность безотказной работы подчиняется экспоненциальному закону, получим:

$$\begin{aligned} T_{cp} &= \int_0^t P(t) dt = \int_0^t e^{-\lambda t} dt = -\frac{1}{\lambda} e^{-\lambda t} \Big|_0^t = \\ &= \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} e^{-\lambda t} = \frac{1}{\lambda} (1 - e^{-\lambda t}) \end{aligned} \quad (27)$$

После подстановки полученных величин в формулу (27) получаем:

$$\begin{aligned} T_{cp} &= \frac{1}{4,7 \cdot 10^{-4}} \cdot (1 - e^{-4,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1700}) = \\ &= \frac{1}{4,7 \cdot 10^{-4}} \cdot (1 - 0,4498) = 1170 \text{ ч} \end{aligned}$$

Расхождение между T экспериментальным (T_{cp}) и теоретическим (T_{cp}) значениями времени наработки на отказ составляет $\delta = 2,5\%$, что вполне доказывает достоверность полученных результатов.

Выводы: 1) Разработана методика, по которой составлена структурно-логическая схема и рассчитаны показатели надежности пневмотранспортной установки.

2) Доказано, что устройство характеризуется показателями надежности ВБР $P(t) = 0.95$ за 1700 ч. работы, среднее время наработки на отказ $T_{cp} = 2000$ ч, параметр потока отказов $\omega(t) = 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ч}^{-1}$

3) Проведены экспериментальные и теоретические исследования, которые показали, что расхождения между полученными данными не превышают 2,5%.

Л и т е р а т у р а

1. ГОСТ — 13377 — 75. Надежность в технике. Термины и определения.
2. Л. С. Ермолов, В. М. Кряжков, В. Е. Черкуп. Основы надежности сельскохозяйственной техники. М., «Колос», 1974, с. 136 — 140.
3. Б. Ф. Хазов. Обеспечение надежности строительных и дорожных машин при проектировании. М., ЦНИИГЭстроймаш, 1974, с. 6 — 7.
4. Р. Барлоу, Ф. Прошан. Математическая теория надежности. М., «Советское радио», 1967, с. 207.
5. А. А. Чернов и др. Надежность сложных систем. М., «Машиностроение», 1976, с. 41 — 57.
6. Е. С. Вентцель. Теория вероятностей, М., «Наука», 1969, с. 364.
7. М. Н. Кавалевский. Тиристорные пускатели в схемах управления, «Техника в сельском хозяйстве», № 1, 1982, с. 29 — 30.
8. А. А. Вайнберг, Л. И. Котляр. Эксплуатационная надежность оборудования. М., «Колос», 1971, с. 52 — 67.
9. И. М. Маликов, Д. М. Половко и др. Основы теории и расчета надежности, Л., «Судпромгиз», 1960, с. 139 — 142.
10. А. М. Половко. Основы теории надежности. М., «Наука», 1964, с. 395 — 398.
11. Б. А. Козлов, И. А. Ушаков. Справочник по расчету надежности аппаратуры радиоэлектроники и автоматики. М., «Советское радио», 1975.



УДК 621.434.056.013.6

Г. А. ХАНТАДЗЕ, К. ПЕТРИАШВИЛИ.

ОСНОВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ УВЕЛИЧЕНИЯ МОЩНОСТИ И ФОРСИРОВКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Мероприятия, которые предусматривают увеличение мощности и форсировку двигателей внутреннего сгорания вообще, и в частности, автотракторных двигателей, могут быть намечены из анализа развернутого вида формулы мощности двигателя. Такое уравнение дает ясное и наглядное представление о непосредственной зависимости и влияния основных факторов рабочего процесса двигателя на мощность последнего. Подобное уравнение еще в 1915 г. было выведено проф. Д. Н. Дьяковым, а также академиком Б. С. Стечкиным.

Как известно, общераспространенное выражение индикаторной мощности в л. с., когда диаметр цилиндра (1) дается в см, а ход поршня (S) в м, имеет следующий вид:

$$N_i = \frac{\pi D^3}{4} \cdot P_i \cdot \frac{S \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot i \cdot Z \quad \text{л.с.} \quad (1)$$

где Z число рабочих ходов за один оборот вала, т. е. коэффициент тактности.

Из данного основного выражения (1) можно получить целый ряд формул; например, если диаметр цилиндра выразить в метрах, получим;

$$N_i = 1,745 \cdot D^3 \cdot S \cdot n \cdot P_i \cdot i \cdot Z \quad \text{л.с.} \quad (2)$$

Если в выражение (1) внести среднюю скорость поршня $C_m = \frac{S \cdot n}{30}$ в м/сек и кроме того, все цифровые значения выразить одним числом, будем иметь:

$$N_i = 52,35 \cdot D^3 \cdot C_m \cdot P_i \cdot Z \quad \text{л.с.} \quad (3)$$

Как известно, выражение (1) для 4-тактных двигателей принимает вид:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{900} \quad \text{л.с. (если объем дается в литрах),}$$

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{0,9} \quad \text{л.с. (если объем дается в м}^3\text{).}$$

Соответственно для двухтактных двигателей будем иметь:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{450} \quad \text{л.с. и} \quad N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{0,45} \quad \text{л.с.}$$

Если в основную формулу взамен среднего индикаторного давления внесем ее значение из известного выражения —

$$P_i = 0,508 \frac{P_k}{T_k} \cdot \frac{H_u}{\alpha L_0} \cdot \eta_i \cdot \eta_v$$

получим общий вид I уравнения индикаторной мощности:

$$N_i = 1,117 \frac{P_k}{T_k} \frac{H_u}{\alpha L_0} \cdot V_h \cdot n \cdot i \cdot Z \cdot \eta_i \cdot \eta_v \quad (4)$$

Конкретный вид данного уравнения для нормальных атмосферных условий, когда:

$$P_k = P_0; \quad T_k = T_0; \quad \frac{P_0}{T_0} = \frac{R}{104} \gamma_0;$$

$$L_0 = m_b \cdot L; \quad R = 29,27; \quad m_b = 23,95$$

принимает такой вид:

$$N_i = 0,095 \frac{H_u}{\alpha L_0} \cdot V_h \cdot n \cdot i \cdot Z \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \gamma_0 \quad \text{и.л.с.} \quad (5)$$

Анализ общего вида уравнения индикаторной мощности ясно показывает на мероприятия и методы, которые необходимы для улучшения показателей работы двигателя и его форсировки.

В современном двигателестроении уже исчерпаны такие возможности повышения агрегатной мощности, как увеличение диа-

метра цилиндра (D — до 900 мм), хода поршня (S — до 1800 мм), числа оборотов (n — до 6000 мин^{-1}) числа цилиндров (I — до 24),

При прочих равных условиях двухтактный цикл дает возможность увеличить агрегатную мощность или соответственно уменьшить габариты и массовые показатели — во сравнении с 4-тактным циклом, однако при этом необходима тщательная отработка рабочего процесса и конструкции двухтактных двигателей, что практически возможно получить для ДВС большой мощности.

Определенные возможности увеличения экономичности двигателей можно создать на основе проведения технологических мероприятий (за счет повышения механического КПД) или за счет усовершенствования протекания и интенсификации самого рабочего процесса двигателя.

Однако, технологические мероприятия в современном двигателестроении тоже почти исчерпаны и, кроме того, не так эффективны на фоне произведенных с этой целью затрат.

Что касается усовершенствования и интенсификации самого рабочего процесса (увеличение η_i), этот вопрос всегда был и остается постоянной целью теоретических и экспериментальных исследований и его решение зависит от результатов и достижений этих исследований.

Одним из наиболее эффективных мероприятий увеличения мощности и форсировки двигателя считается увеличение давления (P_k) свежего заряда и уменьшение его температуры (T_k) до поступления в цилиндр двигателя.

Данное мероприятие, называемое наддувом, получило широкое распространение в современном двигателестроении и является настолько эффективным, что считается желательным ее применение почти на всех двигателях.

Применение наддува в двигателях почти сравняло качества двухтактного и четырехтактного циклов.

Надув фактически представляет собой увеличение количества свежего заряда в процессе наполнения, что дает возможность одновременного увеличения количества как подаваемого в двигатель воздуха, так и соответствующего количества топлива.

Таким образом, при наддуве, сохранение такого же значения коэффициента избытка воздуха как в условиях без наддува, обуславливает и обеспечивает почти постоянство как теплового (T_z),

так и механического напряжений двигателя, если соответственно изменять степень сжатия (ϵ) и предварительно охлаждать свежий заряд.

В этом и заключаются основные качества и особенности двигателей с наддувом, кроме того, что увеличивается мощность, уменьшаются масса и габариты двигателя.

При применении наддува экономичность двигателя ухудшается, если нагнетатель механически связан с двигателем и, следовательно, расходуется энергия на привод нагнетателя. Однако если нагнетатель кинематически не связан с двигателем и приводится в движение от турбины, работающей за счет энергии отработавших газов, экономичность может остаться такой или незначительно улучшиться, чем при работе без наддува.

В настоящее время в литературе почти установилась определенная классификация наддува в зависимости от того, как и в какой степени осуществляется наддув. В этом направлении следует отметить:

- 1. Дозарядку рабочего цилиндра**, когда дополнительная подача свежего заряда в цилиндр двигателя производится без нагревателя — например, в четырехтактных двигателях за счет ускорения свежего заряда в конце наполнения или в двухтактных двигателях, где продувочные органы закрываются после выхлопных.
- 2. Инерционный наддув**, когда увеличение свежего заряда производится за счет применения газодинамических явлений во всасывающей трубе; при этом давление свежего заряда в конце наполнения достигает 1,15 — 1,2 ата.

Однако, для осуществления такого мероприятия необходимо подобрать соответствующим расчетом размеры впускного трубопровода и фазы газораспределения. Так как в таких случаях наддув осуществляется только при расчетном режиме и, кроме того, длина впускного трубопровода получается сравнительно большой (5 м и более), поэтому в автотракторных двигателях данный вид наддува не применяется.

- 3. Частичный наддув**, который применяется в четырехтактных двигателях, где кроме всасывания, дополнительная подача свежего заряда происходит под избыточным давлением (1,2 — 2,6 ата) за определенную часть хода поршня.

В данном случае необходима специальная конструкция впускных органов.

4. **Полный наддув**, когда с помощью специального нагнетателя, за весь период впуска в цилиндр подается свежий заряд под давлением выше атмосферного (1,3 — 1,6 ата) и применяется промежуточное охлаждение воздуха после нагнетателя.

5. **Высокий наддув**, когда давление наддува $P_k = 2-4$ ата и в обязательном порядке применяется промежуточное охлаждение воздуха.

6. **Сверхвысокий наддув**, когда давление наддува превышает 4 ата, двигатель используется как генератор газа, большая часть мощности расходуется на привод нагнетателя и достигает 100% при $P_k = 6$ ата.

Классификация поршневых ДВС по степени наддува:

№ пп	Способ наддува	Тактность двигателя	Давление наддува P_k ата	Средн.эф.факт. давлен. P_c	степень наддува $\lambda_k = \frac{P_{on}}{P_0}$	Относит. мощность наддувч. агрегата, %	Примечание
1	Дозарядка	4-х такт.		5,5—6,0	1,05—1,15	0	Двигатель наддувочного агрегата не имеет
		2-х такт.		5,0—5,5	1,05—1,15	0	
2	Частичный наддув	4-х такт.	1,2—1,4	7,8—8,0	1,25—1,4	5—7	Часть свежего заряда поступает из атмосферы, а часть из нагнетателя
		2-х такт.	1,4—1,6	6,0—7,5	1,2—1,4	5—8	
3	Инерционный наддув	4-х такт.	1,15—1,20		1,15	0	Используются газодинамические явления
4	Полный наддув	4-х и 2-х тактные	1,3—2,0	7,5—9,0	1,3—1,8	8—15	Свежий заряд подается только нагнетателем
5	Высокий наддув	4-х и 2-х тактные	2—4	10—15	1,9—2,5	15—30	Тоже, но необходимо охлаждение свежего заряда после нагнетателя
6	Сверхвысокий наддув (мотогазоустановка)	4-х и 2-х тактные	4—6	15—20	2,5—3,5	40—100	Двигатель превращается газогенератором. питающим газовую турбину

Наиболее удобно классифицировать наддув по величине давления свежего заряда и по степени наддува (λ_k), который представляет собой отношение средних эффективных давлений при наддуве ($P_{ев}$) и без наддува (P_e). Такая классификация приведена ниже в таблице.

Критерий форсировки автотракторных двигателей

Вообще форсировка является основным мероприятием для получения легких, малогабаритных двигателей и одним из способов получения высоких агрегатных мощностей.

Проблема форсировки предусматривает, с одной стороны, создание форсированного процесса самого двигателя, т. е. получения как можно большей мощности, приходящейся на единицу площади днища поршня и, с другой стороны, обеспечение надежности и долговечности работы двигателя в условиях повышенной тепловой и динамической напряженности, которые обычно сопровождают форсирование двигателя.

Для оценки форсировки двигателя, кроме степени наддува обычно применяется т. н. удельная поршневая мощность двигателя, т. е. мощность, приходящаяся на квадратный диаметр площади днища поршня:

$$\lambda_F = \frac{N_e}{\Sigma F} = \frac{P_c \cdot C_m \cdot Z}{1,5} \quad \text{п.с./дм}^2$$

где ΣF — суммарная площадь поршней в дм²;

C_m — средняя скорость поршня в м/сек;

P_c — среднее эффективное давление в кг/см²,

В данном случае критерий форсировки будет иметь вид:

$$K_F = \frac{3}{2} N_F = P_c \cdot C_m \cdot Z \quad \text{эл.с./дм}^2$$

Учитывая данный критерий, по степени форсировки современные двигатели (дизеля) можно разделить на три группы:

1) нефорсированные двигатели, когда $\lambda_F < 15$ э. л. с./дм², т. е. когда критерий форсировки $K_F < 22,5$ э. л. с./дм²;

2) форсированные двигатели, когда $\lambda_F = 15 \div 25$, т. е. когда

критерий форсировки равен $22 < K_F < 37,5$ э. л. с./дм²;

3) высокофорсированные двигатели, когда $N_F > 25$, т. е. когда критерий форсировки $K_F > 37,5$ э. л. с./дм².

Достижения двигателестроения, перспективы и современный систематический прогресс в этом направлении обнадеживают, что верхний предел форсировки будет неуклонно расти.

Так как при равных качествах конструкции и технологии изготовления и одинаковых условиях эксплуатации, моторесурсы двигателя при форсировке уменьшаются, поэтому во время подбора критерия нужно предусмотреть назначение двигателя. Для двигателей автотракторного типа, где габариты и масса имеют значение, выбирают более высокие значения критерия.

Среднее эффективное давление P_e вообще характеризует степень форсировки рабочего цикла двигателя. В этом направлении для анализа предпочтительно рассматривать $P_e = P_i \eta_m$, что в основном зависит от относительной величины наполнения воздухом, приходящейся на единицу объема цилиндра за один цикл, от эффективности использования воздуха и топлива, от совершенства процесса и в случае наддува — от давления наддува P_k .

Помимо P_e , важным фактором, который определяет форсировку двигателя, является средняя скорость поршня C_m , которая выполняет также роль критерия быстроходности двигателя; в частности — для дизелей средней быстроходности этот показатель равен $6 < C_m < 9$ м/сек; для быстроходных дизелей — $9 < C_m < 13$ м/сек, и для сверхбыстроходных дизелей $C_m > 13$ м/сек.

Иногда критерием форсировки двигателя принимают литровую мощность:

$$N_L = \frac{N_e}{V_h \cdot i} = \frac{P_e \cdot n \cdot Z}{450} \quad \text{э. л. с./л}$$

Этот показатель характеризует степень использования рабочего объема двигателя, однако в качестве критерия форсировки двигателя он непригоден, т. к. при одинаковой степени форсировки двигателей литровая мощность будет тем больше, чем меньше будут размеры цилиндра.

В качестве комплексного показателя работы двигателя можно использовать т. н. показатель напряженности (форсировки) рабочего цилиндра.

$$(C_m \cdot P_i \cdot Z \cdot \eta_m = C_m \cdot P_e \cdot Z \quad \text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{см}^2 \cdot \text{сек.}$$

который одновременно характеризует рабочий процесс динамическую напряженность (C_m) и тепловую напряженность.

Этот показатель для четырехтактных, карбюраторных двигателей составляет:

при средней быстроходности ($C_m = 6-9$ м/сек) — 22-45 кг, м./см², сек.
 для быстроходных двигателей ($C_m = 9-13$ м/сек) — 35-60.

Для 4-х тактных дизелей соответственно: 17-28 и 25-40.

Вышеприведенные критерии и показатели могут быть использованы как при конструировании и проектировании новых двигателей, так и при проверочных расчетах и форсировках существующих двигателей.

С целью расчета двигателей для высотных условий, дополнительно необходимо учитывать известные параметры, характеризующие такие специальные расчеты.

Л и т е р а т у р а

1. А. Орлин, Г. Калиш и др. Двигатели боевых машин, 1946.
2. Ф. Волошенко, Теория поршневых ДВС, Куйбышев, 1962.
3. А. Орлин, Д. Вырубов и др. ДВС, М., 1971, 1973.

А. Г. КЕЧХУАШВИЛИ, Н. С. ЦИХЕЛАШВИЛИ

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ЛЕМЕХОВ В ТЯЖЕЛЫХ ПОЧВЕННЫХ УСЛОВИЯХ ГОРНОЙ ЗОНЫ

Горная зона занимает 1/3 часть всей территории Советского Союза; она составляет 9 млн. га пашни и 77 млн. га пастбищ и сенокосов. На этой площади проживает до 30 млн. человек. Производительность труда в 3-4 раза меньше, чем в равнинных местах, 92% общей площади Грузинской ССР приходится на горную зону, большая часть которой находится на склонах. Использование неисчисляемых резервов горной зоны даст возможность повысить производство сельскохозяйственных продуктов в 2-3 раза, что будет в значительной степени способствовать выполнению Продовольственной программы, намеченной майским Пленумом ЦК КПСС.

Основными характерными особенностями обрабатываемых площадей горной зоны являются:

1. Суровый климат, резкие колебания температуры, большое количество осадков, частые сильные ветры, вызывающие интенсивные разрушения горных пород;
2. Эрозия вымытой и выветренной поверхности, разрушение почвы механическим воздействием воды, ветра и колебаниями температуры. Выход основных пород на поверхность.
3. В горной зоне СССР ежегодно смывается около 535 млн тонн почвы, увеличивается механическая фракция и, следовательно, повышается ее абразивное действие на поверхности рабочих органов почвообрабатывающих машин.
4. Крупнозернистая, неоднородная и острогранная абразивная среда, переходящая в каменистую фракцию.

5. Каменность почвы, размеры камней от 3-5 мм достигают до 100 мм. Каменность вызывает изгибы и поломки рабочих органов ПОМ.

6. В горной зоне встречаются особо плотные почвы с высоким сопротивлением 0,12 МПа, которые в результате высыхания образуют глыбы, повреждающие рабочие органы ПОМ.

7. Наличие кустарников, колючек и кочек также затрудняет обработку почвы.

8. Неравномерное углубление рабочих органов в почву, перераспределение сил и массы на склонах вызывают частые поломки и изгибы носков плужных лемехов.

9. Неравномерность, изреженность рельефа, крутизна склонов, подъемы и спуски.

10. Боковой увод агрегата (действующий на рабочие органы почвообрабатывающих машин), ударная вибрационная сила.

11. Перераспределение сил вдоль и поперек склона. Масса прицепных орудий почти полностью сосредотачивается на одну сторону, в результате чего увеличивается давление на лемех, что вызывает интенсивные изгибы и поломки носков.

Все указанные особенности еще больше усугубляют и без того тяжелое техническое состояние почвообрабатывающих машин, вызывают частые изгибы и поломки носков лемехов и приводят к значительным простоям пахотного агрегата, ухудшается качество

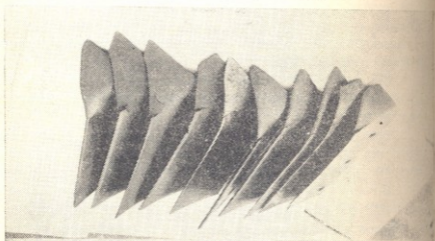


Рис. 1. Образцы характерных повреждений — изгиб, трещина, поломка. Образцы взяты в высокогорном районе Грузии.

обработки, снижается глубина вспашки на 40%, уменьшаются ширина захвата на 20%, возрастает тяговое сопротивление плугов на 40-50%, увеличивается расход топлива на 25% и снижается производительность агрегата до 40% от простоев.

Вышеизложенные особенности обрабатываемых площадей требуют для горного земледелия, по сравнению с равнинными местами, применить особую технику, технологию и организацию обработки.

Равнинная техника и технология не удовлетворяют особым условиям работы в горной зоне. Низкая производительность, качество обработки, надежность и долговечность, большие простои пахотного агрегата требуют создания новой техники для обработки почвы горной зоны.

Обработка почвы в горной зоне сопровождается частыми поломками носков лемехов, особенно быстро отламывается носок трапецидального лемеха, долотообразный лемех выдерживает сравнительно большие усилия, однако поломки происходят большими кусками, после чего лемех окончательно выбраковывается и ремонту не подлежит.

Из собранных 300 штук выбракованных лемехов, в условиях горной зоны оказалось: поломанных — 183 шт., согнутых — 54, предельно изношенных — 22, затупленных не предельно изношенных — 32; 10 шт. имели трещины, выбоины и другие редко встречающиеся дефекты.

Характерно, что основной вид повреждения в условиях горной зоны поломки и изгибы носков составляют — 79%, а предельно изношенных лемехов только 7,3%.

Нетрудно доказать неизбежность поломок лемехов.

Величина силы, действующей на препятствие от носка или долота лемеха, вызывающая остановки агрегата, рассчитывается [1] по следующей формуле:

$$P = \mu G_{\text{сц.}} + \frac{V^2}{l} \left(m_1 + \frac{m_2}{\alpha} \right) \quad \dots \quad (1)$$

где: μ — коэффициент сцепления трактора с почвой;

$G_{\text{сц}}$ — сцепной вес трактора;

m_1 и m_2 — соответственно масса трактора и плуга;

V — скорость движения трактора;

l' и l — деформация, вызванная кинетической энергией;

$l' = \alpha l$ в среднем $l = 0,1$ и $\alpha = 0,5$.

Для пахотного агрегата, состоящего из трактора «Беларусь» и плуга ПН-3-3,5 $P=17500$ кн. Таким образом, поломка или изгиб лемеха неизбежны при нагрузках, останавливающих тракторный агрегат.

Однако, носки лемехов отламываются и изгибаются в основном при встрече с препятствиями, ударная сила которых гораздо меньше величины останавливающего агрегата усилия, поэтому чем прочнее носок лемеха, тем меньше поломок и изгибов.

Существуют разные способы для предотвращения поломок, однако гарантированный способ снижения поломок и изгибов только один — повышение прочности носка лемеха.

Поломки и изгибы являются основными причинами простоя пахотного агрегата: Поэтому расчет надежности или безотказной работы лемеха имеет важное научное и практическое значение.

Поломки, вызванные ударами о неподвижные препятствия — камни или высохшие глыбы тяжелых глинистых почв. По экспериментальным данным, средний срок службы лемеха по указанным причинам, снижается до 0,5 — 3 га.

Для анализа распределения времени безотказной работы лемеха, нами применен [2] закон геометрического распределения времени безотказной работы, который является характерным для мгновенного повреждения (поломки) носков лемехов.

При помощи геометрического распределения можно доказать, что замена лемеха произойдет не раньше, чем при обработке K -го, $K+1$ га и т. д.

Однако, полученные расчетно-теоретические результаты экспериментально не подтвердились.

Поэтому рассмотрели идеализированную схему протекающих процессов возникновения отказов при мгновенных повреждениях при помощи обобщенной формулы (3, 2) закона распределения описания вероятностных характеристик.

Мгновенное повреждение лемеха зависит от множества случайных факторов, имеет разброс значений в определенных границах.

Для оценки надежности или разработки модели функционирования, необходимо знать закон распределения длительности безотказной работы до отказа, или наработку.

Ввиду случайного характера изменения усилия сопротивления теряется связь между причинами отказа и типом закона распределения.

Подставляя в формулу (2 и 3) $\varphi(t)=\lambda$ получим дифференциальную и интегральную формы экспоненциального закона распределения:

$$\left. \begin{aligned} f(t) &= \lambda e^{-\int_0^t \lambda dt} = \lambda e^{-\lambda t} \\ F(t) &= 1 - e^{-\lambda t} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где: λ — определяющий параметр, t ;

$\lambda e^{-\lambda t}$ — плотность распределения $f(t)$;

$1 - e^{-\lambda t}$ — функция распределения $F(t)$.

Причем, математическое ожидание $M(x)$ и среднеквадратическое отклонение σ_x равны $\frac{1}{\lambda}$, а коэффициент вариации $V_x=1$.

Полученное математическое вероятностное описание модели мгновенных повреждений является идеализированным представлением об условиях поломок и изгибов носка плужных лемехов в условиях эксплуатации.

Ввиду того, что причиной отказа при поломке носка лемеха является внешнее случайное воздействие, полученная идеализированная схема модели отказов подтверждает, что замена лемеха новым или его ремонт не изменяет момента наступления отказа при встрече с препятствием. Повышение надежности и долговечности носка лемеха в тяжелых почвенных условиях горной зоны можно достигнуть только улучшением конструкции — упрочнением носка лемеха.

С целью повышения надежности и долговечности носовой части лемеха, нами разработано устройство, в котором корпус плуга снабжен двуплечным рычагом, закрепленным на стойке с тыльной стороны лемеха, причем одно плечо рычага сопряжено с тыльной стороной лемеха, а другое — посредством распорного элемента со стойкой. Рычаг выполнен подвижным относительно режущей кромки носка лемеха.

На рис. 2а показан плужный корпус, общий вид; на рис. 2б разрез А-А; на рис. 2в — часть плужного корпуса, вид снизу.

Плуг состоит (рис. 2в) из стойки 1; на который закреплен лемех 2 и посредством крепежных элементов 3 и 4 двуплечий рычаг

5. Одно плечо рычага 5 сопряжено с тыльной стороной носка лемеха 2, в другое — посредством распорного элемента 6 опирается на

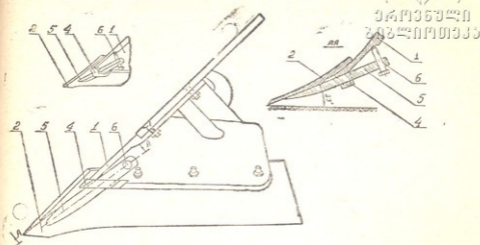


Рис. 2. Плужный корпус: а — общий вид; б — разрез А-А; в — часть плужного корпуса, вид снизу.

углубление стойки 1. По мере износа носка лемеха 2 опускается распорный элемент 6 и рычаг 5 передвигается назад вглубь стойки 1 корпуса для предотвращения его от износа.

Рычаг 5 при затягивании распорного элемента 6 увеличивает давление снизу на носок лемеха 2, получается предварительное натяжение носка. Увеличением усилия натяжения этого элемента повышается стойкость лемеха на изгиб и поломку.

В разработанном нами устройстве к корпусу плуга добавляется вторая опора носка, выдвинутая до точки 1, чем в 5-6 раз увеличивается отламывающий крутящий момент носка лемеха. Лабораторным испытанием установлено, что изгибы и поломки носков у серийных плужных корпусов наблюдаются выше усилия 7,68 кн, а при наличии разработанного нами устройства поломки и изгибы наблюдаются при усилнии, превышающем 55,50 кн, т. е. выдерживает в 7-8 раз большую нагрузку без деформации. Свыше 61,00 — 70,00 кн носок изгибается вместе с рычагом 5.

Удельное давление почвы на поверхности лемеха измеряется в 13 точках (см. рис. 3). В результате исследования [1] установлено, что наибольшее давление испытывает зона носка лемеха, где удельное давление в 6-8 раз больше, чем на пятке и в средней части; так например, для почв типа супесь тяжелый, при скорости

агрегата 3,2 м/сек, давление почвы на носок составляет в точке 1 — 0,18 МПа, в точке 2 — 0,15 МПа, а в точке 3 — 0,14 МПа, т.е. для данных условий в носовой части лемеха удельное давление почвы в среднем составляет 0,15 МПа, тогда на носке давление почвы составит около 204,6 н.

Как видно из полученных данных, поломки или изгибы носка в серийных плужных корпусах превышают давление почвы на нос-

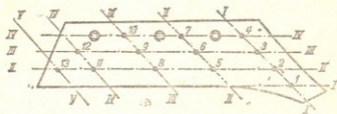


Рис. 3. Точки для измерения удельного давления почвы на лемех.

ке только в $\frac{763}{205} = 3,5$ раза, а в предложенном корпусе в $\frac{5550}{205} = 27$ раз. С увеличением сечения рычага-5 указанное соотношение может значительно увеличиться. Соответственно уменьшится вероятность поломок и изгибов.

Литература

1. Износ деталей сельскохозяйственных машин. Под редакцией проф. М. И. Севернева, Л., «Колос»; 1972.
2. Кечхуашвили А. Г. Исследование путей снижения расхода лемешной стали при ремонте и эксплуатации. Труды ГрузСХИ, серия Механизация с/х производства, т. ХСIII; Тбилиси, 1975.
3. Герцбах И. Б., Кордонский Х. Б. Модели отказов, Мш; Сов. радио, 168 с., 1966.
4. Кечхуашвили А. Г., Цихелашвили Н. С. Плужный корпус. Описание изобретения № 32933/30-15.



УДК 631.3

ბ. ბაბალიძე, დ. ნატროშვილი

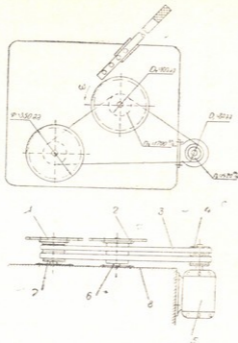
სათიბ-სამომზრების ბუნებრივსაგან გასაწმენდი სამთო მანქანის რობატიული
სამუშაო ორგანოს ძირითადი პარამეტრების გამოკვლევა

სამთო სათიბ-სამომზრების გაუმჯობესების სამუშაოებიდან ერთ-ერთ ძირითად საკითხს წარმოადგენს მისი ბუჩქნარისაგან გაწმენდა. ვაკის პირობებში ბუჩქნარისაგან გასაწმენდი მანქანები ვერ პასუხობს სათანადო მოთხოვნებს ფერდობებზე მუშაობის დროს, როგორცაა: მაღალი მდგრადობა და კარგი მანევრირება, გარდა აღნიშნულისა, ფერდობის პირობებში მომუშავე ბუჩქნარის მომკრელი მანქანა უნდა ხასიათდებოდეს დაბალი და სუფთა კრით, ვინაიდან, ვაკის პირობებისაგან განსხვავებით, ფერდობზე სათიბ-სამომზრების ბუჩქნარისაგან გაწმენდის შემდეგ ნიადაგში დარჩენილი ღეროების ჩახვნა ან ამოძირკვა არაა სასურველი თუ ამას რაიმე აუცილებლობა არ განაპირობებს, რადგანაც ფერდობ ადგილებზე ნიადაგის დამუშავება ხელს უწყობს ეროზიული მოვლენების განვითარებას. ყოველივე ზემოთ აღნიშნულის გამო ბუჩქნარის მოსაკრელი მანქანის სამუშაო ორგანოდ ჩვენ მიერ შერჩეულ იქნა პორიზონტალურ სიბრტყეში მომუშავე კბილებიანი დისკოები, რომელთა კბილების ბიჯი შევარჩიეთ ლიტერატურული წყაროების გაცნობით $i = 14$ მმ, დისკოს დიამეტრი ტოლია $D = 350$ მმ, აგრეთვე ბრუნთა რიცხვი $n = 1700$ ბრ/წთ.

ჩვენს მიზანს შეადგენდა, ლაბორატორიული ცდების საფუძველზე, აღმოსავლეთ საქართველოს სამთო სათიბ-სამომზრებზე გავრცელებული ბუჩქნარის ჯიშებიდან (ეკალა, ბარდა, რცხილა და სხვ.), შედარებით უფრო მაგარი ჯიშებისათვის — რცხილისათვის დაგვედგინა კრის ტექნოლოგიური პროცესის ხარისხობრივი მაჩვენებლები და კრისათვის საჭირო სიმაღლე, რაც საშუალებას გვაძლევს, განვსაზღვროთ მანქანის სამუშაო ორგანოს ძირითადი პარამეტრები და შევარჩიოთ ენერგეტიკული საშუალება. ლაბორატორიული ცდები ტარდებოდა ჩვენ მიერ დამზადებულ სტენდზე (სურ. 1).

აღნიშნული მუშა ორგანოები (1,2) აძვრას ლებულობს ელექტრო-
ძრავიდან (4), ლვედური გადაცემის (3) საშუალებით. გადასაქრელი ღე-

ერქონული
ბიზლიჩოთეკა



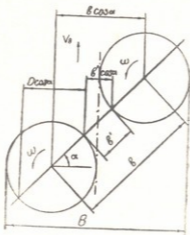
ნახ. 1. ბუჩქის მომკრელი მანქანის სამუშაო ორგანოს გამოსაცდელი დინამიკური სტენდის სქემა.

1, 2 — მკრელი დისკური სამუშაო ორგანო, 3—ლვედური გადაცემა, 4—ელექტრო ამბრავის შკივი, 5—ელექტროამბრავი, 6,7—ამჟოლი შკივი მკრელი დისკოებით; 8—ღვარი, 9—მიწოდების მექანიზმი.

როების ($d=12-32$ მმ) მიწოდება მკრელ დისკოებზე ხორციელდება მიმწოდებელი მექანიზმით (9).

როგორც 1-ელ ნახ.-ზე წარმოდგენილი სქემიდან ჩანს, დისკური მკრელი ორგანოები ღეროს მიწოდების მიმართულებიდან განხრილია გარკვეული კუთხით, (ნახ. 2), მკრელი დისკური სამუშაო ორგანოების ასეთი განლაგება საშუალებას გვაძლევს, დისკოებს შორის თავისუფალ ხ ზოლში მოხვედრილი ღეროების გადაჭრა მოხდეს დისკოების სეგმენტებს შორის ხ' მანძილზე. დისკოების ასეთი განლაგება მიზანშეწონილია იმის გამო, რომ გადასაქრელი ღეროების მიწოდება მკრელ სეგმენტებზე ერთდროულად არ წარმოებს, რაც ამცირებს მკრელი სამუშაო ორგანოს პიკურ დატვირთვას. გარდა ამისა, მკრელი დისკოების ასეთი

განლაგება აადვილებს მოჭრილი ბუჩქნარის გვერდზე გადმოტანას.
 ხ' მანძილის სიდიდე (ნახ. 2) დამოკიდებულია დისკების განლაგებასა და α კუთხეზე, ვინაიდან ეს ორი სიდიდე განაპირობებს მანქანის რელი ლეროების კრის ზონაში მოხვედრის ალბათობას.



ნახ. 2. დისკური სამეშაო ორგანოების განლაგების დახრის საანგარიშო სქემა.

ნახ. 2-ზე წარმოდგენილი სქემიდან შეგვიძლია დავწეროთ:

$$D \cos \alpha = b \cos \alpha - b' \cos \alpha \quad (1)$$

აქედან
$$b' \cos \alpha = b \cos \alpha - D \cos \alpha \quad (2)$$

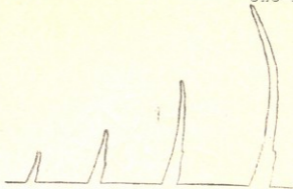
ან
$$b' = b - D \quad (3)$$

ზემოთ მოყვანილი ტოლობიდან ჩანს, რომ, რაც უფრო დიდია დისკების ცენტრებს შორის მანძილი, მით ხ' გადაფარვის სიდიდის მისაღწევად α კუთხის მნიშვნელობა უნდა გავზარდოთ. ეს უკანასკნელი ამცირებს მანქანის საერთო მოდების განს — B-ს. ამიტომ ხ' მანძილის შერჩევის დროს მხედველობაში უნდა მივიღოთ მისი სიდიდე.

1-ელ ნახ.-ზე წარმოდგენილ სტენდზე ლაბორატორიულ პირობებში ცალკეული ლეროს გადაჭრისათვის საჭირო სიმძლავრის დასადგენად გამოყენებულ იქნა თვითჩამწერი ვატმეტრი, რომელიც მიერთებული იყო მჭრელი დისკების ამძრავ ელექტროძრავაზე. ჩაწერილი დიაგრამებიდან (ნახ. 3) კრისათვის საჭირო სიმძლავრე განვსაზღვრეთ ტოლობით

$$W_{კრ} = k \cdot k \quad (4)$$

სადაც W_{36} არის ღეროს გადაჭრისათვის საჭირო სიმძლავრე; n —
 ჩაწერილი დიაგრამის ორდინატის მაქსიმალური სიმაღლე;
 K — ხელსაწყოების მასშტაბი ($K=0,300$ ვტ/მმ).



$d=123m$; $d=183m$; $d=243m$; $d=323m$;

ნახ. 3. სხვადასხვა დამეტრების ღეროების კრის დიაგრამები.

ვიციტ აგრეთვე, რომ დიაგრამის ნებისმიერი ორდინატის შესაბამისი დრო შეგვიძლია განვსაზღვროთ ღეროს კრის დროს შესრულებული მუშაობის პირობიდან.

$$A = W_{36} \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} dt \quad (5)$$

მე-5 ფორმულაში Δt_1 და Δt_2 შესაბამისად წარმოადგენს კრის დაწყებისა და დამთავრების დროს. ექსპერიმენტის შედეგად ვიციტ რა Δt -ს შესაბამისი კრის სიღღე ΔS , შეგვიძლია კრის სიღღე — მანძილი გამოვსახოთ კრის დროისაგან დამოკიდებულებით:

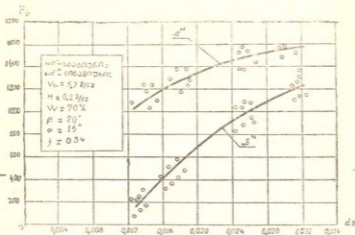
$$\int_{S_1}^{S_2} ds = V \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} dt \quad (6)$$

კრაზე შესრულებული მუშაობისა და კრის წინაღობის ძალის თანაფარდობის გამოსახატავად შეიძლება დავწეროთ:

$$A = W_{36} \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} dt = P_{36} \int_{S_1}^{S_2} ds \quad (7)$$

$$P_{კრ} = \frac{A}{S_2} \int_{S_1} ds$$

ექსპერიმენტების შედეგად მიღებული მონაცემებით დამყარებულ იქნა დამოკიდებულება შესრულებული მუშაობისა და კრის წინალობის ძალის რცხილის სხვადასხვა დიამეტრის ღეროებისათვის, როცა ღეროების ტენიანობა 70%-ს შეადგენდა (ნახ. 4). ამავე დიაგრამაზე მოცემულია რცხილის ღეროების სტატიკურად კრის დროს კრის წინალობის ძალის მნიშვნელობანი, რომელთა ანალიზით ჩანს აქტიური სამუშაო ორგანოების უპირატესობა კრის წინალობის ძალის შემცირების თვალსაზრისით.



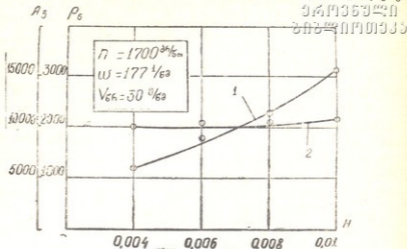
ნახ. 4. რცხილის ღეროების სტატიკური და დინამიკური კრის წინალობის ძალის მნიშვნელობები.

კრის წინალობის ძალისა და შესრულებული მუშაობის სიდიდეები, მიწოდების სხვადასხვა სიდიდეზე, წარმოდგენილია მე-5 ნახ-ზე.

როგორც დიაგრამიდან ჩანს, მუდმივი დიამეტრის ღეროს გადაკრის დროს, მიწოდების სხვადასხვა სიდიდეზე, კრის წინალობის ძალისა (1) და კრაზე შესრულებული მუშაობის (2) გამომხატველი მრუდები იკვეთება ერთ წერტილში.

მიწოდების ოპტიმალურ სიდიდედ შერჩეულია $H=0.0072$ მ/ბრკ ზოლო მანქანის გადაადგილების სიჩქარედ—0,2 მ/წმ. ბუჩქნარის მომპრე-ლი მანქანის მუშაობისას, ვიცით რა მიწოდების მიახლოებითი ოპტიმა-

ლური მნიშვნელობა, აგრეთვე მოსაპრელი ბუჩქების ცალკეული ღეროების განაწილება, შეგვიძლია განვსაზღვროთ კრაზე დახარჯული სიმძლავრე.



ნახ. 5. მიწოდების სხვადასხვა სიღიღეზე კრაზე შესრულებული მუშაობისა და კრის წინაღობის ძალის დამოკიდებულებანი

ბუჩქნარების ადგილზე შესწავლა გვიჩვენებს, რომ ბუჩქნარის ძირების დიამეტრი უმთავრესად შეადგენს 0,4 მ-ს, ხოლო კრის ზონაში ღეროების საშუალო დიამეტრი ტოლია 16 მმ-ის. გაანგარიშებებით თუ დაეუშვებთ, რომ ბუჩქის ძირის ფართი ტოლია 1,5 მ²-ის და ამ ფართობზე მოთავსებული ღეროების საერთო რაოდენობა შეადგენს 12-ს, მაშინ შეგვიძლია გავიანგარიშოთ ერთი მიწოდების დროს გადასაპრელი ღეროების საერთო რაოდენობა, რომელიც ტოლია:

$$K = \frac{n \cdot S}{F} \quad \text{ცალი} \quad (9),$$

სადაც n არის ბუჩქის ძირის მთლიან ფართობზე ღეროების საერთო რაოდენობა ($n=12$ ც). S —ერთი მიწოდების დროს მიწოდებულ ღეროების საერთო ფართი მ²-ში; F — მოსაპრელი ბუჩქის ძირის მთლიანი ფართი.

გაანგარიშება გვიჩვენებს, რომ $K=6$ ცალს, ვიციით რა ერთი ღეროს კრის წინაღობის ძალა, შეგვიძლია განვსაზღვროთ საჭირო სიმძლავრე.

$$W = (W_1 \cdot K + W_{\text{კ}}) \cdot \cos \varphi, \quad (10)$$

სადაც W არის მანქანის საჭირო სიმძლავრე; W_1 — ერთი ღეროს კრისათვის საჭირო სიმძლავრე; K — ერთი მიწოდების დროს მოსაპრე-

ლი ღეროების რაოდენობა; $W_{\text{კტ.}}$ — უკმე სვლის სიმძლავრე, იგი
 ტოლია 0,54 კვტ; $\cos\varphi$ — მ. ქ. კ. რომელიც ტოლია $\frac{1}{\sqrt{2}}$
 მაშინ $W = (5,4 - 0,54) \cdot 0,97 = 5,7$ კვტ. ბიზნისი

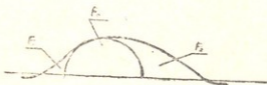
ჩატარებული კვლევების შედეგად შეიძლება აღინიშნოს, რომ და-
 საგემარბელი მანქანის სამუშაო ორგანოების გაანგარიშებული პარა-
 მეტრები, როგორცაა: კრის წინაღობის ძალის მნიშვნელობა, ბუჩქის
 მოკრის საკურო სიმძლავრე, მიწოდების სიდიდე, მკრელი დისკოების
 განლაგების სქემა და სხვა, შეიძლება საფუძვლად დაედოს მანქანის სქე-
 მის შერჩევას, რომელიც დააკმაყოფილებს ბუჩქნარის მოკრის აგროტექ-
 ნიკურ მოთხოვნებს.

УДК 631.31

ი. იოსავილი

მოსაბრუნე თათით ხისძირა წაღვის წარმოების პროცესის ანალიზი

მრავალწლიანი ნარგაობის, კერძოდ, ხეხილის ბაღებში ნიადაგის დამუშავების აგროტექნიკური და ეკონომიკური მოთხოვნებით საჭიროა როგორც მწკრივთაშორისებში, ისე მწკრივებში ნიადაგის შექანიზებული დამუშავება წარმოებდეს იმგვარად, რომ ხის ძირის ირგვლივ დარჩეს დაუმუშავებელი ნიადაგის ფართი წრიული ფორმით, რომლის რადიუსი უნდა იყოს არანაკლები დაცვის ზოლის სიგანისა. ამრიგად, იდეალურ შემთხვევაში, ამ ფართს უნდა ჰქონდეს წრის ფორმა, რომელიც პრაქტიკულად, დეფორმირებულ სახეს ღებულობს (ნახ. 1-ა), რივი მკვლევარების აზრით, ეს მოვლენა აიხსნება მოსაბრუნე ან გასაწვეი თათის გრძივი და განივი სიჩქარეების შეფარდებით.

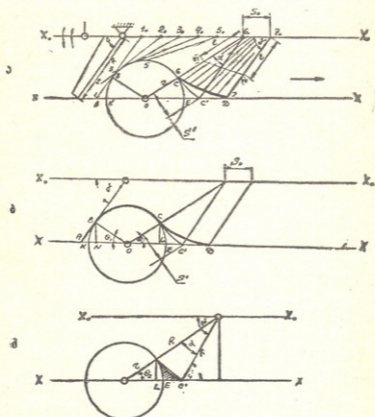


ნახ. 1

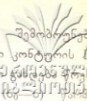
თუ განვიხილავთ მოსაბრუნე თათით ხისძირა წრედის ფორმირების პროცესს, დავინახავთ, რომ მისი საწყისი ფორმა არ ემთხვევა წრეს და ამიტომ, წრედის დეფორმირების ახსნა მარტო სიჩქარეების შეფარდებით ამომწურავი არ არის.

აგროტექნიკური მოთხოვნებით მწკრივის პარალელური X_0-X_0 მიმართულებით მოძრავი და ამავე მიმართულებასთან უკუთხით განხრული თათის მკრელი პირი ხისძირა დაცვის წრესთან მიახლოებისა და შეხებისთანავე უნდა იწყებდეს შემობრუნებას და წრის გარშემოვლას, ანუ შემოხაზვას. ამრიგად, ხისძირა დაცვის ირგვლივ ზოლის, ე. წ. წრედის კონტურის პირველი უბანი წარმოადგენს წრის მხების (ნახ. 2-ა; მხები 1₀-1) AB მონაკვეთს.

კონტურის შემდგომი უბნის დასადგენად ვლემულობთ დაშვებას, რომ თათის მმართველი ავტომატური მოწყობილობა უზრუნველყოფს წრის შემოწერას. თათის მკრელი პირით მისი გრძივი მიმართულებით



ნახ. 2



გადაადგილებისა და განივი მიმართულებით შესაბამისი შემობრუნების შედეგად (2₀—2, 3₀—3, 4₀—4, 5₀—5). ასეთი წრიული კონტურის BC შემოწერა გრძელდება მანამდე, ვიდრე მჭრელი პირი არ აღწევს მჭრელობის ნორმალს (6₀—6). ამ შემთხვევაში მჭრელი პირი (6₀—6) წარმოადგენს r რადიუსის გაგრძელებას და მისი ბოლო წერტილი (6) პრაქტიკულად ვეღარ გაყვება წრეხაზის დანარჩენ CE რკალს, რადგანაც, ამისათვის საჭირო იქნება მანქანის უკან დახვევა. ფაქტიურად C წერტილში მჭრელი პირის ბოლო წერტილი (6) ტოვებს წრეხაზს და ავტომატური მოწყობილობით თათის სწრაფად შემოტრიალების შედეგად იგი გადის მწყრივის ღერძულ X—X ხაზზე (D) ისე, რომ მჭრელი პირი მიიღებს საწყის γ კუთხით დახრილობას (7₀—7).

იმის გამო, რომ თათი შემობრუნებასთან ერთად გადაადგილდება, აგრეთვე, გრძივი მიმართულებით, კონტურის ბოლო უბანს ექნება ციკლოიდის სახე. ამასთან, რაც მეტი იქნება გრძივი მიმართულებით გადაადგილების სიჩქარე თათის შემობრუნების სიჩქარესთან შედარებით, ეს უბანი იქნება უფრო გაკვიმული და დამუშავებული ECD ფართიც მოიმატებს. ანდა, რაც უფრო დიდი სიჩქარით შემობრუნდება თათი, მით უფრო ნაკლები იქნება დამუშავებული ფართი.

ბოლო, მესამე უბანზე დამუშავებული ფართის მინიმალური მნიშვნელობების დასადგენად დაეუშვათ, რომ თათის ბოლო წერტილი (6) X—X მიმართულებაზე გამოვიდა უდიდესი სისწრაფით, ე. ი. $t=0$ დროში. მაშინ შეგვიძლია დავუშვათ, აგრეთვე, რომ 6₀ წერტილი ჯერაც არ დაძრულა ადგილიდან და თათის ბოლო კი უკვე გავიდა X—X მწყრივის ცენტრალურ ღერძულ ხაზზე C' წერტილში. მაშინ ცხადია, რომ მჭრელი პირის ბოლო წერტილი გადაადგილდება (6₀—6) სიდიდის რადიუსით შემოწერილი წრეხაზის CC' რკალზე.

როგორც ვხედავთ, მანქანის ერთი გავლით მწყრივის ერთ მხარეზე, ნაცვლად თეორიულად დადგენილი ნახევარწრის ფორმის ხისძირა დაცვის წრედისა, პრინციპულად შეიძლება მიღებული იქნეს რთული კონტურის წრედი, რომელიც X—X ღერძთან შემოფარგლავს სამ ფართს:

$$F_1 = F_{ABK}; \quad F_0 = F_{KBCE} \text{ და } F_2 = F_{CC'E};$$

თეორიულად დადგენილი ხისძირა წრედის შემთხვევაში მისი ფართი, რომელიც დატოვებული უნდა იქნეს აგროტექნიკური პირობებით იქნება:

$$F_0 = \frac{\pi r^2}{2}$$



პრინციპულად შესაძლებელი კონტურის შემთხვევაში ნახევარწრის ფართს წინა და ბოლო მხრიდან ემატება ორი მონაკვეთი F_1 და F_2 საერთო ფართი იქნება:

$$F_{\text{ს.ა.}} = F_1 + F_0 + F_2 \quad (2)$$

რადგანაც F_0 ფართი უკვე ცნობილია, საჭიროა განისაზღვროს მართო F_1 და F_2 ფართები.

F_1 ფართი წარმოადგენს ABK მონაკვეთის ფართს, რომელსაც განვსაზღვრავთ ABN სამკუთხედისა და KBN ნახევარსევმენტის დახმარებით. (ნახ. 2—ბ).

როგორც ვხედავთ:

$$F_1 = F_{ABN} - F_{KBN}; \quad (3)$$

$$F_{ABN} = \frac{|AN| \cdot |NB|}{2} = \frac{|AB| \cos \gamma \cdot r \cos \gamma}{2} = \frac{r \cdot \cos \gamma \cdot r \cos \gamma}{2 \operatorname{tg} \gamma};$$

საბოლოოდ

$$F_{ABN} = \frac{r^2 \cos^2 \gamma}{2 \operatorname{tg} \gamma};$$

ნახევარსევმენტის ფართი იქნება:

$$F_{KBN} = \frac{r^2}{4} \left(\frac{\pi 2\theta_1}{180} - \sin 2\theta_1 \right) = \frac{r^2}{4} \left[\frac{\pi \cdot 2(90^\circ - \gamma)}{180} - \sin 2(90^\circ - \gamma) \right];$$

საბოლოოდ

$$F_{KBN} = \frac{r^2}{4} \left[\frac{2\pi(90^\circ - \gamma)}{180} - \sin 2\gamma \right];$$

ჩავსვათ მიღებული მნიშვნელობები (3) ფორმულაში და გვექნება:

$$F_1 = \frac{r^2 \cos^2 \gamma}{2 \operatorname{tg} \gamma} - \frac{r^2}{4} \left[\frac{2\pi(90^\circ - \gamma)}{180} - \sin 2\gamma \right];$$



$$F_1 = \frac{r^2}{2} \left[\frac{\cos^2 \gamma}{\operatorname{tg} \gamma} - \frac{1}{2} \left[\frac{2\pi(90^\circ - \gamma)}{180} - \sin 2\gamma \right] \right];$$

საბოლოოდ

$$F_1 = \frac{r^2}{2} \left[\frac{\cos^2 \gamma}{\operatorname{tg} \gamma} - \frac{\pi(90^\circ - \gamma)}{180} + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right] \quad (4)$$

F_2 ფართი წარმოადგენს $CC'E$ მონაკვეთის ფართს, რომელსაც ვანგარიშობთ $CC'L$ სწორკუთხოვანი სამკუთხედის ფართიდან CEL ნახევარსეგმენტის ფართის გამოკლებით, სადაც მიღებულია, რომ CC' რკალი წარმოადგენს ქორდას.

ამრიგად:

$$F_2 = F_{CC'L} - F_{CEL} \quad (5)$$

სადაც სწორკუთხოვანი სამკუთხედის ფართი სქემის მიხედვით იქნება:

$$F_{CC'L} = \frac{|CL| \cdot |C'L|}{2} = \frac{r \sin \theta_2 (R \cos \theta_2 - R \cos \gamma)}{2};$$

$$F_{CC'L} = \frac{rR}{2} \sin \theta_2 (\cos \theta_2 - \cos \gamma);$$

ნახევარსეგმენტის ფართი, ცნობილი ფორმულის მიხედვით, იქნება:

$$F_{CEL} = \frac{r^2}{4} \left(\frac{2\pi\theta_2}{180} - \sin 2\theta_2 \right);$$

სქემიდან (ნახ. 2—გ.)

$$\sin \theta_2 = \frac{R \sin \gamma}{r + R}; \quad (5')$$

მაშინ

$$F_{CC'L} = \frac{rR^2 \sin \gamma}{2(r+R)} \left(\cos \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} - \cos \gamma \right);$$

$$F_{CEL} = \frac{r^2}{4} \left(\frac{\pi 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R}}{180} - \sin 2 \arcsin \frac{R \cdot \sin \gamma}{r+R} \right) \quad (5)$$

ჩავსვათ მიღებული მნიშვნელობები (5) ფორმულაში და მივიღებთ:

$$F_2 = \frac{rR^2 \sin \gamma}{2(r+R)} \left(\cos \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} - \cos \gamma \right) - \frac{r^2}{4} \left(\frac{\pi 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R}}{180} - \sin 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} \right)$$

მიღებული მნიშვნელობები ჩავსვათ (2) ფორმულაში, რის შედეგადაც მივიღებთ ხის ძირის ირგვლივ ნიადაგის პრინციპულად შესაძლებელი დამუშავების ფართის მნიშვნელობას, რომელიც იქნება:

$$F_{\text{პ.ა.}} = \frac{r^2}{2} \left[\frac{\cos^2 \gamma}{\operatorname{tg} \gamma} - \frac{\pi(90^\circ - \gamma)}{180} + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right] + \frac{\pi r^2}{2} +$$

$$\frac{rR^2 \sin \gamma}{2(r+R)} \left(\cos \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} - \cos \gamma \right) - \frac{r^2}{4} \left(\frac{\pi 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R}}{180} - \sin 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} \right);$$

ვარდაქმნების შემდეგ გვექნება ხისძირა დაუმუშავებელი ფართის ნახევრის მნიშვნელობა:

$$F_{\text{პ.ა.}} = \frac{r^2}{2} \left[\frac{\cos^2 \gamma}{\operatorname{tg} \gamma} - \frac{\pi(90^\circ - \gamma)}{180} + \frac{\sin^2 \gamma}{2} + \pi + \frac{R^2}{2r(r+R)} \sin \gamma \left(\cos \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} - \cos \gamma \right) - \frac{\pi \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R}}{180} + \sin 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} \right];$$

ამ ფართის მნიშვნელობა მიღებულია ტექნიკური საშუალებების (თათის და მისი მართვის მექანიზმის) თეორიულად შესაძლებელი მოქმედების გეომეტრიული გამოსახულების საფუძველზე. იგი მინიმალური სიდიდისაა და მასთან შეგვიძლია შევადაროთ ფაქტიურად დატოვებული ღართი, რომელსაც უფრო მეტი სიდიდე აქვს. ამ შედარების, ანუ შეფარდების მიხედვით შეგვიძლია შევაფასოთ მოსაბრუნე თათის ან სხვა სახის სამუშაო ორგანოს მუშაობა და მისი სრულყოფა.

აღვნიშნოთ ფაქტიურად დამუშავებული ფართის სიდიდე $F_{\text{ფ}}$ მაშინ პრინციპულად შესაძლებელი დამუშავების ფართის სიდიდეს თუ შევადარ-

რებთ მას, მივიღებთ მოსაბრუნე სამუშაო ორგანოს, მისი მართვის ქე-
ქანიზმისა და სამუშაო რეჟიმის სრულყოფის მაჩვენებელს.

$$K = \frac{F_{\Sigma}}{F_{3,2}}$$

ერქვენული
ბიზნისი

იდეალურ შემთხვევაში $K=1$ -ს, ხოლო როდესაც $K<1$, ადგილი აქვს იდეალური დაცვის წრიული ზოლის დამუშავებას, რაც აგროტექნიკური მოთხოვნის დარღვევას ნიშნავს.

პრაქტიკულად $K>1$, რადგანაც ფაქტიურად თათის ბოლო წერტილის დაბრუნება წრიდან (წერტილი C-დან) X—X ხაზზე (ნახ. 2—ა, D) ხდება არა ნულოვან დროში, არამედ დროის რალაც მონაკვეთში. რაც მეტია ეს დრო, როგორც ეს ზემოთ იყო აღნიშნული, რკალი CC' იქნება ციკლოიდა ან სხვა გაკიშული რაიმე მრუდი და მის ქვეშ მოყოლილი დაუშვებელი ფართობიც და მაჩვენებელი K-ც იქნება ერთზე უფრო მეტი.

ზემოთ აღნიშნული თეორიული მოსაზრებების შემოწმების მიზნით, ჩატარებული იყო ცდები ასიმეტრიულ გამაფხვიერებელზე დაყენებულ მოსაბრუნე თათით.

ხისძირა დაცვის წრედის ფორმირების შესასწავლად გამოყენებული იყო ჩქაროსნული კინოგადაღება, რომლის მეთოდისაც მდგომარეობდა შემდეგში:

ხის ძირის მაგიერ დაყენებული იქნა სარი, რომელზედაც გამაფხვიერებელის მოძრაობის დროს ებჯინებოდა მოსაბრუნე თათის ავტომატური მექანიზმის ჩართვის ცეცი (ბერკეტი). ცეცის იმპულსი გადაეცემოდა ველის თვალის ავტომატს, რომელიც ბრუტუნა მექანიზმით ჩართავდა გარცქიტას. გარცქიტას თითზე მოდებული ბაგირი კი მოაბრუნებდა თათს. სარის ზემოდან კოშკურაზე ჩაყენებული ჩქაროსნული კინოაპარატი ასახავდა თათის შემობრუნების და ხისძირა დაცვის წრედის წარმოქმნას, თათის ბოლოზე დასმული ნათელი წერტილის დახმარებით, სხვადასხვა ფირების თანმიმდევრობით დამთხვევის მეთოდით მიღებულ იქნა მისი ტრაექტორიები. ამ ტრაექტორიებსა და გრძივ ლერძს შორის ფართი აღრიცხულ იქნა პლანიმეტრით ელემენტების მიხედვით. ამისათვის საჭირო მასშტაბში (1 : 20), იხაზებოდა ხისძირა დაცვის წრე (F_0), რომლის მარჯვნივ და მარცხნივ აითვლებოდა F_1 და F_2 .

ყველაზე უფრო დამახასიათებელი წრედისათვის (ნახ. 2—ბ) ცდების შედეგებით მიღებულ იქნა: $F_1=40$ მმ²; $F_0=628$ მმ²; $F_2=428$ მმ²; ამ ელემენტების შეკრებით ფაქტიურმა ფართმა შეადგინა:

$$F_{\Sigma} = 40 + 608 + 428 = 1096 \text{ მმ}^2;$$

იმავე მასშტაბში ჩატარებულ იქნა ელემენტური ფართობის თვით
 რიული გაანგარიშება შემდეგი პარამეტრების მიხედვით: $r=400$ მმ,
 $R=800$ მმ; $\gamma = 55^\circ$.
 ამ მნიშვნელობების ჩასმით (4) ფორმულაში, მიღებულ იქნა

$$F_1 = \frac{20^2}{2} \left[\frac{\cos^2 55^\circ}{\operatorname{tg} 55^\circ} - \frac{3,14(90^\circ - 55^\circ)}{180} + \frac{\sin 2 \cdot 55^\circ}{2} \right] = 16;$$

$$F_1 = 16 \text{ მმ}^2$$

(1) ფორმულაში მნიშვნელობების ჩასმით მივიღეთ:

$$F_6 = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 2^2}{2} = 628; \quad F_6 = 628 \text{ მმ}^2,$$

(7) ფორმულაში მნიშვნელობების ჩასმით მივიღეთ:

$$F_2 = \frac{20 \cdot 40^2 \cdot \sin 55^\circ}{2(20+40)} \left(\cos \arcsin \frac{40 \cdot \sin 55^\circ}{20+40} - \cos 55^\circ \right) -$$

$$- \frac{20^2}{4} \left(\frac{3,14 \cdot 2 \cdot \arcsin \frac{40 \cdot \sin 55^\circ}{20+40}}{180} - \sin 2 \arcsin \frac{40 \cdot \sin 55^\circ}{20+40} \right);$$

$$F_2 = 36 \text{ მმ}^2.$$

პრინციპულად შესაძლებელი დამუშავების ფართობა (2) ფორმულაში სათანადო მნიშვნელობების ჩასმით შეადგინა:

$$F_{\text{კ.ა.}} = 16 + 628 + 36 = 680 \text{ მმ}^2;$$

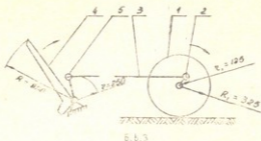
ამ მონაცემების მიხედვით სამუშაო რეჟიმის სრულყოფის მაჩვენებელი (8) ფორმულის შესაბამისად

$$K = \frac{1096}{680} = 1,61;$$

როგორც ვხედავთ, ფაქტიურად მიღებული დაცვის წრედის ფართი აღემატება პრინციპულად შესაძლებელ ფართს 1,61-ჯერ, რაც იმაზე მიუთითებს, რომ თათის ბოლო წერტილის დაცვის ზოლში შესვლის ტრანშეა მტორია გაკუმულია ციკლოიდური მრუდის სახით.

მრუდის ხასიათი დამოკიდებულია მოსაბრუნე თათის სამუშაო, ანუ კინემატიკურ რეჟიმზე. ე. ი. მოსაბრუნე თათის ბოლო წერტილისა და აგრეგატის სიჩქარეების ან გავლილი მანძილების შეფარდებაზე. ეს

შეფარდება, გამოიხატება, ასიმეტრიული გამაფხვიერებლის შემთხვევაში. ველის თვლიდან მოსაბრუნ თავზე მოძრაობის გადაცემის დროშე, რომელიც პრაქტიკულად კონსტრუქციული მაჩვენებლებზე შედგენს (ნახ. 3):



$$i = 1 - i_1 \cdot i_2 = 1 - 0,1) \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{R}{r};$$

$$i = 1 - 0,1) \frac{125}{325} \cdot \frac{800}{126} = 1,11; i = 1,11;$$

სადაც r არის თვლის მრუდმხარას რადიუსი ($r=126$ მმ); R_1 —თვლის რადიუსი ($R_1=325$ მმ); r —თათის მხრეულას რადიუსი ($r=250$ მმ); R —თათის მჭრელი პირის სიგრძე ($R=800$ მ);
 მაშინ მანქანის მიერ განვლილი მანძილი $S_0=(6_0-7_0)$ სქემის მიხედვით იქნება:

$$S_0 = \frac{S'}{i} = \frac{15}{1,11} = 13,5 \approx 14; S_0 = 14 \text{ მმ};$$

სადაც S' არის თათის ბოლო წერტილის მიერ შემოწერილი რკალის ჯორდას სიგრძე ($CC')=15$ მმ;

ამ მრუდის გამოკვლევისათვის მიემართოთ მისი აგების გრაფიკულ მეთოდს, რომელიც კვლევის ანალიზურ მეთოდთან შედარებით უფრო მარტივი და თვალსაჩინოა.

სქემაზე (ნახ. 2-ა) 6_0 წერტილიდან, X_0-X_0 ღერძზე, გადავზომავთ S_0 მანძილს და ვპოულობთ 7_0 წერტილს. ამ წერტილიდან ვავლებთ მჭრელი პირის ხაზს 7_0-7 , რომელიც კუთხით უნდა იქნეს განზრდილი გრძივი X_0-X_0 ხაზიდან.

6_0-6 და 7_0-7 წრფეებზე გადავზომავთ თანაბარ l მონაკვეთებს, რომელთა ბოლოებზე ვატარებთ VI—VII წრფეს.

6_0-7_0 და VI—VII მონაკვეთებს ვყოფთ თანაბარი რაოდენობის ნაწილებად, რომლებზედაც ვატარებთ მჭრელი პირის ხაზებს გარდამავალ

პოზიციებზე. ამ ხაზებზე 6₀—7₀-დან გადავზომავთ მჭრელი პირის სიღრმეებს. მიღებულ ბოლო წერტილებს ვაერთებთ მრუდით CD, რომელიც წარმოადგენს თათის ბოლო წერტილის გადაადგილების კონკრეტულად დასახული სამუშაო რეჟიმისათვის.

ამ მრუდის ქვეშ მოთავსებული ფართის ($F_2 = F_{CED}$) საავარიზოდ მივიღოთ CD რკალი, როგორც მისი ქორდა (ნახ. 2—ბ), მაშინ CLD სწორკუთხოვანი სამკუთხედიდან აღნიშნული ფართი წარმოადგენს სამკუთხედის ფართისა და CEL ნახევარსვეგმენტის ფართის სხვაობას, ანუ

$$F_2 = F_{CED} = F_{CLD} - F_{CEL} \quad (9)$$

სამკუთხედის ფართი იანგარიშება ფორმულით:

$$F_{CLD} = \frac{|CL| \cdot |LD|}{2} = \frac{r \sin \theta_2 (R \cos \theta_2 - R \cos \gamma + S_0)}{2};$$

საიდანაც

$$F_{CEL} = \frac{r}{2} R \sin \theta_2 \left(\cos \theta_2 - \cos \gamma + \frac{S_0}{R} \right).$$

ჩავსვათ Q_2 -ს და $\sin Q_2$ -ს მნიშვნელობა (5') ფორმულიდან და F_{GEL} -ის მნიშვნელობა (6) ფორმულიდან (9) ფორმულაში, მაშინ

$$F_2 = \frac{r \cdot R^2}{2(r+R)} \sin \gamma \left[\cos \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} - \cos \gamma + \frac{S_0}{R} \right] - \frac{r^2}{4} \left(\frac{\pi 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R}}{280} - \sin 2 \arcsin \frac{R \sin \gamma}{r+R} \right) \quad (10)$$

ჩავსვათ (10) ფორმულაში ზემოთ მიღებული პარამეტრები:

$$F_2 = \frac{20 \cdot 40^2}{2(20+40)} \sin 55^\circ \left(\cos \arcsin \frac{40 \sin 55^\circ}{20+40} - \cos 55^\circ + \frac{14}{40} \right) - \frac{20^2}{4} \left(\frac{3,14 \cdot 2 \cdot \arcsin \frac{40 \cdot \sin 55^\circ}{20+40}}{180} - \sin 2 \arcsin \frac{40 \cdot \sin 55^\circ}{20+40} \right) = 117;$$

$$F_2 = 117 \text{ მმ}^2.$$

მიღებულ F_2 -ს მნიშვნელობის და აღრინდელი F_1 და F_0 მნიშვნელობების



ქართული
საბჭოთაო მეცნიერებათა
აკადემია

ჩასმით (2) ფორმულაში მივიღებთ ხისძირა წრედის ტექნიკურად შეად-
ლებელ F_{δ} ფართს

$$F_{\delta} = 16 + 628 + 117 = 761; \quad F_{\delta} = 117 \text{ მმ}^2; \quad \text{ბიზლინოუსჰა}$$

ამ ფართს თუ შევუფარდებთ ფაქტიურ ($F_{ფ}$) ფართს, მივიღებთ სამუშაო
რეჟიმის სრულყოფის მაჩვენებლის ახალ მნიშვნელობას

$$K = \frac{F_{ფ}}{F_{\delta}} = \frac{1096}{761} = 1,44; \quad K = 1,44.$$

როგორც ვხედავთ, სამუშაო რეჟიმის სრულყოფის მაჩვენებელზე
მოქმედებს არა მარტო სამუშაო ორგანოს განლაგების გეომეტრიული და
მისი გადაადგილების კინემატიკური ხასიათის ფაქტორები, არამედ სხვა
ფაქტორებიც, რომლებიც შეიძლება გამოწვეული იქნეს მოსაბრუნე თა-
თის ავტომატურად მმართველი მოწყობილობის არასრულყოფილი მოქ-
მედებით (ფოლხვები მექანიზმში, ამძრავი თვალის ბუქსაობა და სხვ.).

ამ თვალსაზრისით უპირატესობა უნდა მიეცეს ჰიდრაულიკურ მარ-
თვას, რომლის მოქმედებაც არ მოითხოვს ამძრავი თვალის ნიადაგთან
საიმედო ჩაჭიდებას. ამასთან ერთად, ჰიდრაულიკურ სისტემას შეუძლია
განავითაროს თათის შემობრუნების მაღალი სიჩქარეები, რაც კიდევ უფ-
რო შეამოკლებს ციკლოიდურ მრუდს, ანუ ხისძირა დაცვის წრედში ნია-
დაგის დაუმუშავებელ ფართს.





УДК 631.3

წ. კარბაოვიძე

გამაფხვიარავალი სამუშაო ორგანოს ლაბორატორიული კვლევის
შედეგები

ნიადაგის ნაყოფიერების ამაღლებისა და სასოფლო-სამეურნეო კულტურების მოსავლიანობის გადიდებისათვის გატარებულ ღონისძიებათა კომპლექსში ერთ-ერთი მნიშვნელოვანი ადგილი უკავია ნიადაგის დამუშავებისათვის სწორი აგროტექნიკური ღონისძიებების შერჩევას.

განსაკუთრებით იზრდება ნიადაგის მექანიკური დამუშავების სწორი აგროტექნიკური სისტემის შერჩევის მნიშვნელობა ისეთი ნიადაგების დამუშავებისათვის როგორცაა: მთის ფერდობები, ნაწვერალი, დამლაშებული ნიადაგები და სხვა, რომელთა დამუშავება ფრთიანი სამუშაო ორგანოებით (ბელტის გადაბრუნებით), არ არის მიზანშეწონილი და ხასიათდება რიგი ტექნოლოგიური და დინამიკური ნაკლოვანებებით.

გარდა ამისა, მარცვლეული კულტურების მოვლა-მოყვანის კომპლექსური მექანიზაციისა და თანამედროვე დიდი წონის სასოფლო-სამეურნეო მანქანებისა და ტრაქტორების ნაკვეთზე მრავალჯერადი გავლის გამო მნიშვნელოვნად უარესდება ნიადაგის სტრუქტურა, რაც უარყოფით გავლენას ახდენს კულტურული მცენარის ზრდა-განვითარებაზე და ამცირებს მოსავლიანობას. ჩატარებული გამოკვლევებით დადგენილია, რომ ზემოთ აღნიშნული მიზეზით ხორბლის მოსავლიანობა მცირდება 10%-ით, შაქრის კარხლისა—15⁰/_გ, სიმინდის—8%-ით, კარტოფილისა — 50%-ით [1].

ამის გამო, უკანასკნელ წლებში, როგორც საბჭოთა კავშირში, ისე სხვა ქვეყნებში (აშშ, კანადა, ინგლისი, გერ, უნგრეთი, ჩეხოსლოვაკია და სხვ.) დღის წესრიგში დადგა ნიადაგის დამუშავების მინიმალიზაციის საკითხი. ნიადაგის დამუშავების მინიმალიზაციის საკითხის არსი მდგომარეობს იმაში, რომ შევამციროთ ჩასატარებელ ოპერაციათა რაოდენობა ან მოვახდინოთ რამდენიმე ოპერაციის შეთავსება ერთი მანქანის კონსტრუქციაში აგრეგატის ერთ გავლასთან, ან ზოგ შემთხვევაში საერ-4. შრომები, № 6 (128), 1982.

თოდ უარყოფით ნიადაგის დამუშავებისა და თესვისათვის მომსახურების ზოგიერთი ტრადიციული ოპერაცია, ე. ი. ზოგ შემთხვევაში გამოიყენებოდა ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესი „ნულოვანი დამუშავება“. ამ მიზნით დიდი მოცულობის სამუშაოები მიმდინარეობს მთელს მსოფლიოში, კერძოდ:

1. მიმდინარეობს სამუშაოები იმ მიმართულებით, რომ შემცირდეს ტრაქტორებისა და სასოფლო-სამეურნეო მანქანების ზვედრითი დაწოლა ნიადაგზე;

2. იქმნება კომბინირებული აგრეგატები, რომლებიც ერთდროულად, ერთი გავლით ასრულებს რამდენიმე ოპერაციას, რითაც მცირდება ნაკვეთზე აგრეგატების გავლათა რაოდენობა, მცირდება დროის დანაკარგები უკმ სვლასა და მობრუნებაზე, იზრდება შრომის ნაყოფიერება, მცირდება ფულადი და შრომითი დანახარჯები; მოკლე აგროტექნიკურ დროში სრულდება სამუშაო, უმჯობესდება ნიადაგის სტრუქტურა; კომბინირებული მანქანებით დამუშავებისას იზრდება ნიადაგის მდგრადობა ეროზიული მოვლენებისადმი და სხვა.

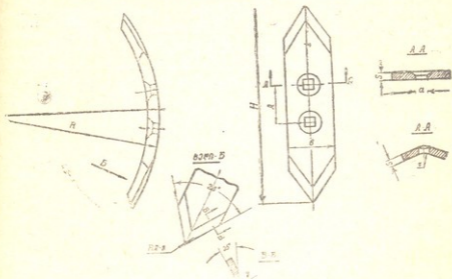
მძლავრი კომბინირებული მანქანების შექმნა მიზანშეწონილია იმ თვალსაზრისითაც, რომ ამჟამად არსებული მძლავრი ტრაქტორების ნორმალური დატვირთვა შეუძლებელია არსებული მცირე მოდების განისმკონე სასოფლო-სამეურნეო მანქანებით.

ზემოთ აღნიშნულიდან გამომდინარე, თანამედროვე პირობებში სამარცვლე და სასილოსე სიმინდის მოვლა-მოყვანისათვის ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესის გამოყენება და ამ ტექნოლოგიური პროცესის შესასრულებლად კომბინირებული მანქანის შექმნის საკითხი მეტად აქტუალურია.

ვინაიდან, აღმოსავლეთ საქართველოში სიმინდის კულტურას საკმარისად დიდი ფართობი უკავია როგორც სამარცვლედ, ისე სასილოსედ, ამიტომ ნიადაგის ძირითადი და თესვისწინა დამუშავებისა და სიმინდის ერთდროულად თესვის ოპერაციების შეთავსებას ერთი მანქანის დუნქციებში და მათ შესრულებას აგრეგატის ერთი გავლით, მეტად დიდი მნიშვნელობა ენიჭება. ამ მიზნით, 1964—68 წლებში კ. მ. ამირაჯიბის სახელობის სოფლის მეურნეობის მექანიზაციისა და ელექტრიფიკაციის სამეცნიერო-კვლევით ინსტიტუტში პროფ. მ. გუგუშვილის ხელმძღვანელობით და ჩვენი უშუალო მონაწილეობით, შეიქმნა ნიადაგის მინიმალური დამუშავების კომბინირებული მანქანა, რომელიც მუშაობდა ტექნოლოგიური პროცესით „დამუშავება—თესვა“, რაც ითვალისწინებდა მშრალის, ნაწვერალისა და დამლაშებული ნიადაგების ძირითად დამუშავებას; ნიადაგის გარკვეული ზოლის მომზადებას თესვისათვის და სიმინდის თესვას მწკრივში პუნქტირულად—აგრეგატის ერთი გავლით. აღნიშნული კომბინირებული მანქანის ძირითად სამუშაო ორგანოებს წარმოადგენს ნიადაგის ღრმად (18—22 სმ) გამათხვიებელი სამუშაო ორგანოები;

ბრტყლადმკრელი სამუშაო ორგანოები და სიმინდის სათესი სურათები [2].

კომბინირებული მანქანის ენერგეტიკული მაჩვენებლების დადგენის მიზნით, ჩვენ მიერ ლაბორატორიულ პირობებში, ნიადაგმარეცხველში მექანიკურ არხზე, ჩატარდა ღრმად გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანოების გამოკვლევა და მიღებული შედეგები მოყვანილია ქვემოთ.



ნახ. 1

ლაბორატორიულ პირობებში ჩვენ მიერ გამოკვლეული გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანო შედგება საბრუნო ტიპის თათისაგან PO-2-60 გოსტ-1343-59 (ნახ. 1) და ღვარისაგან (ნახ. 2), რომელიც შერჩეულია იმავე გოსტ-ით.

საბრუნო ტიპის გამაფხვიერებელი თათის (ნახ. 1) ძირითადი პარამეტრები მოცემულია 1-ელ ცხრილში.

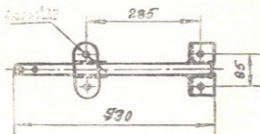
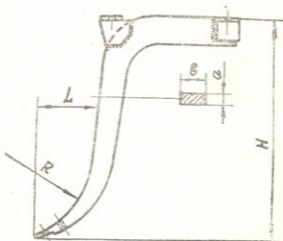
ცხრილი 1

ს	ზომები მმ-ში							ქუთზე 2γ გრად.	წონა კგ-ში	რომელ მანქანაზე გამოიყენება (ელტივატორების მარკა)
	S	H	R	A ±0,8	a	m	r			
60	10	260-5	227	50	14×14	10	20	70	1.12	KPH-2,5K; KPH-2,5; KPH-3; KPH-3,5 KPH-0,3B

გამაფხვიერებელი ღვარის (ნახ. 2) ძირითადი პარამეტრები შედგენილია მე-2 ცხრილში.

ეროვნული
ბიზნიოსი
ცხრილი 2

სამუშაო ორგანოს ტიპი	ზომები მმ-ში					რომელ მანქანაზე გამოიყენება (ელტვიტორის მარკა)
	H	L	R	a	b	
გამაფხვიერებელი ღვარი	600	250	225	30	60	KPH-3



ნახ. 2

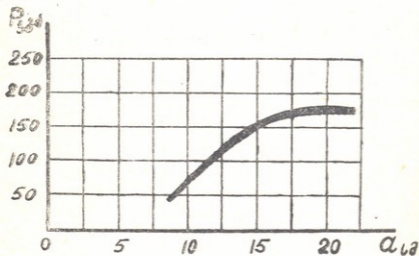
ლაბორატორიული გამოცდის შედეგად დადგინდა იქნა წვევის წინააღობის ცვალებადობის კანონზომიერება დამუშავების სიღრმის ცვალებადობის მიხედვით. ცდა ჩატარდა სამმაგი განმეორებით, მუდმივად α რის დროს, და მათი საშუალო მონაცემები მოტანილია შემდეგ ცხრილში

ცხრილი 3

სამუშაო ორგანოს დასახელება	დამუშავების სიღრმე α სმ	საუბრო წვევის ძალა P კგ	მობრახობის სიჩქარე V კმ/სთ	ნიადაგის საშუალო ტენიანობა A %	ნიადაგის საშუალო სიმკვრივე ρ კგ/სმ ³	სამუშაო ორგანოს კონსტრუქციული სივანე B მმ
გამაფხვიერებელი	10 15 20	65 150 172	3,6	14,2	20,3	60

როგორც ცხრილიდან ჩანს, წვევის წინააღობის ძალის სიდიდე იცვლება 65—172 კგ-ის ზღვრებში, რაც დამოკიდებულია ნიადაგის ფიზიკურ-მექანიკურ მდგომარეობაზე და სამუშაო ორგანოს ნიადაგში ჩაღრმავების სიდიდეზე.

ცხრილის მონაცემები გრაფიკულად გამოსახულია ნახაზზე (ნახ. 3).



ნახ. 3

როგორც გრაფიკიდან ჩანს, გამაფხვიერებლის სვლის სიღრმის ცვალებადობასთან დამოკიდებულებით, წვევის წინააღობის ძალის სიდიდე იცვლება, პარაბოლისებრი მრუდის კანონით.

გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანოს გამოცდის შედეგად მიღებული მონაცემების ანალიზის საფუძველზე, საჭირო წევრის ძალისა და სამუშაო ორგანოს ნიადაგში სვლის სიღრმის სიდიდეს შევსებითი დამოკიდებულების დამყარებისათვის ცდის მონაცემებს დამოკიდებულება მოვახდინეთ წერტილების შერჩევის მეთოდით [3].

ამ მეთოდის შინაარსი მდგომარეობს შემდეგში: მე-3 ცხრილის მიხედვით კოორდინატთა ბადეზე აღენიშნავთ ექსპერიმენტული კვლევის შედეგებს, ე. ი. $X_1 = 10$, $Y_1 = 65$; $X_2 = 15$; $Y_2 = 150$; და $X_3 = 20$, $Y_3 = 172$. ვაერთებთ ამ წერტილებს (ნახ. 3) და ვირჩევთ ემპირიული დამოკიდებულების სახეს (ფორმულას), როგორც ვხედავთ, მიღებული მრუდს აქვს პარაბოლის მსგავსი მრუდის სახე. ამიტომ ამ მონაცემების ემპირიული დამოკიდებულება ზოგადი სახით გამოისახება შემდეგნაირად:

$$y = ax^2 + bx + c \quad (1)$$

a , b და c -ს მნიშვნელობების განსაზღვრისათვის შერჩეულ მრუდზე ვიღებთ იმდენ წერტილს, რამდენი კოეფიციენტი და მუდმივი წევრია განტოლებაში და ვწერთ მრუდის განტოლებებს ამ წერტილებისათვის.

მივიღებთ:

$$y_1 = ax_1^2 + bx_1 + c;$$

$$y_2 = ax_2^2 + bx_2 + c; \quad (2)$$

$$y_3 = ax_3^2 + bx_3 + c,$$

სადაც: (Y_1, X_1) , (Y_2, X_2) და (Y_3, X_3) — შერჩეული მრუდის სამი წერტილის კოორდინატთა მნიშვნელობებია. აქედან ნათლად ჩანს, რომ კოეფიციენტები და მუდმივი წევრები ერთნაირია ყველგან, ხოლო კოორდინატთა მნიშვნელობა (სხვადასხვა წერტილისათვის) სხვადასხვაა. მაშასადამე, ჩვენ მივიღეთ იმდენი განტოლება, რამდენი უცნობიც გვაქვს. აქ უცნობებია კოეფიციენტები და მუდმივი წევრები. მიღებული განტოლებები (2) ამოვხსნათ a , b და c -ს მიმართ, მივიღებთ მათ რიცხვით მნიშვნელობას, ე. ი. განტოლებები (2) მიიღებს ასეთ სახეს:

$$65 = 10^2a + 10b + c;$$

$$150 = 15^2a + 15b + c,$$

$$172 = 20^2a + 20b + c,$$

ანუ

$$100a + 10b + c = 65;$$

$$225a + 15b + c = 150;$$

$$400a + 20b + c = 172.$$

a, b და c-ს მნიშვნელობების ამოხსნით და ამ მნიშვნელობების ჩასმით (1) განტოლებაში, მივიღებთ გამაფხვიერებლისათვის საძიებელი მრუდის განტოლებას საბოლოო სახით:

$$Y = -1,26X^2 + 48,5X - 294$$

ეროვნული
ბიბლიოთეკა

ამ განტოლებაში X არის სამუშაო ორგანოს ნიადაგში ჩაღრმავების სიღრმე სმ-ში, ხოლო Y არის საკირო წვევის წინალობის ძალა კგ-ში.

ეს ფორმულა საშუალებას გვაძლევს, დავადგინოთ ემპირიული დამოკიდებულება გამაფხვიერებელი სამუშაო ორგანოს ნებისმიერი სიღრმის სვლის (დამუშავების) სიღრმესა და საკირო წვევის წინალობის ძალას შორის.

ლიტერატურა — Литература

1. Г. Д. Белов, В. А. Жьяченко. Техника и плодородие. Минск, «Ураджай», 1978.
2. П. М. Василенко. Элементы методики математической обработки результатов экспериментальных исследований. М., 1958.
3. ლ. ქერტყოვეი. ნიადაგის მინიმალური დამუშავების ტექნოლოგიური პროცესის კვლევის ზოგიერთი შედეგები. ავტორეფერატი ტ. მ. კ. სამეცნიერო ხარისხის მოსაპოვებლად, თბილისი, 1970.

УДК 631.37

ო. კარაგა

აგრიკულტურის მანქანათმშენებლის საბინძოვარი მანქანათმშენებლის დადგენა

ცნობილია, რომ მობილური აგრეგატის მწარმოებლობა განისაზღვრება ფორმულით:

$$W_{\text{ცვ}} = 0,36 B_{\text{კ}} V_{\text{ც}} T_{\text{ც}} \beta \tau \quad \text{ჰა/ცვ.} \quad (1)$$

სადაც $B_{\text{კ}}$ არის აგრეგატის კონსტრუქციული მოდების განი, მ-ით; $V_{\text{ც}}$ — აგრეგატის მოძრაობის თეორიული სიჩქარე, მ/წმ-ით; $T_{\text{ც}}$ — ცვლის დროა, სთ-ით; β , ξ და τ შესაბამისად კოეფიციენტებია, რომლებიც ახასიათებს მოდების განის, სიჩქარისა და ცვლის დროის გამოყენების ხარისხს.

აღნიშნული β , ξ და τ კოეფიციენტები თავის მხრივ დამოკიდებულია აგრეგატის მოძრაობის სწორხაზოვნობაზე, სამუშაო ორგანოების მიერ მოდების განის გადაფარვაზე, ტრაქტორისტ-მემანქანის კვალიფიკაციაზე, რელიეფზე, საქცევის სიგრძეზე, ნიადაგის სამეურნეო მდგომარეობაზე და სხვ. ცხადია, აღნიშნული კოეფიციენტების ცვლილება აგრეგატის მუშაობის პროცესში მნიშვნელოვან გავლენას ახდენს აგრეგატის მწარმოებლობაზე, ამიტომ (1) ფორმულა, სადაც ეს სიდიდეები მოცემულია დეტერმინებული სახით, ვერ ასახავს აგრეგატის მუშაობის რეალურ სურათს.

განვიხილოთ აგრეგატის მწარმოებლობა, როგორც ნორმალურად განწესებული შემთხვევითი სიდიდეების — $B = B_{\text{კ}} \beta$, $V = V_{\text{ც}} \xi$ და $T = T_{\text{ც}} \tau$ — ნამრავლის სახით, გავითვალისწინოთ, რომ B -სა და V -ს შორის არსებობს კორელაციური კავშირი, ამიტომ (B, V, T) სისტემის განწესების სიმკვრივე:

$$f(B, V, T) = f_1(B, V) + f_2(T), \quad (2)$$

სადაც ნორმალური განწესების კანონით ვლებულობთ:

$$f_1(B, V) = \frac{1}{2\pi\sigma_B \sigma_V \sqrt{1-r^2}} \cdot l^{-L}, \quad (3)$$

$$L = \frac{1}{2(1-r^2)} \left[\frac{(B-\bar{B})^2}{\sigma_B^2} - \frac{2r(B-\bar{B})(V-\bar{V})}{\sigma_B \cdot \sigma_V} + \frac{(V-\bar{V})^2}{\sigma_V^2} \right] \quad (4)$$

სადაც

საქართველო
ზინზინიძე

$$I_2(T) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_T} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{T-\bar{T}}{\sigma_T}\right)^2\right] \quad (5)$$

სადაც $B, \bar{B}, \sigma_B; V, \bar{V}, \sigma_V; T, \bar{T}, \sigma_T$ შესაბამისად სამუშაო მოდების განის, სამუშაო სიჩქარისა და სამუშაო დროის მიმდინარე საშუალო არითმეტიკულისა და სტანდარტული გადახრის მნიშვნელობებია.

$r = \frac{k_{BV}}{\sigma_B \sigma_V}$ — კორელაციის კოეფიციენტი.

k_{BV} — შემთხვევითი სიდიდეების კორელაციური მომენტებია.

როგორც ალბათობის თეორიიდან არის ცნობილი, მათემატიკური ლოდინი:

$$M[BVT] = M[BV] \cdot M[T] = (M[B] \cdot M[V] + k_{BV}) \cdot M[T] = \bar{B} \bar{V} T + k_{BV} \cdot \bar{T} \quad (6)$$

დისპერსიის განსასაზღვრავად ვისარგებლოთ ალბათობის თეორიიდან ცნობილი ფორმულით

$$D[X] = M[X^2] - M^2[X], \quad (7)$$

მაშინ

$$D[BVT] = M[B^2 V^2 T^2] - M^2[BVT] = M[T^2] \cdot M[B^2 V^2] - M^2[BVT] = (D[T] + M^2[T])(D[BV] + M^2[BV]) - M^2[BVT] \quad (8)$$

მაგრამ რადგანაც

$$M^2[BVT] = M^2[BV] \cdot M^2[T], \quad (9)$$

მაშინ

$$D[BVT] = D[T] \cdot D[BV] + M^2[BV] D[T] + M^2[T] \cdot D[BV] = (\sigma_T^2 + \bar{T}^2) D[BV] + \sigma_T^2 (\bar{B} \bar{V} + k_{BV})^2 \quad (10)$$

იმისათვის, რომ განვსაზღვროთ $D[BV]$, ვიპოვოთ $B^2 V^2$ სიდიდის მათემატიკური ლოდინი. ვიცით, რომ



$$M[B^2V^2] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} B^2V^2 f_1(B, V) d_B d_V \quad (1A)$$

გარდაქმნის შემდეგ მივიღებთ:

$$M[B^2V^2] = 2r^2\sigma_B^2\sigma_V^2 + \sigma_B^2\sigma_V^2 + 4r\bar{V}\bar{B}\sigma_B\sigma_V + \bar{B}^2\bar{V}^2 + \bar{B}^2\sigma_V^2 + \bar{V}^2\sigma_B^2, \quad (12)$$

აქედან:

$$D[BV] = (1+r^2)\sigma_B^2\sigma_V^2 + 2r\bar{B}\bar{V}\sigma_B\sigma_V \quad (13)$$

მივიღებთ, რომ

$$D[BVT] = (\tau^2 + \bar{T}^2)(\sigma_B^2\sigma_V^2 + k^2_{BV} + 2\bar{B}\bar{V}k_{BV} + \bar{B}^2\sigma_V^2 + \bar{V}^2\sigma_B^2) + \sigma_T^2(\bar{B}\bar{V} + k_{BV})^2. \quad (14)$$

თეორიული გამოკვლევების შედეგების საფუძველზე (1)–(13) განსაზღვროთ სახნავი აგრეგატის DT—75 + ПЛН—4—35 მწარმოებლობის სტატისტიკური მახასიათებლები.

ჩატარებული ექსპერიმენტული გამოკვლევების შედეგად დავადგინეთ, რომ, როცა აგრეგატის მოძრაობის სამუშაო სიჩქარე იცვლებოდა 1,2—1,8 მ/წმ საზღვრებში, იმის გამო, რომ არ დარჩენილიყო დაუმუშავებელი ადგილები წარმოებდა მოდების განის გადაფარვა და აგრეგატის ფაქტიური მოდების განი იცვლებოდა 1,38 ÷ 1,44 მ საზღვრებში. საქციევის სიგრძე იყო მუდმივი სიდიდე, მაგრამ ტექნოლოგიურ პროცესში შემჩნეული დარღვევების აღმოფხვრაზე დახარჯული დროის ცვლილების გამო ცვლის დროის გამოყენების კოეფიციენტი იცვლებოდა 0,53 ÷ 0,78 საზღვრებში.

ჩატარებული სტატისტიკური ანალიზის შედეგად ვღებულობ, რომ (იხ. ფორმულები 1—13 და ცხრ. 1).

$$\bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^{20} V_i}{20} = 1,51 \text{ მ/წმ} \quad \bar{B} = \frac{\sum_{i=1}^{20} B_i}{20} = 1,41 \text{ მ}$$

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^{20} T_i}{20} = 5,12 \text{ სთ.} =$$



ქართული
ინჟინერული

ცხრილი 1

$$\sigma_V = \sqrt{\sum_{i=1}^{20} (V_i - M[V])^2 P_i} = 0,12 \text{ მ/წმ}$$

№ სტ.	აგრეგატის სამუშაო სიჩქარის მიმდინარე მნიშვნელობა V_i მ/წმ	სამუშაო მოღებვის განხორციელების მიმდინარე მნიშვნელობა B_i მ/წმ	ცვლის ღრობის გამოყენების კოეფიციენტის მიმდინარე მნიშვნელობა P_i
1	1,9	1,38	0,58
2	1,7	1,40	0,62
3	1,2	1,46	0,78
4	1,4	1,43	0,72
5	1,5	1,41	0,85
6	1,4	1,44	0,71
7	1,7	1,39	0,62
8	1,6	1,40	0,68
9	1,4	1,42	0,66
10	1,2	1,45	0,77
11	1,3	1,44	0,78
12	1,6	1,40	0,66
13	1,5	1,42	0,74
14	1,6	1,40	0,70
15	1,7	1,38	0,62
16	1,6	1,42	0,70
17	1,5	1,44	0,76
18	1,4	1,43	0,72
19	1,2	1,46	0,80
20	1,2	1,45	0,79

$$\sigma_B = \sqrt{\sum_{i=1}^{20} (B_i - M[B])^2 P_i} = 0,12 \text{ მ.}$$

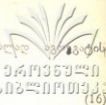
$$\sigma_T = \sqrt{\sum_{i=1}^{20} (T_i - M[+])^2 P_i} = 0,77 \text{ სთ.}$$

კორელაციური მომენტი

$$k_{BV} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{20} B_i V_i \right)}{20} - \bar{B} \bar{V} = 0,003 \text{ მ}^2/\text{წმ}, \quad (15)$$

სადაც B_i და V_i შესაბამისად მოღებვის განისა და სიჩქარისა, მიმდინარე მნიშვნელობებია.

სამუშაო დროის დანაკარგების გაუთვალისწინებლად აგრეგატის მწარმოებლობა



$$W'_{\text{ც}} = 0,36 \cdot 7(\bar{B} \bar{P} + k_{\text{BV}}) = 5,37 \text{ ჰა/ცვ.}$$

აგრეგატის ცვლის ფაქტიური საშუალო მწარმოებლობა

$$\bar{W}_{\text{ც}} = M[W'_{\text{ც}}] \cdot M[T] = 5,37 \cdot 0,72 = 3,87 \text{ ჰა/ცვ.} \quad (17)$$

$$\sigma_w = \sqrt{D[BVT]} = 0,62 \text{ ჰა/ცვ.}$$

ვარიაციის კოეფიციენტი

$$v = \frac{\sigma_w}{\bar{W}} \cdot 100 = 14,7\% \quad (18)$$

ვინაგარიშოთ აგრეგატის მწარმოებლობა (1) ფორმულით:

$$W_{\text{ც}} = 0,36 \cdot 1,6 \cdot 0,94 \cdot 1,4 \cdot 1,04 \cdot 7 \cdot 0,75 = 4,14 \text{ ჰა/ცვ} \quad (19)$$

როგორც ხანგრძლივი დაკვირვებები გვიჩვენებენ, ტრაქტორისტ-მემანქანის კვალიფიკაციის, საქცევის სიგრძის, მინდვრის რელიეფისა და სხვა ფაქტორებთან დამოკიდებულებით ცვლის მწარმოებლობა იცვლება 3,14—4,82 ჰა/ცვ საზღვრებში, რაც სავსებით შეესაბამება სტატისტიკური ანალიზის შედეგად მიღებულ მაჩვენებლებს \bar{W} -სა და σ_w -ს როგორც (17) დ (19) ფორმულების შედარებამ გვიჩვენა, ჩვენ მიერ, მიღებული შედეგები ადასტურებს ზემოაღნიშნულს.

მიღებული \bar{W} და σ_w შეიძლება წარმოვადგინოთ, როგორც ტრაქტორისტ-მემანქანის კომპლექსურად შემადგახებელი კოეფიციენტები, რომლებიც გვიჩვენებს, თუ რამდენად შეუძლია ტრაქტორისტ-მემანქანეს შეუთანწყოს მაღალ სიჩქარეს მოდების განის სრული გამოყენება. ყველა დანარჩენ თანაბარ პირობებში σ_w -ს მცირე მნიშვნელობა ახასიათებს ტრაქტორისტ-მემანქანის მაღალ კვალიფიკაციას, პირიქით, σ_w -ს მაღალი მნიშვნელობა მიგვიითითებს აგრეგატის მწყობრიდან გამოსვლაზე, დაბალი კვალიფიკაციის ტრაქტორისტ-მემანქანეზე და დროის სხვა არასამუშაო დანაკარგებზე.

როგორც თეორიული კვლევებიდან და მის საფუძველზე ჩატარებული ექსპერიმენტის შედეგებიდან ჩანს, აგრეგატის სამუშაო მოდების განსა და მის სამუშაო სიჩქარეს შორის არსებობს უარყოფითი კორელაციური კავშირი.



УДК 631.31

მ. თხოროძე, ნ. ჯავახიშვილი

მთიან რაიონებში თავთავიანი მარცვლეული კულტურების აღების
პროდუქციული მეთოდებისა და მუხანაზიის
საშუალებების დამუშავება

მარცვლის დანაკარგებთან ბრძოლის ღონისძიებების ეფექტურობა და
აღების ხარისხიანობა ბევრად და მოკიდებული აღების ტექნოლოგიის
სრულყოფაზე, რომელსაც განსაზღვრავს ბუნებრივ-კლიმატური პირო-
ბები, მანქანათა კომპლექსის ტექნიკურ-ეკონომიკური მაჩვენებლები,
შრომის ორგანიზაციის დონე და სხვა მნიშვნელოვანი ფაქტორები.

დღეისათვის დამკვიდრებული, კომბაინებით მარცვლეულის აღების
ტექნოლოგია ითვისისწინებს მხოლოდ მარცვლის აღებას. ჩალასა და
ბზეს კი ტოვებს მინდორში. მოსავლის ეს ნაწილი კი არანაკლებ მნიშვნე-
ლოვანია და აუცილებელია აღებული იქნეს მარცვლის აღებასთან ერ-
თად, რათა მინდორი განთავისუფლდეს ნიადაგის მომდევნო სამუშაოე-
ბის დაუყოვნებლივ განხორციელების მიზნით. თანამედროვე კომბაინე-
ბით მარცვლეულის აღების ყველაზე სუსტი უბანი სწორედ ისაა, რომ
მინდორში რჩება ჩალა და ბზე, რომელთა აღებაზე შემდეგ იხარჯება 2—
2,5-ჯერ მეტი ენერგია მარცვლის აღებასთან შედარებით; ამავე დროს
იკარგება ჩალის 30—35%. ბზე კი მთლიანად რჩება მინდორში.

ბზე თავისი კვებითი ღირებულებით თითქმის ორჯერ აღემატება
ჩალას და ეს ძვირფასი საკვები პროდუქტი იბნევა მინდორში. ბზის გა-
მოსავალი, წონითი რაოდენობით, მარცვლის მესამედს შეადგენს და ერ-
თი პექტარიდან შეიძლება მივიღოთ 3—10 ცენტნერი.

გარდა ზემოთ აღნიშნული ნაკლოვანებებისა, თანამედროვე კომბაინე-
ბით მარცვლეულის აღების პროცესში მინდორში მიმოიბნევა სარევე-
ლების თესლების დიდი რაოდენობა (პექტარზე 26—34 კგ), რის გამო
სარეველებთან ბრძოლის ღონისძიებების გატარებაა აუცილებელი. ხში-
რად კი ეს ღონისძიებები შედგეს არ იძლევა და სარეველების გავრცელე-
ბა წლითი-წლობით მატულობს.

მთიან პირობებში, ფერდობებზე კომბაინების მუშაობისას, მათგან
ბით იხარჯება ენერჯისა და საწვავის დიდი რაოდენობა, რაც მკვეთრად
ზრდის მარცვლის თვითღირებულებას. ამასთან ერთად, ეცემა კომბაინების
მწარმოებლობა, რენტაბელობა, ეკონომიკური ეფექტურობა და
გამოყენების შესაძლებლობა.

გამომდინარე ზემოთ ნათქვამიდან, მიზნად დავისახეთ, მთიან რაიონებში
მარცვლეული კულტურების მთლიანი ბიოლოგიური მოსავლის აღ-
ების ისეთი ტექნოლოგიისა და მანქანათა კომპლექსის დამუშავება-დასა-
ბუთება, რომელიც უზრუნველყოფს სამუშაოების შესრულების მაღალ
ხარისხსა და, მასთან ერთად მარცვლის დანაკარგების, შრომისა და მა-
ტერიალური დანახარჯების მინიმუმამდე შემცირებას.

გამოკვლევის მთავარი ამოცანაა: დამუშავებული იქნეს ისეთი
ტექნოლოგია, რომელიც საშუალებას მოგვცემს უდანაკარგოდ და ერთ-
დროულად ავიღოთ მარცვალიც, ჩალაცა და ბზეც; სწრაფად გავათავი-
სუფლოთ მინდორი ნარჩენებისაგან, რათა აღების პარალელურად გატარ-
დეს ნიადაგის დამუშავების მომდევნო სამუშაოები.

შეიქმნას საღეწი მანქანის ოპტიმალური დატვირთვის პირობები,
მოისპოს სარეველების მინდორში მოზნევისა და გავრცელების წყარო
და, რაც მთავარია, აღების მთელი პროცესი ჩატარდეს ანდუსტრიულ-
ნაკადური ტექნოლოგიით.

მარცვლეული კულტურების აღების არსებული (სხვადასხვა კვლე-
ვით ინსტიტუტებში — „ნაკოპსელხოზმექანიზაცია“-ში დამუშავებული
და საზღვარგარეთის ქვეყნებში ამ ბოლო წლებში გამოყენებული) ტექ-
ნოლოგიის ანალიზით დავრწმუნდებით, რომ მთიან პირობებში თავთა-
ვიანი მარცვლეული კულტურების აღებისათვის ყველაზე მიზანშეწონი-
ლია, გამოყენებული იქნეს მთელი ბიოლოგიური მოსავლის მინდვრიდან
ერთდროულად (გაულეწავად) გამოტანისა და სტაციონარული ან ნახე-
ვრად საღეწი მანქანებით ადგილზე დამუშავება.

ეს ტექნოლოგია ითვალისწინებს მარცვლეულის მომკას და სატრან-
სპორტო საშუალებაში შეგროვებას, გაულეწავად მინდვრის გარეთ გამო-
ტანას და მინდვრის კიდეზე ან საველე სტაციონარულ თუ ნახევრად
სტაციონარულ პუნქტში სტაციონარული (ან ნახევრად სტაციონარული)
საღეწი მანქანებით მის გაულეწვას. ასეთი ტექნოლოგიისა და შესაბამისი
მანქანათა კომპლექსის გამოკვლევების მასალები ასეთ სურათს იძლევა:
კომბაინით აღებასთან შედარებით, მომკილი მასის მთლიანად გამოტანი-
სა და ნახევრად სტაციონარულ პუნქტში, მინდვრის ნაპირზე ლეწვის ჩა-
ტირების პირობებში, შრომის ხარჯი მცირდება 1,7—2,0-ჯერ, დაყვანილი
დანახარჯები მცირდება 1,1—1,7-ჯერ; მექანიზატორების საჭირო რაოდენობა
ნაკლებია 2,2—3,7-ჯერ.

გარდა ამისა, შესაძლებელია მარცვლეული მოიშკას ცვილასა-
სიმწიფეში, დაიდგას ზვინებად და გალენწვა ჩატარდეს მთელი მასის გა-
მოშრობის შემდეგ. ზვინად დადგმული გასალენწი მასის შრობა მდგრად-
დება 6—10 დღეში, მარცვლის ხარისხი უმჯობესდება და აღებს მთლიან-
დი მკვეთრად მკირდება. ეს გარემოება განსაკუთრებით მნიშვნელოვანია
ნია საქართველოს მთიანი რაიონებისათვის, სადაც კომბაინების მუშაობა
მრავალმხრივია შეზღუდული და კომბაინით ალების დროს მარცვლის
დანაკარგი დაუშვებლად დიდია.

გავითვალისწინეთ რა საქართველოს მთიანი რაიონების მიწათმოქ-
მედების თავისებურებები, შევეცადეთ, დაგვემუშავებინა მარცვლეული
კულტურების ალების ისეთი ტექნოლოგია, რომელიც ყველაზე უფრო
მისაღება იქნებოდა მთიანი პირობებისათვის და აგვეგო ისეთი მანქანე-
ბი, რომელთა კომპლექსური მუშაობა დააკმაყოფილებს სამთო მოთხო-
ვნებს.

საქართველოს მთიან პირობებში თავთავიანი მარცვლეული კულ-
ტურების ალების ჩვენ მიერ რეკომენდებული ტექნოლოგია შემდეგში
მდგომარეობს:

— ყანა იმკება თვითმავალი სამკალ-შემგროვებელი მანქანით, რო-
მელიც თავისსავე ჩარჩოზე მოწყობილ 30 მმ-მდე მოცულობის ძარაში
ახდენს მომკილი (გალენწვაი) მასის მოგროვებას და დატყევენას. ძარის
ტევადობის მთლიანად შევსების შემდეგ მანქანა გამოდის ყანიდან, მო-
მკილი მასა მიაქვს ახლოს დაყენებულ სალენწ მანქანასთან, იქ დაცლის
ძარას და ბრუნდება ყანაში მუშაობის გასაგრძელებლად.

— სამკალი მანქანის მიერ მოტანილი გასალენწი გროვა ილენწება
სალენწი მანქანით, რომელიც გადაადგილდება გასალენწი მასის გროვისა-
კენ წელი სიჩქარით და თვითონ შეითრევს პურეულს მიმწოდებელ-
მადოზირებელი მოწყობილობით.

— სალენწ მანქანასთან მიდგმულია წნეხი, რომელიც ახდენს ჩალის
საბერტყებიდან ჩამოსული ჩალის დაწნეხვას.

— სატრაქტორო მისაბმელს მხოლოდ მარცვლის ნარევი მიაქვს
კალოზე.

ამრიგად, მარცვლის, ჩალის და ბზის ალება და დაბინავება ხდება
ერთდროულად, უწყვეტ ნაკადად, ნაკადური ტექნოლოგიით და მის შეს-
რულებაში მონაწილეობს: 1. თვითმავალი სამკალ-შემგროვებელი მანქა-
ნა; 2. სტაციონარული სალენწი მანქანა; 3. ჩალის წნეხი; 4. ჩელხის მწმე-
ნდი მანქანა; 5. მარცვლის ნარევის გადამტანი სატრაქტორო მისაბმელი.

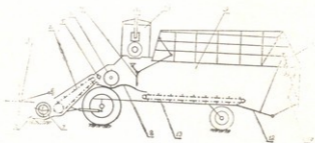
საქართველოს სას.-სამ. ინსტიტუტის მოსავლის ამღები მანქანების
კათედრაზე რამდენიმე წელია მუშავდება ნაკადური ტექნოლოგიით მარ-
ცვლეულის ალების მანქანათა კომპლექსი. ამ კომპლექსში შემავალი რამ-
დენიმე მანქანა აგებული და გამოცდილი იქნა დღეშეთის რაიონის ბაზა-

ლეთის კოლმეურნეობაში. ცდების დროს შემჩნეული ნაკლოვანებები თანდათან, მომდევნო პერიოდში სწორდებოდა, იხვეწებოდა ცალკეული კვანძის კონსტრუქცია და მათი მუშაობის ხასიათი. **ერკენშული**

ჩვენ მიერ დამუშავებულ იქნა: 1. სამკალ-შემგროვებელი მანქანა; 2. მარტივი სალენი მანქანა-ტრაქტორის ძალამრთველი ლილვით მომუშავე; 3. კომბინირებული აგრეგატი სალენ-საწნეხი.

ქვემოთ მოცემულია თითოეული ამ მანქანის პრინციპული სქემა და მუშაობის აღწერა.

სამკალ-შემგროვებელი თვითმავალი მანქანა შედგება შემდეგი ნაწილებისაგან: ტარაბუა (1) (ნახ. 1), მჭრელი აპარატი (2), შნეკი თითებიანი მექანიზმით (3), მოტივტივე ტრანსპორტიორი (4), მიმღები ბიტერი (5), დოლი (6), რომელიც ასრულებს როტაციული ტრანსპორტიორის მოვალეობას, ხოლო მასზე დანების დაყენების შემთხვევაში — საყუწი აპარატის მოვალეობას. დოლის უკან დაყენებულია სატკეპნი მოწყობილობა (7), რომელიც მომკიდ მასას ტკეპნის მანქანის ძარაში (9). დანებიანი დოლისა და სატკეპნის ქვეშ დაყენებულია მიმმართველი (8). ძარის ძირზე მოთავსებულია განმტვირთი ტრანსპორტიორი (13); ძარის უკან მოწყობილია მისი უკანა ნაწილის გასახსნელ-დასაკეტი მექანიზმი, რო-



ნახ. 1

მელიც შეიცავს უკანა კედლის ასაწევ ჩარჩოს (11), დასაშვებ ძროს (12) და სიგნალის ჩამრთველ ბერკეტს (10). მანქანაზე დაყენებულია შიდაწვის ძრავა (14).

სამკალ-შემგროვებელი მუშაობს შემდეგნაირად: ტარაბუა (1) გამოყოფს ყანიდან ღეროების გარკვეულ რაოდენობას და გადაზრის მჭრელი აპარატისაკენ; მჭრელი აპარატი (2) მოჭრის ღეროებს; მოჭრილი ღეროები მიეწოდება შნეკს (3), რომლის თითებიანი მექანიზმით მოჭრილ მასას გადასცემს მოტივტივე ტრანსპორტიორს (4); მოტივტივე ტრანსპორტიორი ქვედა შტოთი შეითრევს პურის მასას და გადააწოდებს მიმღებ ბიტერს (5), მიმღები ბიტერი გადააწოდებს დოლს (6), რომელიც ასრულებს ბიტერის მოვალეობას და პურის მასას გადააწოდებს სატკეპ-

ნი მექანიზმის თითებს (7). სატკეპნ მექანიზმს პურის მასა ვადაქვს მანქანის ძარაში და ახდენს მის დატკეპნას, რათა, რაც შეიძლება მეტი რაოდენობის მასა მოთავსდეს მანქანის შემგროვებელ ნაწილში—ძარაში (9). მემანქანე პერიოდულად ახდენს განმტვირთი ტრანსპორტიორის (13) ჩართვას და ეს უკანასკნელი პურის მასას გადასწევს ძარაში უკან ნაწილის მიმართულებით, რათა სატკეპნებს გაუადვილოს მუშაობა. ძარის შევსებისა და სათანადო სიმკვრივით პურის მასის დატკეპნის შემდეგ სასიგნალო ბერკეტი (10) ჩართავს ელექტროსიგნალს, რითაც მემანქანე იგებს, რომ ძარა შევსებულია და საჭიროა მკის პროცესის შეწყვეტა.

მემანქანე აჩერებს სამკალ-შემგროვებელს, სამკალი ნაწილი გადაჰყავს სატრანსპორტო მდგომარეობაში, მანქანა გამოჰყავს ყახიდან და მიდის სალენუ-საწინები ავრეგატის მიმართულებით.

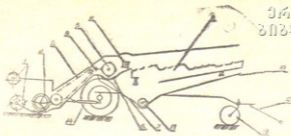
სამკალ-შემგროვებელი მანქანა სამუშაო მდგომარეობაში ნაჩვენებია მე-2 ნახ.-ზე. მანქანას მართავს მძღოლი. მანქანა თვითმავალია და აგებულია თვითმავალი კომბაინის ბაზაზე. სალენი ნაწილი გადაკეთებულია ძარად, რომელშიც გროვდება მომკილი პურის მასა. მანქანაზე დგას კომბაინის ძრავა. იგი გადატანილია რამდენადმე წინ, რითაც განთავისუფლებულია ადგილი ძარის ტევადობის გაზრდის მიზნით, პურეულის მასით სავსე ძარიანი სამკალ-შემგროვებელი იძლის სალენუ მანქანასთან და მის წინ ცლის ძარას (იხ. ნახ. 3). ძარის დაცლისათვის მემანქანე ხსნის მანქანის შემგროვებელი ნაწილის უკანა ჩაოხოს საკეტს და ჩართავს გამცლელ ტრანსპორტიორს 13. ძარის ძრო 12 ეშვება დაბლა, უკანა ჩარჩო კი ბერკეტის 11 მოქმედებით იწევს მაღლა. ტრანსპორტიორს 13 პურეულის მასა გამოაქვს ძარიდან და ყრის დაბლა. ძარის გაცლის პერიოდში მანქანა ნელ-ნელა გადაადგილდება წინ, რათა პურეული მასა დაყაროს არა ერთხაირ გროვად-ბულულის სახით, არამედ გრძელად გაშლილი გარკვეული სისქის ფენად, რათა გაუადვილოს სალენი მანქანის მიმწოდებელ-დოზატორს მუშაობა. ძარის დაცლის შემდეგ მემანქანე გამორთავს გამცლელ ტრანსპორტიორს, დაკეტავს ძარის უკანა ნაწილს და მიემართება ყანაში მკის გასაგრძელებლად.

ნახევრად სტაციონარული სალენი მანქანა შედგება შემდეგი ნაწილებისა და კვანძებისაგან: მანქანის წინ დაყენებულია მიმწოდებელ — დოზატორი (1) (ნახ. 2), მის უკან შნეკი თითებიანი მექანიზმით (2), მოტივტივე ტრანსპორტიორი (3), მიმღები ბიტერი (4), სალენი დოლი (5), დოლქვეშა (6), ამრიდი ბიტერი (8), ჩალის საბერტყი (9), დამცურებელი დაფები (7) და (10), განმტვირთი შნეკი (11), მისაბმელი (12), თვითდასაყენებელი თვალი (13), ჰიდროცილინდრი (14).

სალენში ტექნოლოგიური პროცესი მიმდინარეობს შემდეგნაირად: სალენი მანქანის მიმწოდებელი დოზატორის (1) წინა ძელი მიაწვება გასალენი მასის ზედა ნაწილს და თუ გროვა მაღალია, მის ზედა ნაწილს

გადასწევს წინ, რათა დოზატორს გაუადვილოს ზედმეტი ფენის მოხსნა. მიმწოდებელ-დოზატორის ქვედა ნაწილი ასრულებს ამკრეფის მოვალე-

ერქვენული
ბიზნისოთქა



ნახ. 2

ობას და ცდილობს პურეულს მასა მიაწოდოს შნეკსა და თითებიან მექანიზმს (2), ზედა ნაწილი კი ასრულებს დოზატორის მოვალეობას და ცდილობს მოაცილოს მიწოდებული მასის ზედა ფენა, რათა დაიცვას თანაბარი მიწოდება.

შნეკზე (2) გადაცემულ გასალეწ პურეულს თითებიანი მექანიზმი მიაწოდებს მოტივტივე ტრანსპორტიორს (3), ეს უკანასკნელი—მიმღებ ბიტერს (4), შემდეგ პურეულს ჩაითრევს სალენი დოლი (5), გაატარებს მას დოლსა და დოლქვეშას (6) შორის და გამოლენავს. დოლქვეშას შუალედებში გასული მარცვალი და ბზე იყრება დამკურებელ დაფაზე (7) და მიემართება განმტვირთი შნეკის (11) საკანში.

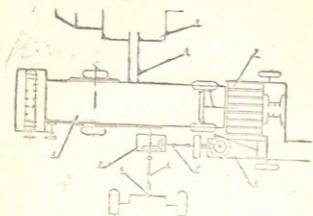
დოლიდან გამოტყორცნილი გალენილი მასა ეჯახება ამრიდ ბიტერს (8) და იყრება კლავისის (9) ზედაპირზე. კლავისი ახდენს გალენილი მასის აბერტყვას, გამობერტყავს ჩალის ფენიდან მარცვალს და ბზეს. ჩალა გადაადგილდება სალენის უკან ნაწილის მიმართულებით და გადმოიყრება დაბლა. სალენის უკან მიდგმულია ამკრეფუნები და საბერტყეების ზედაპირიდან ჩამოსული ჩალა იყრება ამკრეფუნების ამკრეფზე, მიეწოდება წნეხს და იწნეხება ბარდანებად.

ჩალის საბერტყის მიერ გამობერტყილი მარცვლის ნარევი დამკურებელი დაფით (10) მიემართება განმტვირთი შნეკისკენ. განმტვირთი შნეკს გასაწმენდი მარცვლის ნარევი გამოაქვს მანქანიდან და გადააქვს სატრანსპორტო საშუალების ძარაში. მარცვლის ნარევი სატრანსპორტო საშუალებას მიაქვს კალოზე, სადაც იწმინდება ჩელხის მწმენდი მანქანით. გაწმენდის დროს გამოყოფილი ბზე ტრანსპორტიორით გადადის საბჭელში—ბზის შესანახ ფარდელში, მარცვალი კი სახარისხებელ მანქანაში.

სალენი მანქანა და, მასთან ერთად, ამკრეფ-წნეხი მუშაობს ტრაქტორის ძალამრთველი ლილვიდან გადაცემული ენერგიით.

კომბინირებული სალექს-საწნეხი აგრეგატი ნახევრად სტაციონარული მანქანაა და შედგება სალექსისაგან (1) (ნახ. 3) ამკრეფ წნეხისა (2) და ტრაქტორისაგან (4).

ეროვნული
ბიბლიოთეკა



ნახ. 3

სალექსი და ამკრეფწნეხი მუშაობს ტრაქტორის ძალამრთველი ლილვიდან გადაცემული ენერჯიით. როგორც ნახაზიდანაც ჩანს, სალექსის ჩარჩოზე დადგმულია რედუქტორი (2), რომლის ერთი ლილვი შეერთებულია ტრაქტორის კარდანულ ლილვთან (3), მეორეზე ზის სალექსზე ბორბალი, რომელსაც მოძრაობაში მოჰყავს სალექსის მუშა ორგანოები. მესამეზე კი შეერთებულია ამკრეფწნეხის კარდანული ლილვი (6). სალექსი მანქანის მეორე (მარჯვენა) გვერდიდან გამოდის განმტვირთი შნეკი (8), რომელიც ჩაშვებულია სატრანსპორტო საშუალების ძარაში (9).

კომბინირებული სალექს-საწნეხი აგრეგატი მუშაობს შემდეგი თანმიმდევრობით: როგორც ზემოთ იყო აღწერილი, სალექსი მანქანის (1) ჩალის საბერტყეებიდან ჩამოსული ჩალა იყრება ამკრეფწნეხის ამკრეფზე (7), რომელსაც ეს უკანასკნელი გადააქვს წნეხის მიმღებ საკანში, იქიდან კი გადადის წნეხის საკანში (6), იწნეხება და იკვრება ხეზით ან მავთულით და ბარდანებად შეკრული გამოდის მანქანიდან.

ბრუნვითი მოძრაობა ტრაქტორის (4) ძალამრთველი ლილვიდან კარდანული გადაცემის (3) საშუალებით გადაეცემა რედუქტორს (2), რედუქტორიდან გამოდის ორი ღერძი, რომელთაგან ერთზე დასმული სალექსზე ბორბალი ბრუნვით მოძრაობას გადასცემს სალექს მანქანას, მეორე კი კარდანული გადაცემის (5) საშუალებით ამუშავებს წნეხ-ამკრეფს.

სალექსიდან მარცხლის ნარევი—„ხვავი“ გამოაქვს განმტვირთ შნეკს (8) და ყრის სატრანსპორტო საშუალების (9) ძარაში.

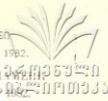


1. სამთო მიწათმოქმედების პირობებში თავთავიანთი, მჭიდროდ დასახლებული კულტურების ასაღებად ყველაზე რენტაბელურია გამყვანებულ ნაკადური ტექნოლოგია მომკილი მასის გაულეწავად მინდვრის გარეთ გამოტანით და საველე კალოზე სტაციონარული სალენი მანქანებით მისი გალენვით;

2. პურეულის მომკა, შეგროვება და მინდვიდან გამოტანა უნდა ხდებოდეს თვითმავალი სამკალ-შემგროვებელი მანქანით. ასეთი მანქანის ძარის ტევადობა უნდა იყოს 25—30 მ³-მდე. ძარაში შეგროვილი გასალენი მასა ისე უნდა იტკეპნებოდეს, რომ მისი სიმკვრივე აღწევდეს 600—700 კგ/მ³-ს;

3. სტაციონარული სალენი მანქანა უნდა იყოს მარტივი, ადვილად გადასატანი და მუშაობდეს ტრაქტორის ძალამრთველი ლილვიდან მიწოდებული ენერჯით;

4. ლენვის პარალელურად უნდა სრულდებოდეს ჩალის დაწნეხა კომბინირებული სალენ-საწნეხი აგრეგატის საშუალებით.



УДК 631.632.935.11 (088.8)

ლ. კოპალიანი

თერმული კულტივატორის ფორმებით სავსესლობათიო ექონომიკური
მაჩვენებლის გაანგარიშება

ვენახის მწკრივებსა და მწკრივთა შორისებში სარეველა მცენარე-
ების წინააღმდეგ თერმული მეთოდით ბრძოლა შეესაბამება საბჭოთა კავ-
შირისა და საქართველოს კომუნისტური პარტიის XXV ყრილობების მო-
თხოვნებს—სოფლის მეურნეობაში გაუმჯობესებული ეკონომიკური მანქა-
ნების გამოსაყენებლად.

1970 წლიდან 1977 წლამდე ჩატარებულმა ლაბორატორიულმა და
საველე გამოცდებმა დაადასტურა, რომ თერმულ კულტივატორს მექა-
ნიკურ კულტივატორთან შედარებით დიდი უპირატესობა აქვს, ცდები-
დან მიღებული მონაცემებით, გეგმურთან შედარებით 1 ჰა ფართობიდან
მიღებულია 1930 მანეთით მეტი ფულადი შემოსავალი, მექანიკურ კულ-
ტივატორთან შედარებით — 812 მანეთით მეტი ფულადი შემოსავალი;
ერთი ცენტნერი ყურძნის თვითღირებულება 25,40 მანეთიდან შემცირდა
10,47 მანეთამდე.

შრომის დანახარჯები მექანიკური კულტივატორით დამუშავებულ
ფართობთან შედარებით შემცირდა 2,6-ჯერ, პირდაპირი დანარიცხები
პროდუქციის ერთეულზე—12,45%-ით, მოსავლიანობა გაიზარდა 23%-
ით.

კოლმეურნეობებსა და საბჭოთა მეურნეობებს თერმული კულტივა-
ტორის გამოყენება წლიურად ყოველ 1000 ჰა-ზე მისცემს 712.000 მანე-
თით მეტ ფულად შემოსავალს.

იმ შემთხვევაში, თუ საქართველოში გაშენებულ 115.000 ჰა ვენახის
ფართობზე გამოვიყენებთ თერმულ კულტივატორს, მაშინ ფულადი შე-
მოსავალი გაიზარდება 40 მლნ. მანეთამდე.

1 ჰა ვენახის ფართობზე მწკრივების კულტივაციის სამუშაოთა შე-
სრულება სეზონის განმავლობაში მოითხოვს 30 კაცდღეს. პერსპექტიუ-
ლი გეგმით, ვენახის ფართობმა საქართველოში უნდა მიაღწიოს 229 ათას

პექტარს, რომლის საერთო მოსავლიანობა უნდა გადიდდეს 1.380 ათას ტონამდე. ასეთი ვენახის ფართობის მწკრივების დამუშავებაზე უნდა დაიხარჯოს 6870 ათასი კაცდღე.

ცნობილია, რომ კულტივაცია ტარდება ისეთ პეტროლეუმის მუშახელი დაკავებულთა სხვა მრავალი სახის სამუშაოთი, რის გამო აგროტექნიკურ ვადებში (მუშა ხელის სიმცირის გამო) ვერ შესრულდება ყველა სამუშაო, ამიტომ მანქანურმა შრომამ, კერძოდ, თერმული კულტივატორის გამოყენებამ უნდა შეამციროს ფიზიკური შრომა. ამ მიზნით, საქართველოს სასოფლო-სამეურნეო ინსტიტუტის ტრაქტორებისა და ავტომობილების კათედრაზე დამუშავებული თერმული კულტივატორის ბაზაზე, ერთ აგრეგატში კონსტრუირებულია გასაწვევსეციიანი თერმული მოწყობილობა, რომელიც ვენახის მწკრივებში შეასრულებს სარეველა მცენარეების თერმულ დამუშავებას, ხოლო მწკრივთა შორისებში HTK—100 კულტივატორით სარეველების თერმულ დამუშავებას და ერთდროულად 6—7 სანტიმეტრის სიღრმით მწკრივთა შორისებში ნიადაგის გაფხვიერებას.

აგების მიხედვით, თერმული კულტივატორი შედგება შემდეგი ძირითადი ნაწილებიდან: I. მწკრივთა შორის მომუშავე ძირითადი თერმული აპარატი, II—მწკრივებში მომუშავე თერმული აპარატი, III—ნიადაგის გამაფხვიერებელი თათებიანი კულტივატორი, IV—მწკრივებში მომუშავე თერმული აპარატის მმართველი მექანიზმი, V—დამხმარე მოწყობილობა.

ცნობილია, რომ აგრეგატის მოდების განი B და მოძრაობის სიჩქარე V ტრაქტორის სიმძლავრის ფუნქცია და აგრეგატის მწარმოებლობა პირდაპირ დამოკიდებულებაში იმყოფება ტრაქტორის სიმძლავრესთან. ამიტომ, ეს შეიძლება განისაზღვროს ტრაქტორის სიმძლავრის მიხედვით, ხოლო იმ ანგარიშით, რომ ტრაქტორის კაკზე განვითარებული წნევის ძალა (P_3) 5—10% უნდა აღემატებოდეს თერმული აგრეგატის წვევითი წინაღობის (R_{33}).

ვენახის მწკრივთა შორისებში და მწკრივებში მომუშავე თერმული კულტივატორის გაწვევისათვის უნდა შეირჩეს ისეთი ტრაქტორი, რომლის წნევის ძალის სიდიდე უნდა შეესაბამებოდეს თერმული კულტივატორის წვევით წინაღობას. ამ მიზნით, სარეველების მომწველი თერმული კულტივატორის წვევითი წინაღობის დასადლევად შევარჩიეთ „T—40“ მარკის ტრაქტორი, საჭიროა განვსაზღვროთ აღნიშნული ტრაქტორის წნევის ძალა კაკზე.

წნევის ძალის გაანგარიშებისათვის გამოვიყენოთ ეფექტური სიმძლავრის ბალანსის ფორმულა:

$$N_0 = N_3 + N_6 + N_7 + N_8 + N_9 \quad (1)$$



ქართული
საშენობის
სამშენობლო
სამართლებრივი
საინჟინერო
სამართლებრივი
სამართლებრივი

ამ ფორმულიდან განვსაზღვროთ N_2 — მნიშვნელობა:

$$N_2 = N_0 - (N_3 + N_4 + N_5 = N_6),$$

სადაც N_0 არის ტრაქტორის გადაგორებაზე დახარჯული სიმძლავრე კვტ-ბში; N_3 არის ტრანსმისიის წინააღმდეგობაზე დახარჯული სიმძლავრე; N_4 — აღმართის წინააღმდეგობის დაძლევაზე დახარჯული სიმძლავრე; N_5 — თვლების ბუქსაობაზე დახარჯული სიმძლავრე; N_6 — კაკვზე განვითარებული სიმძლავრე.

განვსაზღვროთ ფორმულაში მოცემული სიმძლავრის დანაკარგების რიცხვითი სიდიდეები და შევიტანოთ კაკვზე განვითარებულ სიმძლავრის ფორმულაში. ვიანგარიშოთ ტრაქტორის გადაგორებაზე დახარჯული სიმძლავრე ფორმულით:

$$N_3 = \frac{P_3 V}{270}; \tag{3}$$

სადაც $P_3 = Qf$; Q არის ტრაქტორის წონა და ის უდრის 2610 კგ; f — გორვის კოეფიციენტი და ის უდრის 0,08 (ნაწვერალზე); V — ტრაქტორის სიჩქარე და უდრის 6,9 კმ/სთ.

ამ მონაცემებით ვღებულობთ ტრაქტორის გადაგორებისათვის 5,3 კვტ. სიმძლავრის დანაკარგს.

ტრანსმისიის წინააღმდეგობის დასაძლევად დახარჯული სიმძლავრე გამოვთვალოთ ფორმულით:

$$N_4 = N_0 (1 - \eta_2), \tag{4}$$

სადაც N_0 არის ეფექტური სიმძლავრე და ის უდრის 36,76 კვტ; η_2 — ტრანსმისიის საშუალო მარგი ქმედების კოეფიციენტი და უდრის 0,86.

მიღებული რიცხვითი მნიშვნელობის (4) ფორმულაში შეტანით ტრანსმისიის წინააღმდეგობის დასაძლევად ეფექტური სიმძლავრიდან დაიხარჯა 5,14 კვტ.

აღმართის წინააღმდეგობის დაძლევისათვის სიმძლავრის სიდიდე დამოკიდებულია აღმართის დახრის კუთხეზე, ის იანგარიშება ფორმულით.

$$N_5 = \frac{P_5 V}{270}; \tag{5}$$

სადაც $P_1 = Q_1 = Q \sin \alpha$, აქედან $Q = 2610$ კგ. $\alpha = 5^\circ$ გაანგარიშებისათვის α უნდა გადავიყვანოთ %-ში და ის უდრის 0,05%, ასეთი დახრილობის აღმართის წინააღმდეგობის დასადგევად დაიხმარეს 3,3 ცხ. დ. სიმძლავრიდან 3,3 ცხ. დ.

წამყვანი თვლების ბუქსაობაზე დახარჯული სიმძლავრე გამოითვლება ფორმულით

$$N_2 = N_1 \delta. \quad (6)$$

სადაც N_1 არის თვლებთან მიყვანილი სიმძლავრე და ის უდრის 43 ცხ. დ.;

δ — ბუქსაობის კოეფიციენტი და თვლიანი ტრაქტორისათვის დაახლოებით უდრის 0,05. ამ რიცხვითი სიდიდეების (6) ფორმულაში შეტანით მივიღებთ ბუქსაობაზე დახარჯულ სიმძლავრეს 1,58 კვტ.

თუ ამ რიცხვით სიდიდეებს შევიტანთ (2) ფორმულაში, მივიღებთ:

$$N_3 = 50 - (5,3 + 7 + 3,3 + 2,15) = 23,7 \text{ ცხ.დ.}$$

კაკვზე განვითარებული სიმძლავრის გაანგარიშების შემდეგ შეგვიძლია განვსაზღვროთ ტრაქტორის მარგი ქმედების კოეფიციენტი ფორმულით:

$$\eta_3 = \frac{N_3}{N_2} = \frac{32,25}{50} = 0,64.$$

ვიანგარიშით წვეის ძალა მისაბმელ კაკვზე ფორმულით:

$$P_3 = \frac{270 N_3}{V}. \quad (8)$$

თუ ამ ფორმულაში კაკვზე განვითარებული წვეის ძალისა და სიჩქარის სიდიდეების შეტანით მივიღებთ წვეის ძალას კაკვზე 1969 კგ. ეს წვეის ძალა უნდა შეესაბამებოდეს საკიდი თერმული კულტივატორის წვეით წინალობას, ამიტომ უნდა ვიანგარიშოთ თერმული კულტივატორის წვეითი წინალობა ფორმულით

$$R_{\text{ს.კ}} = K_0^{\text{ს.კ}} B_{\text{ს.კ}} + G_{\text{ს.კ}} (\lambda_{\text{ს.კ}} \Phi + f) \quad (9)$$

სადაც $R_{\text{ს.კ}}$ არის საკიდი თერმული კულტივატორის წვეითი წინალობა, კგ; $K_0^{\text{ს.კ}}$ — საკიდი თერმული კულტივატორის კუთრი წინალობა კგ/მ. (0,6—0,7 სმ სიღრმეზე ნიადაგის გაფხვიერებისას ის უდრის 0,87 დან 1,0-მდე); $B_{\text{ს.კ}}$ — საკიდი კულტივატორის მოდების განი მეტრობით; $G_{\text{ს.კ}}$ — საკიდი კულტივატორის წონა, კგ; $\lambda_{\text{ს.კ}}$ — საკიდი კულტივატორის და გამომრთავი მოწყობილობის წონა ძალის ხარჯზე, ტრაქ-



ტორის დატვირთვის კოეფიციენტი $\lambda_{\Sigma} = \frac{q}{G_{\Sigma}}$ რაც უდრის $1 - \frac{1,2-}{1,2-}$ მდე; q — საკიდი კულტივატორის მასის წონა, ძალის ის ნაწილი, რომელიც დამატებით ტვირთავს ტრაქტორს კგ-ით; G — საკიდი კულტივატორის მასის წონა კგ-ით; φ — გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტი, სახნავ ნიადაგებში უდრის 0,12—0,18-მდე; i — ფართობის დახრილობის კოეფიციენტი.

თერმული კულტივატორის ერთი მეტრის მოდების განზე დაყენებულია 22 გამაფხვიერებელი, რომელიც ნიადაგს აფხვიერებს 7 სმ სიღრმეზე, ერთი გამაფხვიერებლის მოდების განია 4 სმ, ნიადაგის კუთრი წინააღმდეგობა საშუალოდ არის 7000—9000 კგ/მ².

იმ შემთხვევაში, თუ K_n ავიღებთ 9000 კგ/მ²-ს, მანქანის მოდების განს 2,5 მეტრს, კულტივატორის მომწველი აპარატების მწკრივებში მომუშავე თერმული აპარატისა და გამომრთველი მექანიზმის წონას ავიღებთ 840 კგ, წონა-ძალის დატვირთვის კოეფიციენტს — 1,2-ს და გორვის წინააღმდეგობის კოეფიციენტს — 0,12-ს, მაშინ: თერმული კულტივატორის გამაფხვიერებლის, თერმული აპარატისა და გამომრთველი მექანიზმის წევით წინააღმდეგობას მივიღებთ 1152 კგ. ამ მონაცემებით ტრაქტორის წევის ძალა შეესაბამება თერმული კულტივატორისა და გამაფხვიერებლის წევით წინააღმდეგობას და ტრაქტორის წევის ძალის 8% რჩება რეზერვში, საკიდი აგრეგატის გაზრდილი წევითი წინააღმდეგობის დასაძლევად.

თერმული აგრეგატის მწარმოებლობის განსაზღვრისათვის უნდა გამოვიყენოთ ცნობილი ფორმულა:

$$W_m = \frac{B_{\Sigma} \cdot V \text{ კგ/საათ} \cdot 1000 \text{ მ/კმ} \cdot T \text{ საათ/ცვლა}}{10000 \text{ მ}^2/\text{ჰა}} \quad (10)$$

$$W_m = 0,1BVT \text{ ჰა/ცვლაში} \quad (11)$$

თუ აგრეგატის სიჩქარეს გამოვსახავთ მეტრობით, მაშინ თერმული კულტივატორის ცვლის თეორიულ მწარმოებლობას შემდეგი სახე ექნება:

$$W_m = 0,36BVT \text{ ჰა/ცვლაში} \quad (12)$$

სადაც B არის კონსტრუქციული მოდების განი მეტრობით; V — აგრეგატის საათური სიჩქარე, კმ/სთ; T — ცვლის ხანგრძლივობა საათობით.

მწარმოებლობის ფორმულაში პირობით მიღებულია, რომ აგრეგატის თეორიული მწარმოებლობა მთელი ცვლის განმავლობაში უცვლელია და ის უდრის კონსტრუქციული მოდების განს, სინამდვილეში კი აგრეგატის მოდების განი, ანუ სამუშაო მოდების განი (B_1) ყოველთვის არ

უდრის კონსტრუქციულ მოდების განს (B). ის იცვლება ზოგჯერ მეტია, ზოგჯერ ნაკლები კონსტრუქციულ მოდების განზე.

ვენახის მწკრივებში და მწკრივთაშორისებში მომწიფე კულტივატორის მოდების განი უმნიშვნელოდ იცვლება კონსტრუქციულ მოდების განს. ამიტომ, შეიძლება ეს სხვაობები თერმულ კულტივატორში არ იქნეს გათვალისწინებულ.

აგრეგატის კონსტრუქციული მოდების განის სწორი გაანგარიშება წარმოებს β — კოეფიციენტით, სადაც

$$\beta = \frac{B_1}{B}; \quad (13)$$

ასევე აგრეგატის მოძრაობის სამუშაო სიჩქარის (V_i) შეფარდება მის თერორიულ სიჩქარესთან (V) გვაძლევს სიჩქარის გამოყენების კოეფიციენტს α , სადაც:

$$\alpha = \frac{V_i}{V}. \quad (14)$$

აგრეგატის მუშაობის დროის (T_i) შეფარდება ცვლის საერთო ხანგრძლივობასთან (T) გვაძლევს დროის გამოყენების კოეფიციენტს (τ), სადაც

$$\tau = \frac{T_i}{T}. \quad (15)$$

ამ კოეფიციენტების მნიშვნელობას თუ შევიტანთ II ფორმულაში, მივიღებთ ცვლის ტექნიკური მწარმოებლობის ფორმულა:

$$W = 0,1BVT = 0,1\beta \cdot \alpha V \cdot \tau T. \quad \text{ჰა/ცვლაში} \quad (15a)$$

თერმული აგრეგატის მოძრაობა ვენახის მწკრივებსა და მწკრივთაშორისებში სარეველა მცენარეების თერმული დამუშავებისა და ნიადაგის ზედაპირის გაფხვიერებისათვის საქცევებში მაქოსებრია. ამ ხერხით მოძრაობის დროს სამუშაო ისე სრულდება, რომ დასამუშავებელი ნაკვეთის ბოლოებში თერმული აგრეგატის ყოველი გასვლისა და მობრუნების ზოლზე სამუშაო მდგომარეობიდან ამორთულ მდგომარეობაში მოძრაობს. მობრუნების შემდეგ მომდევნო კვალი წინა კვლის გვერდით ტარდება. ცვლაში აგრეგატის მწარმოებლობაა 8 ჰექტარზე, სარეველების თერმული დამუშავება და 7 სმ სიღრმეზე ნიადაგის გაფხვიერება.

თერმულ კულტივატორიანი აგრეგატის მოძრაობის შეფასება შეიძლება ეაწარმოთ სამუშაო სვლათა კოეფიციენტით, სადაც



$$\varphi = \frac{S_6}{S_6 + S_7};$$

ამ ფორმულიდან S_6 არის სამუშაო სვლის სიგრძე S_7 სიგრძე; $S_6 + S_7$ — აგრეგატის ყველა სვლათა სრული სიგრძე თუ L -ით აღვნიშნავთ ნაკვეთის სიგრძეს მოსაბრუნე ზოლის გარეშე, C ნაკვეთის მთელ სიგრძესა და B აგრეგატის მოდების განს, მაშინ

$$S_6 = \frac{LC}{B}; \tag{17}$$

თერმული აგრეგატის მაქოსებრი ხერხით მობრუნებისათვის

$$S_7 = \frac{C(6r + 2L)}{B} \tag{18}$$

სადაც r არის მობრუნების რადიუსი.

აგრეგატის მწარმოებლობის განსაზღვრა ტრაქტორის სიმძლავრის მიხედვით

თერმული აგრეგატის მწარმოებლობა შეიძლება განესაზღვროთ ფორმულით

$$P_3 = R_{3\delta} = \frac{1000N_3}{V} \left(P_3 = R_{3\delta} = \frac{27N_3}{V_6} \right); \tag{19}$$

აგრეგატის შედგენისას უნდა გავითვალისწინოთ, რომ კაკვზე განვითარებული წვევის ძალა 5—10%-ით მეტი უნდა იყოს თერმული კულტივატორის წვეით წინალობაზე. უკიდურეს შემთხვევაში მივიღებთ წვეითი წინალობის გაზრდის შემთხვევაში ტრაქტორის ძრავის ჩაქრობას. ამიტომ

$$P > R$$

ცნობილია, რომ აგრეგატის სამუშაო წვეითი წინალობა განისაზღვრება ფორმულით

$$R_{3\delta} = K_3 B;$$

სადაც K არის კუთრი წინალობა 1 მეტრის მოდების განზე, მაშინ

$$B = \frac{R}{K_3} = \frac{1000N_3}{K_3 V_6} \left(B = \frac{R_{3\delta}}{K_3} = \frac{270N_3}{K_3 V_6} \right) \tag{20}$$

მნიშვნელობა შევიტანოთ საათური მწარმოებლობის ფორმულაში და მივიღებთ

$$W = 0,36B_s V_s \tau (W_{\text{სთ.}} = 0,1B_s V_s \tau);$$

ერქვეყნული
ბიზნისიქონიკა

მივიღებთ თერმული აგრეგატის ტექნიკურ მწარმოებლობას ტრაქტორის სიმძლავრის მიხედვით

$$W_{\text{სთ.}} = 0,36B_s V_s \tau = \frac{0,361000N_s V_s \tau}{K_s V_s} \left(W_{\text{სთ.}} = 0,1B_s V_s \tau = \right. \\ \left. = \frac{0,1270N_s V_s \tau}{K_s V_s} \right);$$

შეკვეცის შემდეგ გვექნება

$$W_{\text{სთ.}} = \frac{360N_s \tau \text{ ჰ/სთ}}{K_s} \left(W_{\text{სთ.}} = \frac{27N_s \tau}{K_s} \text{ ჰ/სთ} \right) \quad (21)$$

აგრეგატის ცვლისა და სეზონური მწარმოებლობა გამოსახება ფორმულით

$$W_{\text{ცვ.}} = \frac{360N_s}{K_s} \tau \text{ ჰ/ცვლაში} \left(W_{\text{ცვლ.}} = \frac{27N_s}{K_s} \tau T \text{ ჰ/ცვლაში} \right) \quad (22)$$

თერმულკულტივატორიანი აგრეგატის დიზელის საწვავისა და პროპან-ბუტანის ხარჯი შეიძლება გამოვითვალოთ ფორმულით

$$q = \frac{Q_s T_s + Q_n T_n + Q_b T_b}{W} \text{ კგ/ჰა-ზე} \quad (23)$$

სადაც Q_s არის ერთი საათის განმავლობაში ტრაქტორის ძრავას მიერ დახარჯული დიზელის საწვავი კგ-ბით; Q_n — თერმული კულტივატორის უქმ სვლეზე ტრაქტორის ძრავას მიერ 1 საათის განმავლობაში დახარჯული საწვავი კგ-ბით; Q_b — აგრეგატის გაჩერებაზე 1 საათის განმავლობაში ტრაქტორის ძრავას მიერ დახარჯული საწვავი კგ-ბით; T_s — თერმული აგრეგატის წმინდა მუშაობის დრო ცვლაში საათობით; T_n — თერმული აგრეგატის უქმ სვლათა დრო ცვლაში საათობით; T_b — ტრაქტორის გაჩერების დროს ცვლაში დახარჯული საწვავი; q — საწვავის ხარჯი, კგ/ჰა-ზე; $W_{\text{ცვ.}}$ — აგრეგატის მწარმოებლობა ცვლაში ჰექტობით.

თერმული აგრეგატის გამოცდის შედეგად მიღებულ საწვავის ხარჯი მოცემულია 1-ელ ცხრილში.



№	მაჩვენებლის დასახელება	HTK-100B მარკის კულტივატორი		
		I ვარიანტი $V=1,17$ კმ/სთ	II ვარიანტი $V=4$ კმ/სთ	III ვარიანტი $V=6$ კმ/სთ
1	ტრაქტორის მარკა	DT-20	DT-20	T-54B
2	დახარჯული დიზელის საწვავი კგ-ბით	303,806	143-800	491,200
3	საერთო გამომუშავება ჰექტრებით	21,70	23,52	57,20
4	დიზელის საწვავის ხარჯი კგ/ჰა-ზე	4,100	6,110	10,780
5	თერმულ კულტივატორში დახარჯული თხევადი აირი (პროპან-ბუტანი) მ ³	260,40	118,00	—
6	თხევადი აირის ხარჯი მ ³ /ჰა-ზე	12,00	5,02	—

უნდა შევნიშნოთ, რომ სხვა ფაქტორებთან ერთად საწვავის ხარჯი იზრდება ან მცირდება მოძრაობის სიჩქარესთან დაკავშირებით, ცდების მონაცემებით I ვარიანტში 1,17 კგ/ს. სიჩქარით მოძრაობის შემთხვევაში DT-20 ტრაქტორის ძრავამ დახარჯა 3,5 კგ დიზელის საწვავი საათში. 4 კმ სიჩქარით მოძრაობისას 4 კგ/საათში. შესაძარებელმა კულტივატორმა PRBH-1,5, რომელიც მიბმული იყო „T-54 გ“ ტრაქტორზე და მოძრაობდა 6 კმ/საათში, დახარჯა 8 კგ/საათში. სულ ჰა-ზე საწვავის ხარჯი მიღებულია ერთსექციიან კულტივატორში 1 მეტრის მოღებვის განისა 4 კმ/საათში მუშაობისას 6,110 კგ. სამსექციიან კულტივატორზე 1,5-მეტრიანი მოღების განით მუშაობისას მიღებულია 7,98 კგ/ჰა-ზე, შესაძარებელ PRBH-1,5 მარკის—10,78 კგ/ჰა-ზე.

თერმულ კულტივატორში მუშაობის დროს გამოყენებულია თხევადი აირი პროპან-ბუტანი, რომლის წვის შედეგად გამოყოფილი ტემპერატურის ზემოქმედება სპობს მავნე მწერებსა და სოკოვან დაავადებას. თერმული კულტივატორი მუშაობს კვალში, ხოლო საქცევებში მაქოსებრი მობრუნების დროს გამორთულია, ამიტომ ერთი ჰა ფართობის თერმული დამუშავებისათვის საკირო აირის ხარჯი გამოითვლება ფორმულით

$$q'_{\text{მ}^3/\text{ჰა}} = \frac{Q_{\text{საბ}} T_{\text{საბ}}}{W}; \quad (23)$$

- I ვარიანტისათვის საწვავის ხარჯი უდრის 12 მ³/ჰა-ზე;
- II ვარიანტისათვის — 5,02 მ³/ჰა-ზე.

თერმული კულტივატორის გამოცდის შედეგებმა გვიჩვენა, რომ საწვავი აირის ხარჯის სიდიდე სხვა ფაქტორებთან ერთად დამოკიდებულია

ფართობის დასარეგლავანების ხარისხზე, რამდენად დიდია დასარეგლავანების სიხშირე და სიმალე, იმდენად იზრდება სარეველებზე ალის მოქმედების დრო და ალის ტემპერატურის მომატების მოქმედება. ვაგლენას ახდენს აგრეგატის მწარმოებლობასა და საწვავის მოხმარებაში, თუ სარეველებზე მოქმედი ალის ტემპერატურას 1100 —

ცხრილი 2

ეროვნული თერმული კულტივატორის საწარმოო გამოცდის შედეგები

№	სამუერნეო გამოცდის მანველებების დასახელება	HTK-100 მარკის თერმული კულტივატორი		შესაღარებელ PPH-1,5 მარკის კულტივატორი
		I-ვარიანტი	II-ვარიანტი	
1	კულტურა	ვენახი	ვენახი	ვენახი
2	მოსავლიანობა ც/ჰა-ზე:			
	ა) 7-ჯერადი კულტივაციის ნატარება	—	—	104
3	ბ) სამჯერად თერმული კულტივაციით	136	186	—
4	საქცივის სივრცე საშუალოდ მეტრობით	200	200	200
5		5	5	5
6	ტრაქტორის სიჩქარე კმ/სთ-ით	1,17	4,0	6
7	აგრეგატის შემადგენლობა:			
	ა) ტრაქტორის მარკა	DT-20	DT-20	T-54B
	ბ) აგრეგატში მანქანის რაოდენობა	2	2	1
8	მუშაობის რეჟიმი:			
	ა) დამუშავების სიღრმე (სმ)	8-10-მდე	8-10-მდე	8-11-მდე
	ბ) მოღების განი (სმ)	100	100	100
9	მუშაობის ელენდარული პერიოდი:			
	გაცდენების დღეთა რაოდენობა:			
	ა) მეტეოროლოგიური პირობების გამო	5	6	6
	ბ) სხვადასხვა მიზეზის გამო	3	8	4
	გ) ტრაქტორის უწყისეობის გამო	6	12	2
10	სამუშაო დღეების რაოდენობა	29	14	16
	საერთო წანგარიშები დრო საათობით მთლიანი დღეების ჩათვლით	206,8	105,9	182,0
	მათ შორის საათებში სუფთა			
	ა) მუშაობის დროს T	86,80	35,96	61,4
	ბ) გადასვლებზე დახარჯული დრო საათობით	6,60	7,95	5,84
	გ) მობრუნებაზე დახარჯული დრო	6,4	12,10	20,62
	დ) უქმი დრო	37,60	49,90	43,14
	ე) საქციელებში მობრუნების დრო საქციევ/საათ	96,60	57,10	78,71
	ვ) ცვლაში მუშაობის დრო საათი	100,30	53,80	78,78
	ზ) შესრულებული სამუშაოს მოცულობა მეტრობით	21,70	23,52	57,2
	მწარმოებლობა ჰა/სთ:			
	ა) სუფთა მუშაობის დრო	0,250	0,604	0,96
	ბ) საქციელებში მუშაობის დრო	0,225	0,500	0,738
	გ) ცვლაში მუშაობის დრო	0,217	0,469	0,71
	დ) 10-საათიან ცვლაში გამოშვება	2,17	4,63	7,10

1200°-მდე გავზრდით, მაშინ შეიძლება აგრეგატის სიჩქარისა და დღიური მწარმოებლობის გაზრდა.

ქვემოთ მოცემულ მე-2 ცხრილში მოყვანილი მაჩვენებლები წარმოადგენს ლია ვენახების მწკრივებში ჩატარებული თერმული კულტივატორის მოცდის შედეგად, ამ მონაცემების თანახმად თერმული კულტივატორი სარეველებს სპობს ორჯერ ან სამჯერ მცენარის თერმული დამუშავებით და 8 სმ სიღრმით აფხვიერებს ნიადაგს შესადარებელმა მექანიკურმა კულტივატორმა მოითხოვა სარეველების მოსასპობად. 7-ჯერ კულტივაციის ჩატარება, რამაც გამოიწვია საწვავის მეტი ხარჯვა.

ცხრილში მოცემულია მანქანის მწარმოებლობა და თერმული დამუშავების შემთხვევაში ყურძნის მოსავლიანობა; თერმული აგრეგატის 1 მეტრის მოდების განიდან 2,5 მეტრამდე ვადიდებით T-40 AM მარკის ტრაქტორის 6,9 კმ/საათში სიჩქარით შეუძლია თერმული კულტივატორის წვევითი წინალობის დაძლევა, რის შედეგად თერმული კულტივატორის მწარმოებლობა იზრდება. ასე მაგალითად, თერმული კულტივატორის წვევითი წინალობა $R=1152$ კგ., ტრაქტორის წვევის ძალის კაკზე — 1252 კგ. ასეთი შედგენილობის თერმული აგრეგატი საშუალებას გვაძლევს დღიური მწარმოებლობა გავზარდოთ 9 ჰექტრამდე.

УДК 621.83.001.2

А. Л. ТИКИШВИЛИ, Д. Е. ОРМОЦАДZE,
Г. К. БИБИЛЕНШВИЛИ.

РУЧНАЯ ЭЛЕКТРОПИЛА С ВИБРОЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДЛЯ САДОВОДСТВА В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Партия и правительство поставили перед работниками сельского хозяйства задачу повысить урожайность садов и виноградников, расширить площади насаждений и увеличить производство и потребление плодов, ягод и винограда.

Решающим условием выполнения плана увеличения производства плодов, ягод и винограда является последовательная интенсификация садоводства на базе комплексной механизации и электрификации производства.

В садоводстве одной из трудоемких работ является обрезка ветвей плодовых деревьев. В современных условиях эта операция выполняется как вручную так и механизированным машинным агрегатом. В горных условиях преимущество дается ручным инструментам. В основном ведутся научно-исследовательские работы с применением ротационного режущего органа и вращающего привода [1]. Применение вращающего привода вызывает осложнение конструкции, требует для передачи крутящего момента к рабочему органу специальный редуктор, масса ротационного рабочего органа получается большой, что вызывает увеличение массы самого инструмента.

Наиболее совершенными являются электромагнитные двигатели возвратно-поступательного движения. При наличии двигателя возвратно-поступательного движения рабочий орган машины получает необходимое колебательное движение непосредственно без промежуточных механизмов вращения. Вследствие этого у электромагнитного привода отсутствуют трущиеся узлы, требующие постоянной смазки. Это обстоятельство существенно повыша-

ет безопасность и удобство обслуживания. Двигатели возвратно-поступательного движения могут быть запущены и остановлены без нагрузки и под нагрузкой легко, без реализации тяжелых переходных процессов.

В Грузинском сельскохозяйственном институте создан ручной электрифицированный инструмент для обрезки ветвей плодовых деревьев с применением двигателя возвратно-поступательного движения. Режущий орган данного инструмента представляет собой пилу, совершающую возвратно-поступательное движение.

Электрифицированный инструмент рис. 1 содержит корпус,

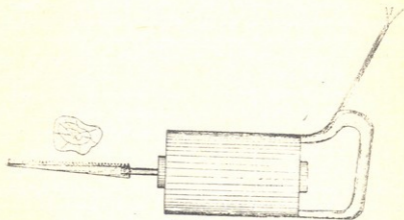


Рис. 1.

внутри которого расположен двигатель возвратно-поступательного движения. В якоре двигателя прикреплен жестко режущий орган. Инструмент оснащен тиристорным преобразователем, который дает возможность в динамическом режиме работы регулировать частоту и амплитуду механических колебаний режущего органа,

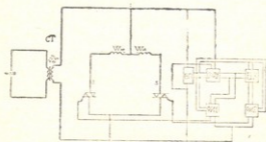


Рис. 2.

что необходимо для унификации данного технологического процесса.

На рис. 2 приведена принципиальная электрическая схема преобразователя, а на рис. 3 — временные диаграммы напряжения и токов устройства.

Устройство для управления двигателем возвратно-поступательного движения (преобразователь) [2] состоит из катушек прямого $W_{пр}$ и обратного $W_{об}$ хода, концы которых через соответствующие симисторы 2,3 подключены параллельно к зажимам источника питания переменного тока (вторичной обмотке понижающего силового трансформатора). Управления симисторами 2 и 3 осуществляется делителем частоты, который подключен к зажимам источника переменного тока и состоит из двухполупериодного фазосдвигающего блока ДФУ [3], блока задержки БЗ и двух формирователей импульсов ФИ1, ФИ2, подключенных входами к источнику постоянного тока БП. Вход источника постоянного тока БП и другой вход двухполупериодного фазосдвигающего блока ДФУ подключены к зажимам источника переменного тока. Выходы двухполупериодного фазосдвигающего блока подключены ко входам блока задержки и формирователя импульсов ФИ 1, выход которого подключен к управляющему электроду симистора 2. Выход блока задержки подключен ко входу формирователя импульсов ФИ2, выход которого подключен к управляющему электроду симистора 3.

Рассмотрим работу устройства для управления двигателем возвратно-поступательного движения.

При подаче на зажимы цепи синусоидального напряжения (рис. 3а) от вторичной обмотки понижающего трансформатора ТР получает питание двухполупериодный фазосдвигающий блок. От двухполупериодного фазосдвигающего блока через формирователь импульсов ФИ 1 сформированный импульс (рис. 3б) подается на управляющий электрод симистора прямого хода 2 и он отпирается. После отпирания симистора 2 к катушке прямого $W_{пр}$ прикладывается полупериод синусоидального напряжения источника переменного тока, и в ней будет проходить полупериодный ток (рис. 3г), а якорь двигателя совершает прямой ход (рис. 3е).

От двухполупериодного фазосдвигающего блока получает запуск блок задержки и с временной задержки $\Delta t = 1,5 T$ через фор-

мирователь импульсов ФИ 2 сформированный импульс (рис. 3 в) подается на управляющий электрод симистора обратного хода 3, и он отпирается. После отпираания симистора 3 катушку $W_{об}$ прикладывается полупериод синусоидальной

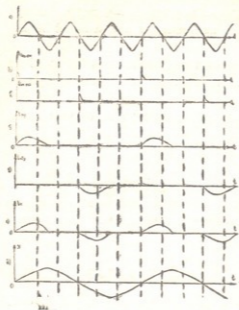


Рис. 3.

ния источника переменного тока, и в нем будет проходить полупериодный ток (рис. 3 д). Якорь двигателя совершает обратный ход (рис. 3 е). Далее процесс повторяется.

Период импульсов, выходящий из двухполупериодного фазосдвигающего блока ДФУ составляет в этом случае $T_1 = 3T$, где T — период напряжения питающей сети и его можно регулировать в широком диапазоне. Аналогично можно плавно регулировать время задержки блока БЗ Δt . В этом случае якорь двигателя будет совершать возвратно-поступательное движение с частотой в 3 раза меньшей частоты источника переменного тока (рис. 3 е) и в этой частоте можно плавно регулировать амплитуду механических колебаний якоря в широком диапазоне.

При работе двигателя с частотой механических колебаний в два раза меньшей частоты источника питания переменного тока, период импульсов выходящий из двухполупериодного фазосдвиг-

гающего блока ДФУ составляет $T_1 = 2T$, а время задержки блока БЗ соответствует $\Delta t = \frac{T}{2}$ или $\Delta t = T$.



Экспериментальные исследования, которые были проведены в лабораторных и полевых условиях, дали возможность установить некоторые электромеханические параметры инструмента:

1. Питающее напряжение однофазной 36 В, промышленной частоты;
2. Потребляемый ток двигателя от 3,3 до 10 А;
3. Частота механических колебаний режущего органа от 16,6 до 50 Гц;
4. Максимальная амплитуда механических колебаний режущего органа 3 см;
5. Масса электрифицированного инструмента без преобразователя 3 кг;
6. Масса преобразователя 1,5 кг.

Питание инструмента возможно также от источника постоянного тока с применением специальной схемы преобразователя.

Литература

1. Аниферов Ф. Е. Машины для садоводства. Ленинград, «Колос», 1976.
2. Ормоцадзе Д. Е. и др. Авторское свидетельство СССР № 762104, кл. Н 02 М 1/08, 1978, «Устройство для управления электромеханическим преобразователем».
3. Ормоцадзе Д. Е. Авторское свидетельство СССР № 801201 кл. Н02 М 1/08, «Устройство для фазоимпульсного управления», 1979.

УДК 621.002.5

Р. И. КСОВРЕЛИ, А. К. ДИДЕБУЛИДZE

К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ РУЧНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО СЕКАТОРА ДЛЯ ВИНОГРАДНИКОВ И МНОГОЛЕТНИХ НАСАЖДЕНИЙ

Бурное развитие садоводства, цитрусоводства, виноградарства и т. п. требует скорейшего внедрения средств механизации, в частности, ручных инструментов для ухода за растениями. В связи с этим, нами были проведены исследования по изучению возможности использования ручных инструментов с электрическими приводами, основанными на применении электрических машин возвратно-поступательного действия, в частности, секатора с электромагнитным приводом, который наряду с простотой кинематической схемы обеспечивает максимальную проходимость в кроне растения с одной позиции и возможность электроснабжения от автономного-индивидуального или группового источника питания.

Электромагнитный импульсный секатор (рис. 1) гильотинного типа выполнен с режущим элементом, состоящим из противорежущего упора 1 и подвижного ножа 3 с возвратной пружиной 20. Подвижной нож соединен при помощи троса 9 с якорем плунжерного электромагнита броневое типа. Режущий элемент крепится на трубчатой штанге 2 с направляющими трос-втулками 11 и 12. В нижнем конце штанги имеется рукоятка 18 с пусковой кнопкой 19 включения источника питания. Длина штанги берется в зависимости от высоты расположения кроны растения, с целью чего трос 9 сочленяется с гибкой тягой 10 при помощи механического разьема. Нижний конец тросовой тяги 10 проходит через зажимную втулку 14, крепящую его спиральную оболочку на головке электромагнита 13. Головка при помощи флянца 15 фиксируется на цилиндре 4 хода якоря электромагнита, закрепленного при помощи флянца 17 на корпусе броневое электромагнита 6.

Одним из основных показателей работы электромагнитного импульсного секатора является время его срабатывания, что предъявляет повышенные требования к расчету его динамических

303-010333

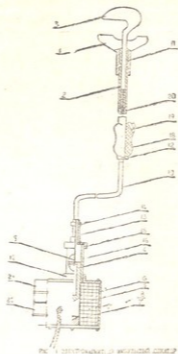


Рис. 1. Электромагнитный импульсный сектор.

характеристик. Однако известно, что этот расчет представляет собой достаточно сложную задачу, так как трудно учесть такие факторы, как насыщение магнитопровода, потоки рассеяния, паразитные зазоры, вихревые токи и явление гистерезиса. Учет изменения магнитной проводимости воздушного зазора при движении якоря приводит к дополнительной нелинейности системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику импульсного электромагнита.

Секатор с электромагнитным приводом, как и всякий ручной электроинструмент, имеет ограничение по мощности, потребляемой от источника питания в установившемся режиме. Однако в момент срабатывания это ограничение снимается и, следовательно, необходимо искать пути реализации импульсного забора мощности от источника питания только в момент срабатывания механизма,

а в остальное время должны действовать ограничители, поддерживающие потребляемую мощность на некотором заданном уровне.

Известно [1], что форсирование мощности и, следовательно, также и тока в обмотке соленоида электромагнита, необходимо только при его срабатывании, т. е. при срезании ветки секатором, в остальное же время подключенный к источнику питания соленоид должен потреблять минимум тока вплоть до момента его отключения. Нами с этой целью предложена простая схема формирователя импульсов источника тока (рис. 2). Принцип работы схемы сводится к следующему: в момент включения тумблера B_1 образуется крутой фронт тока от источника постоянного тока — аккумулятора. Импульс тока проходит через незаряженный конденсатор C (ток i_1) и шунтирующее сопротивление R_a , создавая в нем ток

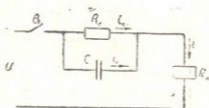


Рис. 2. Схема формирователя импульсов.

i_2 Чем больше емкость конденсатора C , тем больше отношение i_1/i_2 , причем величина тока i зависит не только от емкости конденсатора, но и от параметров электромагнита R_k и L .

Преимущество данной схемы заключается в том, что она не накладывает ограничения как по току, так и по напряжению источника питания.

Как следует из рис. 2, в момент включения обмотки электромагнита на постоянное напряжение, при незаряженном конденсаторе ($U_c=0$) переходный процесс определяется уравнением:

$$U_k = iR_k + \frac{d\psi}{dt}, \quad (1)$$

где U_k — напряжение на обмотке электромагнита;

i — мгновенное значение тока в цепи;

R_k — активное сопротивление обмотки;

ψ — мгновенное значение полного потокосцепления;

t — время.

Выражая потокосцепление через число витков W и магнитное сопротивление R_k магнитной системы, получим следующее уравнение для мгновенного значения магнитного потока ($\psi = W\Phi$)

$$dt = \frac{W}{U_k - iR_k} d\Phi. \quad (2)$$

Так как между током i и потоком Φ существует нелинейная зависимость, то для решения уравнения (2) используется метод графического интегрирования (2). Время, в течение которого магнитный поток изменяется от 0 до значения, соответствующего моменту трогания якоря $\Phi_{тр}$ равно:

$$t_{тр} = \int_0^{\Phi_{тр}} \frac{W}{U_k - iR_k} d\Phi = \frac{W^2}{R_k} \int_0^{\Phi_{тр}} \frac{d\Phi}{(i_{тр}W) - (i_{ср}W)}. \quad (3)$$

Для уравнения (3) $i_{тр}$ — это значение тока обмотки электромагнита в момент трогания якоря, а $i_{ср}$ — ток срабатывания. При ненасыщенной магнитной системе $\Psi = iL$, и используя уравнение 1, получаем:

$$t_{тр} = T_0 \ln \frac{I_{max}}{I_{max} - I_y}, \quad (4)$$

где $T_0 = \frac{L}{R_k}$ — постоянная времени электромагнита.

В рассматриваемой схеме, форсировка тока получается за счет того, что в первый момент после подачи напряжения незаряженная еще емкость создает, шунтируя R_k , дополнительный путь для тока, и за счет тока заряда конденсатора возникает ускоренный рост тока в обмотке электромагнита.

Переходный процесс до трогания якоря описывается в рассматриваемом случае следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} U &= iR_k + i_2R_0 + L \frac{di}{dt}, \\ i_2R_0 &= -\frac{1}{C} \int i_1 dt \\ i &= i_1 + i_2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В результате решения системы уравнений 5 получаем:



$$i_1 = \frac{U}{aL} e^{-\gamma t} \operatorname{Sh} \alpha t$$

$$i_2 = \frac{U}{R_0 + R_k} \left\{ 1 - e^{-\gamma t} \left[\operatorname{ch} \alpha t + \left(\frac{1}{2R_0 a C} - \frac{R_k + 2R_0}{2aL} \right) \operatorname{Sh} \alpha t \right] \right\} \quad (7)$$

$$U_k = U e^{-\gamma t} \left[\operatorname{ch} \alpha t + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_0 a C} - \frac{R_k}{aL} \right) \operatorname{sh} \alpha t \right] \quad (8)$$

$$U_0 = \frac{UR_0}{R_0 + R_k} \left\{ 1 - e^{-\gamma t} \left[\operatorname{ch} \alpha t + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_0 a C} + \frac{R_k}{aL} \right) \operatorname{sh} \alpha t \right] \right\} \quad (9)$$

где:

$$\gamma = \frac{R_0 R_k C + L}{2R_0 LC} = \frac{R_k}{2L} + \frac{1}{2R_0 C} \quad (10)$$

$$\alpha = \frac{1}{2R_0 LC} \sqrt{(L + R_0 R_k C)^2 - 4R_0 LC(R_k + R_0)} \quad (11)$$

Чтобы процесс имел апериодический, а не колебательный характер, необходимо соблюдение условия, вытекающего из решения уравнений (6);

$$(L + R_0 R_k C)^2 > 4R_0 LC(R_k + R_0) \quad (12)$$

Для минимального времени срабатывания получаем оптимальное значение емкости:

$$C_{\text{опт}} = L \cdot \frac{10^6}{R_0 R_k}, \quad \text{мкФ} \quad (13)$$

Нами на основе анализа системы уравнений (6) были определены параметры схемы рис. 2, а именно $R_0 = 6 \text{ Ом}$, $C = 500 \text{ мкФ}$, которые при заданных параметрах обмотки электромагнита ($R_k = 0,09 \text{ Ом}$ и $L = 0,3 \text{ мГн}$) обеспечивают максимальное быстродействие системы.

Нами был изготовлен экспериментальный образец электромагнитного секатора, который исследовался в лабораторно-полевых условиях. На рис. 3 приведена характерная осциллограмма изменения во времени напряжения питания, тока I и перемещения

якоря секатора по схеме рис. 2. Как видно из осциллограммы, при ходе якоря $\delta = 65$ мм время движения якоря и резки ветки не

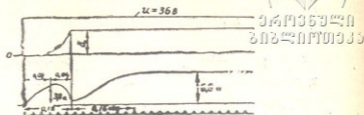


Рис. 3. Осциллограммы электромагнитного секатора.

превышает 0,04 с, что вполне удовлетворяет предъявляемым к быстродействию секатора требованиям.

Л и т е р а т у р а

1. Коц В. Э. Электромагниты постоянного тока с форсировкой. Изд. «Энергия», М., 1973.
2. Сливинская А. Г. Электромагниты и постоянные магниты. Изд. «Энергия», М., 1967.
3. Тер-Акопов А. К. Динамика быстродействующих электромагнитов. Изд. «Энергия», М., 1967.
4. Татур Т. А. Основы теории электрических цепей. Изд. «Высшая школа», М., 1980.

УДК 621.867.8

Расчет показателей надежности пневмотранспортной установки. Б. И. Метревели, Дж. В. Кацитадзе, А. В. Самхарашвили, М. Д. Самхарашвили. Труды ГрузСХИ, № 3 (128); 1982; с. 3 — 14.

На основе теоретических и экспериментальных исследований определены основные показатели надежности пневмотранспортной установки и ее привода, разработана методика для расчета надежности по структурно-логической схеме. (Библ. — 11).

УДК 621.434.056.013.6

Исследование рабочего процесса форсированного двигателя, работающего в высотных условиях. Г. А. Хантадзе, К. И. Петриашвили. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 15 — 22.

Анализируются мероприятия, которые предусматривают увеличение мощности и форсировку ДВС вообще и в частности автотракторных двигателей.

Предлагается, как наиболее эффективным мероприятием увеличение мощности и форсировки ДВС-наддув рабочего тела.

Рассматриваются способы наддува, как инерционный, частичный, полный, высокий, сверхвысокий, а также критерии для оценки форсировки автотракторных двигателей. (Библ. — 3).

УДК — 631.312.02

Устройство для повышения надежности лемехов в тяжелых почвенных условиях горной зоны. А. К. Кечхуашвили, Н. С. Цхелашвили. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 23 — 30.

В статье даны основные характерные особенности обработки почвы в условиях горной зоны и характер повреждения лемехов.

В результате исследования доказано, что основным видом повреждения лемеха в тяжелых почвенных условиях горной зоны является изгиб, поломка носка и повышение надежности можно достигнуть только с изменением конструкции.

В статье дано описание устройства для повышения надежности носка лемеха. (Библ. — 4).

УДК 631.3

Исследование основных параметров ротационного рабочего органа горного кустореза. Г. И. Гегелидзе, Д. В. Нугзелидзе. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 31 — 37.

Рассмотренные вопросы касаются подбора и обоснования основных параметров дискового ротационного рабочего органа кустореза, для среза кустарников и мелколесья.

Для установления требуемой мощности среза, эксперименты проводились на специальном стенде. При помощи ватметра определена требуемая мощность среза на разных подачах ветвей разного диаметра кавказского граба.

Анализируя экспериментальные данные, установлены оптимальные режимы работы дисковой пилы.

УДК — 631.31

Формирование приствольного круга поворотной лапой. И. А. Иобашивили. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 38 — 48.

Рассматривается процесс формирования приствольного круга в защитных полосах плодовых и других многолетних насаждений при работе ассиметричного плуга-рыхлителя конструкции ГрузНИИМЭСХ, исследование которого проводилось в условиях плодовых садов Восточной Грузии.

Приведенный анализ результатов исследования данного процесса показывает, что установленный агротехническими требованиями идеальный защитный приствольный круг искажается при работе существующих автоматически действующих поворотных лап.

Для оценки работы формирующих эти приствольные круги устройств вводится понятие показателя совершенства их работы и практические данные этих показателей для конкретного случая.

УДК 631.3

Результаты лабораторных исследований рыхлительного рабочего органа. Л. Ф. Керткоев, Труды ГрузСХИ, № 3 (128); 1982; с. 49 — 55.

Рассматривается влияние многократных проходов современной сельскохозяйственной техники на плодородие почв и предлагаются рекомендации о применении технологического процесса минимальной обработки почвы («обработка — посев») с применением комбинированных машин, у которых основным рабочим орга-

ном является рыхлительная лапа. Даются результаты лабораторных исследований рыхлительного рабочего органа. Установлено, что в зависимости от изменения глубины хода рыхлителя, величина силы тяги меняется по закону параболической кривой. (Биол — 3).

УДК 631.37

Определение статистической характеристики производительности сельскохозяйственных агрегатов. О. А. Карчава. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 56 — 60.

Формула, по которой определяется производительность мобильных сельскохозяйственных агрегатов не учитывает вероятностный характер изменения ширины захвата, скорости движения, и рабочего времени. Нами изложена методика установления, статистических характеристик производительности мобильных сельскохозяйственных агрегатов, при условии, что величина ширины захвата, рабочих скоростей и рабочего времени мобильного агрегата подчиняются закону нормального распределения. На основе теоретического исследования были проведены хронометражные наблюдения при работе трактора ДТ-75 с плугом ПЛН-4-35 и определены статистические характеристики производительности данного агрегата с учетом корреляционной связи между рабочей скоростью и шириной захвата агрегата.

УДК 6.31.31

Разработка прогрессивных методов и средств механизации уборки зерновых в горных районах. М. С. Ошоридзе, Н. Г. Джавахишвили. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 61 — 68.

Рассматриваются существующие методы и комплексы машин, применяемые для индустриально-поточной технологии уборки зерновых культур.

На основе анализа результатов исследования технологии уборки зерновых культур в горных условиях выявлены основные недостатки существующих методов и машин, разработана поточная технология и подобран соответствующий комплекс машин для уборки колосовых культур в горных районах.

УДК 631 . 632 . 935 . 11 (088 . 8)

Расчет некоторых эксплуатационных и экономических показателей термического культиватора. Л. У. Копалианидзе. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 69 — 79.

Даны некоторые эксплуатационные и экономические показатели термического культиватора.

Лабораторные и полевые испытания культиватора дали положительные результаты.

УДК 621 . 83 . 001 . 2

Ручная электропила с виброэлектроприводом для садоводства в горных условиях. А. Л. Тикишвили, Д. Е. Ормоцадзе, Г. К. Библийшвили. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 80 — 84.

Дается описание конструкции ручной электропилы с виброэлектромагнитным приводом, для обрезки ветвей плодовых деревьев в горных условиях.

Описана новая схема управления двигателя возвратно-поступательного движения, обеспечивающая механические колебания режущего органа с частотой в 1,5 и 2 раза меньше частоты питающего напряжения и плавное регулирование амплитуды механических колебаний.

Даются основные электромеханические параметры электрифицированного ручного инструмента. (Библ. — 3).

УДК 621 . 002 . 5

К вопросу разработки ручного электромагнитного секатора для виноградников и многолетних насаждений. Р. И. Ксоврели, А. К. Дидебулидзе. Труды ГрузСХИ, № 3 (128), 1982; с. 85 — 90.

Разработана конструкция переносного импульсного электросекатора гильотинного типа, который наряду с простотой кинематической схемы обеспечивает максимальную проходимость в кроне растения с одной позиции, а также возможность питания от автономного источника электроэнергии. Преимущество предложенной схемы форсировки заключается в том, что она ограничивает ток по времени срабатывания. Определено время изменения магнитного потока и дано аналитическое выражение для определения характера изменения токов и напряжений, а также установлена оптимальная величина емкости, за счет которой происходит форсировка срабатывания и ограничение тока. (Библ. — 4).



ქართული
ენციკლოპედია

დედანი მომზადდა გამოსაცემად

სარედაქციო-საგამომცემლო განყოფილების მიერ

რედაქტორები: ვ. ბურიაკოვი, მ. თორელაშვილი, ნ. კერესელიძე,
ი. სოფრომაძე

შეკვ. 1761

უი 05912

ტირ 406

გადაეცა წარმოებას 12.11.82 ზელმოწერილია დასაბეჭდად 25.12.82 ანაწილების
ნომბ 61/2 X 901/2 სააღრიტუო-საგამომცემლო შაბახი 5,5 სასტამბო თაბახი 6,0

ფასი 85 კაბ.

სსს-ის სტამბა, თბილისი — 31
Типография ГрузСХИ, Тбилиси-31

ფანი 85 კპ.

2.3/10



ქართული
ბიბლიოთეკა