Per.
A-2353
-36

# EESTI PÕLLUMAJANDUSE AKADEEMIA TEADUSLIKE TÖÖDE KOGUMIK

PÕLLUMAJANDUSE MEHHANISEERIMISE ALASED TÖÖD

# СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ ЭСТОНСКОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ

ТРУДЫ ПО МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА




TARTU 1964

Ter. A-2555
-36

EESTI PÕLLUMAJANDUSE AKADEEMIA
ЭСТОНСКАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ

# EESTI PÕLLUMAJANDUSE AKADEEMIA TEADUSLIKE TÖÖDE KOGUMIK

## PÕLLUMAJANDUSE MEHHANISEERIMISE ALASED TÖÖD

# СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ ЭСТОНСКОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ

## ТРУДЫ ПО МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

А-02

**36**

TARTU 1964

Toimetuse kolleegium:
Dotsent G. Bichele, dotsent V. Matin (esimees), tehnikakandidaat H. Möller, dotsent H. Riikoja (toimetaja).

Редакционная коллегия:
Доцент Г. Бихеле, доцент В. Матин (председатель), канд. техн. наук Х. Мёллер, доцент Х. Рийкоя (редактор).

P1
Tartu Riikliku Ülikooli
Raamatukogu
48041

# РЕГУЛИРОВКА ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ НЗТА ПРИ ПОМОЩИ КАЛИБРОВАННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ

**Инженер Х. Я. Аасамяэ**

старший преподаватель кафедры технологии металлов и ремонта машин ЭСХА

## ВВЕДЕНИЕ

Калиброванные компенсаторы устанавливаемые на насос, форсунки и регулятор поглощают ошибок размеров деталей, их погрешностей и износа при эксплуатации, входящих в данную размерную цепь, и таким образом обеспечивают требуемой точности размера замыкающего звена. С помощью компенсаторов достигается уменьшение поля рассеивания и центр группирования рассеивания размера замыкающего звена.

Компенсаторы можно применить: 1) на толкатель плунжера, 2) под головкой втулки плунжера, 3) под головкой насоса (эти три типа компенсатора предназначены для регулировки момента начала подачи топлива), 4) под регулировочным болтом вилки тяги регулятора для регулировки хода рейки насоса, 5) между внутренней поверхностью гайки пружины и верхней поверхностью колпака пружины для регулировки затяжки пружины отрыва иглы форсунки.

Расчет названных компенсаторов дан в литературе [1, 2].

В данной работе экспериментально рассматривается изменение параметров насоса, т. е. угла опережения впрыска топлива $\theta$, цикловая подача топлива $\Delta g$, продолжительность впрыска топлива $\varphi$, давление впрыска топлива $P$ и т. д. при применении компенсаторов.

## 1. АППАРАТУРА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТОПЛИВНОГО НАСОСА И ДВИГАТЕЛЯ

Для определения количества подаваемого топлива на цикл, стенд КО-1608 был дооборудован элементами электроавтоматики, т. е. автоматизирован поворот лотков (рис. 1). Если вал на-

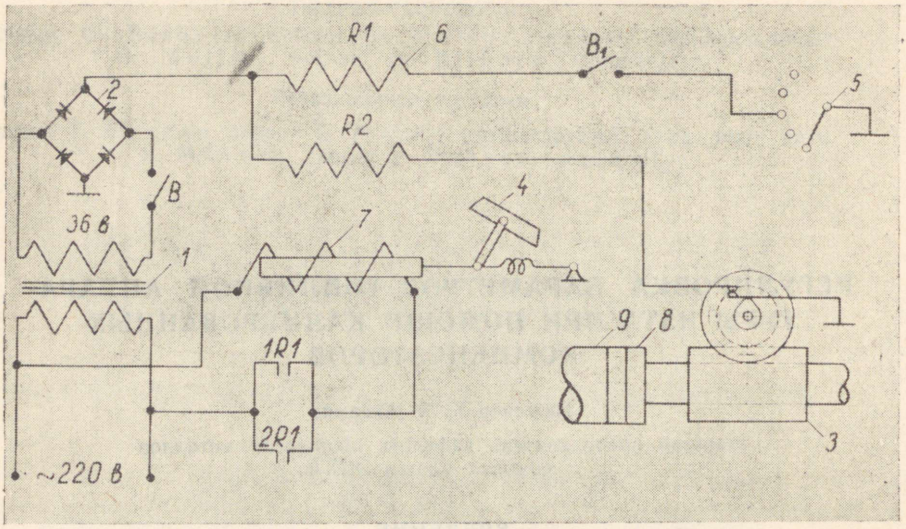



Рис. 1. Схема автоматики стенда КО-1608:

*1* — понижающий трансформатор, *2* — двухполупериодный селеновый выпрямитель, *3* — червячный редуктор, *4* — лотки, *5* — шагающий механизм, *6* — реле с обмотками *R1*, *R2* и контактами *1R1*, *2R1*; *7* — электромагнит, *8* — фланец, *9* — валик стенда, $B_1$ и *B* — выключатели.

соса сделает 20 оборотов, то при этом шагающий механизм *5* поворачивается на один зуб. Общее число зубьев шагающего механизма равно 36. Значит через 720 оборотов или цикл шагающий механизм поворачивается на один оборот, вследствие чего лотки *4* будут автоматически поворачиваться и произойдет слив топлива в бак. При увеличении числа циклов, что повышает точность измерения количества подаваемого топлива на цикл, был использован выключатель $B_1$, с помощью которого можно увеличивать число циклов на 2, 3, 4 и т. д. раза. Для автоматизации поворота лотков использован понижающий трансформатор *1*, двухполупериодный селеновый выпрямитель *2* для питания постоянным током низкого напряжения (36 *в*) шагающий механизм и реле. Реле *6* которых в данной схеме два, служат для точного включения и выключения лотков. Если кулачковый вал насоса сделает 20 оборотов, то контакты у червячного редуктора замыкаются и шагающий механизм повернется на один зуб. При достижении числа оборотов 720 вступает в действие реле и электромагнит *7*, которые и производят включение и выключение лотков.

Определение момента начала впрыска топлива производилось с помощью моментоскопа и методом измерения неэлектрических величин электрическими способами.

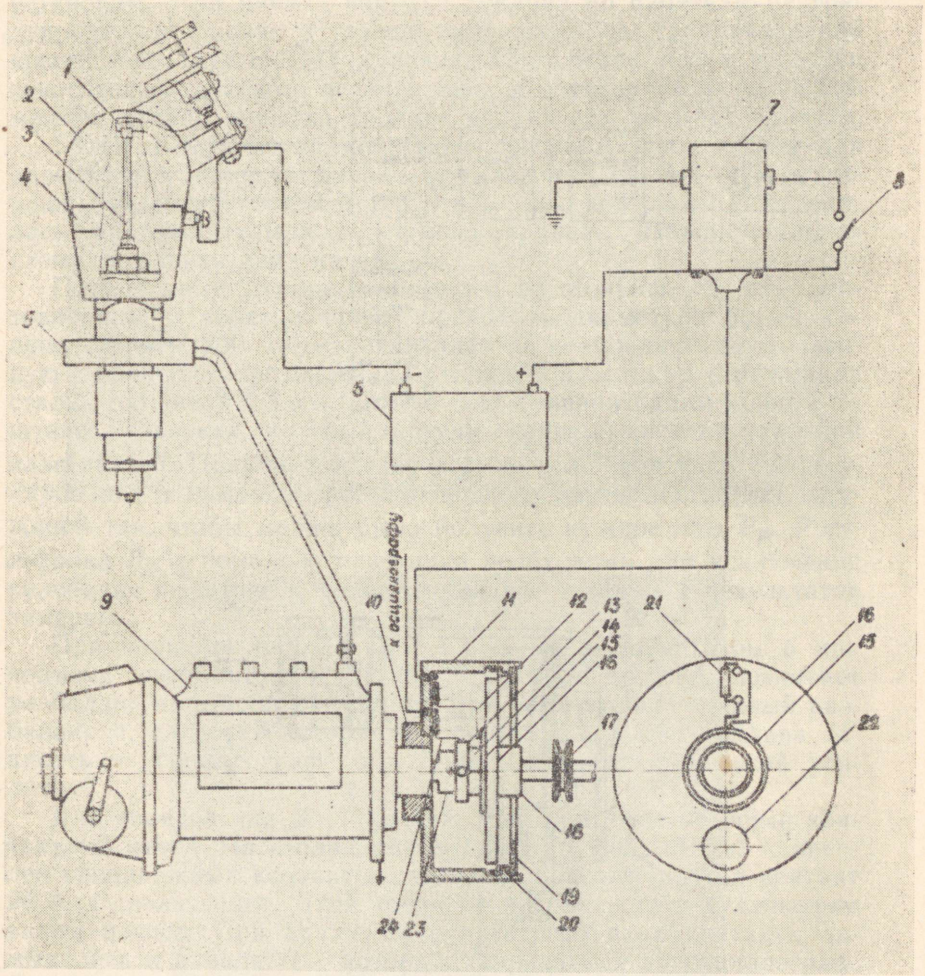
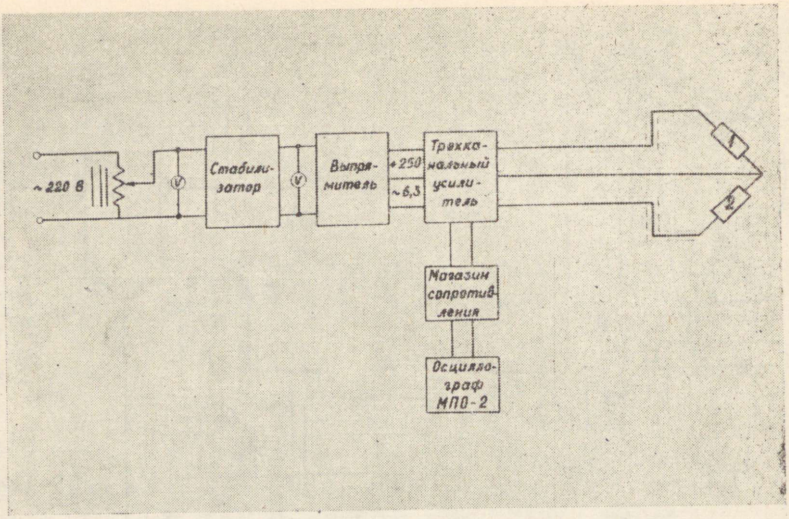



Рис. 2. Схема моментоскопа:

*21* — неоновая лампа, *7* — бобина, *1* — прерыватель, *6* — аккумуляторная батарея, *8* — выключатель, *4* — конденсатор, *2* — кронштейн, *3* — стержень, *5* — форсунка, *9* — топливный насос, *10* — втулка, *11* — корпус диска, *12* — скользящий контакт, *13* — изоляционная шайба с контактом, *14* — болт, *15* — шайба, *16* — диск, *17* — шкив стенда, *18* — переходная втулка, *19* — градуированный диск, *20* — держатель градуированного диска, *22* — противовес диска, *23* — втулка, *24* — скользящий контакт для определения ВМТ кулачка.

Схема моментоскопа приведена на рис. 2. В качестве неоновой лампы *21* применяли ВМН-1, закрепленный на изоляционном и вращающемся диске *16*. Градуированная шкала *19* стоя-ла на месте. При подъеме иглы форсунки происходило размыкание первичной цепи обмотки бобины с прерывателем *1* на фор-



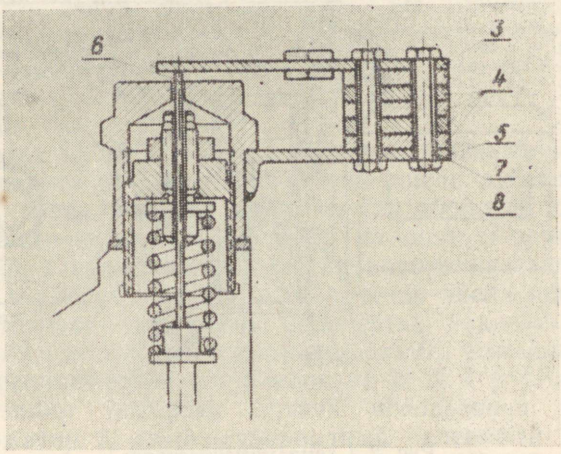




Рис. 3. Принципиальная схема установки расположения датчиков:

*1* и *2* — проволочные датчики, *3* — стальная пластинка, *4* — изоляционные пластинки, *5* — кронштейн, *6* — шток, *7* — изоляционная трубочка, *8* — болт *М5*.

сунке *5*. Во вторичной обмотке бобины наводится высокое напряжение вследствие разрыва цепи прерывателем и неоновая лампа дает яркую вспышку. Неоновая лампа устанавливалась на обратной стороне градуированного диска, через узкую щель которого можно было наблюдать вспышки ее и соответственно

установить угол начала впрыска топлива по отметкам на градуированном диске. Нулевое положение на градуированной шкале совпадает с ВМТ кулачка. Положение пояса вспышки относительно нулевого деления шкалы определяло фактический момент начала впрыска топлива в градусах до ВМТ кулачка.

Более точный метод, который в основном использовали для определения момента начала впрыска топлива, — это электронно-тензометрический метод, с помощью которого и определялась продолжительность впрыска топлива. Принципиальная схема установки дана на рис. 3.

Проволочные датчики с базовым расстоянием 20 *мм*, изготовленные из константановой проволоки диаметром 30 *мк*, сопротивлением 200 *ом*, наклеивались на специально изготовленную с равным сопротивлением стальную пластинку (пружинная сталь) толщиной 1,5 *мм*, шток *6* был припаян одним концом на штанге форсунки, который другим концом касался стальной пластинки *3*. Причем давление отрыва иглы форсунки $P_ф$ регулировался с помощью регулировочного винта и стальной пружиной так, чтобы можно было получить нужное нам $P_ф$. Регулировка $P_ф$ с помощью пластинки необходимо для исключения колебания на штоке и, следовательно, и искажение результатов замеров.

При впрыске топлива форсункой игла со штоком *6* при подъеме деформирует пластинку *3*, вследствие чего возникает разбаланс моста сопротивления. Для того, чтобы заданный разбаланс и, следовательно, момент начала впрыска топлива записать на осциллографе был применен тензометрический усилитель.

Для определения ВМТ кулачка был применен обычный контактный метод. На изоляционном диске *13* (рис. 2) был закреплен неподвижный контакт и соединен с массой; другой контакт *24* был скользящим. Диск соединен неподвижно с кулачковым валом насоса. При вращении кулачкового вала контакты замыкались и давали ток, который направлялся на осциллограф. Скользящий контакт точно находится в ВМТ кулачка.

Для записи давления в трубопроводе высокого давления перед форсункой применялся электронно-тензометрический метод, как наиболее простой и надежный метод при экспериментальном исследовании.

Проволочные датчики с базовым расстоянием 10 *мм* наклеивались на трубки высокого давления около форсунки. Чтобы увеличить деформации трубок, наружный диаметр был проточен до 1 *мм* по длине 50 *мм*.

Для наклеивания проволочных датчиков на трубку применялся клей БФ-2. После наклейки датчики были термически обработаны. После предварительного высыхания в воздушной

среде при комнатной температуре, их укладывали в печку и постепенно повышали температуру от 18 . . . 20° С до 150° С. При этой температуре (150° С) датчики вместе с трубкой выдерживали около 30 . . . 50 минут. После этого их вынимали из печки. Для защиты датчиков от влаги и масла их покрывали парафином и хлорвиниловой изоляционной лентой. При впрыске топлива трубка деформируется, вследствие чего возникает разбаланс моста сопротивления, который был усилен тензометрическим усилителем. Все провода от выводов датчиков были экранированы.

Принципиальная схема установки дана на рис. 4.

Из этой схемы видно, что на трубку высокого давления были наклеены 4 проволочных датчика (которые были рабочими), а на другую трубку (нерабочая трубка) были наклеены 4 компенсационных проволочных датчика, что дало возможность измерять искомую величину по полумостовой схеме. Трубка с компенсационными датчиками устанавливалась рядом с рабочей трубкой, но так, чтобы они не соприкасались между собой перед установкой, наружную поверхность трубки покрывали парафином и затем обматывали хлорвиниловой лентой, а сверху закрепляли при помощи хомутика.

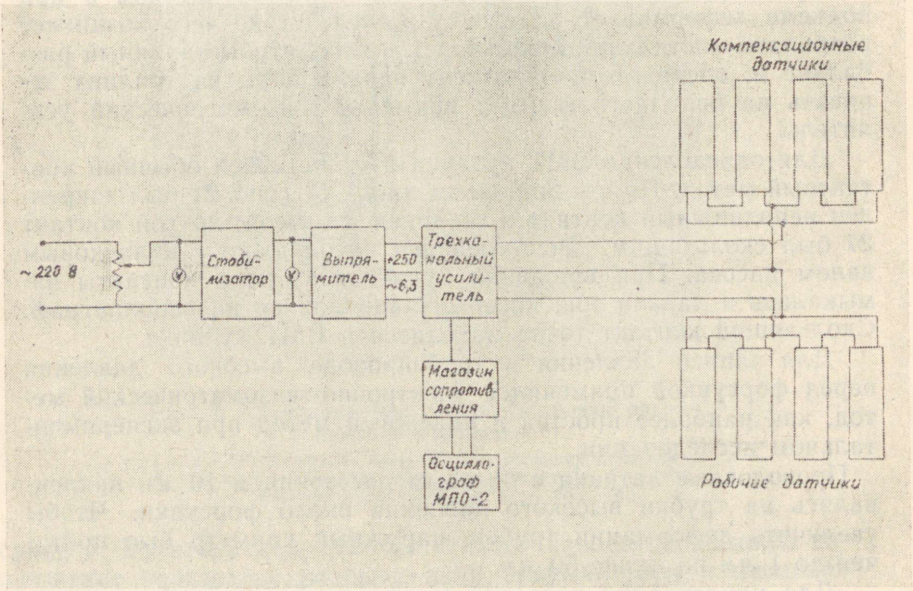



Рис. 4. Принципиальная схема электронно-тензометрической установки и соединения датчиков.

Датчики для записи величины давления впрыска топлива были тарированы на приборе КП-1609А. При тарировке датчика применена эталонная форсунка, которая регулировалась давлением затяжки пружины отрыва иглы форсунки $P_ф = 250$ *кГ/см*$^2$.

Запись процессов осуществлялась восьмишлейфовым осциллографом типа МПО-2 на фотопленку шириной 36 *мм*.

При записи процессов использовались следующие шлейфы: шлейф типа IV № 31052 — для измерения давления в трубках высокого давления, IV № 31069 — для измерения подъема иглы форсунки, I № 34032 — для записи ВМТ кулачка кулачкового вала насоса, I № 9336 — для записи нулевой линии. Отметка времени осуществлялась через 0,002 *сек*. Датчиком служил электрический камертон, установленный в осциллографе.

Снятые осциллограммы показаны на рис. 5. Осциллограмма *1* показывает начало, высоту и продолжительность подъема иглы форсунки при полной подаче и нормальном числе оборотов вала насоса; *2* — ВМТ кулачка вала насоса; *3* — давление в топливопроводе высокого давления; *4* — нулевая линия; *5* — отметчик времени. Скорость движения пленки 2 *м/сек*.

При проведении опытов снимались и нагрузочные характеристики двигателя и определялись следующие величины: 1) крутящий момент на валу двигателя $M_{кр}$, 2) эффективная мощность $N_e$, 3) среднее эффективное давление $P_e$, 4) часовой расход топлива $G_T$, 5) удельный эффективный расход топлива $g_e$ и 6) цикловая подача топлива $\Delta g$.

Изменение угла опережения впрыска топлива осуществлялось соответствующим приспособлением.

## 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТОПЛИВНОГО НАСОСА

### А. Результаты регулировки $P_ф$ с помощью калиброванных компенсаторов

Зависимость изменения параметров насоса от затяжки пружины форсунки снималась при следующих значении $P_ф$: 140, 125, 115, 105, 90 и 75 *кГ/см*$^2$. Предел регулировки $P_ф$ устанавливался с помощью компенсаторов; толщина компенсаторов соответственно бралась $b = 2{,}5$, 2,3, 2,2, 2,0, 1,85 и 1,65 *мм*.

На рис. 6 представлена зависимость изменения параметров насоса от числа оборотов: $\Delta g$, $\delta$, $\Theta$, $\varphi$, $P$, $G_T = f(n)$, при $P_ф = 125$ *кГ/см*$^2$.

Из анализа кривых представленных на рис. 6 видно, что

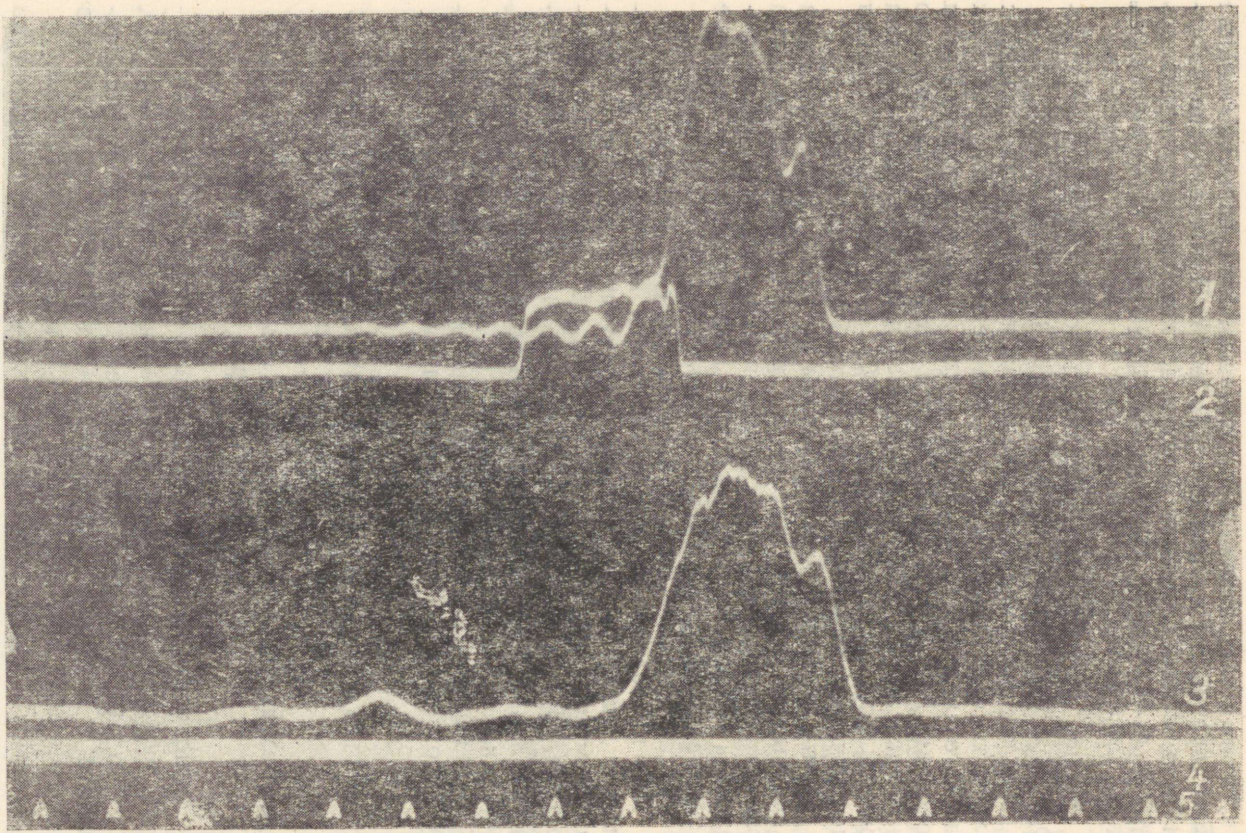



Рис. 5. Осциллограммы при $n = 650$ *об/мин.*, $P_ф = 125$ *кГ/см²*:
*1* — подъем иглы форсунки, *2* — ВМТ кулачка, *3* — давление в топливопроводе высокого давления, *4* — нулевая линия, *5* — отметчик времени.

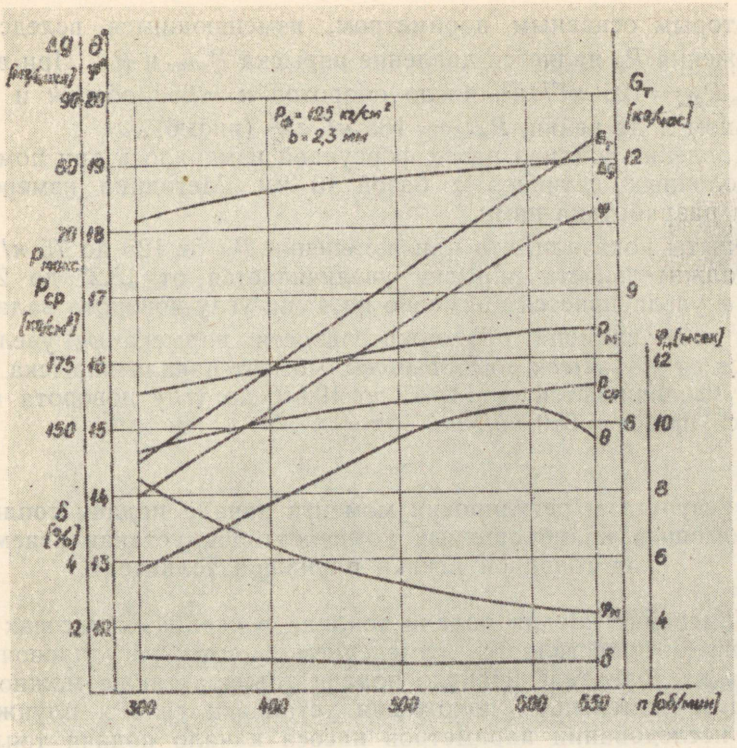



Рис. 6. Скоростные характеристики насоса: $\Delta g$, $\delta$, $\Theta$, $\varphi$, $P$, $G_T = f(n)$, при $P_\phi = 125$ *кГ/см²*. Толщина компенсатора $b = 2{,}3$ *мм*.

регулировка $P_\phi$ с помощью компенсаторов оказывает влияние на следующие параметры впрыска:

1) давление впрыска топлива $P_{макс}$ и $P_{ср}$ в *кГ/см²*,

2) продолжительность впрыска топлива по углу поворота вала насоса $\varphi$ [$b°$] и по времени — $\varphi_м$,

3) момент начала впрыска топлива $\Theta$ [$b°$],

4) цикловую $\Delta g$ в *мг/цикл* и часовую $G_T$ в *кг/час* подачу топлива.

С уменьшением $P_\phi$ увеличивается цикловая и часовая подача топлива, что объясняется более ранним началом подъема иглы форсунки (угол опережения впрыска увеличивается) и более поздней ее посадки (продолжительность впрыска увеличивается) при меньших $P_\phi$. Например, $\Delta g$ увеличивается от 71,5 *мг/цикл* при $n = 300$ *об/мин* до 80 *мг/цикл* при $n = 650$ *об/мин* и $P_\phi = 125$ *кГ/см²* (рис. 6).

Вторым основным параметром, изменяющимся вследствие понижения $P_ф$ является давление впрыска $P_{макс}$ и $P_{ср}$. При величине $P_ф = 125$ *кГ/см²*, число оборотов $n = 650$ *об/мин* и нормальном ходе рейки, $P_{макс} = 185$ *кГ/см²* (рис. 6).

Давление топлива перед форсункой измерялось при помощи проволочных датчиков с базой 10 *мм*. Методика измерения была разработана нами.

Опыты показали, что при изменении $P_ф$ от 125 до 75 *кГ/см²* продолжительность впрыска увеличивается от 18,2° до 22,8°, т. е. $\varphi$ увеличивается примерно на 4° по углу поворота вала насоса, а по времени продолжительности впрыска $\varphi_м$ увеличивается от 4,34 *м/сек* до 5,81 *м/сек*; момент начала впрыска топлива увеличивается от 14,78° до 19,65° по углу поворота вала насоса при $n = 650$ *об/мин*.

### Б. Результаты регулировки момента начала подачи топлива с помощью калиброванных компенсаторов устанавливаемых под головкой втулки плунжера толкателя

Изменение начала подачи топлива в серийных насосах как правило осуществляется изменением высоты регулировочного винта на толкателе. Начало подачи топлива также можно достигнуть изменением положения установки гильзы плунжера. При исследовании параметров насоса начало подачи топлива в нашем случае изменялось при помощи компенсаторов, установленных под головкой втулки плунжера.

В серийных насосах предел регулировки момента начала подачи топлива регулировочными винтами варьирует в пределах от 10° до 11°, что не обеспечивает нормальной регулировки насоса. Установка под головкой втулки плунжера компенсаторов дает возможность изменять начало впрыска топлива до 10° по углу поворота кулачкового вала насоса. Таким образом, при одновременном использовании регулировочного винта и компенсаторов можно изменить момент начала впрыска топлива до 20° . . . 21°.

Исследование зависимости изменения параметров насоса осуществлялось при толщине компенсаторов от 0,5 . . . 2,0 *мм*.

Чтобы выявить изменения параметров от фактической величины изменения подъема втулки плунжера, осуществляемые компенсаторами, была изучена зависимость следующих параметров от числа оборотов вала насоса: $\Delta g$, $G_т$, $\varphi$, $P$, $\Theta$ и $\delta = f(n)$.

Характеристики изменения этих параметров показаны на рис. 7.

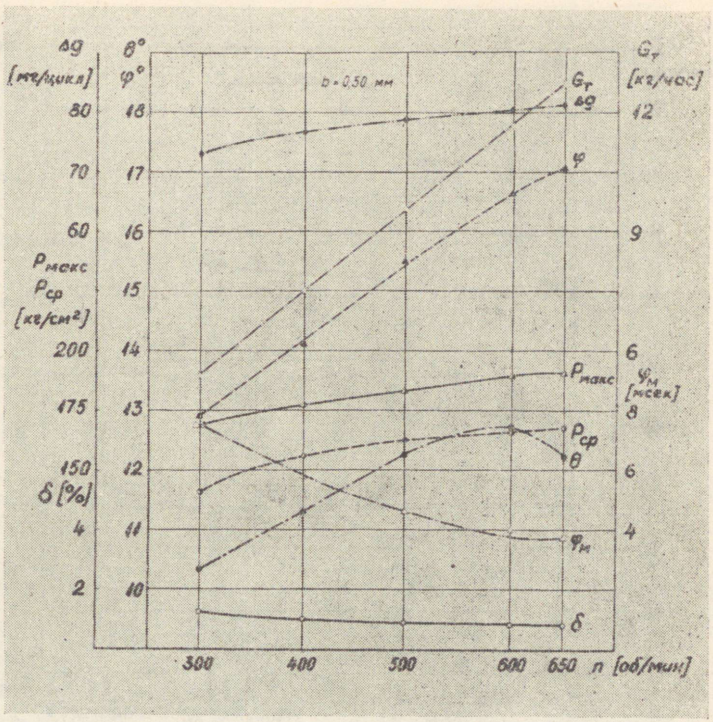



Рис. 7. Скоростные характеристики насоса для случая, когда втулки плунжера подняты с помощью компенсатора на величину $b = 0{,}50$ *мм*.

Из анализа кривых видно зависимость изменения параметров насоса $\theta$, $\varphi$ и $\varphi_м$, а также давление начала впрыска топлива. Давление начала впрыска топлива возрастает с увеличением толщины компенсаторов под втулкой плунжера. Причиной увеличения давления начала впрыска топлива является то обстоятельство, что при подъеме втулки плунжера впрыск топлива происходит на другом (более крутом) участке профиля кулачка и, следовательно, увеличивается скорость движения плунжера от 1 *м/сек* до 1,38 *м/сек*, и на основании этого увеличивается и давление начала впрыска топлива приблизительно от 10 до 15 *кГ/см*$^2$, что значительно улучшит качество распыла топлива, а также приводит к уменьшению индукционного периода сгорания топлива.

На рис. 8 показаны кривые изменения цикловой подачи топлива в зависимости от толщины компенсаторов под головкой втулки плунжера при номинальном скоростном режиме и при

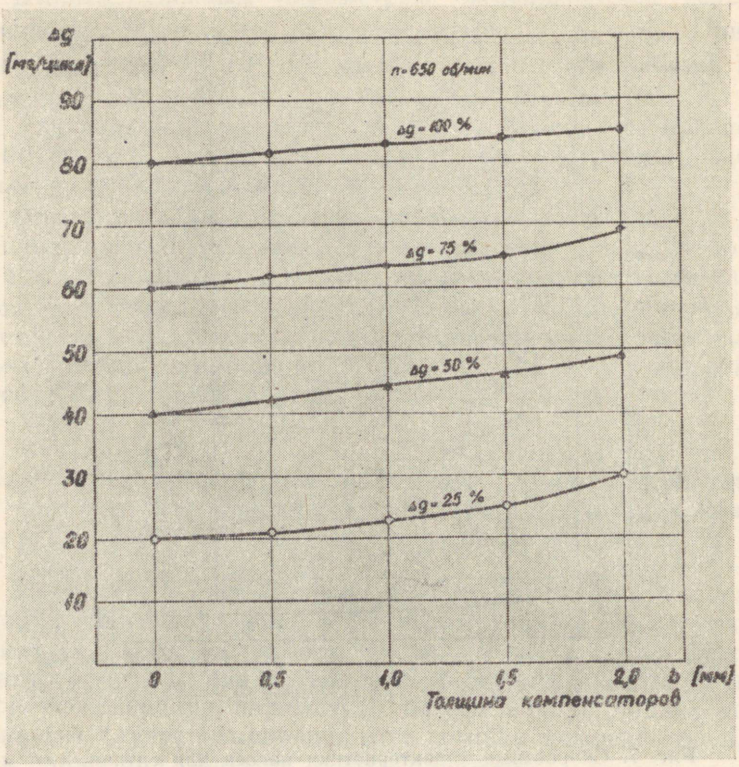



Рис. 8. Характеристики изменения цикловой подачи топлива при $n = 650$ *об/мин* в зависимости от величины подъема втулки плунжера с помощью компенсаторов.

различных положениях хода рейки, т. е. при полном, 75%, 50% и 25% ходе рейки.

Из анализа кривых видно, что при всех положениях рейки цикловая подача с увеличением толщины компенсатора увеличивается. Это очевидно объясняется увеличением скорости движения плунжера на новом участке. Увеличение скорости в свою очередь приводит к уменьшению просачивания топлива через зазор между плунжером и гильзой.

При номинальном положении втулки плунжера ($b = 0$ *мм*) цикловая подача топлива $\Delta g = 80$ *мг/цикл* (при $n = 650$ *об/мин* и ход рейки $h = 100\%$), т. е. подача полная, а при подъеме втулки плунжера на 1 *мм* и на 2 *мм*, соответственно цикловая подача топлива увеличивается до 3 и 5 *мг/цикл*.

При ходе рейки 0,75 и 0,25 от номинального цикловая пода-

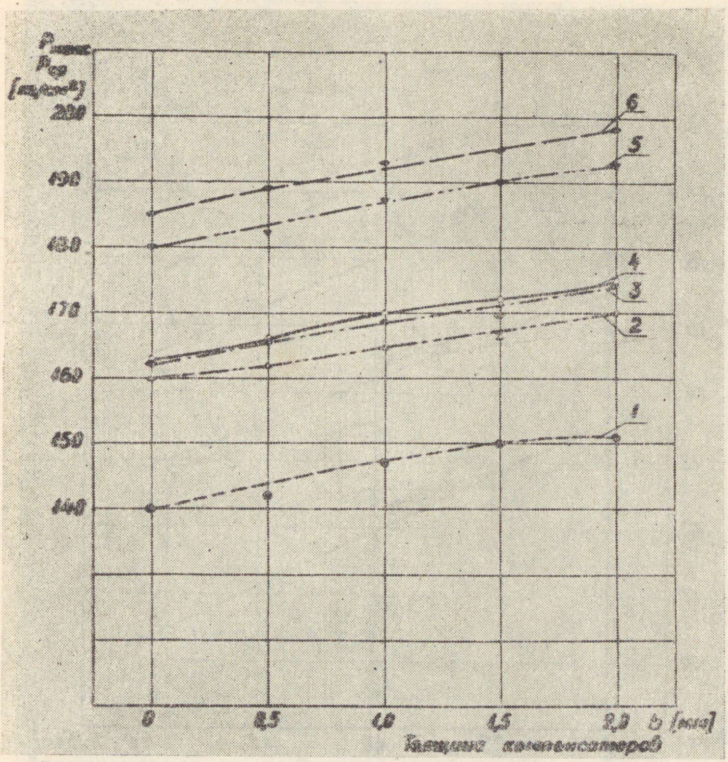



Рис. 9. Характеристики изменения максимального и среднего давления впрыска топлива при разных скоростных режимах насоса в зависимости от величины подъема втулки плунжера с помощью компенсаторов: *1* — $P_{ср}$, $n = 300$ *об/мин*; *2* — $P_{ср}$, $n = 500$ *об/мин*; *3* — $P_{ср}$, $n = 650$ *об/мин*; *4* — $P_{макс}$, $n = 300$ *об/мин*; *5* — $P_{макс}$, $n = 500$ *об/мин*; *6* — $P_{макс}$, $n = 650$ *об/мин*.

ча топлива соответственно изменяется на 9 и 10 *мг/цикл*, т. е. часовая подача топлива увеличивается до 1,6 ... 1,7 *кг*.

На рис. 9 приведен график, выражающий зависимость изменения максимального $P_{макс}$ и среднего $P_{ср}$ давления впрыска для разных скоростных режимов при полной подаче топлива в зависимости от толщины компенсаторов.

Из графика (рис. 9) видно, что с подъемом втулки плунжера максимальное и среднее давление увеличиваются. При подъеме втулки на 1 *мм* и 2 *мм* $P_{макс}$ увеличивается по сравнению с номинальным положением на 8 *кГ/см*$^2$ и 13 *кГ/см*$^2$ (при номинальном скоростном режиме насоса); $P_{ср}$ соответственно уве-

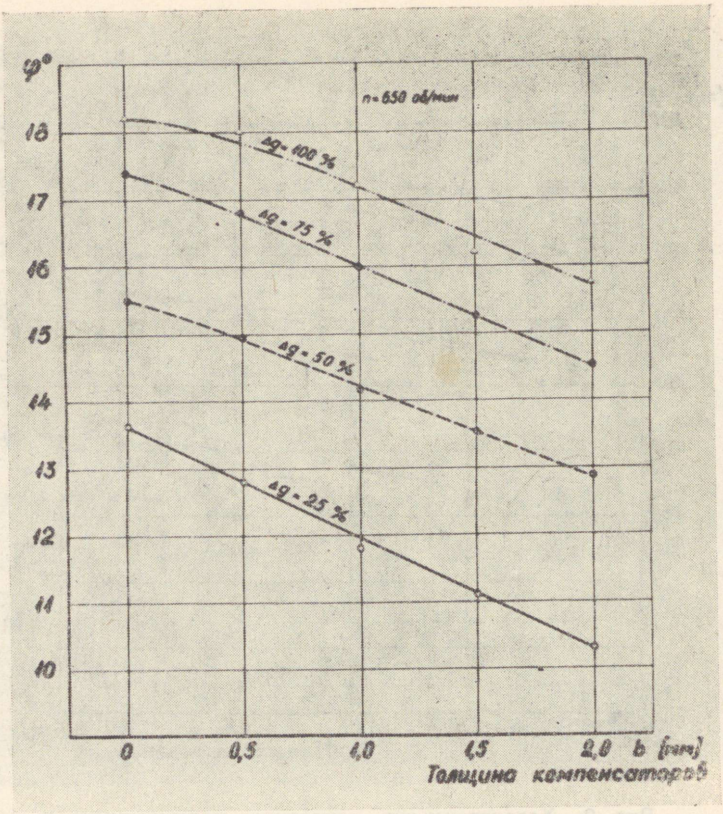



Рис. 10. Характеристики изменения продолжительности впрыска топлива при $n = 650$ *об/мин* в зависимости от величины подъема втулки плунжера с помощью компенсаторов.

личивается на 6 *кГ/см*$^2$ и на 11 *кГ/см*$^2$. При скоростном режиме, соответствующий максимальному крутящему моменту $P_{макс}$ увеличивается на 7 *кГ/см*$^2$ и на 12 *кГ/см*$^2$, $P_{ср}$ увеличивается на 4 *кГ/см*$^2$ и на 10 *кГ/см*$^2$; при скоростном режиме $n =$ $= 300$ *об/мин* $P_{макс}$ увеличивается при подъеме втулки плунжера на 1 *мм* и на 2 *мм* на 7 *кГ/см*$^2$ и на 12 *кГ/см*$^2$, а $P_{ср}$ — на 7 *кГ/см*$^2$ и на 11 *кГ/см*$^2$.

На рис. 10 показана зависимость изменения продолжительности подачи топлива по углу поворота кулачкового вала насоса $\varphi$ в функции от толщины компенсаторов (при номинальном скоростном режиме и при разных подачах).

Из анализа кривых видно, что при всех заданных положе-

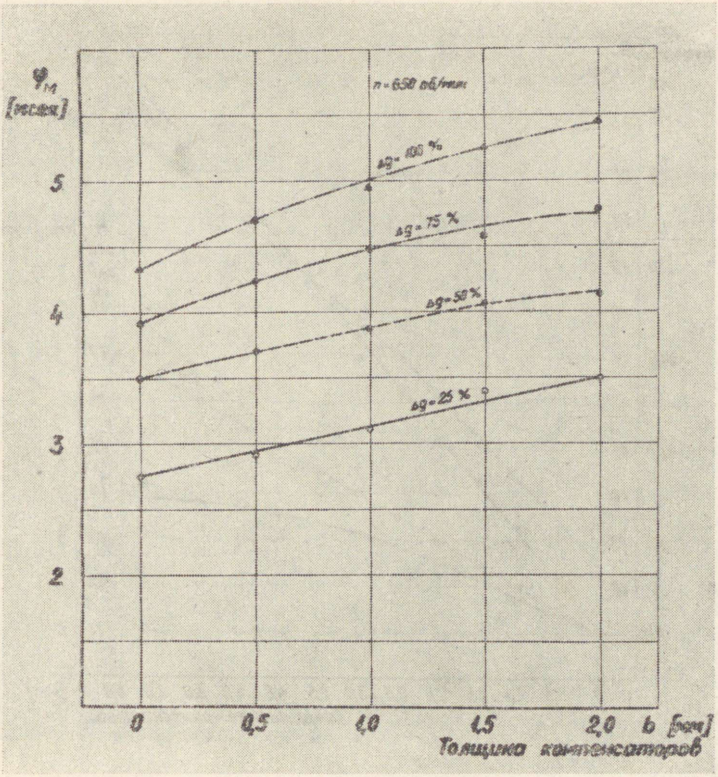



Рис. 11. Характеристики изменения продолжительности впрыска топлива по времени при $n = 650$ *об/мин* в зависимости от толщины компенсаторов под втулкой плунжера.

ниях рейки насоса продолжительность впрыска топлива зависит от толщины компенсаторов и изменяется в пределах от 0,4 . . . 3,3 градуса по углу поворота вала насоса.

На рис. 11 приведен график, выражающий зависимость изменения продолжительности впрыска топлива по времени в функции от толщины компенсаторов для нормального скоростного режима при различных подачах.

Из анализа вышеизложенного, а также из теоретического анализа изменения размерных цепей можно сделать вывод, что номинальный угол начала подачи топлива по кулачковому валу насоса должен быть рекомендован 45° . . . 46° против 50°+1° предложенных заводом.

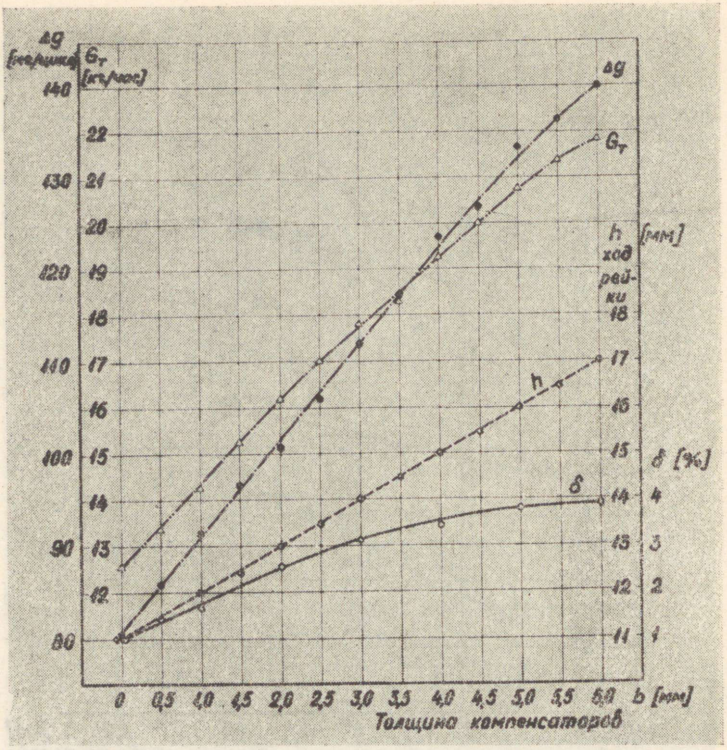



Рис. 12. Характеристики изменения цикловой подачи топлива $\Delta g$, часового расхода топлива $G_T$, хода рейки $h$ и неравномерности подачи топлива $\delta$ в зависимости от толщины компенсаторов под регулировочным болтом вилки тяги регулятора.

### В. Результаты регулировки хода рейки с помощью калиброванных компенсаторов под регулировочным болтом вилки тяги регулятора

Смещение хода рейки при помощи регулировочного болта и компенсаторов ведет изменению деформации пружины регулятора, а это в свою очередь вызывает нарушение установки начала действия регулятора и количества подаваемого топлива насосным элементам.

При установке компенсаторов под регулировочный болт, ход рейки увеличивается на толщину компенсаторов и вследствие этого, как было указано выше, нарушается начало действия регулятора и снижается число оборотов, при котором вступит регулятор в действие.

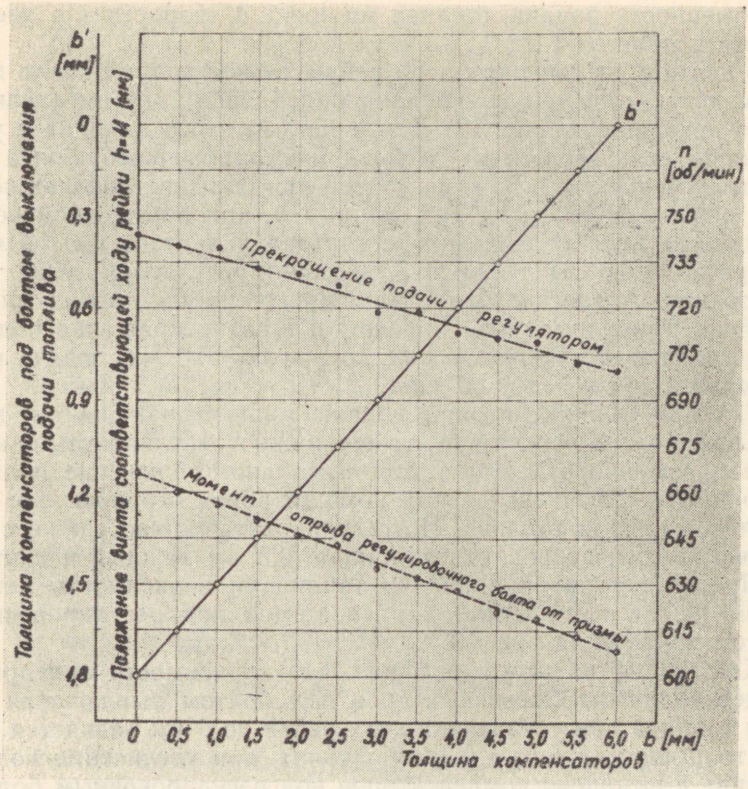



Рис. 13. Характеристики изменения числа оборотов и толщины компенсаторов под болтом выключения подачи топлива в зависимости от толщины компенсаторов под регулировочным болтом вилки тяги регулятора.

Для проверки расчетных данных, а также для выявления параметров, которые изменяются при перемещении рейки, были проведены эксперименты.

На рис. 12 приведен график, выражающий зависимость изменения подачи топлива $\Delta g$ и $G_T$ от хода $h$ рейки и неравномерности подачи топлива $\delta$ в зависимости от толщины компенсаторов, устанавливаемых под головкой регулировочного болта для нормального скоростного режима.

Исследованием установлено, что цикловая подача топлива с увеличением хода рейки резко возрастает и зачастую доходит до 140 *мг/цикл* (при увеличении хода рейки против нормального на 6 *мм*) против номинального, равную 80,5 *мг/цикл*. Не-

равномерность подачи топлива на цикл $\delta$ возрастает с увеличением подачи от 1 до 3,8%.

В связи с увеличением хода рейки, изменяется и начало действия регулятора и прекращения подачи регулятором (зависимость показана на рис. 13). Как видно из этого графика с увеличением подачи момент отрыва регулировочного болта от призмы уменьшается, т. е. регулятор при больших подачах вступает раньше в действие. Так, например, при нормальной подаче топлива начало действия регулятора равняется 665 *об/мин*, а при $b = 6{,}0$ *мм*, начало действия регулятора уже при 609 *об/мин*. Аналогичным образом прекращается подача топлива. Если при нормальной подаче топлива прекращение подачи происходит при $n = 744$ *об/мин*, то при $b = 6{,}0$ *мм*, подача прекращается при $n = 700$ *об/мин*.

Так как при увеличении подачи топлива нарушается нормальный режим регулятора, то его нужно регулировать как на нормальные обороты, так и на нормальное включение подачи. Обычно это производится при помощи винта ограничителя выключения подачи топлива. Но регулировать можно также с помощью компенсаторов ($b'$) толщиной 0,3 *мм* каждый и винтом.

Предел регулировки подачи топлива и зависимость между ходом рейки и толщиной компенсаторов под регулировочным болтом показан на рис. 13.

Как видно из этого графика, эта зависимость линеарная. Общее количество компенсаторов под болтом выключения подачи топлива при увеличении хода рейки до 6 *мм* равняется 6 — при толщине каждого в 0,3 *мм*. Значит, при увеличении подачи топлива с помощью компенсаторов под регулировочным болтом вилки тяги регулятора, мы должны снимать компенсатор соответствующей толщины из под болта выключения подачи топлива. Если при нормальной подаче топлива общая толщина компенсаторов под болтом выключения подачи топлива равна 1,8 *мм*, то при ходе рейки увеличенной против нормального на 6 *мм*, необходимо снять 6 компенсаторов толщиной 0,3 *мм* каждый.

Начальное количество компенсаторов зависит от неточности изготовления деталей регулятора и поэтому количество компенсаторов увеличено, чтобы уменьшить влияние погрешности изготовления деталей. В данном случае количество компенсаторов под болтом выключения подачи топлива равно 8, а под регулировочным болтом вилки тяги регулятора будет равна 12.

### 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ НА ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Чтобы установить зависимость изменения параметров двигателя от изменения размерных цепей топливной аппаратуры, нами были проведены стендовые испытания. Изменение пара-

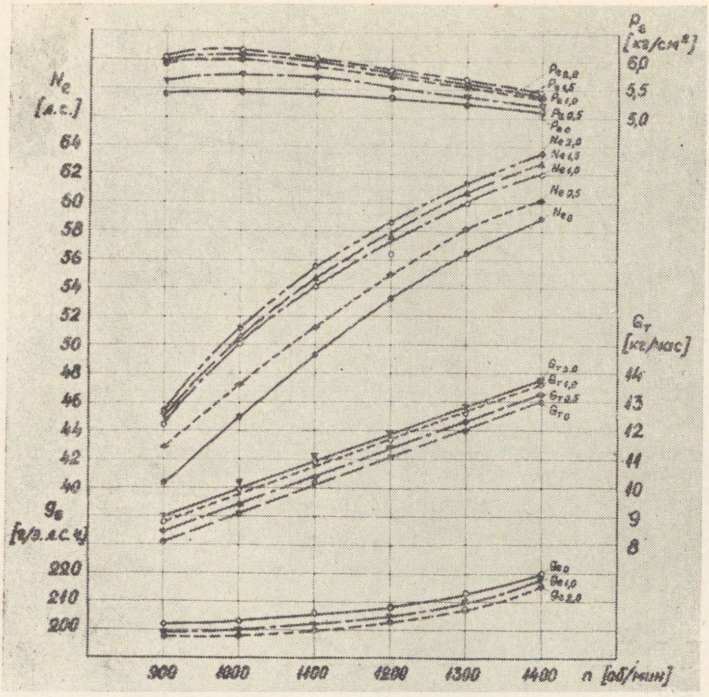



Рис. 14. Внешние характеристики двигателя при различной толщины компенсаторов под головкой втулки плунжера.

метров насоса на двигатель осуществлялось при помощи компенсаторов толщиной 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 *мм*, устанавливаемых под головкой втулки плунжера. Чтобы исследовать влияние толщины компенсаторов на внешние характеристики двигателя последние снимались при полной подаче топлива (давление затяжки пружин форсунок $P_ф = 125$ *кГ/см²* и скоростные режимы 900, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400 *об/мин*). При этом часовой расход топлива двигателя составляет $G_T = 12$ *кг/час*. Этому часовому расходу топлива соответствует мощность двигателя Д-54 $N_e = 56{,}5$ *л. с.*

При снятии нагрузочных характеристик изменения среднего эффективного давления $P_e$ [в *кГ/см²*] было осуществлено изменением часового расхода топлива $G_T$ и цикловой подачи топлива. На рис. 14 и 15 даны кривые изменения мощности $N_e$, часовой $G_T$, удельного расхода $g_e$ и эффективного давления двигателя $P_e$ при установки под головкой втулки плунжера компенсатора различной толщины.

Из анализа этих кривых видно, что изменением положения

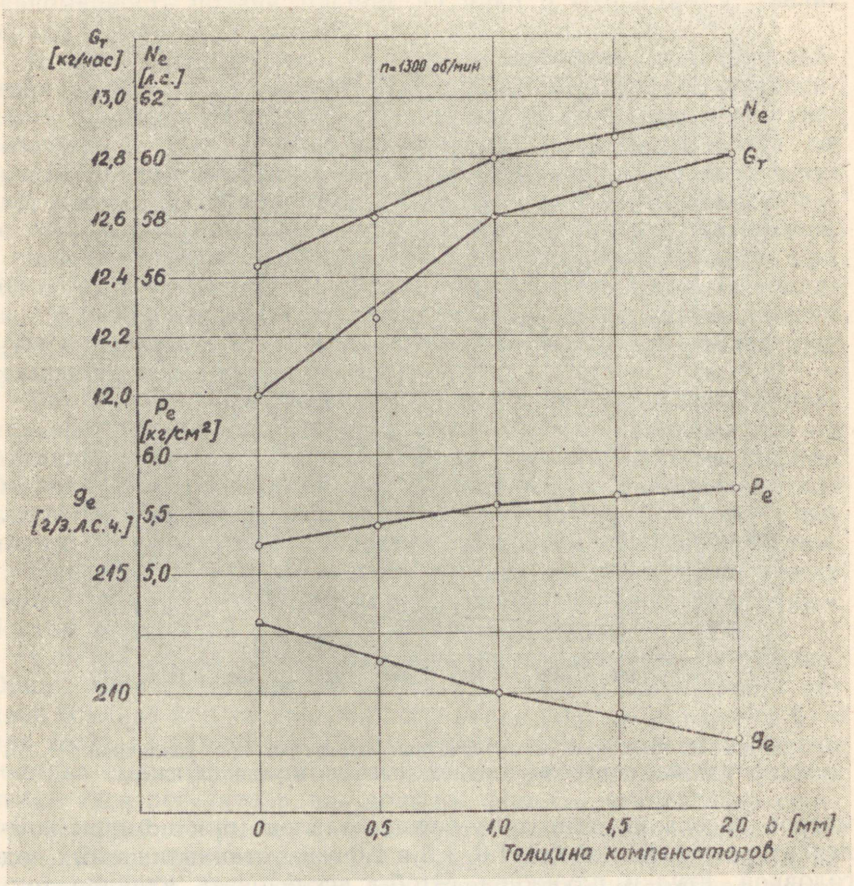



Рис. 15. Характеристики изменения $N_e$, $G_T$, $P_e$, $g_e = f(b)$ при $n = 1300$ *об/мин.*

втулки плунжера, значительно изменяются основные параметры двигателя. Работа с компенсатором различной толщины по сравнению с работой двигателя без компенсаторов повышает мощность, экономичность и эффективное давление двигателя.

Таким образом можем сделать вывод, что при установки под втулкой плунжера компенсаторов на 1 *мм* и на 2 *мм* $N_e$ увеличивается на 6% и 9%, а $g_e$ при такой же толщине компенсаторов уменьшается соответственно на 1,2 и до 3%.

На рис. 16 представлена зависимость удельного расхода топлива от подъема втулки плунжера при значениях мощности $N_e$ 28, 38, 48 и 58 *л. с.* Как видно из этого графика наибольший удельный расход топлива будет при $N_e = 28$ *л.с.* Это и вполне

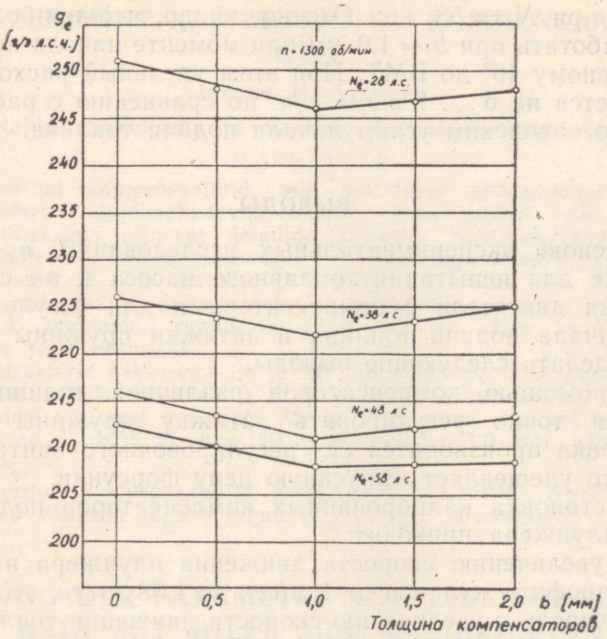



Рис. 16. Характеристики изменения удельного расхода топлива при $n = 1300$ *об/мин* для различных нагрузочных режимов в зависимости от толщины компенсаторов под головкой втулки плунжера.

понятно, потому что удельный расход топлива зависит от нагрузки двигателя. Самый меньший $g_e$ при данной эффективной мощности будет при толщине компенсаторов $b = 1{,}0$ *мм* — 246 *г/э. л. с.-ч.* При увеличении толщины компенсатора от 1 *мм* до 2 *мм* $g_e$ увеличивается до 248 *г/э. л. с.-ч.*, но будет меньше при номинальном положении втулки плунжера, где $g_e = 251$ *г/э. л. с.-ч.* Аналогичные результаты получены и при других эффективных мощностях двигателя, причем наиболее низкий удельный расход топлива $g_e$ будет при толщине компенсатора $b = 1{,}0$ *мм*.

При сравнении результатов экспериментов с работой двигателя в момент начала подачи топлива (равен 51° до ВМТ кулачка по мениску), нашли, что удельный расход топлива при различных нагрузочных режимах при введении компенсатора толщиной в 1 *мм* снизился от 1,77% при $N_e = 38$ *л.с.* до 3% при $N_e = 58$ *л. с.* При толщине компенсатора $b = 2{,}0$ *мм* удельный

расход топлива снизился меньше — от 0,4% при $N_e = 38$ *л. с.* до 2,8% при $N_e = 58$ *л. с.* Отсюда видно, что наиболее экономично работать при $b = 1{,}0$ *мм* при моменте начала подачи топлива, равному 46° до ВМТ. При этом удельный расход топлива уменьшается на 6 ... 7 *г/э. л. с.-ч.* по сравнению с работой двигателя по заводским углом начала подачи топлива.

## ВЫВОДЫ

На основе экспериментальных исследований, проведенных на стенде для испытания топливного насоса и на стенде для испытания двигателя с компенсаторами для регулировки момента начала подачи топлива и затяжки пружины форсунки, можно сделать следующие выводы.

1. С помощью компенсаторов различной толщины можно быстро и точно регулировать затяжку пружины форсунки. Регулировка производится без регулировочного винта и контргайки, что удешевляет выпускную цену форсунки.

2. Постановка калиброванных компенсаторов под головкой втулки плунжера приводит:

а) к увеличению скорости движения плунжера на рабочем участке профиля кулачка от 1 *м/сек* до 1,38 *м/сек,* что приводит в свою очередь к увеличению скорости движения топлива, дальнобойности струи топлива и качеству распыливания ее;

б) к увеличению давления впрыска топлива на 10 ... 15 *кГ/см*$^2$, что ведет к уменьшению индукционного периода сгорания;

в) к увеличению цикловой подачи топлива на 3 ... 5 *мг/цикл,* что ведет к увеличению эффективной мощности двигателя от 6% до 9% и к уменьшению удельного расхода топлива от 1,2% до 3,0%;

г) к уменьшению продолжительности впрыска от 0,4 до 3,3 градуса по углу поворота вала насоса; в связи с этим дизель работает экономично, так как подача топлива не растягивается.

3. Регулировка хода рейки с помощью калиброванных компенсаторов под регулировочным болтом вилки тяги регулятора даст возможность регулировать ход рейки точно и надежно.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Аасамяэ Х. Я. Размерный анализ деталей форсунки, деталей механизмов привода и распределения топливного насоса трактора ДТ-54. Сборник научных трудов Эстонской сельскохозяйственной академии № 21, труды по механизации сельского хозяйства, Тарту, 1961.

2. Аасамяэ Х. Я. Расчёт калиброванных компенсаторов у насоса и форсунки трактора ДТ-54. Сборник научных трудов Эстонской сельскохозяйственной академии № 21, труды по механизации сельского хозяйства, Тарту, 1961.

# KÜTUSEAPARATUURI H3TA PARAMEETRITE REGULEERIMINE KALIBREERITUD KOMPENSAATORITE ABIL

**Insener H. Aasamäe**

EPA metallide tehnoloogia ja masinate remondi kateedri vanemõpetaja

Kokkuvõte

Kalibreeritud kompensaatorid, mis asetatakse kütusepumpa, pihustisse või regulaatorisse tasakaalustavad detailide valmistamisel tekkivaid hälbeid ja ekspluatatsioonis esinevat detailide kulumist. Kompensaatoritega vähendatakse resulteeriva lüli hajumisvälja ja grupeeringu tsentrit.

Kompensaatorid võib asetada: 1) tõukurile, 2) hülsi pea all, 3) pumba pea all (nende kolme kompensaatoriga muudetakse kütuse sisspritsimise momenti), 4) regulaatori reguleerimispoldi alla lati käigu, ja 5) pihustisse vedru surve reguleerimiseks.

Kompensaatorid paksusega 1,0 ja 2,0 mm asetatuna hülsi pea alla, vähendavad kütuse erikulu vastavalt 3 ja 6 ... 7 g hj-tunni kohta, ning suurendavad mootori võimsust vastavalt 3,5 ja 5 hj võrra. Mootori mitmesugusel koormusel, kui $N_e = 58$ hj, $n = 1300$ p/min ja $b = 1{,}0$ mm, väheneb kütuse erikulu 3,0%.

Kalibreeritud kompensaatorite asetamisega tõukurile, regulaatorisse ja pihustisse on võimalik täpselt reguleerida pumba parameetreid.

# REGELUNG DER PARAMETER VON EINSPRITZGERÄTEN H3TA MIT HILFE DER KALIBRIERTEN EINSTELLSCHEIBEN

**Ingenieur H. Aasamäe**

Oberlehrer am Lehrstuhl für Technologie der Metalle und Maschinenreparatur an der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Die kalibrierten Einstellscheiben, die bei der Einspritzpumpe, dem Einspritzventil und dem Regler verwendet werden, sind vorgesehen zur Kompensation der Abweichungen, die bei der Herstellung von Maschienenelementen eintreten sowie auch für Kompensation des Verschleisses der Maschienenelemente bei der Exploytation. Mit den Einstellscheiben werden das Dispersionsfeld und das Zentrum der Gruppierung des resultierenden Gliedes herabgesetzt.

Die Einstellscheiben können verwendet werden: 1) bei dem Stössel, 2) unter dem Kopf des Pumpenzylinders, 3) unter dem Oberteil (diese 3 Arten sind für die Abänderung des Einspritzmoments vorgesehen), 4) bei der Einstellmutter des Reglers für Regelung des Ganges der Regelstange, und 5) bei dem Einspritzventil für die Regelung des Federdrucks.

Beim Stellen der Einstellscheiben von Dicke 1,0 und 2,0 mm unter den Kopf des Pumpenzylinders verminderte sich der Kraftstoffverbrauch um 3 bzw. 6 ... 7 g/PSh, die Leistung des Motors aber vergrösserte sich um 3,5 bzw. 5 PS. Beim Betrieb des Motors mit verschiedenen Belastungen, bei $N_e = 58$ PS, $n = 1300$ U/min und $b = 1{,}0$ mm, Kraftstoffverbrauch verminderte sich um 3,0%.

Die Verwendung des Kalibrierten Einstellscheiben bei dem Stössel, dem Regler und dem Einspritzventil ermöglicht die Parameter der Einspritzpumpe genau zu regulieren.

# КИНЕМАТИЧЕСКОЕ СОПРЯЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ПРИЦЕПНЫМ ВЕДУЩИМ МОСТОМ

**Инженер Э. А. Алтосаар**

аспирант Ленинградского сельскохозяйственного института

Применение прицепного ведущего моста в агрегате с колесным тратором является одним из способов увеличения проходимости и тягово-сцепных качеств колесных тракторов. Впервые этот способ в виде полуприцепа с ведущим мостом был предложен А. А. Кржевицким для увеличения сцепного веса тракторного поезда. Но до настоящего времени этот способ еще не достаточно исследован, чтобы можно было дать полную оценку эффективности его на полевых и транспортных работах в разных почвенных условиях различных производственных зон. Однако в НАТИ провели испытания транспортного агрегата, который состоял из трактора «Вархаловский» WT-14 и из полуприцепа «Ротерманн» с ведущим мостом [3], а в Белорусском научно-исследовательском институте земледелия испытали на транспорте трактор МТЗ-5 в агрегате с активным полуприцепом, но только на первой передаче [4].

Приводы к прицепным ведущим мостам от трансмиссии тракторов по сущности необходимо подразделить на следующие виды — жёсткий привод, дифференциальный привод и привод с муфтой свободного хода.

При жёстком приводе прицепной ведущий мост присоединяется с синхронным валом отбора мощности трактора, так что отношение окружных скоростей ведущих колес трактора и прицепного ведущего моста является неизменным. Действительными условиями движения агрегата, если ведущие колеса вращаются без буксования и без скольжения, устанавливаются соотношения окружных скоростей, которые почти всегда различаются от имеющегося соотношения окружных скоростей ведущих колес. Разница в соотношении окружных скоростей ведущих колес вызывает тангенциальные деформации шин и буксование или скольжение колес, сопровождающиеся цирку-

ляцией паразитной мощности, что и является основным недостатком жёсткого привода.

При дифференциальном приводе ведущие колеса трактора и прицепного ведущего моста соединяются через межосевой дифференциал, который расположен в раздаточной коробке трактора. Дифференциальный эффект способствует установлению различных, но подчиненных определенному закону, соотношений окружных скоростей ведущих колес трактора и прицепного ведущего моста без возникновения паразитной мощности. Однако использование дифференциального привода требует коренной перестройки трансмиссии имеющихся тракторов.

При приводе с муфтой свободного хода прицепной ведущий мост присоединяется с синхронным валом отбора мощности через муфту свободного хода. Такой привод является наиболее приемлемым видом соединения трактора с прицепным ведущим мостом, так как возникновение паразитной мощности может быть полностью исключено, и перестройка трансмиссии трактора не требуется. Исключение возможности возникновения паразитной мощности добивается некоторой предварительной разницей окружных скоростей ведущих колес трактора и прицепного ведущего моста, так что ведущие колеса трактора являются забегающими, а колеса прицепного ведущего моста — отстающими.

Предварительная разница окружных скоростей ведущих колес трактора и прицепного ведущего моста характеризуется и задается коэффициентом $\beta$, который выражается следующим образом:

$$\beta = 1 - \frac{v''_m}{v'_m}, \qquad (1)$$

где $\beta$ — коэффициент предварительной разницы окружных скоростей колес ведущих мостов трактора и прицепного ведущего моста;

$v'_m$ и $v''_m$ — теоретическая окружная скорость соответственно ведущих колес трактора и прицепного ведущего моста.

Условие равенства поступательных скоростей трактора и прицепного ведущего моста выражается [1]:

$$v'_m (1 - \delta') = v''_m (1 - \delta''), \qquad (2)$$

где $\delta'$ и $\delta''$ — коэффициент буксования (включая тангенциальные деформации шин) ведущих колес соответственно трактора и прицепного ведущего моста.

Учитывая величину коэффициента предварительной разницы окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta$, можно устано-

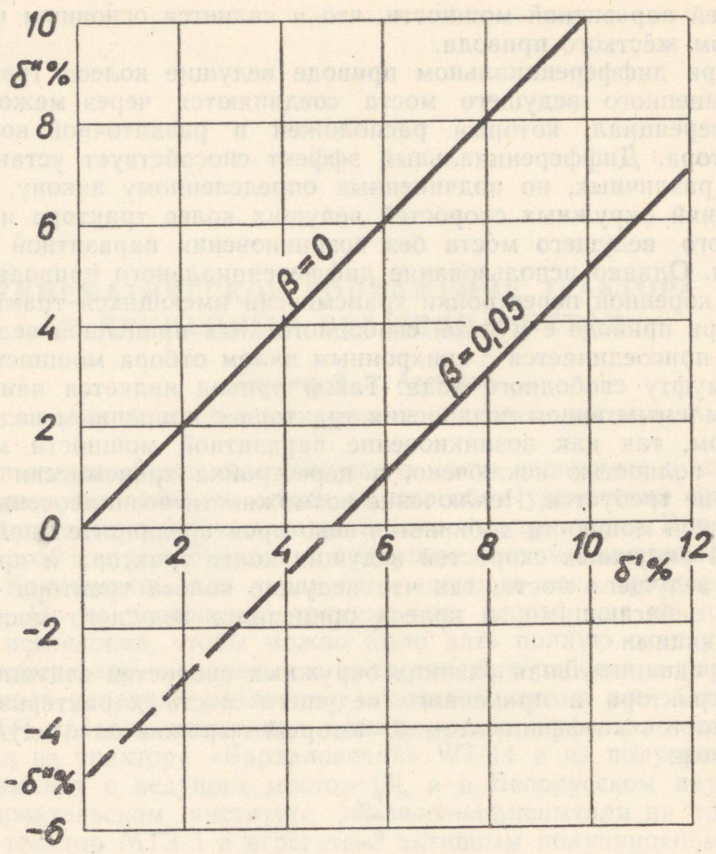



Рис. 1. График буксования ведущих колес агрегата.

вить зависимость между буксованиями ведущих колес обеих ведущих мостов:

$$\delta'' = \frac{\delta' - \beta}{1 - \beta}. \qquad (3)$$

Полученная зависимость представлена графически на диаграмме (рис. 1), которую называем графиком буксования ведущих колес агрегата. Если коэффициент разницы окружных скоростей $\beta = 0$, то буксование колес обоих ведущих мостов (включая тангенциальные деформации шин) является равным и они могут одновременно развивать равное тяговое усилие (если остальные условия равные). А если $\beta > 0$, то при буксовании ведущих колес трактора $0 \leqslant \delta' \leqslant \beta$, ведущими колесами являются только колеса трактора. Колеса прицепного ведущего

моста в это время являются ведомыми, так как имеющаяся в трансмиссии муфта свободного хода при $\delta'' < 0$ разблокируется, отключая прицепной ведущий мост (на графике показан пунктиром). Только при $\delta' > \beta$ муфта свободного хода блокируется и ведущими являются колёса обоих ведущих мостов, но буксование их при этом различное. Следовательно, при $\beta > 0$ (остальные условия равные) тяговое усилие прицепного ведущего моста является меньшим тягового усилия трактора. Из вышеуказанного можно сделать вывод, что максимальное тяговое усилие агрегата может быть развито только при $\beta = 0$.

Однако при установлении коэффициента первоначальной разницы окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta$ необходимо учитывать, что величина рабочего коэффициента разницы окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta_p$ зависит от величины радиуса качения колес и от величины радиуса поворота агрегата.

При движении агрегата на поворотах, путь, проходимый колесами прицепа, в сравнении с путем, проходимым колесами трактора, уменьшается, что может привести к блокированию муфты свободного хода и возникновению циркуляции паразитной мощности между ведущими мостами. Следовательно, при установлении величины коэффициента разницы окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta$ необходимо учитывать величину радиуса поворота агрегата. Зависимость между коэффициентом разницы окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta$ и радиусами поворота их выражается следующим образом:

$$\beta = 1 - \frac{v_m''}{v_m'} = 1 - \frac{S''}{S'} = 1 - \frac{R''}{R'}, \qquad (4)$$

где $S'$ и $S''$ — путь, проходимый ведущими колесами соответственно трактора и прицепного ведущего моста, при движении без буксования колес, *м*;

$R'$ и $R''$ — радиусы поворота соответственно трактора и прицепного ведущего моста, *м* (рис. 2).

Это потому, что отношение окружных скоростей колес ведущих мостов равняется отношению пройденных колесами путей, а отношение пройденных колесами путей на поворотах равняется отношению радиусов движения ведущих мостов агрегата.

По рис. 2 выходит, что:

$$\frac{R''}{R'} = \sqrt{1 + \frac{l_{кр}^2 - L_0^2}{R'^2}}, \qquad (5)$$

где $l_{кр}$ — расстояние точки сцепки от оси задних колес трактора, *м*;

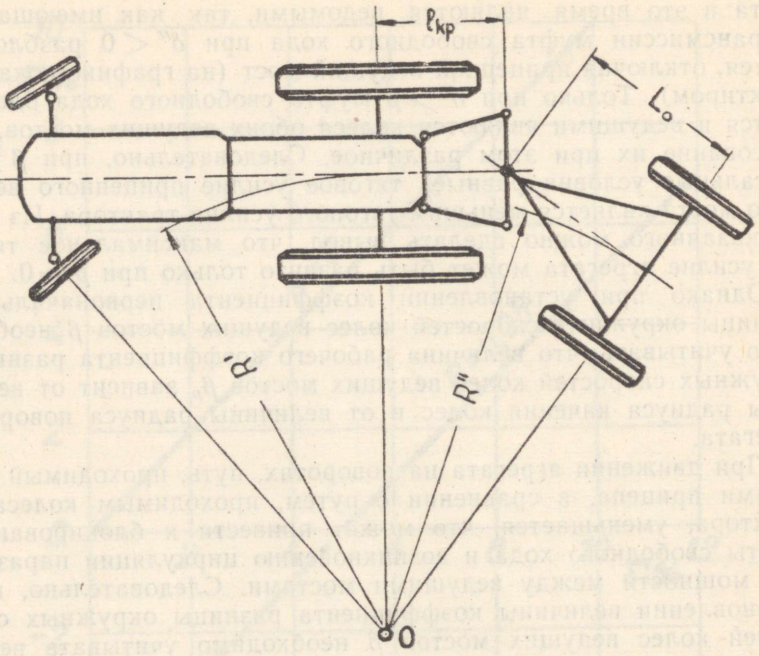



Рис. 2. Схема поворота агрегата.

$L_0$ — расстояние точки сцепки от оси колес прицепного ведущего моста, *м*.

Следовательно

$$\beta = 1 - \sqrt{1 + \frac{l_{кр}^2 - L_0^2}{R'^2}}. \qquad (6)$$

Для конкретной конструкции $l_{кр}^2 - L_0^2 = C$ является постоянной величиной. Численное значение этого постоянного для агрегата, состоящего из трактора Т-28 и из прицепного ведущего моста, конструкция которого выработана кафедрой тракторов и автомобилей Эстонской сельскохозяйственной академии, является равным $C = -1{,}664$ *м*$^2$ и:

$$\beta = 1 - \sqrt{1 + \frac{1{,}664}{R'^2}}. \qquad (7)$$

Полученная зависимость представлена графически на диаграмме (рис. 3). По этой диаграмме возможно найти максимальное значение для коэффициента $\beta$, т. е. $\beta_{макс}$ соответственно

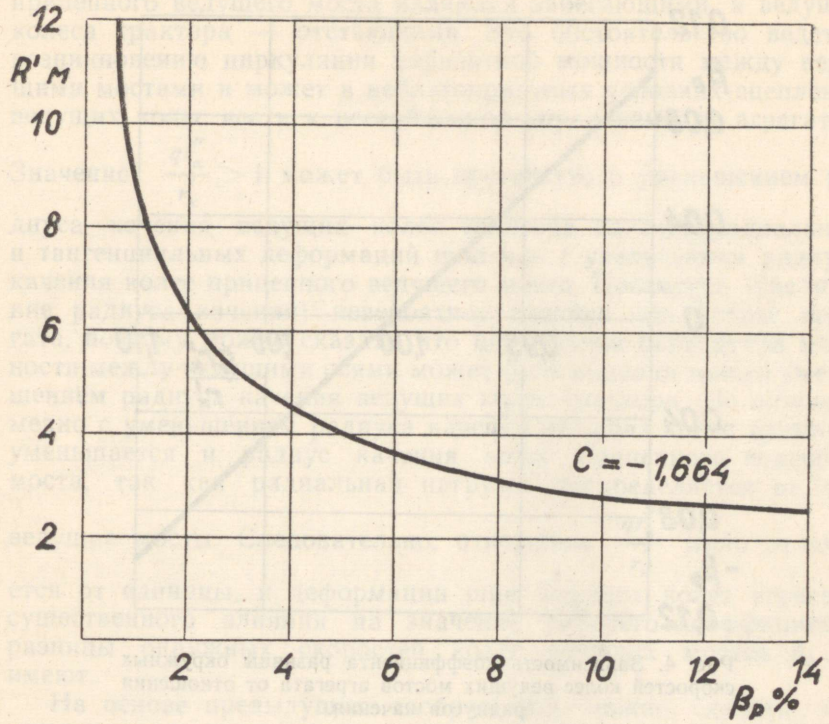



Рис. 3. Зависимость минимального радиуса поворота от коэффициента разницы окружных скоростей колес ведущих мостов агрегата.

минимальному радиусу поворота агрегата, при котором возникновение циркуляции паразитной мощности исключено.

Зависимость между коэффициентом разницы окружных скоростей колес ведущих мостов и радиусами качения определяется формулой:

$$\beta = 1 - \frac{v''_m}{v'_m} = 1 - \frac{r''_к i'_{тр}}{r'_к i''_{тр}}, \qquad (8)$$

где $r'_к$ — радиус качения ведущего колеса трактора, *м*;

$r''_к$ — радиус качения колеса прицепного ведущего моста, *м*;

$i'_{тр}$ — передаточное число трансмиссии трактора,

$i''_{тр}$ — передаточное число трансмиссии прицепного ведущего моста (от двигателя трактора до колеса прицепного ведущего моста).

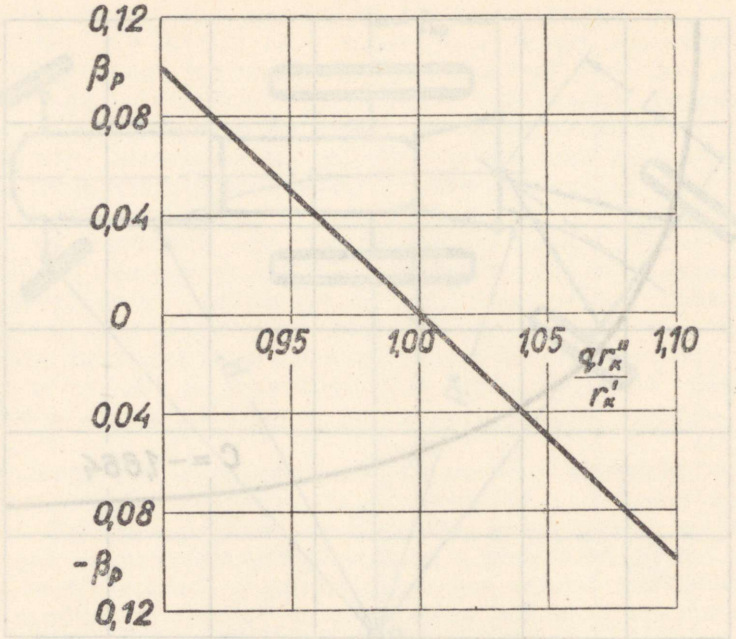



Рис. 4. Зависимость коэффициента разницы окружных скоростей колес ведущих мостов агрегата от отношения радиусов качения.

Обозначая

$$\frac{i'_{тр}}{i''_{тр}} = q, \tag{9}$$

где $q$ — коэффициент приведения,

то

$$\beta = 1 - \frac{qr''_к}{r'_к}. \tag{10}$$

Полученная зависимость представлена графически на рис. 4. По этому графику видно, что при $\frac{qr''_к}{r'_к} > 1$ $\beta < 0$ и при $\frac{qr''_к}{r'_к} < 1$ $\beta > 0$, а при $\frac{qr''_к}{r'_к} = 1$ $\beta = 0$. Нежелательным значением отношения радиусов является $\frac{qr''_к}{r'_к} > 1$, так как при этом колеса

прицепного ведущего моста являются забегающими, а ведущие колеса трактора — отстающими. Это обстоятельство ведет к возникновению циркуляции паразитной мощности между ведущими мостами и может в неблагоприятных условиях сцепления ведущих колес вести к нестабильной управляемости агрегатов.

Значение $\frac{qr''_к}{r'_к} > 1$ может быть достигнуто с уменьшением радиуса качения ведущих колес трактора за счет радиальных и тангенциальных деформаций шин или с увеличением радиуса качения колес прицепного ведущего моста. Последнее (увеличение радиуса качения) невероятное явление при работе агрегата, поэтому можно сказать, что циркуляция паразитной мощности между ведущими осями может быть вызвана только уменьшением радиуса качения ведущих колес трактора. Но одновременно с уменьшением радиуса качения ведущих колес трактора уменьшается и радиус качения колес прицепного ведущего моста, так как радиальная нагрузка распределяется на обе ведущие мосты. Следовательно, отношение $\frac{qr''_к}{r'_к}$ мало отличается от единицы, и деформации шин ведущих колес агрегата существенного влияния на значение рабочего коэффициента разницы окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta_p$ не имеют.

На основе предыдущих соображений можно сказать, что при проектировании привода прицепного ведущего моста с муфтой свободного хода первоначальная разница окружных скоростей колес ведущих мостов $\beta$ необходимо выбрать исходя от минимального необходимого радиуса поворота агрегата.

## ЛИТЕРАТУРА


1. Чудаков Д. А. О тяговой динамике тракторов с четырьмя ведущими колесами. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1957, № 5.
2. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. Изд. сельхозлитературы, журналов и плакатов, Москва, 1962.
3. Ясеневич В. Е. Некоторые вопросы выбора грузоподъемности тракторных поездов. Труды НАТИ, выпуск 86, 1959.
4. Милько-Черноморец Н. А. Исследование работы тракторного транспортного агрегата и методов его рационального агрегатирования. Автореферат. Минск, 1962.

# TRAKTORI JA HAAGITAVA VEOSILLA KINEMAATILINE SEOS

**Insener E. Altosaar**

Leningradi Põllumajanduse Instituudi aspirant

Kokkuvõte

Ratastraktorite läbivuse ja pinnasega haardumise suurendamise üheks võimaluseks on haagitava veosilla kasutamine. Haagitava veosilla võib ühendada traktori veosillaga kolmel viisil: kas jäigalt, telgedevahelise diferentsiaali kaudu või vabajooksu siduri abil. Tema ühendamisel traktoriga vabajooksu siduri abil tuleb parasiitvõimsuse tekkimise vältimiseks valida traktori veorataste joonkiirus haagitava veosilla rataste joonkiirusest suurem. Traktori ja haagitava veosilla veorataste joonkiiruste erinevust iseloomustatakse koefitsiendiga $\beta$, mis sõltub agregaadi pöörderaadiusest, kummide radiaal- ja tangensiaaldeformatsioonist ning veorataste libisemisest. Traktori ja haagitava veosilla vahelise kinemaatilise seose projekteerimisel tuleb koefitsiendi $\beta$ väärtus valida lähtudes agregaadi mnimaalsest vajalikust pöörderaadiusest.

# DIE KINEMATISCHE VERBINDUNG DES SCHLEPPERS MIT DER ANHÄNGETRIEBACHSE

**Ingenieur E. Altosaar**

Aspirant des Leningrader Landwirtschaftlichen Instituts

Zusammenfassung

Eine Möglichkeit zur Vergrösserung der Geländegängigkeit und der Haftfähigkeit mit dem Boden ist der Gebrauch der Anhängetriebachse, die mit dem Radschlepper auf drei verschiedene Weisen verbunden sein kann — starr, mit dem Ausgleichgetriebe zwischen Achsen oder durch die Freilaufkupplung. Beim Verbinden des Schleppers mit der Anhängetriebachse durch die Freilaufkupplung, um das Entstehen der Parasitstärke zu vermeiden, ist es notwendig, die Umfangsgeschwindigkeit der Triebräder von Radschlepper grösser zu nehmen als die Umfangsgeschwindigkeit der Triebräder der Anhängetriebachse. Die Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeiten von Triebrädern des Schleppers und der Anhängetriebachse wird mit dem Koeffizienten $\beta$ charakterisiert, das vom Kurvenradius des Aggregats, von der Radial- und Tangentialdeformation der Reifen und vom Schlupf abhängt. Die Grösse des Koeffizienten $\beta$ beim Projektieren der kinematischen Verbindung des Schleppers mit der Anhängetriebachse ist vom nötigen minimalen Kurvenradius des Aggregats ausgehend zu nehmen.

# ПОКАЗАТЕЛИ СЦЕПНЫХ КАЧЕСТВ ТРАКТОРА ДТ-20 С РАЗЛИЧНЫМИ РАЗМЕРАМИ ШИН ВЕДУЩИХ КОЛЕС

**Инженер У. И. Аусмеэс**

старший преподаватель кафедры тракторов и автомобилей ЭСХА

Тяговые качества колесных тракторов в большой мере определяются размерами шин ведущих колес. С этой целью на различных фонах почвы проводились тяговые испытания трактора ДТ-20, ведущие колеса которого оборудовались с шинами различных размеров. Тензометрическим способом определялись сила тяги на крюке, крутящие моменты на ведущих колесах, обороты ведущих колес, время испытания, длина мерного участка и разгрузка переднего моста трактора.

Для анализа результатов испытаний и сравнения сцепных качеств трактора, ведущие колеса которого оборудовались с шинами различных размеров, были составлены графики изменения коэффициента сцепления $\varphi$, коэффициента полезного действия ходовой части $\eta_{хч}$ и буксования $\delta$ ведущих колес трактора в зависимости от силы тяги на крюке.

Изменение коэффициента сцепления определялось по формуле:

$$\varphi = \frac{P_к}{G_{сц}}, \qquad (1)$$

где $P_к$ — касательная сила тяги на ведущих колесах трактора, *н*,

$G_{сц}$ — сцепной вес трактора, *н*.

Касательная сила тяги трактора определялась по формуле:

$$P_к = \frac{M_к}{r}, \qquad (2)$$

где $M_к$ — суммарный момент на ведущих колесах трактора, *нм*,

$r$ — радиус ведущего колеса трактора, *м*.

Радиус $r$ ведущего колеса трактора принимается как постоянный и вычисляется по формуле:

$$r = \frac{S}{2\pi n_x},$$

где $S$ — длина мерного участка, *м*,

$n_x$ — среднее число оборотов ведущих колес на холостом ходу трактора на длине мерного участка.

Для определения сцепного веса служит формула:

$$G_{сц} = G_к + G_{раз\,пм},$$

где $G_к$ — часть веса трактора, приходящаяся на ведущие колеса в статическом положении, *н*,

$G_{раз\,пм}$ — разгрузка переднего моста, *н*.

К. п. д. ходовой части определялся по формуле:

$$\eta_{хч} = \frac{N_{кр}}{N_к}, \tag{3}$$

где $N_{кр}$ — тяговая мощность на крюке трактора, *вт*,

$N_к$ — мощность, подводимая к ведущим колесам трактора, *вт*.

Формула

$$N_{кр} = P_{кр} v \tag{4}$$

дает нам мощность на крюке трактора.

В этой формуле $P_{кр}$ — сила тяги на крюке, *н*,

$v$ — действительная скорость поступательного движения трактора на длине мерного участка, *м/сек*.

Мощность, подводимая к ведущим колесам, определялась по формуле:

$$N_к = \frac{P_к v}{1 - \delta}, \tag{5}$$

где $\delta$ — буксование ведущих колес трактора.

Буксование ведущих колес вычислялось по формуле:

$$\delta = \frac{2\pi r n_к - S}{2\pi r n_к}, \tag{6}$$

где $n_к$ — среднее число оборотов ведущих колес при движении трактора с нагрузкой на длине мерного участка.

Используя формулы (1), (3), (4) и (5), можно представить к. п. д. ходовой части в следующем виде:

$$\eta_{хч} = \frac{P_{кр}(1 - \delta)}{\varphi G_{сц}}. \tag{7}$$

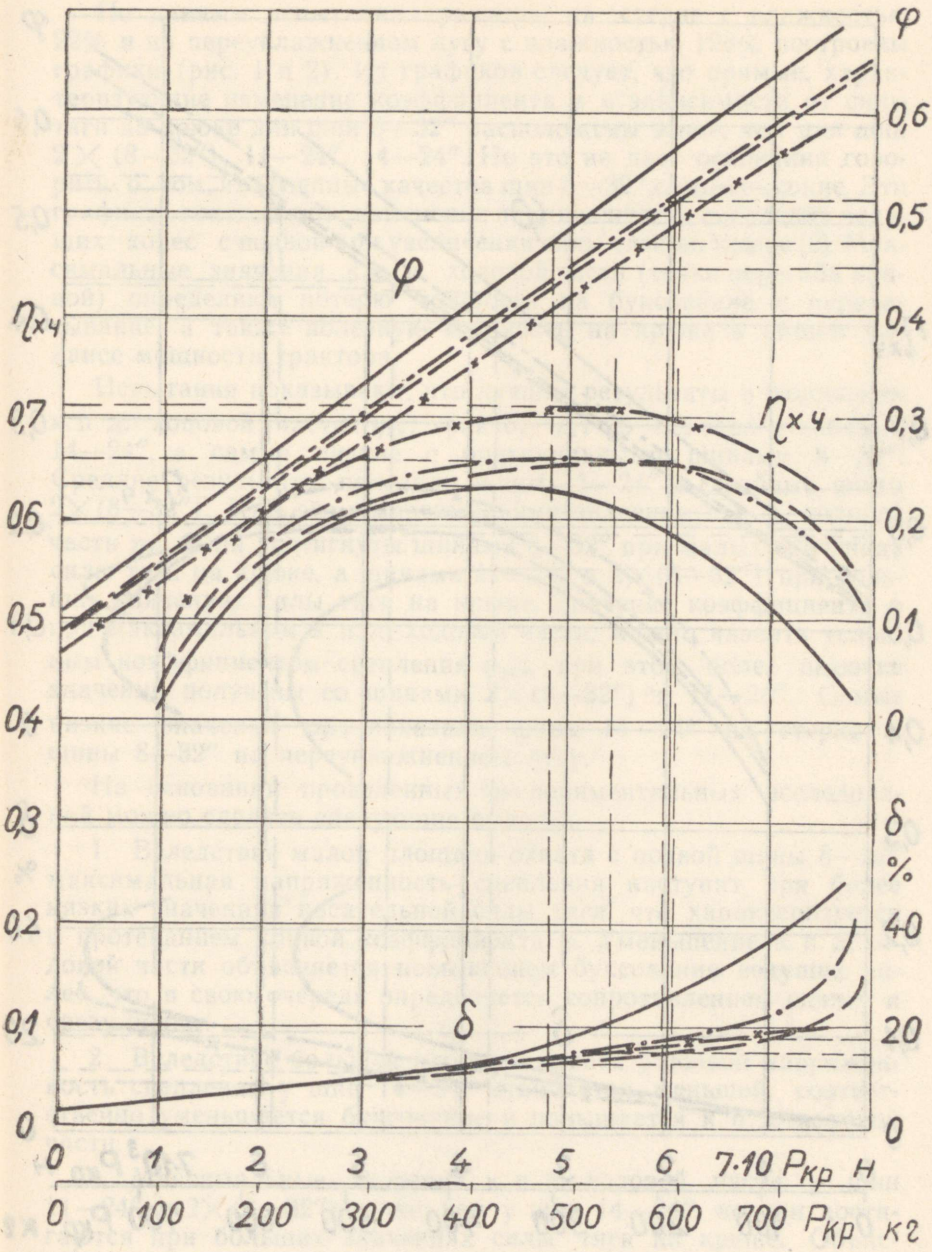



Рис. 1. Зависимость $\varphi$, $\eta_{хч}$ и $\delta$ от тягового усилия на стерне:

———— шины 8—32″, — — — шины 2×(8—32″),
— · — · — шины 11—24″, — × — × — шины 14—24″,

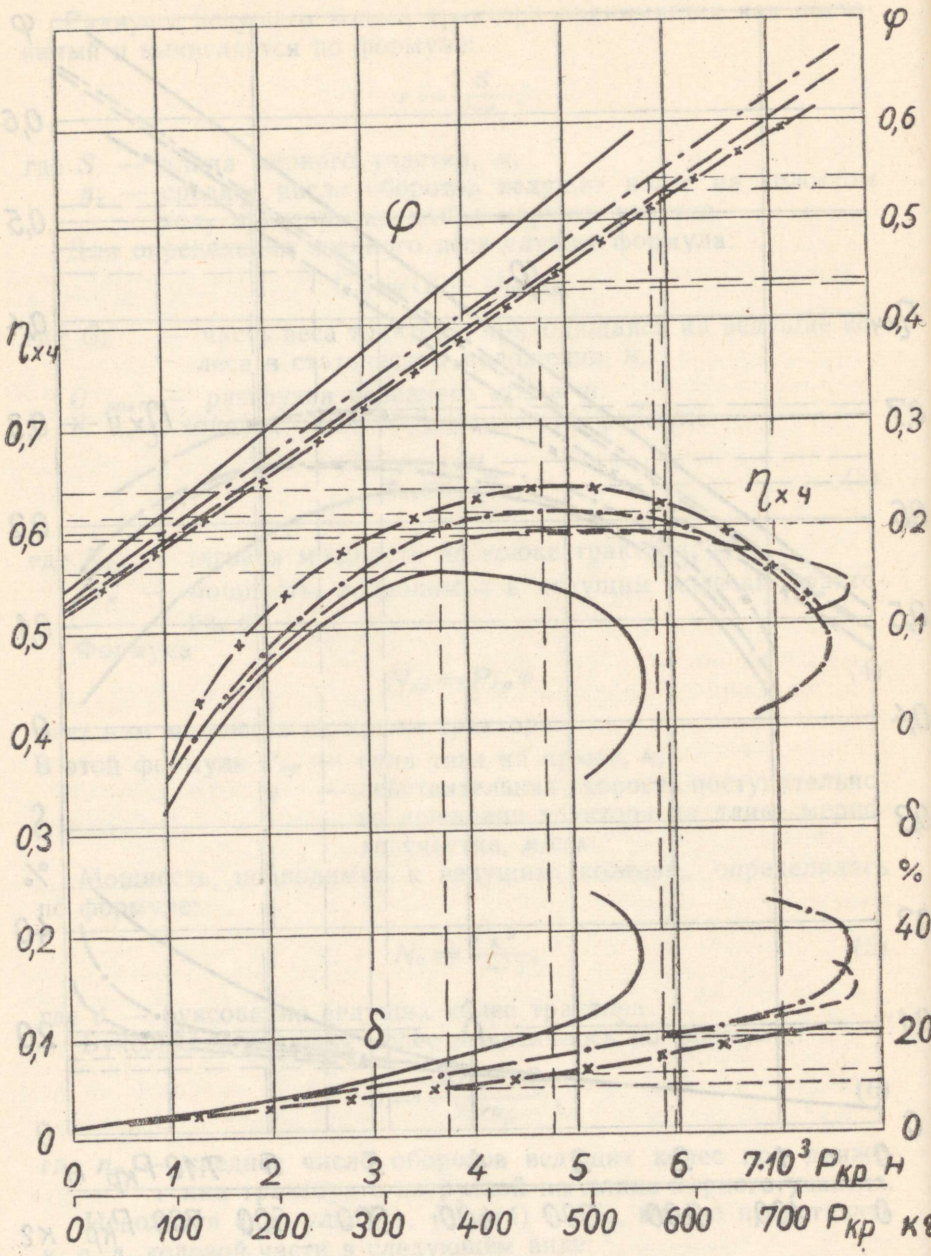



Рис. 2. Зависимость $\varphi$, $\eta_{хч}$ и $\delta$ от тягового усилия на переувлажненном лугу:

———— шины 8—32″, — — — шины 2×(8—32″),
— · — · — шины 11—24″, — × — × — шины 14—24″.

По данным испытания трактора на стерне с влажностью 22% и на переувлажненном лугу с влажностью 198% построены графики (рис. 1 и 2). Из графиков следует, что прямые, характеризующие изменение коэффициента $\varphi$ в зависимости от силы тяги на крюке для шин 8—32″ расположены выше, чем для шин 2 × (8—32″), 11—24″, 14—24″. Но это не дает основания говорить о том, что сцепные качества шин 8—32″ самые высокие. Эти графики показывают изменение напряженности сцепления ведущих колес с почвой при увеличении силы тяги на крюке [2]. Максимальные значения к. п. д. ходовой части (точка перегиба кривой) определяют потерю мощности на буксование и перекатывание, а также полезную мощность на крюке в общем балансе мощности трактора.

Испытания показывают, что лучшие результаты в отношении к. п. д. ходовой части $\eta_{хч}$, трактор ДТ-20 показал с шинами 14—24″, а самые низкие с оригинальными шинами 8—32″. Средние результаты показали шины 11—24″ и двойные шины 2×(8—32″). При этом максимальные значения к. п. д. ходовой части $\eta_{хч}$ были достигнуты шинами 8—32″ при малых значениях силы тяги на крюке, а шинами 11—24″ и 2×(8—32″) при больших значениях силы тяги на крюке. Значение коэффициента $\varphi$ при максимальном к. п. д. ходовой части, можно назвать условным коэффициентом сцепления $\varphi_{усл}$, при этом более высокие значения получены со шинами 2×(8—32″) и 11—24″. Самые низкие значения $\varphi_{усл}$ показали шины 14—24″ на стерне и шины 8—32″ на переувлажненном лугу.

На основании проведенных экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Вследствие малой площади охвата с почвой шины 8—32″ максимальная напряженность сцепления наступит при более низких значениях касательной силы тяги, что характеризуется и протеканием кривой коэффициента $\varphi$. Уменьшение к. п. д. ходовой части объясняется повышением буксования ведущих колес, что в свою очередь определяется сопротивлением сдвигу и срезу почвы.

2. Вследствие большей площади охвата с почвой напряженность сцепления у шин 14—24″ становится меньшей, соответственно уменьшается буксование и повышается к. п. д. ходовой части.

3. Максимальные значения к. п. д. ходовой части у шин 11—24″ и 2×(8—32″) ниже, чем у шин 14—24″, но они достигаются при больших значениях силы тяги на крюке. Объясняется это достаточной мощностью двигателя для реализации касательной силы тяги при данной площади охвата шин с почвой.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Львов Е. Д. Теория трактора. Машгиз, Москва, 1960.
2. Самилкин В. Д. О коэффициенте сцепления трактора. Известия высших учебных заведений, серия «Машиностроение», 1961, № 9.


## TRAKTORI ДТ-20 HAARDUMISOMADUSTE NÄITAJAD VEOKUMMIDE ERISUGUSTE PARAMEETRITE KORRAL


**Insener U. Ausmees**

EPA autode ja traktorite kateedri vanemõpetaja



Kokkuvõte

Artiklis on käsitletud traktori ДТ-20 haardumisomadusi veokummide erisuguste parameetrite korral.

Joonistel 1 ja 2 on esitatud käiguosa kasuteguri $\eta_{x4}$, haardumiskoefitsiendi $\varphi$ ja kohallibisemise $\delta$ muutumine sõltuvalt traktori haakeveojõust.

Joonisel 1 on näidatud eelmainitud näitajate graafikud kõrrepõllul, mille keskmine niiskus oli 22% ja joonisel 2 samad näitajad sooheinamaal keskmise niiskusega 198%.


## DIE HAFTEIGENSCHAFTEN DES RADSCHLEPPERS ДТ-20 BEI VERSCHIEDENEN PARAMETERN DER TRIEBREIFEN


**Ingenieur U. Ausmees**

Oberlehrer des Lehrstuhls für Schlepper und Kraftwagen der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie



Zusammenfassung

Im Beitrag werden Hafteigenschaften des Radschleppers ДТ-20 bei verschiedenen Parametern der Triebreifen behandelt.

Auf den Abbildungen 1 und 2 sind der Wirkungsgrad des Triebsatzes $\eta_{4x}$, der Haftbeiwert $\varphi$ und die Schlupfung $\delta$ in Abhängigkeit von der Zugkraft des Schleppers dargestellt worden.

Abb. 1 stellt die Graphiken der gegebenen Eigenschaften auf dem Stoppelfeld bei Feuchtigkeit 22% und Abb. 2 dieselben Eigenschaften auf der Sumpfwiese bei Feuchtigkeit 198% dar.

# ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ БАЗЫ ТРАКТОРА НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ

**Инженер Э. П. Кала**

ассистент кафедры тракторов и автомобилей ЭСХА

Управляемостью трактора принято называть его способность движения по траектории, даваемой трактористом. Основными параметрами управляемости трактора являются стабильность прямолинейного движения и величина скольжения управляемых колес в боковом направлении при повороте трактора. Большей стабильности прямолинейного движения можно достигнуть (например, на посеве и междурядной обработке посевов) с подбором установочных углов шкворней и конструкцией рулевого механизма. Скольжение управляемых колес в боковом направлении зависит от конструктивных параметров трактора, от коэффициента использования сцепления управляемых колес, от радиуса поворота трактора и т. д.

Для нахождения величины динамических нагрузок $Y_д$, приходящихся на передние колеса трактора при движении трактора по горизонтальному участку поля, берут моменты относительно точки $B$ (рис. 1):

$$Y_д L + Ph + (G - Y_д) r_2 f_2 + Y_д f_1 r_1 - Ga = 0.$$

Отсюда

$$Y_д = \frac{Ga - Ph - Gr_2 f_2}{L + r_1 f_1 - r_2 f_2} \ [к], \qquad (1)$$

где $Y_д$ — динамическая нагрузка, приходящаяся на передние колеса трактора при движении, *к*;
$G$ — эксплуатационный вес трактора, *к*;
$P$ — тяговое усилие на крюке, *к*;
$h$ — высота крюка, *мм*;
$L$ — продольная база трактора, *мм*;
$a$ — расстояние центра тяжести трактора от оси ведущих колес, *мм*;

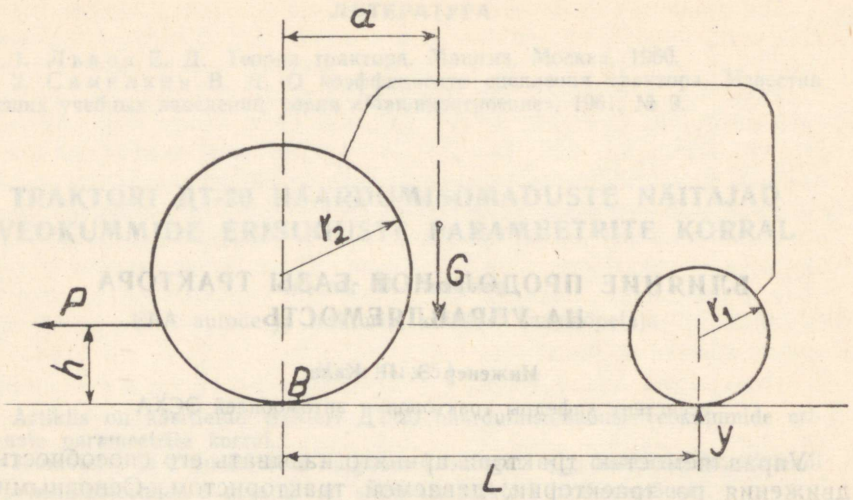



Рис. 1. Схема сил, действующих на трактор при его установившемся движении.

$r_1$ — динамический радиус управляемых колес, *мм;*
$r_2$ — динамический радиус ведущих колес, *мм*;
$f_1$ — коэффициент сопротивления качению управляемых колес;
$f_2$ — коэффициент сопротивления качению ведущих колес.

Статическая нагрузка, приходящаяся на управляемые колеса, выражается соотношением:

$$Y_{cm} = \frac{Ga}{L} \text{ [кг]}. \qquad (2)$$

Отсюда получаем коэффициент распределения веса по осям трактора

$$K = \frac{Y_\partial}{Y_{cm}} = \frac{Ga - Ph - Gf_2r_2}{Ga + (r_1f_1 - r_2f_2)\frac{Ga}{L}}. \qquad (3)$$

Если $f_1 = f_2$ и $r_1 = r_2$, тогда с увеличением $L$ $K$ остается постоянным.

Если $r_2 > r_1$, тогда с увеличением $L$ $K$ уменьшается.

Толкающая сила, действующая на управляемое колесо при прямолинейном движении трактора, определяется по следующей формуле:

$$F = \frac{M_n}{r_1},$$

где $M_n$ — момент от силы сопротивления качению, *кгм*.

При повороте управляемого колеса на угол $\alpha$ толкающая сила увеличивается соответственно:

$$F' = \frac{F}{\cos \alpha}$$

и составляющая сила, вызывающая боковое скольжение управляемого колеса

$$Z = F \tan \alpha. \qquad (4)$$

При установившемся движении трактора по дуге с радиусом $R$ возникает результирующий момент сопротивления повороту $M_{рез}$, который вызывается тяговым усилием на крюке и силами трения. Сила, необходимая для поворота трактора определяется формулой:

$$P_п = \frac{M_{рез}}{L \cos \alpha} + F \tan \alpha. \qquad (5)$$

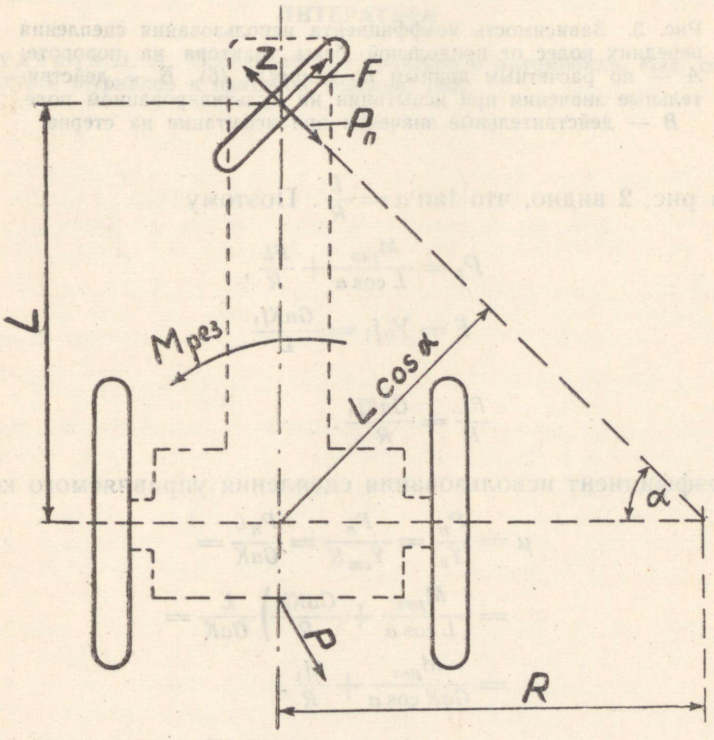



Рис. 2. Схема сил, действующих на ось управляемых колес при повороте.

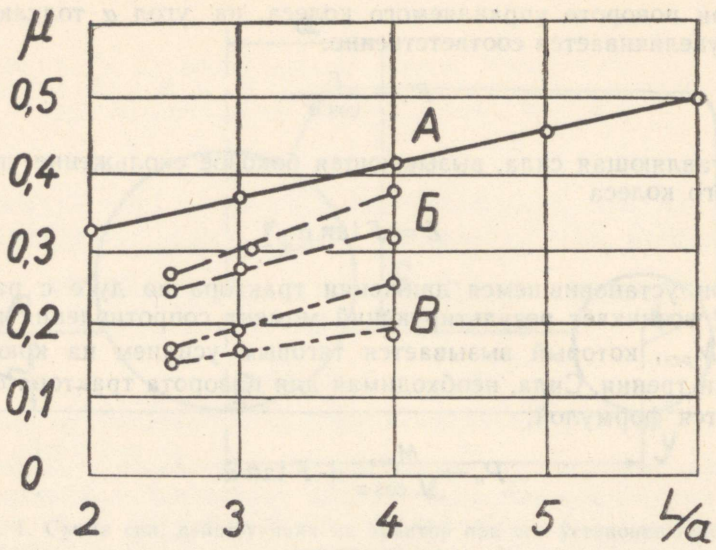



Рис. 3. Зависимость коэффициента использования сцепления передних колес от продольной базы трактора на повороте: *А* — по расчетным данным по формуле (6), *Б* — действительные значения при испытании на культивированном поле, *В* — действительные значения при испытании на стерне.

Из рис. 2 видно, что $\tan \alpha = \frac{L}{R}$. Поэтому

$$P_n = \frac{M_{рез}}{L \cos \alpha} + \frac{FL}{R},$$

$$F = Y_\partial f_1 = \frac{GaKf_1}{L}$$

и

$$\frac{FL}{R} = \frac{GaKf_1}{R}.$$

Коэффициент использования сцепления управляемого колеса

$$\mu = \frac{P_n}{Y_\partial} = \frac{P_n}{Y_{cm}K} = \frac{P_n L}{GaK} =$$

$$= \left(\frac{M_{рез}}{L \cos \alpha} + \frac{GaKf_1}{R}\right) \frac{L}{GaK} =$$

$$= \frac{M_{рез}}{GaK \cos \alpha} + \frac{Lf_1}{R}. \qquad (6)$$

Как видно из рис. 2, с увеличением $L$ увеличивается $\alpha$ и поэтому соответственно уменьшается $\cos \alpha$.

При движении трактора по дуге с радиусом $R$ можно принять, что $M_{рез}$ почти постоянный и с увеличением $L$ увеличивается $\mu$.

График (рис. 3) показывает изменение функции $\mu = f(L)$ при следующих значениях величин: $R = 4{,}0$ *м*, $M_{рез} = 2000$ *нм*, $G = 20\,000$ *н*, $a = 600$ *мм*, $f_1 = 0{,}15$.

В 1961 году в Эстонской сельскохозяйственной академии проводились тензометрические измерения трактора на повороте в разных почвенных условиях (стерня, культивированное поле) при различных значениях базы трактора. Результаты экспериментального исследования представлены на рис. 3.

Из вышеизложенного вытекают следующие выводы.

1. С увеличением продольной базы трактора увеличивается коэффициент использования сцепления и управляемых колес трактора.

2. С увеличением продольной базы ухудшается управляемость трактора на повороте.

## ЛИТЕРАТУРА

Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. Изд. сельхозлитературы, журналов и плакатов, Москва, 1962.

# RATASTRAKTORI PIKIBAASI MÕJU TRAKTORI JUHITAVUSELE

**Insener E. Kala**

EPA autode ja traktorite kateedri assistent

Kokkuvõte

Traktori liikumine pöördel sõltub mitmetest traktori konstruktiivsetest parameetritest ja pinnasetingimustest. Nendeks parameetriteks on traktori pikibaas, raskuse jagunemine telgedele, haardumistegur rataste ja pinnase vahel jm.

Analüüsinud traktori juhitavust pööretel sõltuvalt traktori pikibaasist tingimusel, et teised parameetrid ei muutu, võib järeldada järgmist.

1. Traktori pikibaasi suurenedes suureneb esirataste külglibisemistegur.
2. Traktori pikibaasi suurenedes halveneb traktori juhitavus pöördel.

# WIRKUNG DES ACHSENABSTANDES AUF WENDUNG DES RADSCHLEPPERS

**Ingenieur E. Kala**

Assistent des Lehrstuhls für Schlepper und Kraftwagen der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Die Bewegung des Radschleppers beim Wenden hängt von einer Reihe konstruktiwer Parameter des Schleppers und der Bodenbeschaffenheit ab. Zu diesen Parametern gehören: der Achsenabstand, die Verteilung des Gewichts auf die Achen, der Koeffizient der Haftfähigkeit zwischen den Rädern und dem Boden usw.

Nach Analyse der Lenkungsfähigkeit des Schleppers bei Fahrt an Kurven in Abhängigkeit vom Achsenabstand unter Bedingung, dass die anderen Parameter unverändert bleiben, konnten folgende Schlussfolgerungen gemacht werden.

1. Bei Vergrösserung des Achsenabstandes vergrössert sich der Koeffizient des Seitenleitens der Vorderräder.
2. Bei Vergrösserung des Achsenabstandes vermindert sich die Lenkungsfähigkeit des Schleppers an Kurven.

# KARTULIKOMBAINIDE K-3 JA КГП-2 KATSETAMISEST EESTI NSV TINGIMUSTES

**Insener M. Karolin**

EPA põllutöömasinate kateedri vanemõpetaja

Eesti Põllumajanduse Akadeemia põllutöömasinate kateedri juhendusel katsetati 1962. a. koristusperioodil Põlva rajooni Mooste näidissovhoosis kaherealisi kartulikombaine: Rjazani Rahvamajanduse Nõukogu konstrueerimisbüroos loodud elevaatortüüpi kombaini K-3 ja ВИСХОМ-is konstrueeritud saritüüpi kombaini КГП-2.

Katsetamine toimus ВИСХОМ-i programmi ja metoodika [2] kohaselt. Kartulivõtmist voolumeetodil polnud võimalik katsetada, kuna puudusid sorteerimispunktid ja konteinerid.

Katsetamine toimus järgmistes tingimustes:

a) põllu pikkus 130 . . . 660 m,

b) maapinna kallak kuni 6°,

c) mullatüüp — saviliiv savisel ja liivasel aluskihil,

d) umbrohtumus nõrgast tugevani,

e) kivisus nõrgast keskmiseni — mitmesuguses suuruses kividega,

f) mulla suhteline niiskus 15 . . . 22%.

Mahapanek oli toimunud masinatega СН-4Б ja КСКН-2, reavahega 0,6 m, vagudesse.

Soojust vegetatsiooniperioodil oli paljude aastate keskmisest 25% vähem ja sademeid 1,5 . . . 2,5 korda rohkem [9].

Mugulate bioloogiline saagikus oli sordil «Jõgeva Kollane» 110 . . . 170 ts/ha, sordil «Olev» 150 . . . 180 ts/ha. Pealsete bioloogiline saagikus oli 30 . . . 74 ts/ha. Pealsete seisukord oli mitmesugune: rohelised, poolkuivanud, kuivanud, külmunud, niidetud.

Kombaine vedas traktor МТЗ-7ЛС I, II, III ja IV käiguga (kiirused vastavalt 1,6, 2,0, 2,5 ja 4,3 km/h ehk 0,45, 0,56, 0,70 ja 1,2 m/s). Agregaati teenindasid traktorist, kombainer, 5 töölist sorteerimistransportööri töö korrigeerimisel ja 1 . . . 2 töölist kombaini taga mugulate korjamisel. Mugulad veeti ära autoga ГАЗ-93.

Kombainiga K-3 koristati saak 19 päeva jooksul 15 hektarilt, seega oli agregaadi keskmiseks jõudluseks 0,79 ha 7-tunnise vahetuse kohta. Maksimaalseks jõudluseks vahetuse kohta oli 1,25 ha (6 tunni jooksul).

Kombainiga КГП-2 koristati 10 päeva jooksul 4,4 ha, kusjuures 5 esimest päeva kulus kombaini sissetöötamiseks ja reguleerimiseks. Keskmine jõudlus viimase 5 päeva jooksul oli 0,71 ha vahetuse kohta.

Katseandmed on esitatud tabelis 1.

Üldiselt täheldati, et mida kergem oli muld, mida vähem oli umbrohtu, mida väiksemad olid pealsed ja mida väiksem mugulate keskmine sügavus, seda suurem võis olla kombaini liikumiskiirus. Näiteks liikusid mõlemad kombainid tugevasti umbrohtunud põllul 17%-se mullaniiskuse korral kiirusega 1,6 ja 2,0 km/h (0,45 ja 0,56 m/s) ning jõudlus oli umbes 0,8 ha päeva kohta. Nõrgalt umbrohtunud ja lõigatud pealsetega põllul 15%-se mullaniiskuse korral liikusid aga kombainid kiirusega kuni 4,3 km/h (1,2 m/s) ning jõudlus päeva kohta oli kuni 1,3 ha.

Saagikadu kartulikombainidega koristamisel oli 3...6%, kusjuures enamik koristamata mugulaid jäi maapinnale ja järelnoppijad kogusid need sealt kokku. Saagikadu kartulivõtmismasinaga КТН-1Э koristamisel samal põllul, kus töötasid kombainid, moodustas aga 23%. Sellest 17% oli maetud mulla alla ja 6% jäänud lahti kaevamata mulla sisse.

Vigastatud mugulaid oli kombainidega koristamisel 13...32%. Enamik vigastustest olid kerged. ВИСХОМ-i andmetel [1] säilivad kombainiga võetud kartulid rahuldavalt.

Kombainide katsetamise ajabilanss on esitatud tabelis 2 (3 päeva kronometreerimise andmetel).

Kombaini K-3 seisakuid põhjustas mulla kleepumine sarjale, väikeste kivide sattumine elevaatori keti ja tähtrataste vahele ning mitmete osade purunemine Rjazani Põllutöömasinate Tehase ebakvaliteetse töö tõttu.

Kombaini КГП-2 seisakuid põhjustasid peamiselt trummelsarja ummistused sarja mitterahuldava separeerimisvõime tõttu niiskematel ja raskematel pinnastel. Sovhoosi mehhanisaatorid keevitasid aga sarjale 30° nurga all asetsevad sõrmed (vt. joon.), mille tulemusena separeerimisvõime paranes.

Põllu pikkus kombainide tootlikkust märgatavalt ei mõjutanud, sest agregaadi liikumiskiirus oli suhteliselt väike.

Kombainide K-3 ja КГП-2 tööorganite võrdluseks võib märkida järgmist. Kombaini КГП-2 vibreeriv monoliitne tera on sobivam, sest ta ei ummistu kunagi ja libiseb mullas peituvatest suurtest kividest üle. Sama kombaini pneumaatilised balloonid koos linttransportööriga purustavad mullapankasid paremini kui K-3 balloonid. Kombaini K-3 elevaatori separeerimisvõime on suurem kui КГП-2 sarjal, eriti raskematel muldadel. Elevaator

**Katseandmed** Tabel 1

| | K-3 | | | | | КГП-2 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Katse kuupäev | 3. X | 8. X | 12. X | 13. X | 17.X | 8. X | 17. X |
| Mullatüüp | saviliiv | | | | | saviliiv | |
| Mulla niiskus, % | 18,0 | 16,4 | 18,8 | 15,4 | 17,8 | 16,4 | 17,8 |
| Umbrohtumus | keskm. | tugev | tugev | keskm. | keskm. | tugev | keskm. |
| Pealsete seisukord | rohel. | poolkuiv | poolkuiv | külmunud niiske | poolkuiv | poolkuiv | poolkuiv |
| Liikumiskiirus, m/s | 0,55 | 0,55 | 0,54 | 0,70 | 0,54 | 0,54 | 0,54 |
| Kartulisort [1] | «Olev» | «J. K.» | «J. K.» | «Olev» | «J. K.» | «J. K.» | «J. K.» |
| Mugula keskmine kaal, g | 78 | 36 | 35 | 79 | 43 | 36 | 43 |
| Koristatud saagi koostis, %: | | | | | | | |
| mugulaid | 93,3 | 91,7 | 93,6 | 97,2 | 94,6 | 93,0 | 84,2 |
| mulda | 4,1 | 4,0 | 4,0 | 0,9 | 5,1 | 6,3 | 14,5 |
| kive | 1,5 | 1,1 | 1,8 | 1,0 | 0,1 | — | 1,1 |
| taimejäätmeid | 1,1 | 3,2 | — | 0,9 | 0,2 | 0,7 | 0,2 |
| Bioloogilise saagikuse jaotumine, %: | | | | | | | |
| kokku kogutud | 97,1 | 93,0 | 94,2 | 94,0 | 94,5 | 94,0 | 95,5 |
| jäetud maapinnale | 1,8 | 5,0 | 4,8 | 2,9 | 3,5 | 3,4 | 3,0 |
| maetud mulla alla | 0,6 | 1,4 | 0,8 | 1,7 | 1,5 | 1,8 | 1,7 |
| lahti kaevamata mulla sisse jäänud | 0,5 | 0,6 | 0,2 | 1,4 | 1,0 | 0,8 | 0,8 |
| Mugulate vigastatus, %: | | | | | | | |
| terved | 85,0 | 85,0 | 82,9 | 80,3 | 68,0 | 87,7 | 84,2 |
| koorevigastusega kuni $^1/_4$ mugula pindalast | 9,6 | 7,7 | 8,9 | 8,3 | 12,7 | 8,0 | 8,3 |
| koorevigastusega $^1/_4$ ... $^1/_2$ mugula pindalast | 1,6 | 2,0 | 2,4 | 5,4 | 0,4 | 1,6 | 2,5 |
| kriimustuste, muljutiste jm. vigastustega | 3,8 | 5,3 | 5,8 | 6,0 | 16,9 | 2,7 | 5,0 |

[1] «J. K.» = «Jõgeva Kollane».

Tabel 2

**Kombainide katsetamise ajabilanss**

| Jrk. nr. | Arvestatav suurus | Kombain | |
|---|---|---|---|
| | | K-3 | КГП-2 |
| 1 | Kogu kronometreeritud aeg, h | 20,80 | 21,10 |
| | sellest kulus, h: | | |
| | kartulivõtmisele | 10,54 | 9,60 |
| | pööretele | 1,33 | 2,50 |
| | sõiduks töökohale ja tagasi | 0,71 | 0,80 |
| | seisakutele | 8,22 | 12,90 |
| 2 | Töömaht, h: | | |
| | plaaniline | 2,70 | 2,40 |
| | tegelik | 2,83 | 2,30 |
| 3 | Tootlikkus kartulivõtmisel, ha/h | 0,27 | 0,24 |
| 4 | Tootlikkus vahetuse jooksul, ha/h | 0,14 | 0,11 |
| 5 | Jõudlus 7-tunnise vahetuse kohta, ha | 0,94 | 0,77 |
| 6 | Maksimaalne tootlikkus, ha/h | 0,18 | 0,12 |
| 7 | Töökindluse tegur | 0,74 | 0,85 |
| 8 | Vahetuse kasutamistegur | 0,51 | 0,46 |

kulub aga kiiresti. Kombaini töötamist takistavad väikesed kivid, sattudes elevaatori ja tähtrataste vahele. Kombaini КГП-2 sari on kergematel muldadel tunduvalt töö- ja kulumiskindlam, kuid niiske ja raske umbrohtunud pinnase puhul on tema separeerimisvõime väike.

Kivistel pindadel on kombain КГП-2 töökindlam, kombain K-3 töötab aga paremini raskematel muldadel. Viimast eelist tuleb sageli lugeda määravamaks.

On otstarbekohane eemaldada kombainilt КГП-2 libisev võll ja pikendada separeerivat transportööri — asetades laagripukkide alla klotsid.

Kombaini K-3 punkertransportööri ots tuleks tõsta 100 mm kõrgemale, et auto ГАЗ-93 saaks vabalt selle all manööverdada.

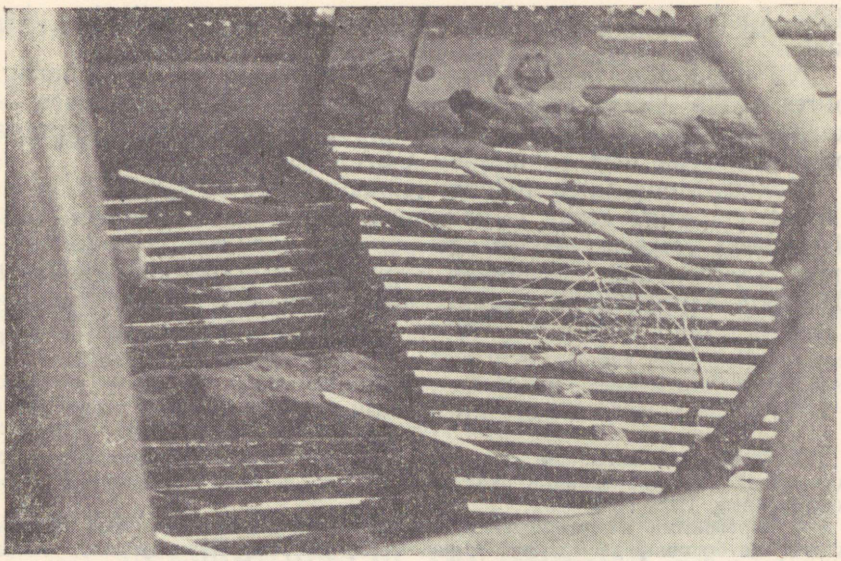
Kombainiga K-3 koristati kahelt hektarilt ka suhkrupeeti. Tulemused olid rahuldavad. Suhkrupeedi koristamiseks tuleks kombainid varustada peeditõstjatega ja hõredamate separeerimisorganitega.

Koristustööde majanduslikud andmed on esitatud tabelis 3.

Tööjõukulu kartulikombainidega koristamisel oli ligikaudu kaks korda väiksem kui kartulivõtmismasinaga КТН-1Э koristamisel, koristustöö maksumus umbes sama suur. Kombainil töötavate tööliste töö on kartulivõtmismasina КТН-1Э taga töötavate tööliste omast tunduvalt kergem.

Kartulikombainide laialdasemat kasutuselevõtmist vabariigis takistab eelkõige kohati esinev raske pinnas ja põldude kivisus.

On küll uuritud võimalusi kivide eraldamiseks kartulimugulatest (pneumaatilis-mehhaaniliselt [7], pöörlevate harjade abil



Kombaini КГП-2 sari juurdekeevitatud sõrmedega.

Tabel 3

**Majanduslikud võrdlusandmed**

| Jrk. nr. | Koristus- ja veovahendid | Võrdlusandmete allikas | Tööjõu kulu ha kohta | Rahakulu rbl/ha |
|---|---|---|---|---|
| 1 | ДТ-20, КТН-IЭ, hobune vankriga | Katsetulemused Mooste sovhoosis 1962. a. | 154 | 66,3 |
| 2 | МТЗ-7, К-3, ГАЗ-93 | sama | 72 | 76,6 [1] |
| 3 | МТЗ-7, К-3, ГАЗ-93 | Mooste sovhoosis 1963. a. eeldatav | 55 | 41,6 [2] |
| 4 | МТЗ-5, КТН-IЭ, ГАЗ-93 | Planeeritud tehnoloogilised kaardid [5] | 105 | 37,0 |
| 5 | МТЗ-7, К-3, ГАЗ-93 | Kesk-masinakatsetusjaam [3] | 33,32 | 39,64 |
| 6 | МТЗ-7, К-3, ГАЗ-93 | Kirovi Masinakatsetusjaam [3] | 80 | 42,44 |

[8]) ja teataval määral on ka võimalik kaitsta kombaini tööorganeid kivide eest, kuid nende võimaluste rakendamine muu-

[1] Sellest 40 rbl. amortisatsiooniks, tehniliseks hooldeks ja jooksevremondiks, lähtudes hinnakirjas leiduvast hinnast 2500 rbl.

[2] Sellest 16,5 rbl. amortisatsiooniks, tehniliseks hooldeks ja jooksevremondiks, kui aastatootlikkus on 40 ha.



TRÜ Raamatukogu

daks kombaini veelgi raskemaks ja konstruktsioonilt keerukamaks.

Nii majandite, nende osakondade, rajoonide kui ka vabariigi piires peaks leidma aset spetsialiseerumine kartulikasvatuses — kartuleid tuleks kasvatada kerge pinnase ja väikese kivisusega põldudel. Seda teed on mindud USA-s [6].

Kokkuvõttena tuleb pidada kombainide K-3 ja КГП-2 kasutamist vabariigi kesk- ja lõunaosa majandite kergemate muldade ning väiksema kivisusega põldudel soodsaks, sest katsetamisel saadi nende töökindluse teguriks 0,74 (kombainil K-3) ja 0,85 (kombainil КГП-2), saagikadu moodustas 3...6% ja vigastatud mugulaid tekkis 6...19%.

## KIRJANDUS


1. Итоги хозяйственной проверки и госиспытаний картофелеуборочных комбайнов и сортировальных пунктов в 1961 г., Журнал «Тракторы и сельхозмашины», 1962, № 2.
2. Программа и методика проведения сравнительной проверки работы картофелеуборочных комбайнов в различных почвенно-климатических зонах страны и поточного способа уборки картофеля. ВИСХОМ, Москва, 1962.
3. Результаты испытаний новых тракторов и сельскохозяйственных машин, № 3. Информационный бюллетень Всесоюзного объединения совета министров СССР «Союзсельхозтехника», Москва, 1962.
4. Karolin, M., Olm, A., Uute kartulikombainide katsetamise esialgseid tulemusi. «Sotsialistlik Põllumajandus», 1963, nr. 6.
5. Tehnoloogiliste kaartide koostamine Eesti NSV kolhoosides ja sovhoosides. Metoodiline juhend ja näidiskaartid, ERK, Tallinn, 1961.
6. Glaves, A. H. and French, G. W. Increasing Potato-Harvester Effeciency. Agricultural Research Service, Washington, 1959.
7. Kolchin, N. N. Die pneumatisch-mechanische Trennung der Kartoffeln von Erdkluten. «Deutsche Agrartechnik», 1957, Heft 7.
8. Schäfer, E. Untersuchungen über die Trennung von Kartoffeln und Steinen mit umlaufenden Trennbürsten. «Landtechnische Forschung», München 1961, Heft 6.
9. Речь товарища В. П. Клаусона на пленуме ЦК КПСС, «Правда» № 327, 23 ноября 1962.

# ИСПЫТАНИЕ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ К-3 И КГП-2 В УСЛОВИЯХ ЭСТОНСКОЙ ССР

**Инженер М. Э. Каролин**
старший преподаватель кафедры сельскохозяйственных машин ЭСХА

Резюме

В статье рассматриваются результаты испытаний картофелеуборочных комбайнов К-3 и КГП-2 в совхозе «Моосте» в 1962 году.

В таблице 1 приведены результаты полевых и лабораторных испытаний, в таблице 2 — баланс времени и в таблице 3 — экономические данные испытании вышеуказанных комбайнов.

Использование комбайнов К-3 и КГП-2 в хозяйствах средних и южных районах республики, годно где легкие почвы и каменистость слабая, так как коэффициент эксплуатационной надежности был 0,74 (К-3) и 0,85 (КГП-2), потери 3...6% и поврежденных клубней 6...19%.

# TESTS OF POTATO-PICKING COMBINES K-3 AND КГП-2 IN CONDITIONS OF THE ESTONIAN SSR

**By engineer M. Karolin**
chairteacher from the chair of the agricultural machinery of the Estonian agricultural academy

Résumé

This article gives information about tests of potato-picking combines K-3 and КГП-2 in the Mooste state farm in 1962.

Table 1 gives information about field-laboratory tests, table 2 — the time balance and table 3 — economic information about the tests of those combines.

The potato-picking combines K-3 and КГП-2 are fit to be used on the farms of central and southern regions of the republic in light soils with low stoniness, as the coefficient of operational safety was found in tests to be 0,74 (K-3) and 0,85 (КГП-2), losses were 3 to 6 per cent and damaged tubers formed 6 to 19 per cent.

# LÕIKAVATE ELEMENTIDEGA JUURVILJAPEENESTAJATE TOOTLIKKUSE ARVUTAMINE

**Insener H. Kuigo**

Eesti Loomakasvatuse ja Veterinaaria Teadusliku Uurimise Instituudi farmide mehhaniseerimise osakonna aspirant

Ajakohane sigade söötmine tugineb ratsionaalsele meetodile, milles, arvestades praegust söötade tootmist, osa jõusööta asendatakse peenestatud mahlakate söötadega. Mahlakatest söötadest, mida on tarvis peenestada, tarvitatakse talvel juurvilju — suhkrupeeti ja hübriidkaalikat.

Kuna juurviljade peenestamine on töömahukas ja küllaltki palju aega nõudev töö, peenestusmasinad suhteliselt väikese tootlikkusega ja tarbivad palju energiat toodanguühiku kohta, siis on konstruktoritel veel palju teha olemasolevate peenestusmasinate täiustamisel ning uute loomisel. Edukas konstrueerimine on mõeldav ainult siis, kui on olemas hästi uuritud teoreetilised alused. Juurviljade peenestamise osas aga viimased puuduvad. Kirjanduses [1, 2, 3, 4, 5] on esitatud tootlikkuse leidmiseks mitmeid arvutusvalemeid, mis pole sugugi universaalsed. Nad kehtivad üksikute tüüpide kohta ja on rakendatavad ainult peenestatava materjali viiludeks lõikamisel. Kaasaegne söötmisviis nõuab aga suuremat peenestust — tangutaolist, et peenestatud sööta oleks võimalik edukalt segada sööda teiste koostisosadega ja jaotada sööta torude kaudu.

Peenestajate konstrueerimise lähteandmetena on vaja teada nõutavat peenestusmäära ja tootlikkust. Nende andmete põhjal on võimalik arvutada kõik muud vajalikud suurused: energiakulu, pöörlemiskiiruse, lõikeelementide arvu jne.

Tootlikkus avaldub üldisel kujul järgmise valemiga:

$$Q = Vn'\gamma \text{ [kg/s]}, \qquad (1)$$

kus $V$ on tööorgani ühe pöörde jooksul eraldatav sööda kogus, $m^3$;

$n'$ — tööorgani pöörete arv sekundis;

$\gamma$ — 1 $m^3$ eraldatud sööda mass, kg (eeldatakse võrdsena lõigatava materjali mahkukaaluga).

Tööorgani ühe pöörde jooksul eraldatav sööda kogus on iga tüüpi juurviljapeenestajal erisugune ja sõltub järgmistest suurustest:

1) lõikeelementide arvust $z$ ja nende paigutusest;

2) ühe lõikeelemendiga eraldatava sööda ristlõikepinnast $F$, $m^2$;

3) lõikeelementide kasutusmäärast $k_0$, mille väärtuseks sõltuvalt tööorgani kujust, on

a) vertikaalse ketta puhul [3, 4] $k_0 = 0{,}3 \ldots 0{,}4$,

b) horisontaalse ketta puhul [3] $k_0 = 0{,}8 \ldots 0{,}9$,

c) trumli puhul [3, 4] $k_0 = 0{,}30 \ldots 0{,}35$;

4) juurikatevahelisi tühimikke hindavast tegurist

$$k_1 = \frac{\gamma}{\gamma'},$$

kus $\gamma'$ on lõigatava materjali erikaal, kg/m³.

Kirjanduse [1, 2, 3, 4] andmeil $k_1 = 0{,}60 \ldots 0{,}85$.

Kirjanduses leidub valemeid, millega saab arvutada tööorgani ühe pöörde jooksul eraldatava sööda kogust siledateraliste nugadega ketas- ja trummellõikajates [2, 3, 4], paljukettalises juurviljalõikajas [1, 5] ning tsentrifugaaljuurviljalõikajas [2].

Ainult viiludeks lõikamine, mida siledateraliste nugadega juurviljalõikajad võimaldavad, tänapäeval enam ei rahulda. Juurvilja saab lõigata veel peenemaks, kui tööorganeil on hambulised lõiketerad või palju väikseid lõiketeri. Teiste sõnadega, lõikamine peab toimuma suure arvu lõikeelementidega.

Autor esitab tööorgani ühe pöörde jooksul eraldatava sööda koguse leidmiseks järgmise universaalse valemi, mis on rakendatav iga tüüpi juurviljapeenestajate arvutamiseks, sõltumata lõiketerade kujust, mõõtudest ja paigutusest:

$$V = 2\pi S k_0 k_1 \ [m^3], \qquad (2)$$

kus $S$ on kõigi lõikeelementidega ühe pöörde jooksul ühes lõikes eraldatavate osade ristlõikepindade staatiliste momentide summa tööorgani pöörlemistelje suhtes, $m^3$.

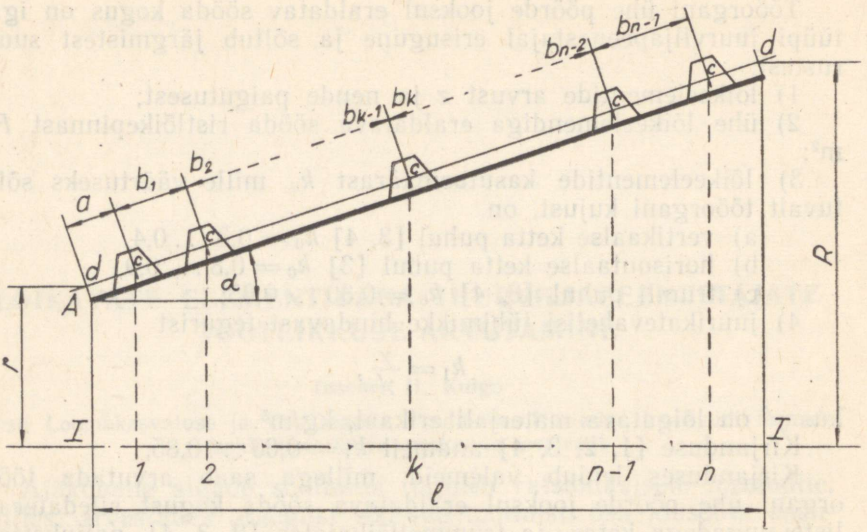
Valemi tuletamine lähtub üldjuhust, mil tööorgani pind $A—A$ (vt. joon.) moodustab pöörlemisteljega $I—I$ nurga $\alpha$. Eraldatavate osade ristlõigete (ehk lõikeelementide lõiketahkude) raskuskeskmeid $c$ läbiva sirge tähistame $d—d$.

Kui $F$ on lõikeelemendiga eraldatava osa ristlõikepind, mis valitakse sõltuvalt vajalikust peenestusmäärast, $m^2$;

$a$ — esimeses reas oleva lõikeelemendi kaugus tööorgani servast, m;

$b_1, b_2 \ldots b_{n-1}$ lõikeelementide vahekaugused, ja

$l$ — tööorgani projektsioon pöörlemisteljele, m, siis avaldub $k$-das reas oleva ühe lõikeelemendiga eraldatava osa maht $V_k'$ järgmise valemiga:




$$V_k' = 2\pi F(r + a\sin\alpha + \sum_{i=1}^{i=k-1} b_i \sin\alpha)\, k_0 k_1 \ [\mathrm{m}^3].$$

Avaldus $F(r + a\sin\alpha + \sum_{i=1}^{i=k-1} b_i \sin\alpha) = S_k'$ väljendab $k$-das rõas oleva lõikeelemendiga eraldatava osa ristlõikepinna staatilist momenti pöörlemistelje suhtes.

Kui pöörlemisteljest ühesugusel kaugusel ($k$-das reas) paikneb $m_k$ elementi, siis avaldub selle ($k$-da) rea lõikeelementidega eraldatavate osade maht valemiga:

$$V_k = m_k V_k' = 2\pi m_k S_k' k_0 k_1 = 2\pi S_k k_0 k_1 \ [\mathrm{m}^3].$$

Kogu tööorgani ($n$ rea) lõikeelementidega eraldatav sööda maht avaldub valemiga:

$$V = \sum_{i=1}^{i=n} V_i = 2\pi k_0 k_1 F \sum_{i=1}^{i=n} m_i[r + \sin\alpha(a + \sum_{i=1}^{i=n-1} b_i)] \ [\mathrm{m}^3]. \quad (3)$$

Selles valemis

$$F \sum_{i=1}^{i=n} m_i[r + \sin\alpha(a + \sum_{i=1}^{i=n-1} b_i)] = S,$$

seega

$$V = 2\pi S k_0 k_1,$$

mis osutubki valemiks (2).

Asendanud

$$\sin a = \frac{R-r}{\sqrt{l^2+(R-r)^2}},$$

saame:

$$V = 2\pi k_0 k_1 F \sum_{i=1}^{i=n} m_i \left[ r + \frac{R-r}{\sqrt{l^2+(R-r)^2}} \left( a + \sum_{i=1}^{i=n-1} b_i \right) \right].$$

Soovitatav on valida lõikeelementide vahekaugused üksteisega võrdsed, siis

$$b_1 = b_2 = \ldots = b_{n-1} = b$$

ja

$$V = 2\pi k_0 k_1 F \sum_{i=1}^{i=n} m_i \left\{ r + \frac{R-r}{\sqrt{l^2+(R-r)^2}} [a+(i-1)b] \right\} [\mathrm{m}^3]. \quad (4)$$

Valemite (2) ja (4) põhjal võime avaldada tootlikkuse valemi (1) universaalsel kujul järgmisena:

$$Q = 2\pi k_0 k_1 n' \gamma F \sum_{i=1}^{i=n} m_i \left\{ r + \frac{R-r}{\sqrt{l^2+(R-r)^2}} [a+(i-1)b] \right\} [\mathrm{kg/s}]. \quad (5)$$

Valem lihtsustub tunduvalt, kui tööorganiks on silindriline trummel. Sel juhul $R = r$ ja

$$Q = 2\pi k_0 k_1 n' \gamma F r \sum_{i=1}^{i=n} m_i \ [\mathrm{kg/s}]. \quad (6)$$

Kuna $\sum_{i=1}^{i=n} m_i = z$ on lõikeelementide üldarv, siis võime valemi (6) esitada järgmisel kujul:

$$Q = 2\pi k_0 k_1 n' \gamma F r z \ [\mathrm{kg/s}]. \quad (7)$$

Kettakujulise tööorgani puhul $l = 0$ ja

$$Q = 2\pi k_0 k_1 n' \gamma F \sum_{i=1}^{i=n} m_i [r + a + (i-1)b] \, [\mathrm{kg/s}]. \quad (8)$$

Tootlikkuse arvutamiseks esitatud valem (5) on universaalne: temaga saab arvutada mitmesuguse tööorganiga juurviljapeenestajaid, sõltumata lõikeelementide kujust, arvust ja paigutusest. Ta sisaldab kõiki tööorganit iseloomustavaid suurusi. Kui viimastest ühtede väärtused on teada või eelnevalt valitud, saab arvutada kõigi teiste väärtused.

## KIRJANDUS

1. Дикис М. Я., Мальский А. Н. Технологическое оборудование консервных заводов. Пищепромиздат, Москва, 1961.

2. Сичевой П. С. Скоростное производительное резание сахарной свеклы. «Сахарная промышленность» 1957, № 9.
3. Соминич Н. Г. Механизация животноводческих ферм. Сельхозгиз, Москва—Ленинград, 1959.
4. Смирнов И. И. Машины для животноводческих ферм. Машгиз, Москва, 1959.
5. Чебуркина Е. М. Разработка быстроходных рабочих органов для резки сочных кормов. Труды ВИЭСХ, т. VI, отдел техн. инф. ВИЭСХ, Москва, 1959.

## РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОРНЕКЛУБНЕИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ С РЕЖУЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

**Инженер Х. Х. Куйго**
аспирант отдела механизации животноводческих ферм Эстонского научно-исследовательского института животноводства и ветеринарии

Резюме

В статье предложена формула (5) для расчета производительности корнеклубнеизмельчителей, которая действительна для различных рабочих органов, независимо от формы, числа и расположения режущих элементов.

## PRODUKTIVITÄTSBERECHNUNG DER GEMÜSEHACKER MIT SCHNEIDENDEN ELEMENTEN

**Ingenieur H. Kuigo**
aspirant des Estnischen Instituts für Tierzucht und Veterinärmedicin

Zusammenfassung

Dieser Beitrag enthält die Berechnungsformel (5) der Produktivität der Gemüsehacker, die bei verschiedenem Arbeitsorgan, unabhängig von der Zahl, Gestalt und Stelle der schneidenden Elemente verwendet sein kann.

# ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ И РАСХОД МОЩНОСТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РАСПОЛОЖЕНИЯ КУЛЬТИВАТОРА НА РАМЕ САМОХОДНОГО ШАССИ Т-16 (ДВСШ-16)

**Инженер Л. Г. Курбатов**

кафедра тракторов и автомобилей Ленинградского сельскохозяйственного института

Один из пунктов программы полевых испытаний, которые были проведены в учебно-опытном хозяйстве Ленинградского сельскохозяйственного института в 1960 году, предусматривал определение затрат мощности при культивации в зависимости от расположения культиватора на раме самоходного шасси. Для этого испытания проводились на одном и том же подготовленном для культивации участке поля, и установка культиватора КРСШ-2,8А на раму самоходного шасси ДВСШ-16 в первое, второе и третье положения производилась в течение одного дня. Тем самым почвенно-климатические условия соблюдались одинаковыми во время работы агрегата при выбранных положениях, а затраты мощности зависели только от определенного расположения орудия на раме самоходного шасси и от заданной глубины культивации.

Определение затрат мощности в зависимости от расположения культиватора на раме самоходного шасси производилось с учетом графика распределения эффективной мощности двигателя $N_e$, предложенного в свое время проф. А. Д. Халкиоповым.[1] По координатным осям этого графика (рис. 1) откладывались усилия и скорости.

При работе агрегата мощность $N_e$, развиваемая двигателем, расходуется на:

1) преодоление трения в трансмиссии — $N_{тр}$,
2) буксование — $N_\delta$,
3) преодоление сопротивлений катанию — $N_к$,
4) преодоление сопротивлений подъема — $N_п$,
5) преодоление сопротивлений от ускорения — $N_j$,
6) преодоление сопротивлений на крюке — $N_{кр}$.

[1] М. С. Горбунов. Курс лекций по теории трактора.

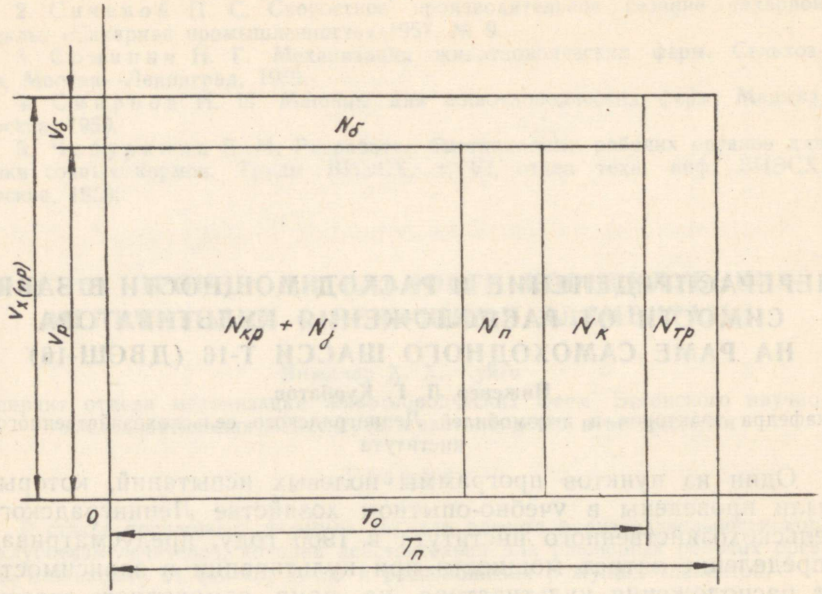



Рис. 1. График распределения эффективной мощности двигателя $N_e$.

Поэтому эффективная мощность

$$N_e = N_{тр} + N_б + N_п + N_j + N_{кр}.$$

Согласно разработанной программы полевых испытаний нас интересовала мощность, потерянная на буксование $N_б$ и мощность, полученная на ведущей оси $N_z$, которая распределяется на преодоление следующих сопротивлений:

$$N_z = N_{кр} + N_к + N_п + N_j.$$

Для выполнения намеченной программы полевых испытаний мощность, затрачиваемая агрегатом, определялась при установившемся движении и на горизонтальном участке поля.

Мощность $N_z = N_{кр} + N_к$ в данном случае затрачивается на культивацию ($N_{кр}$) и на преодоление сопротивления перекатыванию ($N_к$).

Если при установившемся движении на горизонтальном участке культивация не производится, то мощность расходуется на преодоление сопротивления перекатыванию, т. е.

$$N_z = N_к.$$

В общем случае мощность есть произведение усилия на скорость. При установившемся движении агрегата на ведущей

оси самоходного шасси всегда развивается толкающее усилие, необходимое для преодоления суммы сопротивлений. Для определения толкающего усилия на ведущих полуосях самоходного шасси суммарный крутящий момент замерялся ротационным динамографом.

Для определения рабочей скорости агрегата на пленку осциллографа МПО-2 одновременно записывались пройденный путь и время прохождения этого пути.

Значение коэффициента буксования определялось по формуле:

$$\delta = 1 - \varrho = 1 - \frac{n_x}{n_p},$$

где $\varrho$ — коэффициент преобразования скорости,

$n_x$ — число оборотов ведущих колес самоходного шасси, уложившихся на испытуемом участке при холостом ходе,

$n_p$ — число оборотов ведущих колес самоходного шасси на том же участке при культивации.

Обороты ведущих колес самоходного шасси записывались на пленку этого же осциллографа с точностью до $^1/_4$ оборота.

Скорость, потерянная на буксование, определялась по формуле:

$$v_\delta = \frac{\delta v_p}{\varrho}.$$

Таким образом были получены: величина толкающего усилия на ведущей оси самоходного шасси, рабочая скорость и скорость, потеренная на буксование.

При холостом ходе агрегата мощность, затрачиваемая на перекатывание, в зависимости от расположения культиватора на раме самоходного шасси имеет следующие значения:

при навеске культиватора ближе к ведущим колесам

$$N_z = N_к = 1{,}01 \text{ л. с.},$$

при навеске культиватора ближе к направляющим колесам

$$N_z' = N_к' = 1{,}73 \text{ л. с.},$$

при навеске культиватора впереди направляющих колес

$$N_z'' = N_к'' = 2{,}21 \text{ л. с.}$$

Из приведенных значений видно, что перемещение точки навески культиватора к передней оси вызывает значительное увеличение затрат мощности на перекатывание.

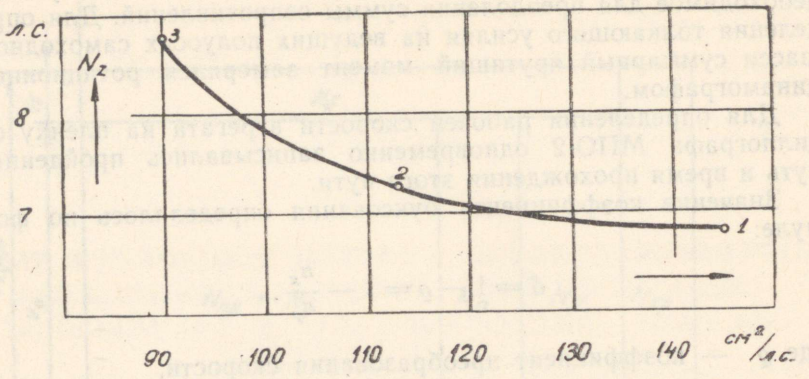



Рис. 2. Затраты мощности агрегата при глубокой культивации в зависимости от расположения культиватора на раме самоходного шасси.

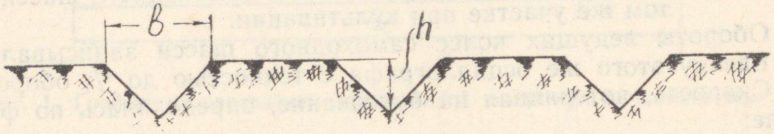



Рис. 3. Сечение борозд обработанной поверхности.

Затраты мощности на перекатывание и полезную работу при глубокой культивации приводится на графике (рис. 2) по оси абсцисс которого откладываются удельные затраты мощности при различных положениях культиватора на раме шасси, а по оси ординат — общая мощность на ведущей оси $N_z$ *л. с.*

Обработанная поверхность (сечение борозд), то есть ширина $b$ и глубина $h$ (рис. 3), нами замерялись через каждые 10 . . . 15 метров после прохождения агрегата. Это давало возможность более точно определить глубину культивации на заданном участке поля.

Участок поля для проводимых опытов был хорошо подготовлен, вспахан и два раза проборонован. При полезной работе культивация производилась сразу на заданную глубину и за один проход агрегата. Размеры борозд находились в пределах $b = 30 \ldots 42$ *см*, $h = 9{,}5 \ldots 14$ *см*. Площадь сечения определялась для трех борозд.

Как видно из графика (рис. 2), для глубокой культивации наибольший объем выполненной работы при наименьших затратах мощности соответствует первому положению, то есть при работе агрегата с культиватором, расположенным ближе к ведущим колесам самоходного шасси.

# AGREGAADI VÕIMSUSE JAGUNEMINE JA KULU SÕLTUVALT KULTIVAATORI ASETUSEST ISELIIKUVA ŠASSII T-16 (ДВСШ-16) RAAMIL

**Insener L. Kurbatov**

Leningradi Põllumajanduse Instituudi autode ja traktorite kateeder

Kokkuvõte

Artiklis on käsitletud metoodikat võimsuse kulu määramiseks sõltuvalt kultivaatori asetusest iseliikuva šassii raamil, kõrvutatavates pinnase- ja kliimatingimustes.

Esitatakse mõningad katseliselt saadud andmed:

a) võimsuse kulu (iseliikuvast šassiist ДВСШ-16 ja kultivaatorist КРСШ-2,8А koosneva) agregaadi tühikäigul kultivaatori mitmesugustes asendites šassii raamil,

b) võimsuse kulu sügavkultiveerimisel kultivaatori erisugustes asendites šassii raamil.

Katseliselt on leitud kultivaatori sobivaim asend iseliikuva šassii raamil. Katsed tõendasid, et agregaadi võimsus on kõige suurem, kui kultivaator asetseb veoratastele lähemal.

# DER LEISTUNGSVERTEILUNG UND LEISTUNGSVERBRAUCH DES SCHLEPPERAGGREGATS IN DER ABHÄNGIGKEIT VON DER LAGE DES KULTIVATORS AUF DEM RAHMEN DES GERÄTETRÄGERS T-16 (ДВСШ-16)

**Ingenieur L. Kurbatow**

Lehrstuhl für Schlepper und Kraftwagen am Leningrader Landwirtschaftlichen Institut

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wird die Methodik zur Bestimmung des Leistungsverbrauches behandelt in Abhängigkeit von der Lage des Kultivators auf dem Rahmen des Geräteträgers (unter vergleichbaren Boden- und klimatischen Bedingungen).

Es werden einige experimentelle Daten angeführt:

a) der Leistungsverbrauch des Aggregats, das aus dem Geräteträger ДВСШ-16 und Kultivator КРСШ-2,8А besteht, beim Leerlauf in verschiedenen Lagen des Kultivators,

b) der Leistungsverbrauch bei einer tiefen Kultivierung in Abhängigkeit von der Lage des Kultivators auf dem Rahmen des Geräteträgers.

Die Versuche ergaben, dass die Leistung des Aggregats am grössten ist, wenn der Kultivator den Triebrädern näher gelegen ist.

# NUUMIKUTE VEDELSÖÖDA VISKOOSSUSEST

**Insener V. Laja**

Eesti Loomakasvatuse ja Veterinaaria Teadusliku Uurimise Instituudi teaduslik töötaja

Üks olulisemaid meetodeid tööviljakuse tunduvaks tõstmiseks seakasvatuses on nuumikutele sööda jaotamine torude kaudu. Eriti häid tulemusi on saavutatud torude kaudu jaotamisega Tšehhoslovakkias [4]. Ka meie vabariigis on sel alal saavutatud märkimisväärseid tulemusi. Eesti Loomakasvatuse Instituudi teadusliku töötaja A. Ruse andmetel kulus sööda jaotamiseks ripptee vagonetiga 1,56 min ja talitajal tuli läbida 18,1 m nuumiku kohta päevas. Vastavad arvud torude kaudu jaotamisel olid aga 0,07 min ja 2,6 m. Seega säästab torude kaudu jaotamine aega 1,49 min ja läbikäidud tee lüheneb 15,5 m nuumiku kohta [5].

Muidugi on ka teisi võimalusi tööjõu säästmiseks. Eriti häid tulemusi annab üleminek kuivsöödale. Kuid Eesti NSV tingimustes on söötühikule ümberarvutatult kõige odavamad ja nõuavad kõige vähem tööjõukulu mahlakad söödad [1].

Torude kaudu jaotamise laialdasemat levikut takistavad mitmesugused raskused vastavate seadmete konstrueerimisel ja ekspluatatsioonis. Põhiliseks ja peamiseks raskuseks torustiku konstrueerimisel on insenerilise arvutuse aluste puudumine. Vedelsööt oma füüsikalis-mehaanilistelt omadustelt erineb tunduvalt homogeensetest vedelikest. Puuduvad andmed rõhukao kohta olenevalt niihästi pikkusest kui ka kohalikust takistusest. Järelikult puuduvad andmed ka vajaliku rõhu, torustiku läbimõõdu ja seadme tootlikkuse kohta.

Tõsi küll, Saksa Demokraatlikus Vabariigis on 1960. aastast alates tehtud mõningaid mõõtmisi vedelsööda jaotamise kohta [2], kuid saadud andmed kehtivad ainult teatud ratsioonide ja teatud läbimõõdus torude kohta.

Selleks, et arvutada rõhukadu olenevalt torustiku pikkusest, tuleb alata vedelsööda füüsikaliste omaduste tundmaõppimisest. Teatavasti kehtib homogeensete vedelike kohta Newtoni valem:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dr} \text{ [dyn/cm}^2\text{]}, \quad (1)$$

kus $\tau$ on nihkepinge, dyn/cm$^2$;
$\eta$ — dünaamiline viskoossus, P;
$v$ — voolamise keskmine kiirus, cm/s;
$r$ — toru sisemine raadius, cm.

Nuumikute vedelsööt ei ole homogeenne vedelik, vaid kuulub nagu enamik jämedispersseid vedelikke, plastilisviskoossete süsteemide hulka. Jämedispersseid vedelikke iseloomustab see, et nende liikuma panemiseks on vaja minimaalselt väikest nihkejõudu või piirväärtusele lähenevat nihkepinget, mida põhjustavad enam-vähem kindlat struktuuri moodustavad disperssed osakesed. Selle struktuuri lõhkumiseks lähebki tarvis nihkejõudu, mida nimetatakse dünaamiliseks nihketakistuseks.

Enamik jämedispersseid süsteeme allub Švedovi-Binghami seadusele:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dr} + \tau_0 \text{ [dyn/cm}^2\text{]}, \quad (2)$$

kus $\tau_0$ on dünaamiline nihketakistus, dyn/cm$^2$.

Autori katsetest on selgunud, et hõõrdekadu olenevalt torustiku pikkusest sõltub jämedisperssetel vedelikel paljudest teguritest ja väljendub seosega:

$$h = f(b, \gamma, m, t, \eta, \tau_0, r, v, n) \text{ [dyn/cm}^2\text{]}, \quad (3)$$

kus $b$ on kuivaine sisaldus vedelikus, %;
$\gamma$ — vedeliku erikaal, dyn/cm$^3$;
$m$ — disperssete osakeste mõõdud, cm;
$t$ — vedeliku temperatuur, °C;
$n$ — toru karedustegur, dimensioonita.

Valemid torustiku arvutamiseks lihtsustuvad siiski tunduvalt, sest dünaamiline viskoossus ja dünaamiline nihketakistus hõlmavad kuivaine sisaldust, erikaalu, disperssete osakeste mõõtusid ja temperatuuri. Siit järeldub, et dünaamiline viskoossus ja dünaamiline nihketakistus on jämedisperssete vedelike tähtsamaid füüsikalisi omadusi.

Homogeensete vedelike viskoossuse mõõtmiseks kasutatavaid viskosimeetreid võib liigitada järgmiselt:

1) kuulviskosimeetrid,
2) kapillaarviskosimeetrid,
3) rotatsioonviskosimeetrid,
4) tingviskosimeetrid (Engleri, Fordi jt.).

Autori püüe määrata vedelsööda viskoossust kuulviskosimeetriga ei andnud tulemusi peamiselt kahel põhjusel.

Vedelsööda settivus on niivõrd kiire, et ületab kuulikese langemise kiirust ja toru põhja moodustub enne kuuli sinnajõudmist tihenenud disperssete osakeste kiht.

Kuulikese ja vedeliku erikaalude vahe suurendamisel muutub kuulikese langemise kiirus niivõrd suureks, et mõõtmise täpsus jääb väga küsitavaks.

Kapillaarviskosimeetrite puuduseks on disperssete osakeste kleepumine kapillaari seintele, mis tingib vajaduse kasutada suure läbimõõduga torusid.

Ka pole kummagi nimetatud tüüpi viskosimeetriga võimalik määrata dünaamilist nihketakistust.

Parimateks viskosimeetriteks jämedisperssete vedelike viskoossuse ja dünaamilise nihketakistuse mõõtmiseks on rotatsioonviskosimeetrid, mida on kasutatud laialdaselt igasuguste plastilis-viskoossete süsteemide (paberi- ja turbamassi, savisegu jt.) viskoossuse mõõtmiseks.

Autor määras kindlaks vedelsööda viskoossuse ja dünaamilise nihketakistuse söödasegudel, mille koostis on esitatud tabelis 1.

Tabel 1

**Söödasegude koostis**

| Sööda-segu | Segu komponendid % | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Jõusõõt | Heinajahu | Suhkrupeet | Kartul | Lõss | Vesi |
| I | 5,2 | 1,8 | 12,9 | — | 4,6 | 75,5 |
| II | 5,2 | 0,7 | 12,6 | — | 5,2 | 76,3 |
| III | 6,0 | 1,68 | — | 11,35 | 5,17 | 75,8 |
| IV | 6,2 | — | 12,3 | — | 4,6 | 76,9 |
| V | 33,33 | — | — | — | — | 66,67 |
| VI | 7,2 | — | — | 42,8 | — | 50,0 |

Söödasegudes sisalduvate tükkide keskmised mõõdud kõikusid piirides 2,40 ... 2,68 mm. Katseseadme põhiosaks oli rotatsioonviskosimeeter RV-8. Täpsemate katsetulemuste saavutamiseks muudeti mõningal määral viskosimeetri ehitust: vähendati sisemise pöörleva silindri läbimõõtu ja tehti talle sooned libisemise vältimiseks. Katsed tehti ainult ühepoolse koormusega. Silindri pöörlemiskestuste täpsemaks fikseerimiseks oli koormuse alla asetatud metallplaat, mis koormuse plaadile langedes andis terava heli.

Vedeliku temperatuuri mõõtmiseks kasutati vask-konstantaantermopaari ja galvanomeetrit M198/3.

Dünaamilist nihketakistust väljendab valem:

$$\tau_0 = K_0(P - P_0) \ [\text{dyn/cm}^2], \qquad (4)$$

kus $K_0$ on viskosimeetri konstant dünaamilise nihketakistuse mõõtmisel, $1/(\text{cm} \cdot \text{s}^2)$;

$P$ — aparaadi taldrikutel olev koormus, G;

$P_0$ — aparaadi hõõrdetakistus, G.

Viskosimeetri konstant

$$K_0 = \frac{Rg}{2\pi r_0^2 h}\ [1/(\mathrm{cm} \cdot \mathrm{s}^2)], \qquad (5)$$

kus $R$ on aparaadi plokiratta läbimõõt, cm;
$r_0$ — sisemise pöörleva silindri raadius, cm;
$h$ — vedelikus oleva sisemise silindri kõrgus, cm;
$g$ — raskusjõu kiirendus, 981 cm/s².

Viskoossust väljendab valem:

$$\eta = K\frac{P - P_0}{n}\ [\mathrm{P}], \qquad (6)$$

kus $n$ — sisemise silindri pöörlemiskiirus, p/s;
$K$ — viskosimeetri konstant dünaamilise viskoossuse mõõtmisel, $1/(\mathrm{cm} \cdot \mathrm{s}^2)$, ja väljendub valemiga:

$$K = \frac{Rg}{8\pi^2\left(\frac{hr_0P_1^2}{P_1 - P_0^2} + \frac{P_0^3 + P_1^3}{P_1^3 - P_0^3}\right)}\ [1/(\mathrm{cm} \cdot \mathrm{s}^2)]. \qquad (7)$$

Siin $r_1$ on välimise paigaloleva silindri läbimõõt, cm.

Kasutatud viskosimeetril olid järgmised andmed: $r_0 = 0{,}99$ cm, $r_1 = 1{,}89$ cm ja $R = 2{,}24$ cm. Kõrgus oli kõigil katsetel konstantne $h = 7$ cm. Seega olid seadme konstandid järgmised: $K_0 = 48{,}4$ ja $K = 2{,}66$.

Viskoossuse mõõtmine toimus üldiselt tunnustatud, rotatsioonviskosimeetrite korral rakendataval meetodil. Mõõtnud sisemise silindri pöörlemiskiiruse $n$ vedeliku antud temperatuuril kolmel kuni neljal erisugusel koormusel $P$, arvutati valemiga (6) viskoossus ning võeti $n$ ja $P$ iga paari kohta keskmine. Saadud tulemused on esitatud joonisel.

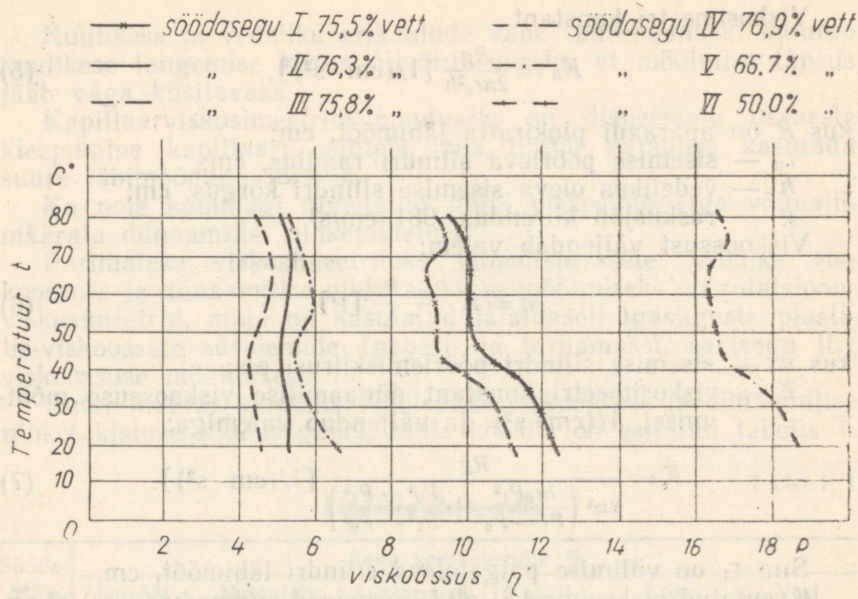
Dünaamiline nihketakistus arvutati valemiga (4) ja tulemused on esitatud tabelis 2.

Tabel 2

**Söögasegude dünaamiline nihketakistus**

| Sööda-segu | Dünaamiline nihketakistus, dyn/cm² | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 15° C | 20° C | 35° C | 50° C | 80° C |
| I | 560 | 556 | 508 | 314 | 290 |
| II | 168 | 168 | 168 | 160 | 168 |
| III | 185 | 179 | 171 | 170 | 169 |
| IV | 122 | 122 | 120 | 125 | 122 |
| V | 337 | 325 | 247 | 247 | 280 |
| VI | 555 | 543 | 485 | 480 | 505 |

Nagu jooniselt nähtub, ei muutu vedelsööda viskoossus temperatuuriga kindla seaduspärasuse järgi.




*Sööda viskoossuse sõltuvus temperatuurist ja kontsentratsioonist*

Seda on täheldanud ka B. Vagin, uurides toidujäätmetest sööta [3]. Viskoossuse kõikuvus on tingitud söödas sisalduva tärklise kliisterdumisest, heinajahu paisumisest ja muudest asjaoludest. Mõningaid järeldusi vedelsööda viskoossuse kohta võib siiski teha.

1. Temperatuuril 40° C muutub kõigi söödasegude viskoossus suuremal või väiksemal määral.

2. Enamvähem ühesugustel söödasegudel (I ja II) tõstab heinajahu sisalduse suurendamine 0,7%-lt 1,8%-le viskoossuse temperatuuril 15° C rohkem kui kahekordseks.

3. Nähtavasti tuleb torustiku arvutusel võtta aluseks vedelsööda viskoossus temperatuuril 15° C. Madalamal temperatuuril ja kõrgetel temperatuuridel (60 ja 75° C) söödasegu torustikus praktiliselt ei esine.. Võrdlevad andmed on esitatud tabelis 3.

Tabel 3

**Vedelsööda viskoossus puaasides**

| Temperatuur °C | Söödasegu | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | I | II | III | IV | V | VI |
| 15 | 12,25 | 5,29 | 6,74 | 4,60 | 11,35 | 18,75 |
| 60 | 10,08 | 5,33 | 5,95 | 4,81 | 9,12 | 16,36 |
| 75 | 9,93 | 5,32 | 5,54 | 4,70 | 9,42 | 16,87 |

KIRJANDUS

1. Eesti NSV Ministrite Nõukogu esimehe V. Klaussoni kõne NLKP KK pleenumil. «Edasi» nr. 23 (4055), 23. nov. 1962.
2. Tschierschke, M. Mechanisierung der Fütterung in Schweine-Maststallen. Vorträge der wissenschaftlichen Jahrestagung 1960 des Instituts für Landtechnik Potsdam-Bornim der Deutschen Akademie der Landwirtschaften zu Berlin, Tagungsberichte Nr. 31, Berlin, 1961.
3. Вагин Б. И. Исследование непрерывного процесса тепловой обработки пищевых отходов. Автореферат, Ленинград, 1963.
4. Велебил, М. Новые средства механизации крупных животноводческих ферм, «Международный сельскохозяйственный журнал» № 2, 1962.
5. Русе, А. Г. Снижение затрат труда при содержании откормочных свиней в Эстонской ССР. Автореферат,, Таллин, 1963.

# О ВЯЗКОСТИ ЖИДКИХ КОРМОВ ДЛЯ ОТКОРМОЧНЫХ СВИНЕЙ

**Инженер В. Ф. Лая**

научный сотрудник Эстонского научно-исследовательского института животноводства и ветеринарии

Резюме

Отсутствие основ инженерно-технического расчета установок для раздачи кормов по трубам является основным препятствием внедрения этого метода раздачи кормов. В отличие от однородных жидкостей, для смесей кормов уравнение Ньютона о касательном напряжении не действительно, они, как большинство вязко-пластичных систем, подчиняются закону Шведова-Бингама (2).

Для определения вязкости кормов из существующих типов вискозиметров наиболее применимы ротационные вискозиметры. В работе показывается методика используемого вискозиметра и даётся состав рационов, с которыми производятся опыты (таблица 1). Полученная вязкость данных рационов показана на рисунке, а динамические сопротивления сдвигу приведены в таблице 2.

Как видно из рисунка, вязкость жидкого корма при повышении температуры не подчиняется никакому определенному закону. Такой характер изменения вязкости может быть объясним процессом клейстеризации крахмала и набуханием сенной муки при нагревании.

По всей вероятности, в инженерно-технических расчетах нужно учитывать значения вязкости при температуре 15° С, которые даны в таблице 3.

# ÜBER DIE VISKOSITÄT DES FLIESSFÄHIGEN FUTTERS FÜR MASTSCHWEINE

**Ingenieur V. Laja**

Wissenschaftlicher Mitarbeiter der Estnischen Instituts für Tierzucht und Veterinärmedizin

Zusammenfassung

Am Anfang des Artikels ist das Bedürfnis nach der ingeniuertechnischen Berechnung der Rohrleitung bewiesen worden.

Das Fehlen der Berechnungsgrundlagen ist das hauptsächlichste Hindernis für die Verbreitung der Rohrleitung zur Fütterung mit fliessfähigem Futter. Im Gegenteil zu den homogenen Flüssigkeiten, kann für das fliessfähige Futter die bekannte newtonische Gleichung für die dünamische Verschiebungsspannung nicht verwendet werden. Das fliessfähige Futter, wie die meisten plastischviskosen Systeme, unterliegt der Schwedows-Binghams Formel (2).

Von den vorhandenen Viskosimetern, eigneten sich zu grobdispersen Flüssigkeiten am besten die sogenannten Rotationsviskosimeter. Die Methodik zur Benutzung und die Konstanten des Rotationsviskosimeters RV-8 sind im Artikel gegeben worden.

Der Bestand der geprüften Rationen wird in der Tabelle 1 gezeigt. Das Bild zeigt die Messergebnisse der Viskosität und die Tabelle 2 die Messergebnisse der Dünamischen Verschiebungsspannungen.

Wie das Bild zeigt, ist die Abhängigkeit von Temperaturen des fliessfähigen Futters keinem Gesetz unterlegen. Der Grund dazu liegt darin, dass sich das im Futter befindliche Stärkemehl bei höheren Temperaturen kleistern und das Heumehl anschwellen wird. Aller Wahrscheinlichkeit nach handelt es sich in ingenieur-technischen Berechnungen um die Viskosität des fliessfähigen Futters bei Temperatur 15° C. Die Angaben über die Viskosität bei 15° C sind in Tabelle 3 enthelten.

# KARTULIVÕTMISMASINA KTH-1A KATSETAMISEST

**Tehnikakandidaat H. Möller, insener E. Tasane ja õpetatud agronoom U. Kull**
EPA põllutöömasinate kateedri vanemõpetajad

Põllutöömasinate kateedri kollektiiv katsetas 1962. a. suvel kohalikes tingimustes kartulivõtmismasinat KTH-1A.

Tartu Põllutöömasinate Tehase «Võit» tellimisel tehti kindlaks tehases loodud uue kartulivõtmismasina KTH-1A kõige sobivam töötamiskiirus, traktori ДТ-20 ja masina KTH-1A ühenduslülides tekkivad jõud, pöördemoment kaitsesiduri võllil ja saha horisontaalne veotakistus.

Lülides mõjuvate jõudude ja pöördemomendi mõõtmiseks kasutati 0,02-mm konstantaantraadist 20-mm baasi ja 200-oomise takistusega andureid. Registreerimisseadmetena kasutati põllutöömasinate kateedris ostsillograafist МПО-2 ja võimendist ТУ-4М ehitatud tensomeetrilist jaama autol ГАЗ-69 [1]. Ostsillogramme töödeldi mehaanilise klassifikaatoriga МКО-2 [2].

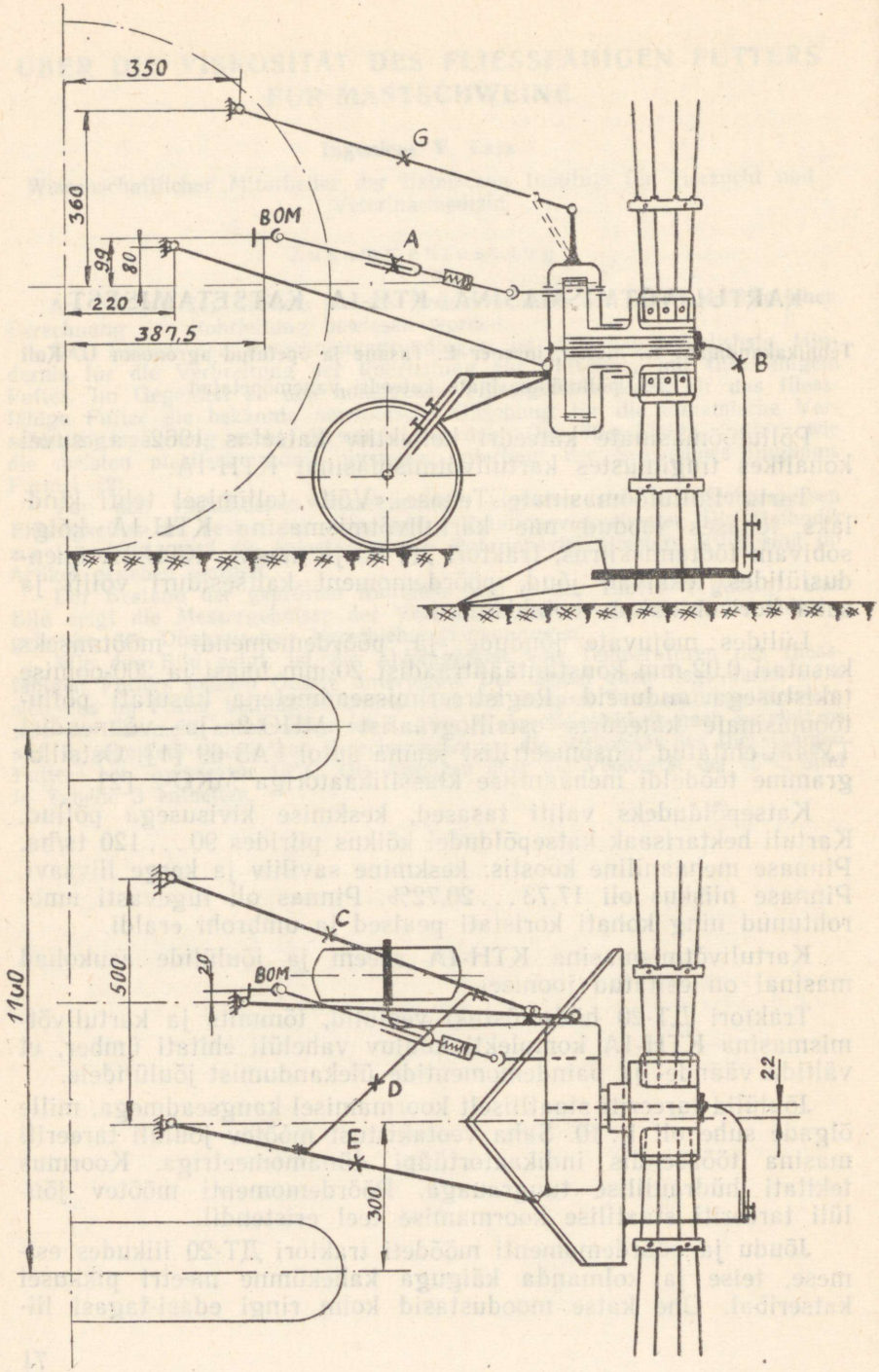
Katsepõldudeks valiti tasased, keskmise kivisusega põllud. Kartuli hektarisaak katsepõldudel kõikus piirides 90 ... 120 ts/ha. Pinnase mehaaniline koostis: keskmine saviliiv ja kerge liivsavi. Pinnase niiskus oli 17,73 ... 20,72%. Pinnas oli tugevasti umbrohtunud ning kohati koristati pealsed ja umbrohi eraldi.

Kartulivõtmismasina KTH-1A skeem ja jõulülide asukohad masinal on esitatud joonisel.

Traktori ДТ-20 hüdrotõstuki veolülid, tõmmits ja kartulivõtmismasina KTH-1A komplekti kuuluv vahelüli ehitati ümber, et vältida väände- ja paindemomentide ülekandumist jõulülidele.

Jõulülid tareeriti staatiliselt koormamisel kangseadmega, mille õlgade suhe oli 1 : 10. Saha veotakistust mõõtev jõulüli tareeriti masina tööasendis indikaatortüüpi dünamomeetriga. Koormus tekitati hüdraulilise tungrauaga. Pöördemomenti mõõtev jõulüli tareeriti staatilise koormamise teel eristendil.

Jõudu ja pöördemomenti mõõdeti traktori ДТ-20 liikudes esimese, teise ja kolmanda käiguga kahekümne meetri pikkusel katseribal. Ühe katse moodustasid kolm ringi edasi-tagasi lii-


350
360
G
BOM
A
99
80
220
387,5
B
1100
500
20
BOM
C
D
E
300
22

kumist. Iga käiguga liikudes tehti 6 katset. Katseandmed on koondatud tabelitesse 1 ja 2.

Tabel 1

**Keskmised väärtused**

| Traktori ДТ-20 käik | Jõud kG | | | | | Pöördemoment kaitsesiduri võllil kGm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | saha horisontaalne veotakistus | veojõud parempoolses veolülis | veojõud vasakpoolses veolülis | jõud vahelülis | survejõud ülemises tõmmitsas | |
| esimene | 69,9 | 82,7 | 107,7 | 107,5 | 118,0 | 5,95 |
| teine | 73,0 | 81,1 | 105,9 | 102,5 | 119,0 | 6,48 |
| kolmas | 76,2 | 85,8 | 106,9 | 107,7 | 121,0 | 6,91 |

**Väärtuste hälbed**

Tabel 2

| | Maksimaalne väärtus | Ebaühtlus % | Keskmine võnkesagedus Hz |
|---|---|---|---|
| Saha horisontaalne veotakistus [1], kG | 350 | 137 | 3 ... 5 |
| Veojõud parempoolses veolülis, kG | 325 | 130 | 14 |
| Veojõud vasakpoolses veolülis, kG | 365 | 95 | 14 |
| Tõmbejõud vahelülis, kG | 350 | 268 | 14 |
| Survejõud vahelülis, kG | 75 | | |
| Survejõud ülemises tõmmitsas, kG | 320 | 168 | 3 ... 5 |
| Pöördemoment kaitsesiduri võllil [2], kGm | 13,1 | 116 | 14 |

[1] Löökkoormus saha põrkamisel vastu kivi.
[2] Sõltub kaitsesiduri reguleeritusest.

Saadud väärtused võib võtta rootortüüpi kartulivõtmismasinate konstruktsiooni arvutamisel aluseks.

Nagu esitatud katseandmetest nähtub, sõltuvad jõud lülides kiirustel 5 ... 8 km/h ehk 1,4 ... 2,2 m/s traktori liikumiskiirusest üsna vähe. Tuleb arvestada jõudude suure ebaühtlusega.

Kartulivõtmismasina liikumiskiirust piirab rootori pöörlemiskiirus. Liikumiskiirus tuleb valida selline, et kogu muld, mille masina sahk lahti kaevab, paisatakse rootori labadega laiali. Suurtel liikumiskiirustel võib esineda olukord, et rootori labad ei paiska kogu mulda laiali, mistõttu osa mulda kuhjub vao kõrvale ja kartulite kadu mulda jäämise tõttu suureneb. Arvutus tõen-

Kartulivõtmismasina KTH-1A skemaatiline külg- ja pealtvaade masina tööasendis traktori ДТ-20 rippes: *A* — jõulüli pöördemomendi mõõtmiseks kaitsesiduri võllil, *B* — jõulüli saha horisontaalse veotakistuse mõõtmiseks, *C* — jõulüli jõu mõõtmiseks parempoolses veolülis, *D* — jõulüli jõu mõõtmiseks vahelülis, *E* — jõulüli jõu mõõtmiseks vasakpoolses veolülis, *G* — jõulüli jõu mõõtmiseks tõmmitsas.

dab, et selline olukord esineb juhul kui kartulivõtmismasina KTH-1A liikumiskiirus ületab 6,6 km/h (1,8 m/s).

Sobiva liikumiskiiruse kindlakstegemiseks asetati vao kõrvale presentlint. Kartulivõtmismasin paiskas mulla koos kartulitega sellele lindile. Pärast kartulite lahtiajamist asetati presentlindile 0,5-m vahemikega raam — ühte serva pidi kartulivao teljele. Seejärel nopiti kõik näha olevad kartulid raami eri vahemikest kokku ja kaaluti. Samuti koguti kokku ja kaaluti raami vahemikes olev muld koos sinna jäänud kartulitega. Traktori iga käiguga liikudes tehti 5 katset.

Kartulite kaalu järgi protsendiline jaotumine heitekaugustele (raami vahemikesse) on esitatud tabelis 3.

Tabel 3

**Kartulite jaotumine heitekauguse järgi**

| Traktori käik | Kartulite heitekaugus | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | kuni 0,5 m | 0,5 ... 1,0 m | 1,0 ... 1,5 m | 1,5 ... 2,0 m | 2,0 ... 2,5 m | 2,5 ... 3,0 m | 3,0 ... 3,5 m |
| esimene | 0,6 | 13,0 | 29,6 | 30,2 | 15,8 | 7,8 | 3,0 |
| teine | 3,9 | 15,9 | 32,1 | 25,6 | 15,3 | 5,0 | 2,2 |
| kolmas | 14,8 | 29,0 | 34,3 | 15,7 | 6,2 | — | — |

Kõrvalepaisatud mulla protsendiline jaotumine heitekauguse järgi on esitatud tabelis 4.

Tabel 4

**Mulla jaotumine heitekauguse järgi**

| Traktori käik | Mulla heitekaugus | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | kuni 0,5 m | 0,5 ... 1,0 m | 1,0 ... 1,5 m | 1,5 ... 2,0 m | 2,0 ... 2,5 m | 2,5 ... 3,0 m | 3,0 ... 3,5 m |
| esimene | 30,3 | 35,2 | 16,5 | 9,5 | 6,3 | 1,8 | 0,4 |
| teine | 38,8 | 40,1 | 13,4 | 5,0 | 2,2 | 0,5 | — |
| kolmas | 42,3 | 44,7 | 10,1 | 2,4 | 0,5 | — | — |

Nagu tabelist 3 nähtub, on kartulite suurimaks heitekauguseks traktori ДТ-20 liikumisel esimese ja teise käiguga 3,5 m ning kolmanda käiguga 2,5 m. Kuni 1 m kaugusele jääb esimese käiguga liikumisel ainult 13,6% kartuleid (kaalu järgi), teise käiguga liikumisel 19,8% ja kolmanda käiguga liikumisel 43,8%. Mulla paiskumine sellele kaugusele on aga vastavalt 65,5, 78,9 ja 87,0%. Seega on traktori liikumisel kolmanda käiguga kartulite mulda jäämise võimalus kõige suurem, sest kuni 1 m kau-

gusele langeb tunduvalt enam kartuleid ja mulda kui liikumisel esimese või teise käiguga.

Mulda jäänud kartuleid oli järgmisel hulgal:

a) traktori ДТ-20 liikumisel esimese käiguga 3,1 . . .7,3%,

b) traktori ДТ-20 liikumisel teise käiguga 5,0 . . . 8,5%,

c) traktori ДТ-20 liikumisel kolmanda käiguga 16,7 . . . 22,4%.

Järelikult tuleb kartulivõtmismasina КТН-1А töötamist traktori ДТ-20 liikudes kolmanda käiguga pidada ebasoodsaks, kuna sel juhul esineb suur koristuskadu.

Üldiselt võib pidada kartulivõtmismasina КТН-1А konstruktsiooni meie oludes sobivaks. Katsetusel selgunud konstruktiivsed puudused tehas kõrvaldab ja juba õige pea võivad majandid saada küllalt täieliku kartulivõtmismasina.

## KIRJANDUS

1. Мёллер Х. Р., Тасане Э. Ю. О влиянии рельефа на сопротивление перекатыванию трактора. Сборник научных трудов ЭСХА № 21, 1961.

2. Möller, H. Autoritunnistus nr. 146394.

# ОБ ИСПЫТАНИИ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ КТН-1А

**Кандидат технических наук Х. Р. Мёллер, инженер Э. Ю. Тасане и учёный агроном У. В. Кулль,**

старшие преподаватели кафедры сельскохозяйственных машин ЭСХА

Резюме

В статье приведены результаты полевых испытаний картофелеуборочной машины КТН-1А. В ходе испытаний были определены силы в тягах навески машины к трактору ДТ-20, значении горизонтального сопротивления лемеха, крутящего момента на валу предохранительной муфты и целесообразнейших скоростей передвижения с точки зрения уменьшения потерь при уборке картофеля.

# ZUR PRÜFUNG DER KARTOFFELRODEMASCHINE KTH-1A

**Kandidat der Technischen Wissenschaften H. Möller, Ingenieur E. Tasane und gelehrter Agronom U. Kull**

Oberlehrer an der Esthnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag werden die Ergebnisse der Feldprüfung der Kartoffelrodemaschine KTH-1A erörtert. Auf Grund der Prüfungsergebnisse wurden bestimmt die Zugkräfte an Lenkern des Krafthebers des Schleppers ДТ-20, der Wert des horizontalen Zugwiderstandes der Rodeschar, der Wert des Drehmomentes and der Welle der Sichrungskupplung und die zweckdienlichste Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der Herabsetzung der Verluste bei der Kartoffelernte.

# К ВОПРОСУ ОБРАБОТКИ ОСЦИЛЛОГРАММ, ЗАПИСАННЫХ НА ПЛЕНКУ

**Кандидат технических наук Х. Р. Мёллер**

заведующий кафедрой сельскохозяйственных машин ЭСХА

В настоящее время осциллограммы, записанные на пленку (например магнитоэлектрическим осциллографом МПО-2), увеличиваются на фотобумагу и обрабатываются одним из следующих методов:

а) планиметрированием,

б) методом ординат,

в) методом минимальных и максимальных пик.

Из этих методов при исследованиях динамики сил и крутящих моментов в узлах и механизмах тракторов и сельскохозяйственных машин целесообразнейшим является метод ординат, так как этим методом, кроме средней величины, можно определить и закономерности колебания исследуемых величин.

Для облегчения обработки осциллограмм методом ординат, нами разработана конструкция механического классификатора осциллограмм МКО-2[1] (рис. 1), ускоряющего обработку осциллограмм 6 . . . 10 раз.

Принцип работы МКО-2 изображен на схеме классификатора (рис. 2).

Пленка *3*, на которую записана осциллограмма и которая движется в раме *4*, приводится электродвигателем *21* через редуктор *15* и ведущий барабан *16*.

Пленка в раме освещается электрической лампой *1* через конденсор *2*. Объектив *5* проицирует записанную на пленку *3* осциллограмму на экран *6*. Следовательно, увеличенное изображение осциллограммы движется по экрану *6*.

Одним концом стержня *8*, который перемещается рукояткой *7* в подшипниках *9*, след осциллограммы копируется на экране, другой конец стержня *8* скользит по контактам *11*.

---

[1] Схема первого образца механического классификатора осциллограмм изложена в статье: Х. Р. Мёллер, Э. Ю. Тасане «О влиянии рельефа на сопротивление перекатыванию трактора», Сборник научных трудов Эстонской сельскохозяйственной академии № 21, Тарту, 1961.

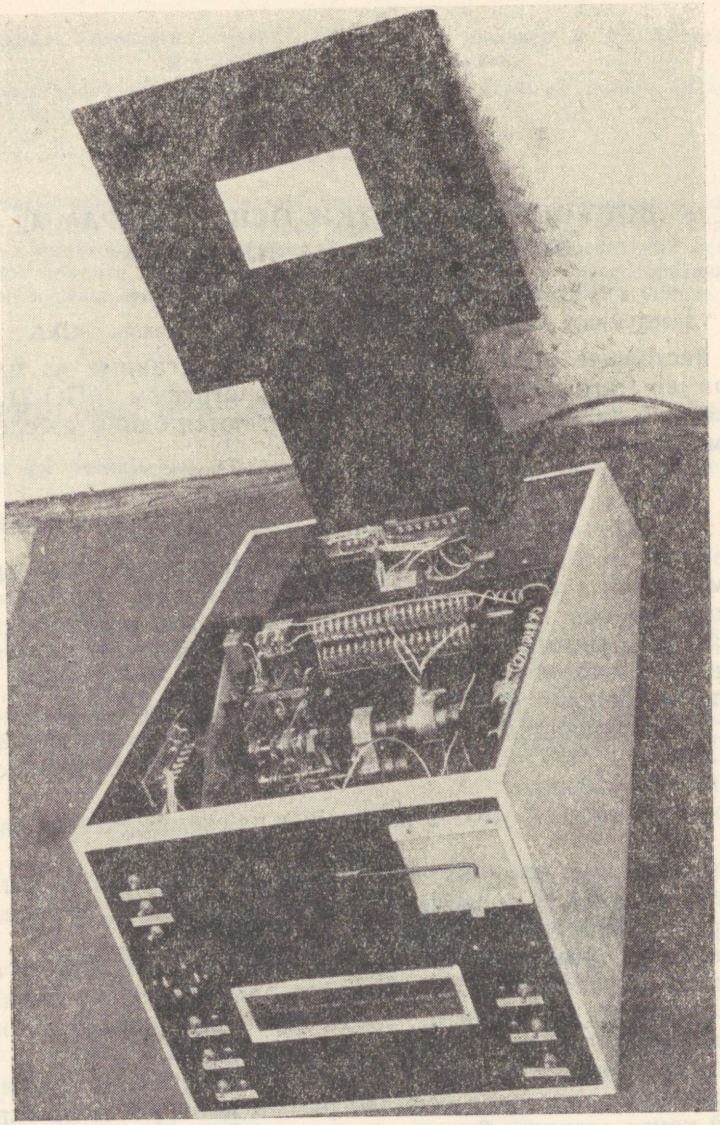


Рис. 1. Вид механического классификатора осциллограмм МКО-2.

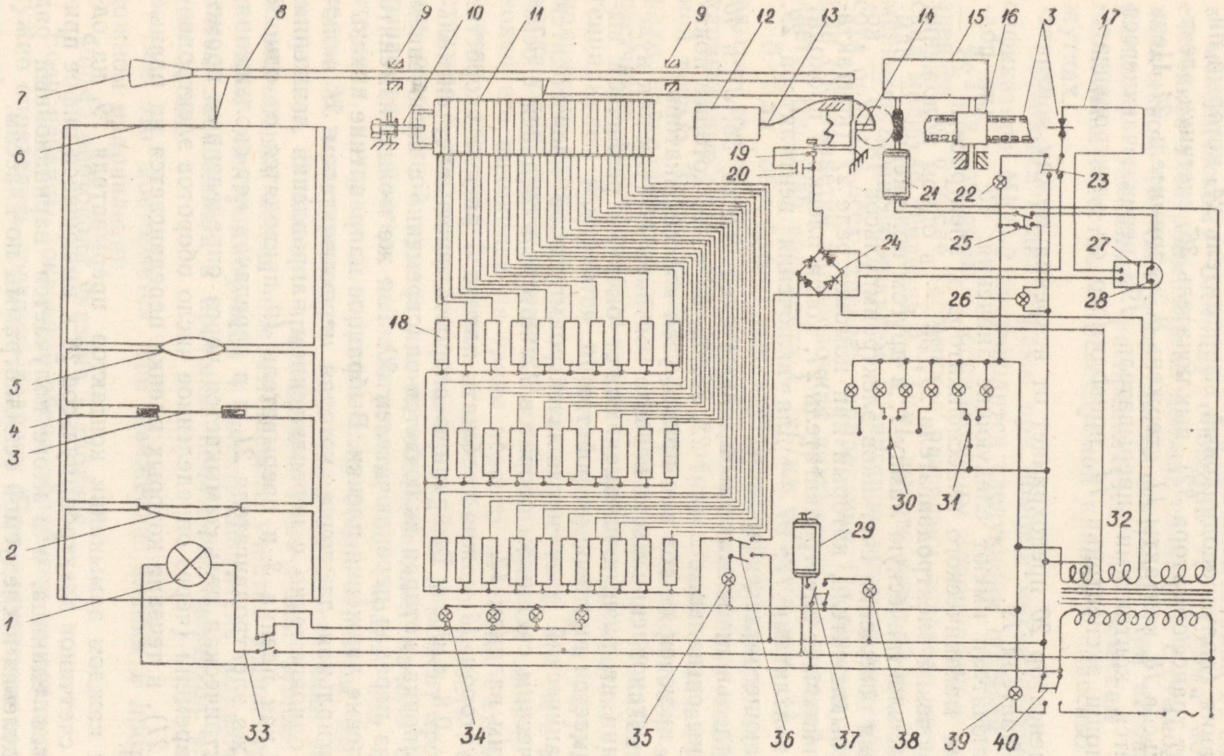



Рис. 2. Схема механического классификатора МКО-2.

Каждый контакт соединен с одним из счетчиков электроимпульсов *18*. При этом образуется электрическая цепь: источник питания (полупроводниковый выпрямитель *24*, который питается от трансформатора *32*), выключатель *36*, счетчики электроимпульсов *18*, контакты *11*, стержень *8*, выпрямитель *24*. Цепь замыкается контактами прерывателя *19*, переключающегося при помощи эксцентрика *14*, приводимого от электродвигателя *21*.

Конденсатор *20* предохраняет от искрения между контактами прерывателя *19*.

Выключатели имеют следующие значения: *40* — для подключения механического классификатора к электросети; *25* — для включения электродвигателя *21*; *33* — в одном положении включает электрическую лампу *1*, в другом положении — лампы *34* для освещения счетчиков электроимпульсов *18*; *23* — конечный выключатель, который при помощи реле *27* (контактами *28*) включает электродвигатель *21*, когда пленка *3* проходит между контактами *17*; *37* — для включения вентилятора *29*, охлаждающего классификатор.

К отдельным контактам выключателей *23, 25, 36, 37* и *40* соединены сигнальные лампы *22, 26, 35, 38* и *39*, которые показывают, включен ли тот или другой узел классификатора.

Для установления места первого контакта *11* (так как нулевая линия на разных пленках может быть на различной высоте), имеется винтовое устройство *10*.

Механический учет числа электроимпульсов производится механическим счетчиком оборотов *12*, который соединен с осью *14* гибким валиком *13*.

Редуктором *15* можно сообщать пленке *3* разные скорости: от 0,2 . . .0,8 *мм/сек*. Выбранную скорость показывает сигнальная лампочка, которая включается одновременно с включением одной из передач переключателем *30*. Так же можно изменять направление движения пленки. Выбранное направление показывает сигнальная лампочка, которая переключателем *31* включается одновременно с переключением направления движения.

Так как пленка *3* и прерыватель *19* приводятся от одного и того же электродвигателя *21*, и в передачах нет скольжения, то электрическая цель замыкается через определенные промежутки времени (через определенное число оборотов электродвигателя *21*), в течение которых пленка передвигается на равные отрезки.

При каждом замыкании контактов прерывателя *19*, на одном из счетчиков электроимпульсов *18* к имеющейся цифре прибавляется единица, и в итоге получается вариационный ряд распределения исследуемой осциллограммы по классам.

Так как контакты *11* изолированы друг от друга, то в момент замыкания электрической цепи возможно попадание конца

стержня *8* на изоляцию между контактами. Для предотвращения погрешностей в связи с этим, ось эксцентрика *14* соединена к механическому счетчику оборотов *12*. Сумма показаний счетчиков электроимпульсов должна совпадать с суммой на механическом счетчике оборотов эксцентрика. При несовпадении разность показаний распределяется по классам пропорционально частотности исследуемой кривой в классных промежутках.

Обработка осциллограмм при помощи механического классификатора МКО-2 производится следующим образом.

а. Для обработки осциллограмм тарирования силовых звеньев до и после загрузки и разгрузки силового звена записана масштаб усиления $\lambda_{ут}$ [*мм*], высота которой на экране измеряется штангенциркулем. Штангенциркулем измеряется и высота ординат всех ступеней тарирования. По данным тарирования составляется тарировочная диаграмма, по которой определяется масштаб аргумента $\lambda_a$ [*кГ/мм, кГм/мм и т. д.*].

б. Для обработки осциллограмм, записанных во время опыта, до обработки осциллограммы на пленке выбираются характерные участки, которые с обеих сторон отмечаются черной тушью. Затем пленку вставляют в классификатор и выбирают подходящую скорость движения пленки. Показания всех счетчиков электроимпульсов записываются в протокол. Штангенциркулем измеряется масштаб усиления $\lambda_y$ и регулируется положение блока контактов, с таким расчетом, что бы в момент, когда один конец стержня *8* стоит на нулевой линии, другой конец его находился на грани первого контакта. Затем включается электродвигатель и начинают копировать концом стержня *8* след осциллограммы на экране. В момент прохождения отмеченной тушью линии, обозначающей начало обрабатываемого участка осциллограммы, на экране под концом стержня, которым копируется след осциллограммы, выключателем *36* в электрическую цепь включаются счетчики электроимпульсов. В момент прохождения отмеченной тушью линии, обозначающей конец обрабатываемого участка осциллограммы, счетчики электроимпульсов и электродвигатель выключаются. Затем записывают в протокол показания счетчиков электроимпульсов.

Все это повторяется при движении пленки в противоположном направлении.

Форма протокола указана в таблице.

Если разницы показаний обеих обработок не совпадают, то нужно определить среднюю разницу. При округлении величины средней разницы при всех обработках следует руководствоваться одинаковым методом, например: если показание четное,

Таблица

| | класс 18 | | класс 19 | | класс 20 | | класс 21 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Показания счетчика | Разница | Показания счетчика | Разница | Показания счетчика | Разница | Показания счетчика | Разница |
| До обработки | 4781 | | 8638 | | 9821 | | | |
| После обработки в одном направлении | 4789 | 8 | 8672 | 34 | 9934 | 113 | | |
| После обработки в другом направлении | 4798 | 9 | 8705 | 33 | 0047 | 113 | | |
| Средняя | | 9 | | 33 | | 113 | | |

то добавляется единица (вместо 8,5 берется 9), если показание нечетное, то не добавляется (вместо 33,5 берется 33).

Для определения среднего значения исследуемой величины следует пользоваться формулой

$$y_{cp} = \frac{\lambda_a \lambda_{ym} (l_1 z_1 + l_2 z_2 + \ldots + l_n z_n)}{\lambda_y (z_1 + z_2 + \ldots + z_n)},$$

где $l_1$, $l_2$, $l_n$ — средняя ордината первого, второго, $n$-ого классного промежутка;

$z_1$, $z_2$, $z_n$ — частота нахождения исследуемой кривой в первом, втором, $n$-ом классном промежутке.

# FILMILE KIRJUTATUD OSTSILLOGRAMMIDE TÖÖTLEMISEST

**Tehnikakandidaat H. Möller**

EPA põllutöömasinate kateedri juhataja

Kokkuvõte

Artiklis kirjeldatakse autori konstrueeritud mehhaanilist klassifikaatorit filmile kirjutatud ostsillogrammide töötlemiseks ning esitatakse skeem ja tööpõhimõte. Mehhaanilise klassifikaatori kasutamisel kiireneb ostsillogrammide töötlemine 6 ... 10 korda.

# DIE DURCHARBEITUNG DER AUF FILMBAND AUFGEZEICHNETEN OSZILLOGRAMME

**Kandidat der technischen Wissenschaften H. Möller**

Leiter des Lehrstuhls für Landmaschinen an der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Der Verfasser beschreibt das Schema des von ihm konstruierten Gerätes zur Durcharbeitung der auf Filmband aufgezeichneten Oszillogramme und erläutert dessen Arbeitsprinzipien. Mit Hilfe dieses Gerätes wird die Durcharbeitung der Oszillogramme 6 ... 10 Mal beschleunigt.

# ТВЕРДОЕ НИКЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАТИРАНИЕМ

**Инженер М. А. Пилле**

старший преподаватель кафедры технологии металлов и ремонта машин ЭСХА

## ВВЕДЕНИЕ

Электронатирание представляет собой ручной способ гальванизации, применяемый для нанесения различных металлических покрытий на определенные места. При этом тампон, щетку или кисть перемещают по поверхности покрываемого предмета взад и вперед как при окрашивании. В тампон, имеющий контакт с нерастворимым анодом, впитывается электролит. Металл осаждается только в том месте, где покрываемый предмет непосредственно соприкасается с тампоном или щеткой. В электрической цепи покрываемый предмет является катодом. Особенно просто и легко исправлять этим способом поврежденные и дефектные покрытия, восстанавливать первоначальные размеры изношенных деталей машин, наполнять поры коррозий и т. п. Электронатирание не является миниатюрной копией облычной электролитической гальванизации в ваннах. Более целесообразным электронатирание является в тех случаях, когда при обычной электролитической гальванизации в ваннах возникают трудности или когда покрытие определенных наружных поверхностей обрабатываемых деталей потребовало бы длительного времени или же обошлось дорого.

Электронатирание следует предпочесть особенно в тех случаях, когда подвергаемые покрытию детали слишком крупны или тяжелы для обработки их в обыкновенных ваннах. Электронатирание является целесообразным и тогда, если поверхность большого предмета нужно покрыть частично и в связи с этим при ванном способе часть поверхности, не подлежащую покрытию, следовало бы защитить.

Изучение процесса электронатирания началось в Советском Союзе уже в 1933 году. Но в практике указанный метод до сих пор не применялся, так как не имеется в достаточной мере надежных электролитов и соответствующих установок и приспо-

соблений. Электролиты применялись только при низких рабочих температурах и малых плотностях тока 1 . . . 12 *а/дм*$^2$. Электронатирание при столь малых плотностях тока потребовало бы чрезвычайно длительной обработки поверхности для получения покрытия достаточной толщины, необходимой, например, при восстановлении изношенных деталей машин. Применяемые приспособления обладали недостатками, также так как в них подача электролита осуществлялась струей приблизительно 200 *мл/дм*$^2 \cdot$ *мин*, что вызывало большой расход электролита. Подача электролита в таких больших количествах была нужна для поддерживания правильной рабочей температуры, ибо охлаждение осуществлялось беспрерывным направлением электролита через инструмент.

Автором проведено дальнейшее исследование данного метода с целью устранения указанных недостатков. Только после того, как удалось разработать электролиты совершенно нового состава, оказалось возможным применение больших плотностей тока при электронатирании и сделать указанный метод вполне применимым в практике.

Для получения удовлетворительных результатов при электронатирании потребовалось в 30 . . . 60 раз увеличить скорость осаждения металла по сравнению с методом гальванических ванн. Скорость осаждения металлов можно увеличить использованием больших плотностей тока, что в свою очередь связано с целым рядом трудностей, прежде всего с перегреванием электролита. Электролиты должны выдерживать рабочую температуру до кипения. Для предупреждения сильного перегрева тампонодержатели нужно конструировать так, чтобы они обеспечивали нужное охлаждение анода.

Главной задачей развития метода электронатирания является разработка новых электролитов, которые позволяют применять высокие плотности тока и одновременно обеспечивают твердые, беспористые, гладкие и хорошие по внешнему виду металлоосадки. Эти электролиты должны обладать способностью образования требуемых покрытий при очень разных температурах — от комнатной до температуры кипения. В отличие от обычных ванных электролитов требуемые для электронатирания электролиты состоят из летучих компонентов, поэтому они не могут чрезмерно обогащать раствор даже после осаждения металла и подачи свежего электролита в тампон при помощи обмакивания или другим подобным способом.

Электролиты обыкновенного ванного метода и электролиты электронатирания отличаются друг от друга главным образом по металлосодержанию и количеству проводящих солей. Кроме того, в электролиты электронатирания входят еще различные летучие добавки, например, метиловый и этиловый спирты и др. Цианистые соединения не применяются вообще.

Электролиты электронатирания составлены главным образом на основе органических соединений. Так как органические соединения в течение металлоосаждения из-за высоких температур испаряются, то на рабочих местах предусмотрена вытяжная вентиляция для отвода пара.

## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЭЛЕКТРОНАТИРАНИЯ

Оборудование для проведения электронатирания является очень простым и дешевым.

Установка (рис. 1) состоит из стабилизатора напряжения *1* и выпрямителя *2*. Кроме того требуется еще автотрансформатор и различные предохранители, наибольшее значение из которых имеет выключатель перегрузки мгновенного действия. Такой выключатель предотвращает повреждение детали при возможном коротком замыкании или при столь сильном увеличении плотности тока, которое может вызвать искру. Для продолжения работы требуется только привести автоматически отключенный выключатель в первоначальное положение. В качестве выключателя перегрузки можно применять, например, автоматический предохранитель на 10 ампер. Через стабилизатор напряжения выпрямитель соединяется с сетью переменного тока и таким образом обеспечивается питание током пониженного напряжения и максимальной силы в 24 ампера. Изменение напряжения происходит при помощи автотрансформатора. Выходящий из выпрямителя катодный провод *3* пружинным зажимом соединяется с покрываемой деталью *7*. На конце анодного провода *6* имеется штепсель для присоединения тампонодержателей *8* различного типа и размера. Электролит наносят непосредственно на поверхность покрываемой детали абсорбирующей подушкой — контактным тампоном. Контактный тампон помещен в специальный наконечник из изоляционного материала, который соединяется с тампонодержателем резьбой. В качестве абсорбирующей подушки — контактного тампона — можно использовать гигроскопическую или стеклянную вату. Электролит подается в тампон из установленного над рабочим столом сосуда *15* через резиновый шланг *13*. Регулирование притока электролита осуществляется краном *14*.

Рабочий стол снабжен вольтметром *11* и амперметром *16*, кроме того в нем имеются отверстия *9*, чтобы вставлять сосуды с электролитами и тампонодержатели при перерывах в работе. Включение рабочего стола осуществляется выключателем *10*, готовность к работе показывает сигнальная лампочка *12*. Переключателем *17* производится изменение полярности, что требуется для очистки деталей перед покрытием. Для сбора неис-

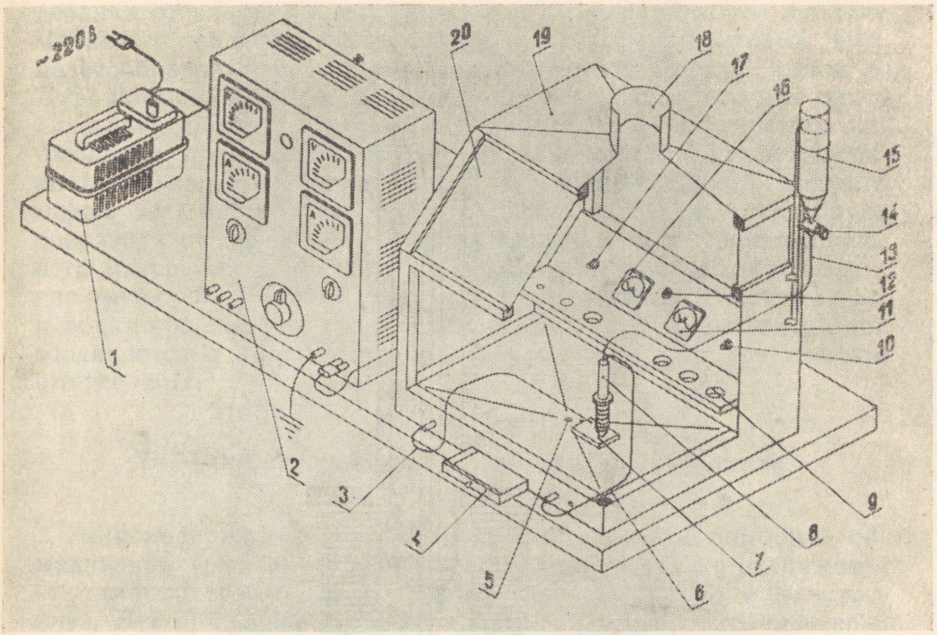



Рис. 1. Схема установки для электронатирания:

*1* — стабилизатор напряжения, *2* — выпрямитель, *3* — провод для присоединения детали, *4* — ванна для скопления неиспользованного электролита, *5* — отверстие для отвода неиспользованного электролита, *6* — провод для присоединения тампонодержателя, *7* — покрываемая деталь, *8* — тампонодержатель, *9* — отверстия для помещения сосудов электролита и тампонодержателей, *10* — выключатель рабочего стола, *11* — вольтметр, *12* — сигнальная лампочка, *13* — шланг для подвода электролита в тампон, *14* — кран для регулировки притока электролита, *15* — сосуд для электролита, *16* — амперметр, *17* — переключатель полярности, *18* — вентиляционная труба, *19* — крышка рабочего стола, *20* — окно для наблюдения за процессом.

пользованного электролита под рабочим столом установлена ванна *4*, в которую электролит протекает через отверстие *5*. Рабочий стол покрывается кислотостойким материалом, например, винипластом, и устанавливается в вытяжной шкаф *19*, из которого при помощи трубы *18* происходит отвод пар электролита. Оператор следит за процессом через окно *20*, которое защищает его от паров электролита.

## КОНСТРУКЦИИ ТАМПОНОДЕРЖАТЕЛЕЙ

### А. Тампонодержатель с гидростатическим напором электролита

Основной частью тампонодержателя с гидростатическим напором электролита (рис. 2) является дуралюминиевый сердечник *6*, имеющий ребра охлаждения *7*. На конце сердечника

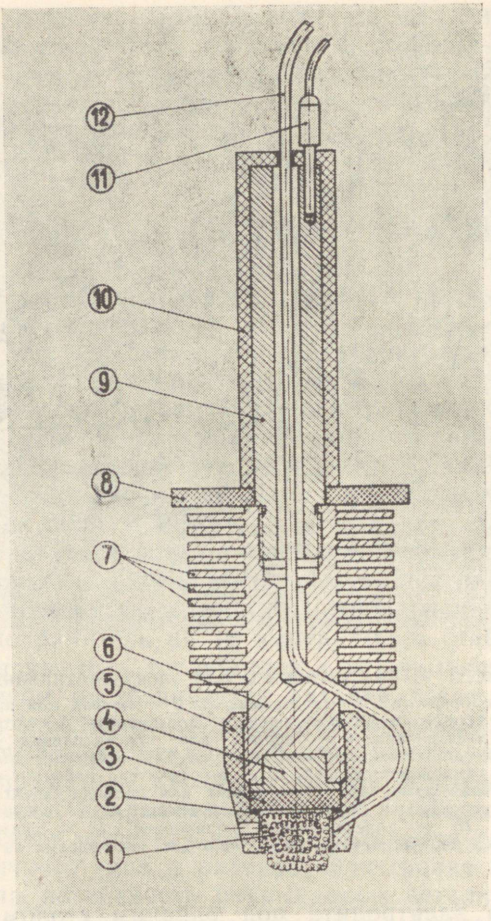



Рис. 2. Тампонодержатель с гидростатическим напором электролита:

*1* — контактный тампон, *2* — резиновая шайба, *3* — графитовый диск, *4* — диск из нержавеющей стали или из свинца, *5* — эбонитовый наконечник, *6* — сердечник, *7* — охлаждающие ребра, *8* — электроизоляционный диск, *9* — рукоятка, *10* — покрытие рукоятки, *11* — штепсель, *12* — резиновый шланг.

имеется резьба для крепления эбонитового или текстолитового наконечника *5*, в полость которого помещается контактный тампон *1*. Контактный тампон опирается на диск *3* из электролитостойкого графита. Графитовый диск уплотняется при помощи резиновой шайбы *2* для предохранения дуралюминиевого сер-

дечника от влияния электролита и его паров. В торец дуралюминиевого сердечника, на который опирается графитовый диск, целесообразно впрессовать диск из нержавеющей стали *4*. Дуралюминий имеет склонность к окислению, и так как окись алюминия обладает только ограниченной проводимостью, наблюдается прерывание тока из-за окисления контактной поверхности. В качестве анода вместо электролитостойкого графита может быть использован свинец или никель. Для изоляции руки оператора от сердечника имеется диск *8* из электроизоляционного материала, для изоляции рукоятки *9* применяется резиновая трубка *10*. Питание контактного тампона электролитом происходит при помощи резинового шланга *12*. Тампонодержатель соединяется с анодным проводом рабочего стола при помощи штепселя *11*.

### Б. Тампонодержатели, питаемые электролитом путем обмакивания

Тампонодержатели, питаемые электролитом с помощью обмакивания (рис. 3) по своей конструкции почти не отличаются от тампонодержателей с гидростатическим напором электролита. Левый тампонодержатель на рис. 3 может быть применен для восстановления подшипниковых посадок на различных валах, правый для покрытия подшипниковых гнезд и других подобных внутренних поверхностей.

### В. Тампонодержатель с водяным охлаждением электролита

При средних значениях силы и плотности тока охлаждение электролита водой дает достаточный эффект. Тампонодержатель с водяным охлаждением (рис. 4) состоит из сердечника-рукоятки *6*. К рабочему концу сердечника прижимается при помощи эбонитового или текстолитового наконечника *2* свинцовая чашка *3* для помещения контактного тампона *1*. На свинцовую чашку по трубке *4* подается холодная вода. Отвод воды осуществляется при помощи трубки *5*.

Интенсивность охлаждения регулируется количеством протекающей воды. Для изоляции руки на сердечник закреплен диск *7* из электроизоляционного материала, рукоятка покрыта резиновой трубкой *8*. Тампонодержатель соединяется с источником тока штепселем *9*.

## ВЫБОР КОНТАКТНОЙ ПЛОЩАДИ ТАМПОНА

В зависимости от их назначения тампонодержатели можно изготовлять в различных размерах. На каждый тампонодержа-

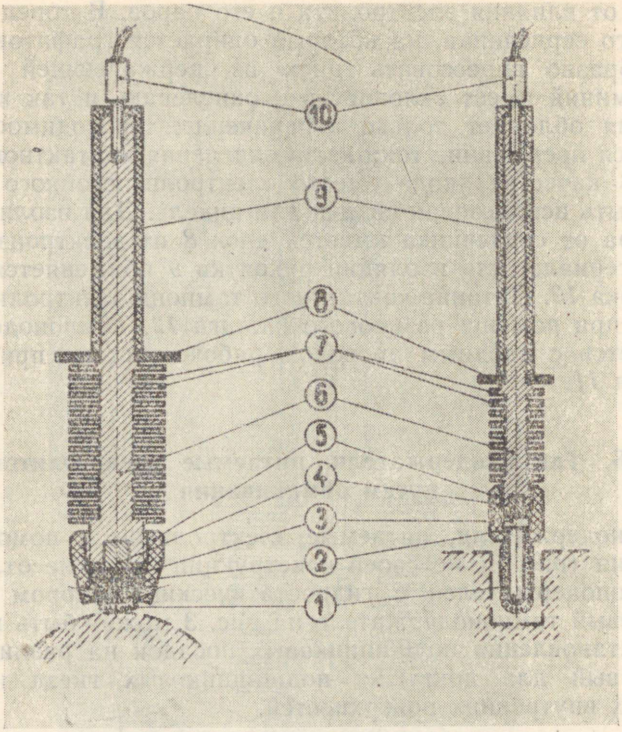



Рис. 3. Тампонодержатцели, питаемые электролитом обмакиванием:

1 —контактный тампон, *2* — резиновая шайба, *3* — графитовый анод, *4* — диск из нержавеющей стали или свинца, *5* — эбонитовый наконечник, *6* — сердечник, *7* — охлаждающие ребра, *8* — электроизоляционный диск, *9* — покрытие рукоятки, *10* — штепсель.

Таблица

| Контактная площадь тампона, *дм*² | 0,005 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,10 | 0,12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Предельная сила тока, *а* | 0,5 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 4,5 | 5 | 5,5 | 6 | 7 | 8 |
| Напряжение, *в* | 18...20 | 19...21 | 17...19 | 19...21 | 21...23 | 22...24 | 24...26 | 23...25 | 19...21 | 18...20 | 17...19 |

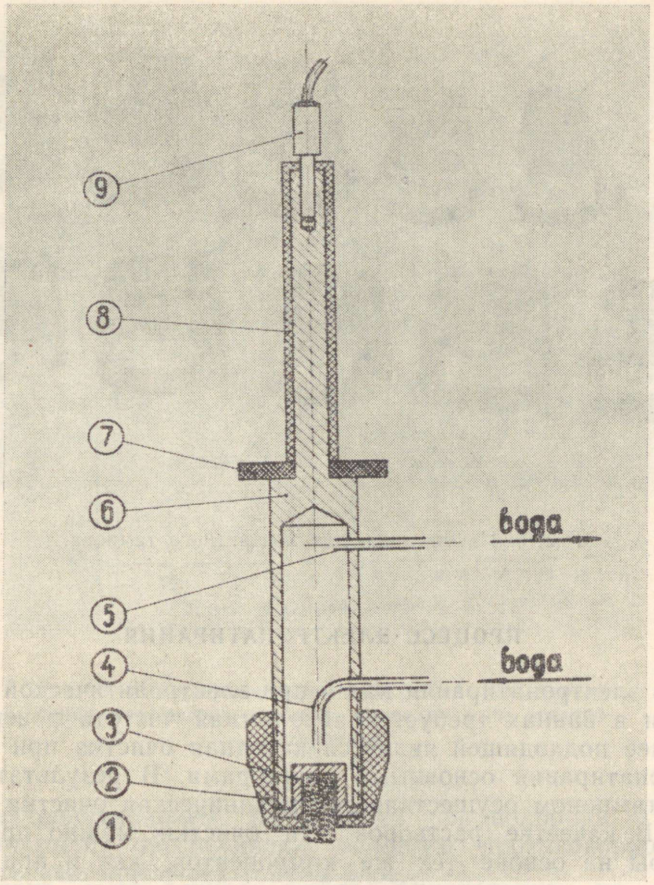



Рис. 4. Тампонодержатель с водяным охлаждением электролита:

*1* — контактный тампон, *2* — эбонитовый наконечник, *3* — свинцовая чашка, *4* — трубка притока воды, *5* — трубка отвода воды, *6* — рукоятка, *7* — электроизоляционный диск, *8* — покрытие рукоятки, *9* — штепсель.

тель для помещения контактного тампона можно крепить различных размеров наконечники. На рис. 5 показаны одиннадцать наконечников с различной контактной площадью тамона. В зависимости от размеров покрываемой поверхности следует выбирать соответствующий наконечник. В таблице дается сила и напряжение тока для применения наконенчиков с различной контактной площадью при длине тампона 15 . . . 20 мм.

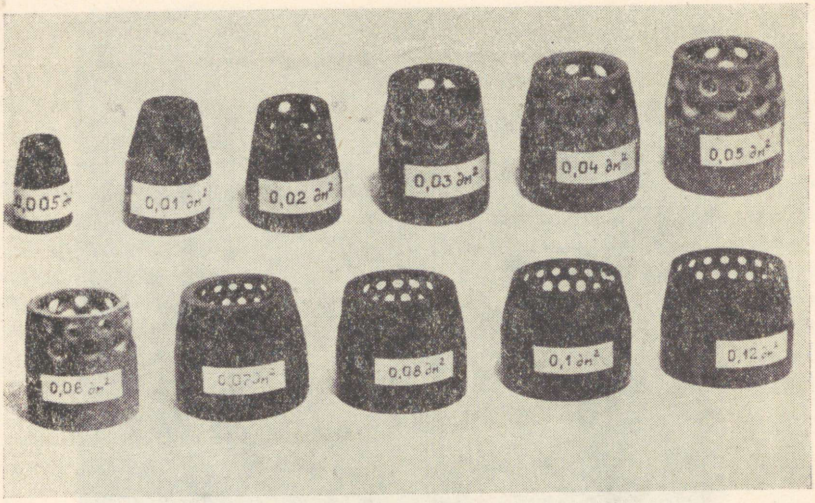



Рис. 5. Наконечники для контактного тампона.

## ПРОЦЕСС ЭЛЕКТРОНАТИРАНИЯ

При электронатирании как и при электролитической гальванизации в ваннах требуется абсолютная чистота поверхности. Наиболее подходящей является катодная очистка при помощи электронатирания основными растворами. В результате натирания тампоном осуществляется механическая очистка поверхности. В качестве растворов для очистки можно применять растворы на основе тех же компонентов, как и при ванной очистке, их концентрация однако должна быть значительно ниже.

Особое значение при электронатирании имеет скорость движения тампона. Движение не должно быть слишком медленным, так как это вызывает прожигание осадки. При большой скорости падает коэффициент полезного действия процесса. При очень большой скорости осаждение металла может вообще прекратиться. Целесообразнее всего являются круглообразные движения тампоном. При покрытии цилиндрических поверхностей желательно устанавливать детали в токарный станок и во время покрытия дать им вращение соответствующей скорости. Самой подходящей линейной скоростью катода (детали) является 8 . . . 20 *м/мин.* Подобным способом особенно целесообразно восстанавливать на валах изношенные посадочные места подшипников.

Из-за постоянного движения тампона в покрытиях, получен-

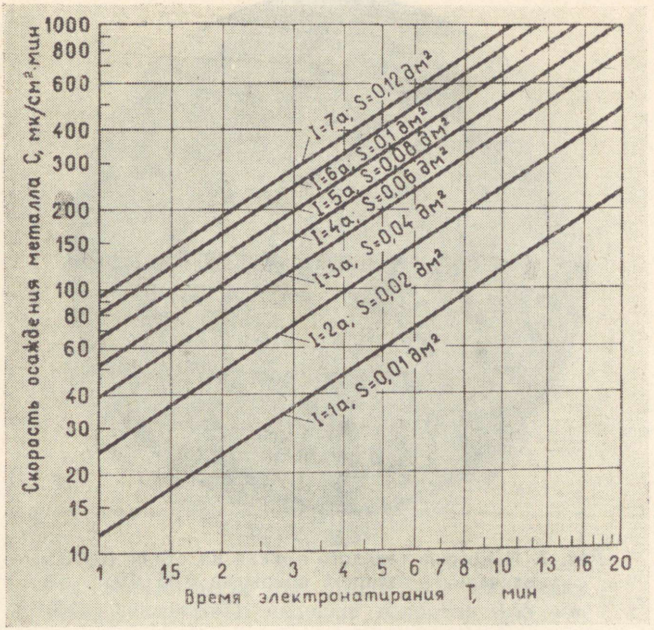



Рис. 6. Логарифмическая номограмма для определения параметров твердого никелирования электронатиранием.

ных электронатиранием, не имеется пор водорода. Поэтому такие покрытия обеспечивают хорошую противокоррозийную стойкость уже при очень тонком слое.

Процесс очень простой, и за короткий срок оператор без особой подготовки может покрыть поверхности однородным слоем в пределах малых допусков. На основе экспериментальных данных разработана логарифмическая номограмма (рис. 6) для определения контактной площади тампона, плотности тока и времени покрытия в зависимости от требуемой толщины покрытия и покрываемой площади. По абсциссе логарифмической номограммы отложены значения скорости осаждения твердого никеля *мк/см²·мин*. Предположив, что подлежащая покрытию поверхность детали составляет 20 *см²* и толщина покрытия должна быть 10 *мк*, путем умножения получим числовое значение 200. Горизонталь, соответствующая значению 200, пересекает несколько линий номограммы, соответствующих разным площадям контактного тампона. Выбрав контактную площадь тампона 0,12 *дм²* (первая с права линия), находим применяемую плотность тока — 7 *а*. На ординате соответственно точке

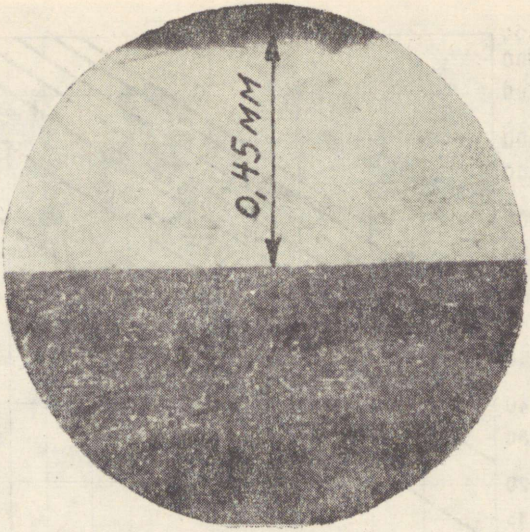



Рис. 7. Покрытие твердого никеля на стали (64× увеличение); толщина покрытия 0,45 *мм*.




Рис. 8. Покрытие твердого никеля на меди (64× увеличение); толщина покрытия 0,36 *мм*.

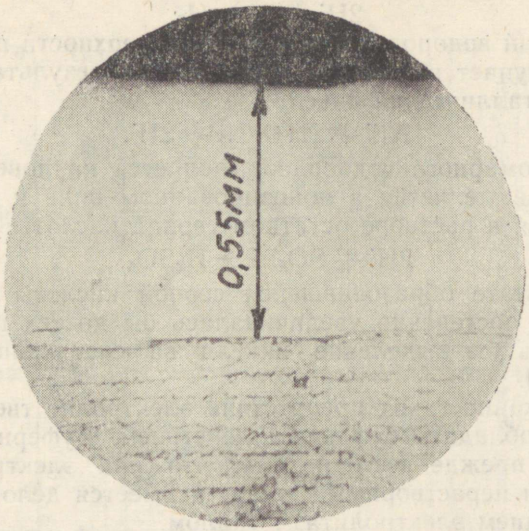



Рис. 9. Покрытие твердого никеля на латуни (64× увеличение); толщина покрытия 0,55 *мм*.

пересечения получим требуемую продолжительность электронатирания — 2 *мин*.

Электронатиранием можно осаждать слои твердого никеля толщиной до 1 *мм*. На рис. 7, 8 и 9 показаны покрытия твердого никеля на стали, меди и латуни, где видна однородность структур покрытий и полное отсутствие пор водорода.

## ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРОЛИТА ДЛЯ ТВЕРДОГО НИКЕЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОНАТИРАТЕЛЕМ

Наиболее подходящим основным компонентом для электролита твердого никелирования электронатиранием является сернокислый никель.

В электролите при диссоциации $NiSO_4$ протекает следующая реакция:

$$NiSO_4 \rightarrow Ni^{\cdot\cdot} + SO_4^{--}.$$

В электролите в диссоциированном виде имеется также достаточно ионов водорода ($H^{\cdot}$). При покрытии вода разлагается:

$$H_2O \rightarrow 2H^{\cdot} + O^{--}$$

При электрохимическом осаждении никеля на катоде протекают два основных процесса:

$$Ni^{\cdot\cdot} + 2e \rightarrow Ni,$$
$$2H^{\cdot} + 2e \rightarrow H_2.$$

Атомарный водород, адсорбируя в поверхности покрываемой детали, поступает в реакцию с никелем, в результате чего выделяется металлический никель:

$$Ni^{\cdot\cdot} + 2H \rightarrow Ni + 2H^{\cdot}.$$

Часть атомарного водорода выделяется на поверхности катода, часть выделяется в ионизированном виде и связывается с имеющимся в растворе остатком серной кислоты:

$$2H^{\cdot} + SO_4^{--} \rightarrow H_2SO_4.$$

В результате образовавшейся серной кислоты кислотность электролита постепенно увеличивалась бы до тех пор, пока не прекратилось бы выделение никеля за счет слишком малых значений pH.

Во избежание таких препятствий электролит твердого никеля должен обладать буферным действием. Буферное действие необходимо прежде всего потому, что при электронатирании применяются нерастворимые аноды и имеется дело с постепенным обеднением электролита металлом.

Особо важными являются буферные добавки, так как качественное покрытие никеля получается только в узком интервале значений pH. Для сохранения требуемой кислотности в основной состав электролита в качестве буферных добавок прибавляются слабые кислоты и их соли. Изменение значения pH на 0,1 единицу вызывает изменение коэффициента полезного действия приблизительно 10%.

Для твердого никелирования электронатиранием разработаны два электролита.

I. Электролит на основе муравьиной кислоты имеет следующий состав:

| | |
|---|---|
| никель сернокислый ($NiSO_4 \cdot 7H_2O$) | 300 . . . 400 *г/л*, |
| муравьиная кислота ($HCOOH$) | 50 . . . 55 „ , |
| натрий муравьинокислый ($HCOONa \cdot 2H_2O$) | 30 . . . 40 „ , |
| натрий сернокислый ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) | 75 . . . 85 „ , |
| аммоний сернокислый ($(NH_4)_2SO_4$) | 2 . . . 4 „ ; |
| рабочая температура | 90 . . . 100° C, |
| плотность тока | 100 . . . 200 *а/дм²*. |

II. Электролит на основе ортофосфорной кислоты имеет следующий состав:

| | |
|---|---|
| никель сернокислый ($NiSO_4 \cdot 7H_2O$) | 300 . . . 400 *г/л*, |
| ортофосфорная кислота ($H_3PO_4$) | 60 . . . 70 „ , |
| натрий фосфорнокислый двухзамещенный ($Na_2HPO_4 \cdot 2H_2O$) | 15 . . . 20 „ , |
| аммиак водный ($NH_4OH$) 1н | 20 . . . 30 *мл/л*; |
| рабочая температура | 90 . . . 100° C, |
| плотность тока | 100 . . . 200 *а/дм²*. |

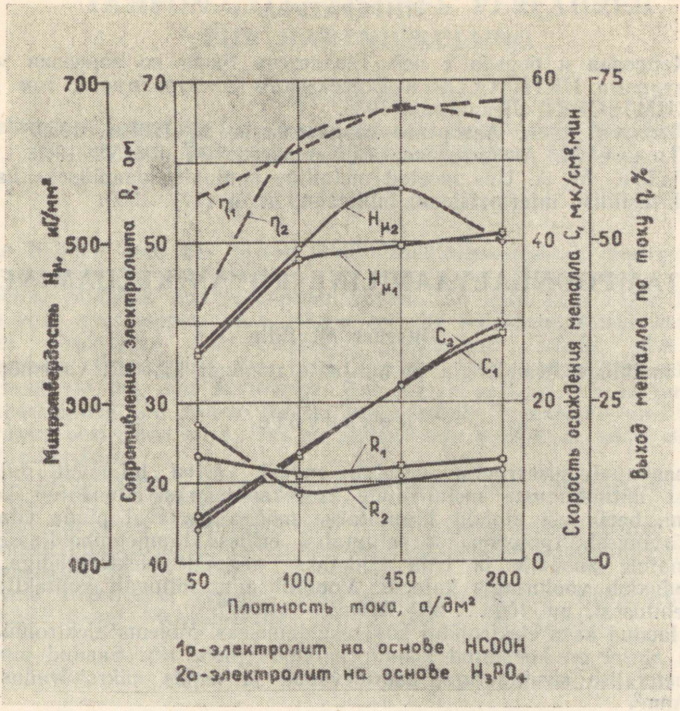



Рис. 10. Сравнение основных показателей электролитов на основе HCOOH и $H_3PO_4$.

В электролите на основе ортофосфорной кислоты водный аммиак может быть заменен этиловым спиртом ($C_2H_5OH$) до 15 *г/л*. Этиловый спирт улучшает механические свойства покрытия, увеличивает прочность сцепления с основным металлом, увеличивает производительность процесса и микротвердость покрытия.

На рис. 10 приведены основные показатели электролитов на основе муравьиной кислоты и ортофосфорной кислоты. Наибольшая толщина и микротвердость покрытия получается при применении электролита на основе ортофосфорной кислоты при плотности тока 150 *а/дм²*. У данного электролита омическое сопротивление меньше. По производительности процесса оба электролита приблизительно равноценны.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Коррозия и борьба с ней. Бюллетень Бюро по коррозии металлов НИС Техпрома НКТП СССР и Всесоюзного Электрохимета, том 1, № 3, ОНТИ-ХИМТЕОРЕТ, Ленинград, 1936.
2. Пилле М. А. Авторское свидетельство № 120721, 1959.
3. Пилле М. А. Авторское свидетельство № 128250, 1960.
4. Pille, M. A. Uus meetod metallide kontaktgalvaaniliseks katmiseks. Teaduslik-tehnilise informatsiooni bülletään, nr. 4 (11), 1960.


# TAMPOONGALVAANILINE KÕVANIKELDAMINE


**Insener M. Pille**

EPA metallide tehnoloogia ja masinate remondi kateedri vanemõpetaja



Kokkuvõte

Tampoongalvaniseerimine kujutab endast käsitsi toimuvat galvaanilist menetlust mitmesuguste metallkatete pealekandmiseks ettenähtud kohtadele. Tampooni, harja või pintslit liigutatakse mööda kaetavat pinda edasi-tagasi nagu värvimisel. Tampoon on paigutatud erilisse tampoonihoidjasse, toetub lahustumatule anoodile ja teda täidetakse aegajalt elektrolüüdiga. Kaetav ese moodustab vooluringis katoodi. Voolutihedus, sõltuvalt kontakttampooni-hoidja ehitusest, on 100 ... 200 A/dm$^2$.

On loodud kaks elektrolüüti kõvanikeldamiseks. Mõlema elektrolüüdi katse-andmete alusel on koostatud koondgraafikud (joon. 10). Saadud pinnakatted on peeneteralise struktuuriga, pooridevabad ja nende mikrokõvadus 500 ... 580 kG/mm$^2$.

# TAMPON-GALVANISCHES VERFAHREN ZUR HARTNICKELUNG

**Ingenieur M. Pille**

Oberlehrer am Lehrstuhl für Technologie der Metalle und Maschinenreparatur an der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Es handelt sich bei diesem Galvanisierungsverfahren um ein von der Hand ausgeführtes galvanisches Verfahren zum Niederschlagen von verschiedenen Metallen an bestimmten Stellen. Es wird dabei eine Bürste, ein Pinsel oder ein Tampon, in welchem sich die unlösliche Anode befindet, und welcher gleichzeitig den Elektrolyt aufgesaugt enthält, über den zu plattierenden Gegenstand wie beim Pinseln oder Aufstreichen einer Farbe von Hand aus hin- und herbewegt. Das Metall gelangt nur an jenen Stellen zur Abscheidung, an denen der zu behandelnde Gegenstand unmittelbar mit der Bürste bestrichen wird. Das zu plattierende Werkstück bildet die Kathode des Stromkreises.

Die Stromdichte, die von der Konstruktion des Tamponhalters abhängt, kann von 100 ... 200 A/dm² betragen.

Man hat zwei Elektrolyte zur Hartnickelung ausgearbeitet. Nach den Experimentangaben dieser Elektrolyte sind graphische Darstellungen (Bild 10) zusammengestellt.

Diese Elektrolyte ergeben feinkörnige, porenfreie Niederschläge. Die Mikrohärte dieser Nickelüberzüge beträgt 500 ... 580 kp/mm².

# НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАБОТЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПЛУГА ДЛЯ ПОЧВ, ЗАСОРЁННЫХ КАМНЯМИ

**Инженер А. Ю. Рейнтам**

аспирант Ленинградского сельскохозяйственного института

Предохранительный механизм плугов (типа ПНК и ПКС), предназначенных для работы на почвах, засорённых камнями, представляет собой пространственный многозвенник, кинематика и динамика которого недостаточно изучены. Существенной особенностью механизма является то, что сама рама плуга является подвижным звеном и при срабатывании механизма (при встрече какого-либо корпуса с препятствием) рама перемещается относительно трактора. Относительное перемещение рамы плуга является важным фактором, определяющим выбор параметров не только самого предохранительного механизма, но и механизма навески плуга на трактор. В силу пространственности предохранительного механизма при его срабатывании, рама плуга совершает сложное движение. Однако, наиболее значительным и определяющим является относительное перемещение рамы по направлению движения агрегата. Поэтому при анализе механизма можно, с достаточной для практических расчётов точностью, ограничиться рассмотрением проекции относительного перемещения рамы плуга по направлению движения агрегата, и остальные проекции перемещения не учитывать.

Для определения относительного перемещения плуга при срабатывании предохранительного механизма рассмотрим схему навески плуга типа ПНК на трактор в продольно-вертикальной плоскости, представленную на рис. 1.

Положение звеньев механизма, обозначенных индексом «*о*», представляет собой положение в начале срабатывания механизма, т. е. в момент встречи с камнем или при работе на участке без камней. При срабатывании механизма через некоторый промежуток времени $t$ механизм займёт положение, показанное на рис. 1 пунктиром. Предположим, что за время $t$ трактор перемещается вперед на величину $S_T$, а плуг — на величину

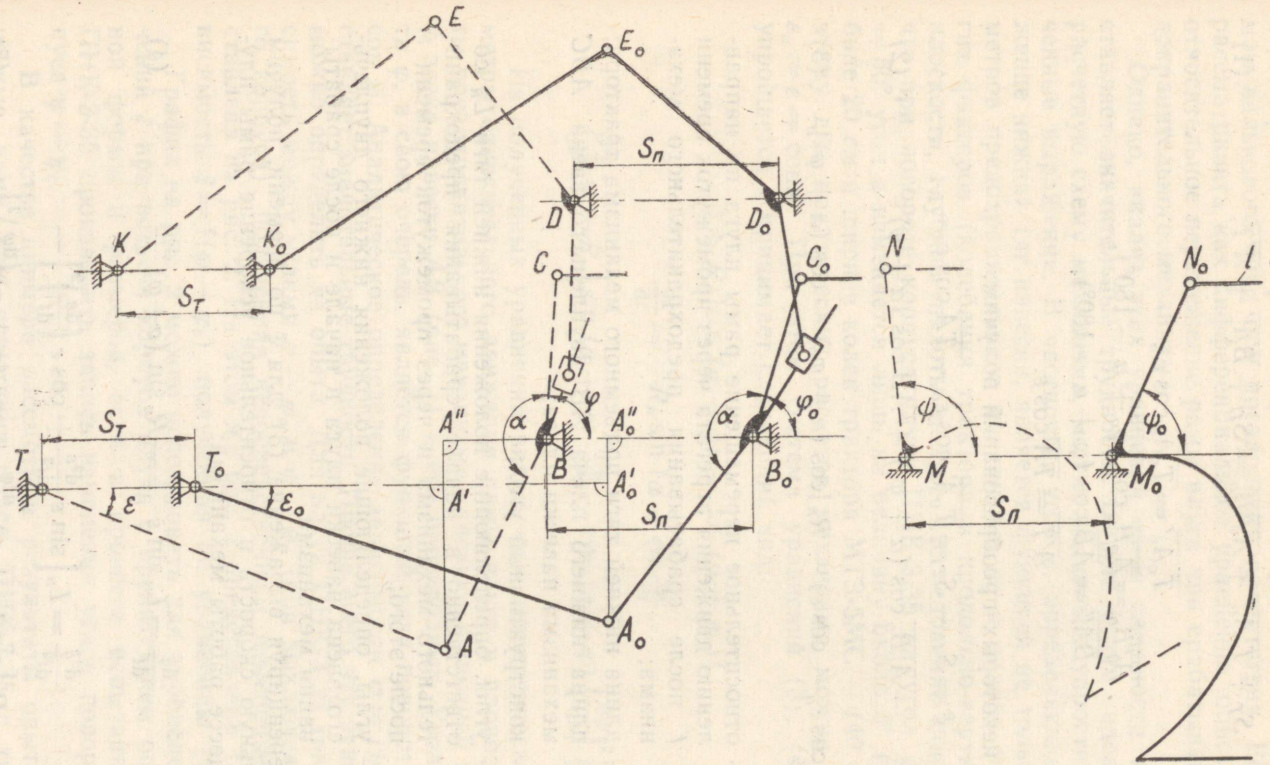



Рис. 1. Кинематическая схема механизма связи между плугом типа ПНК и трактором в продольно-вертикальной плоскости.

$S_П$, причем $S_П \neq S_Т$. Из схемы на рис. 1 видно, что

$$S_Т + \overline{T_o A_o'} + \overline{A_o'' B_o} = S_П + \overline{BA''} + \overline{A'T}, \qquad (1)$$

причем

$$\overline{T_o A_o'} = \overline{T_o A_o} \cos \varepsilon_o,$$
$$\overline{A_0'' B_o} = \overline{A_o B_o} \cos (\varphi_o + \alpha - 180°),$$
$$\overline{BA''} = \overline{AB} \cos (\varphi + \alpha - 180°),$$
$$\overline{A'T} = \overline{TA} \cos \varepsilon.$$

После некоторых преобразований получим:

$$\xi = S_П - S_Т = \overline{T_o A_o} \cos \varepsilon_o - \overline{TA} \cos \varepsilon - \\ - \overline{A_o B_o} \cos (\alpha + \varphi_o) + \overline{AB} \cos (\alpha + \varphi) \qquad (2)$$

или

$$\xi = L_н (\cos \varepsilon_o - \cos \varepsilon) - R_н [\cos (\alpha + \varphi_o) - \cos (\alpha + \varphi)], \qquad (3)$$

где:

$\xi$ — относительное перемещение рамы плуга по направлению движения агрегата через промежуток времени $t$ после срабатывания предохранительного механизма;

$L_н$ — длина нижней тяги подъемного механизма трактора;

$R_н$ — длина нижнего плеча $AB$ двуплечьего звена $ABC$ механизма навески плуга;

$\alpha$ — конструктивный угол;

$\varepsilon_o$ и $\varepsilon$ — углы, определяющие положения нижней тяги $L_н$ соответственно в начале срабатывания предохранительного механизма и через промежуток времени $t$ после этого;

$\varphi_o$ и $\varphi$ — углы, определяющие положения нижнего двуплечьего звена навески плуга в начале и после срабатывания механизма.

Дифференцируя выражение (3) для $\xi$ по времени, получим относительную скорость и относительное ускорение рамы плуга в процессе работы механизма:

$$\frac{d\xi}{dt} = L_н \sin \varepsilon \frac{d\varepsilon}{dt} - R_н \sin (\alpha + \varphi) \frac{d\varphi}{dt} \qquad (4)$$

и

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} = L_н \left[ \sin \varepsilon \frac{d^2\varepsilon}{dt^2} + \cos \varepsilon \left( \frac{d\varepsilon}{dt} \right)^2 \right] - \\ - R_н \left[ \sin (\alpha + \varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \cos (\alpha + \varphi) \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \right]. \qquad (5)$$

Система уравнений (3), (4) и (5) полностью определяет характер движения рамы плуга с предохранительным механизмом валькового типа при преодолении препятствия. Её можно рассматривать как дифференциальное уравнение, описывающее относительное перемещение рамы плуга при срабатывании предохранительного механизма.

Однако, анализ этих уравнений из-за сложности их представляет значительные трудности. Вместе с тем, идеализируя расчетную схему механизма, можно несколько упростить полученные выражения. В частности, угол $\varepsilon$, определяющий положение нижних тяг навески, является функцией не только параметров предохранительного механизма, но и целого ряда других факторов (колебания трактора в продольно-вертикальной плоскости, глубины пахоты и др.). Исследование показывает, что при повороте корпуса плуга ПНК-3-35 на угол $\psi - \psi_o = 50°$ угол $\varepsilon$ изменяется лишь на величину около 3° (при глубине 20 *см* и ширине колеи трактора МТЗ-5МС — 140 *см*). Поэтому для практических расчетов механизма можно принять $\varepsilon_o \approx \varepsilon = \text{const}$. При этом система уравнений (3), (4) и (5) упрощается и принимает следующий вид:

$$\xi \approx R_н[\cos(\alpha + \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_o)], \tag{6}$$

$$\frac{d\xi}{dt} \approx -R_н \sin(\alpha + \varphi)\frac{d\varphi}{dt}, \tag{7}$$

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} \approx -R_н\left[\sin(\alpha + \varphi)\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \cos(\alpha + \varphi)\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\right]. \tag{8}$$

Из полученных уравнений видно, что кинематические параметры относительного движения рамы плуга в процессе работы предохранительного механизма являются функцией поворота $\varphi$ звена навески $AB$ (рис. 1) и его производных. Угол поворота $\varphi$, в свою очередь, является функцией угла поворота корпусов $\psi$. Аналитическое определение зависимости $\varphi = f(\psi)$ представляет значительные трудности. Проще всего эту зависимость можно определить из опыта. Для плуга ПНК-3-35 такая зависимость между углами $\varphi - \varphi_o$ и $\psi - \psi_o$ (при выключении одного корпуса), полученная непосредственным измерением, представлена на рис. 2. На этом же рис. 2 представлена также зависимость $\xi = f(\varphi - \varphi_o)$, полученная по уравнению (6).

График на рис. 2 можно использовать для определения значений $\xi$ при встрече корпуса плуга с препятствием определенной формы и размеров, если в процессе испытаний плуга ПНК-3-35 производить запись изменения углов поворота корпуса $\psi - \psi_o$.

В качестве примера рассмотрим результаты опыта, полученные нами при испытании плуга ПНК-3-35 с трактором

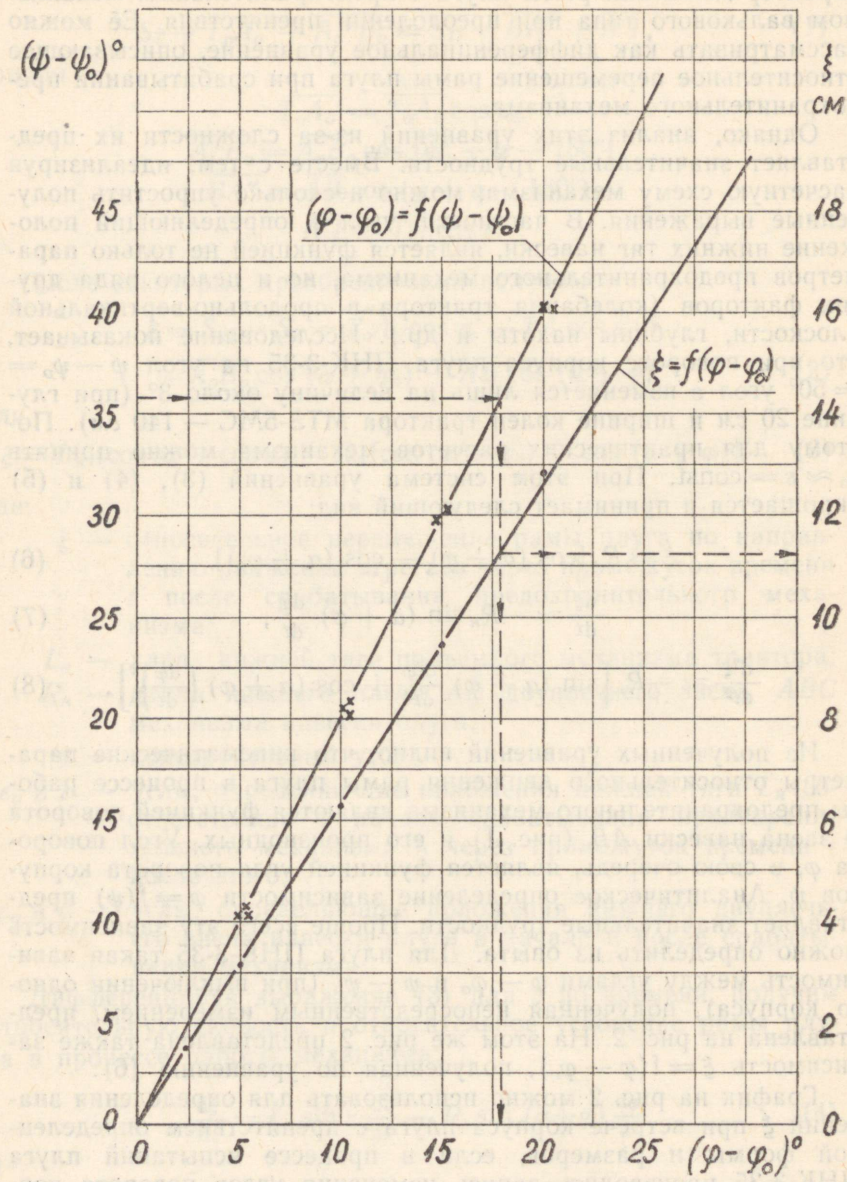



Рис. 2. Номограмма для определения относительного движения плуга ПНК-3-35 по направлению движения агрегата.

МТЗ-5МС летом 1963 года. При испытании, наряду с другими величинами, на ленте осциллографа Н-700 записывались изменения углов поворота корпусов $\psi - \psi_o$ и усилий в продольных тягах предохранительного механизма $l$ (рис. 1), а также время в виде отметок через каждую 0,1 секунду. По осциллограмме определялись значения угла $\psi - \psi_o$ поворота первого корпуса через каждую 0,1 секунду, причем за начало отсчета был принят момент встречи корпуса с камнем — начало возникновения относительного движения. По значениям $\psi - \psi_0$ из осциллограммы по графику на рис. 2 были определены соответствующие значения $\xi$. В результате была получена кривая в виде $\xi = f(t)$, представленная на рис. 3.

Из характера протекания кривой $\xi = f(t)$ видно, что после встречи с камнем значения $\xi$ увеличивается (плуг приближается к трактору) и достигает максимальной величины через примерно 0,5 секунды после встречи корпуса с камнем. Это соответствует максимальной высоте данного камня. После этого $\xi$ резко уменьшается. Это объясняется тем, что корпус, преодолев высшую точку камня теряет жесткий упор и опускается вниз в рыхлый слой почвы. При этом резко уменьшается угол поворота корпуса $\psi - \psi_o$, тяги механизма ослабляются и плуг отстает от трактора. Далее начинается процесс заглубления, и относительная скорость приближается к нулю, т. е. скорость плуга приближается к скорости трактора. Это можно видеть и по кривой $\frac{d\xi}{dt} = f(t)$ (рис. 3), которая получена путем дифференцирования кривой $\xi = f(t)$. При значении $\frac{d\xi}{dt} = 0$ скорости плуга и трактора выравниваются, т. е. $v_{тр} = v_{пл}$.

На рис. 3 показана также кривая относительного ускорения $\frac{d^2\xi}{dt^2} = f(t)$, построенная дифференцированием кривой относительной скорости $\frac{d\xi}{dt} = f(t)$, и опытная кривая изменения усилия $P$ в продольной тяге предохранительного механизма первого корпуса. Кривая $P = f(t)$ непосредственно перенесена с осциллограммы с учетом масштаба записей.

Как видно из рис. 3, кривая $P = f(t)$ в большей или меньшей мере копирует кривую ускорения $\frac{d^2\xi}{dt^2} = f(t)$. Анализ нескольких осциллограмм показывает, что такая общая закономерность сохраняется. Но так как при срабатывании предохранительного механизма продольные тяги его к корпусам отклоняются от направления движения агрегата ($P$ и $\frac{d^2\xi}{dt^2}$ не совпа-

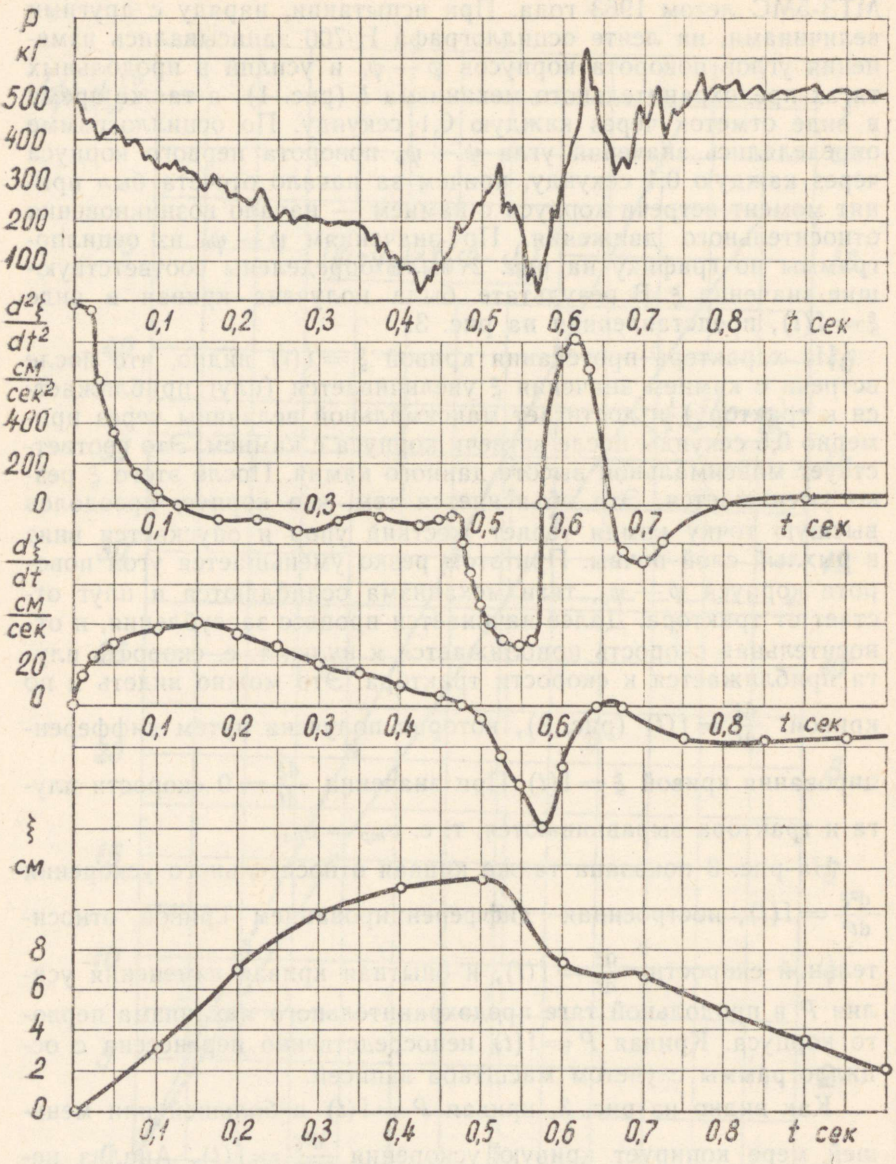



Рис. 3. Пример протекания кривых относительного движения $\xi$, относительной скорости $\frac{d\xi}{dt}$, относительного ускорения $\frac{d^2\xi}{dt^2}$ и усилия $P$ по времени при срабатывании валькового механизма, полученные из опыта (трактор МТЗ-5МС, плуг ПНК-3-35, срабатывающий корпус — первый).

дают по направлению), то для установления зависимости между относительным ускорением плуга по направлению движения агрегата и усилиями на корпусах необходимо рассматривать перемещения различных точек механизма при его работе — при правильно выбранной расчетной схеме.

## MÕNINGAID KÜSIMUSI KIVISTELE PINNASTELE MÄÄRATUD ADRA KAITSEMEHHANISMI TÖÖST

**Insener A. Reintam.**

Leningradi Põllumajanduse Instituudi aspirant

Kokkuvõte

Kangtüüpi kivikaitsemehhanismiga varustatud adra iseloomustavaks erinevuseks on see, et mis tahes korpuse kohtudes kiviga adra raami asend traktori suhtes agregaadi liikumise sihis muutub. Seetõttu on adra suhteline liikumine olulise tähtsusega mitte üksnes kaitsemehhanismi, vaid ka adra riputusmehhanismi konstrueerimisel ning kogu agregaadi kinemaatika ja dünaamika uurimisel.

Suhtelise liikumise määramiseks kasutati joonisel 1 esitatud riputusmehhanismi skeemi, mille tulemusena saadi võrrandid (3), (4) ja (5). Nimetatud võrrandid määravad täielikult taolist tüüpi kivikaitsemehhanismiga adra (tüübid ПНК ja ПКС) töö iseloomu mehhanismi sisselülitatud olukorras, ja neid võib käsitada adra liikumise diferentsiaalvõrranditena kivi ületamisel. Praktilisteks arvutusteks on sobivamad võrrandid (6), (7) ja (8), mis saadi võrrandite (3), (4) ja (5) lihtsustamise teel.

Näitena on esitatud suhtelise liikumise tee $\xi$ leidmine adral ПНК-3-35, kui katsetamisel on üleskirjutatud korpuse pöördenurga muutumine $\psi - \psi_0$ (joon. 2). Joonisel 3 on esitatud suhtelise liikumise tee $\xi$, suhtelise kiiruse $\frac{d\xi}{dt}$ ja suhtelise kiirenduse $\frac{d^2\xi}{dt^2}$ kõverad, samuti ka kaitsemehhanismi pikitõmmitsas mõjuva jõu $P$ katseline kõver aja funktsioonina. Jooniselt 3 on näha, et jõu $P$ kõver enam-vähem kopeerib suhtelise kiirenduse kõverat. Kuna aga $P$ ja $\frac{d^2\xi}{dt^2}$ mõjumise siht üldjuhul ei ühti, siis nõuab nende vahelise seose määramine kogu kaitsemehhanismi arvutusskeemi võimalikult täpset valikut.

# EINIGE FRAGEN ÜBER DIE ARBEIT DER SCHUTZVORRICHTUNG DES PFLUGES FÜR STEINIGE BÖDEN

**Ingenieur A. Reintam**

Aspirant des Leningrader Landwirtschaftlichen Instituts

Zusammenfassung

Für den Pflug mit Hebel-Schutzvorrichtung ist es kennzeichnend, daß beim Einschalten des Mechanismus die Lage des Pfluges zur Richtung des Traktors verändert werden kann. Deshalb ist die relative Bewegung des Pfluges nicht nur für die Konstruktion der Schutzvorrichtung, sondern auch für die des Anbaumechanismus von großer Bedeutung. Ebenso ist sie bei der Untersuchung der Kinematik und Dynamik des ganzen Aggregates wichtig.

Für die Bestimmung dieser relativen Bewegung wurde das Schema des Anbaumechanismus eines solchen Pfluges (Bild 1) benutzt. Als Resultat werden die Gleichungen (3), (4) und (5) erhalten, die eine Differenzialgleichung der relativen Bewegung des Pfluges darstellen. Für die praktische Rechnung werden die Gleichungen (6), (7) und (8) als Vereinfachungen der Gleichungen (3), (4) und (5) empfohlen.

Als Beispiel sind die Bestimmung der relativen Bewegunsstrecke $\xi$ für den Pflug ПНК-3-35 (Bild 2) und die Kurven $\xi = f(t)$, $\frac{d\xi}{dt} = f(t)$, $\frac{d^2\xi}{dt^2} = f(t)$, $P = f(t)$ (Bild 3) für einen bestimmten Versuch dieses Pfluges dargestellt worden, wobei $P$ die in der Längsstange der Schutzvorrichtung wirkende Kraft bezeichnet.

# АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РОТОРНЫХ КАРТОФЕЛЕКОПАТЕЛЕЙ

**Кандидат технических наук А. И. Таран**

старший преподаватель кафедры сельскохозяйственных машин ЭСХА

В комплексе работ по возделыванию картофеля его уборка, как известно, является наиболее трудоемкой и недостаточно механизированной операцией. Особенно трудные условия уборки картофеля в Северо-Западной зоне Союза ССР. Применение существующих картофелеуборочных комбайнов, элеваторных и вибрационных картофелекопателей в этой зоне на тяжелых суглинистых и глинистых почвах, которые здесь составляют значительную часть культурных угодий, затрудняется чрезмерной влажностью полей в период уборки, малыми размерами полей, их засоренностью камнями, холмистостью и рядом других факторов. Наиболее работоспособными машинами в этих условиях пока являются простые роторные (швыряльные) картофелекопатели, которые вполне удовлетворительно разрушают и разбрасывают переувлажненную грядку. При этом число повреждаемых клубней при уборке на тяжелых почвах составляет [7] в среднем 8%. При уборке же картофеля роторными картофелекопателями на легких почвах число повреждаемых клубней возрастает до 25%.

В последние годы роторные разбрасыватели нашли применение в ряде конструкций опытных образцов картофелеуборочных комбайнов, изготовленных заводами «Ригасельмаш», «Рязсельмаш» и в ЦНИИМЭСХ нечерноземной зоны СССР.

Несмотря на длительную практику применения роторных картофелекопателей, рабочий процесс их изучен недостаточно, что затрудняет совершенствование конструкций и рациональное использование этих машин. Проводившиеся исследования [7, 9] швыряльных картофелекопателей посвящены в основном изучению влияния кинематических параметров ротора и установки лемеха на качество разбрасывания поднимаемой грядки и степень повреждения клубней.

Здесь излагаются результаты исследования следующих вопросов: определение величины поступательной скорости $v_м$ роторного картофелекопателя; определение площади поперечного сечения $S$ и основных параметров поднимаемой лемехом грядки; определение расхода мощности на работу ротора; анализ действующих на копатель сил; рациональное взаимное расположение лемеха и ротора.

Хорошее разрушение и равномерное разбрасывание ротором поднимаемой лемехом грядки на поверхности поля небольшой шириной при минимальных повреждениях клубней зависит не только от скорости вращения ротора или абсолютной скорости его прутковых лопаток, но и от выбора правильного соотношения между числом $n$ оборотов ротора в минуту, величиной поступательной скорости $v_м$ копателя, шириной $b$ и числом $i$ прутковых лопаток ротора. Это соотношение, очевидно, должно быть таким, чтобы на каждую прутковую лопатку ротора поступала длина грядки, меньшая или равная ширине $b$ лопатки, то-есть:

$$v_м \leqslant \frac{\frac{ib}{60}}{\frac{}{n}} = \frac{ibn}{60} \qquad (1)$$

или

$$v_м = \frac{\lambda ibn}{60} \text{ [м/сек]}, \qquad (2)$$

где $i$ — число прутковых лопаток ротора;
$n$ — число оборотов ротора в минуту;
$b$ — расстояние между крайними прутками лопатки или ширина лопатки, $м$;
$\lambda$ — коэффициент, учитывающий степень загрузки ширины лопатки ротора длиной грядки.

Коэффициент $\lambda$ должен, очевидно, находиться в пределах от 0,8 до 1,0. Уменьшение величины $\lambda$ ниже этих значений будет вести к увеличению числа повреждаемых клубней, а при $\lambda > 1$ значительная часть клубней будет покрываться почвой.

Одним из главных параметров, определяющих степень загрузки, размеры рабочих органов и качество работы картофелеуборочных машин, является площадь $S$ поперечного сечения поднимаемой лемехом грядки. Величина этой площади зависит от профиля грядки, глубины подкапывания, формы и размеров лемеха и других факторов. С другой стороны, глубина подкапывания, форма и размеры лемеха зависят от глубины и ширины залегания клубней в грядке, а профиль грядки — от способов посадки и междурядной обработки картофеля. Если в период окучивания картофеля контур поперечного сечения грядки с некоторыми допущениями можно считать трапецеидальным, то к моменту уборки картофеля он под воздействием осадков,

ветра и других факторов существенно изменяется. Наблюдения и измерения показывают, что в период уборки контур поперечного сечения грядки в общем достаточно точно можно оценить синусоидальной или косинусоидальной зависимостью.

Как видно из схемы подкапывания грядки (рис. 1) лемехом корытообразной формы, который применяется у роторных картофелекопателей, уравнения для контура поперечного сечения грядки и лемеха в системе координат $zoy$ можно записать в виде:

$$z = c + e\cos\frac{2\pi}{a}y, \tag{3}$$

$$y^2 + (z - R)^2 = R^2 \quad \text{или} \quad z = R - \sqrt{R^2 - y^2}, \tag{4}$$

где $e$ — амплитуда [1] колебания контура поперечного сечения грядки, *м*;

$a$ — ширина междурядья, *м*;

$R$ — радиус кривизны лемеха, *м*;

$c$ — расстояние от нижней точки контура лемеха до оси симметрии профиля поперечного сечения грядки, *м*.

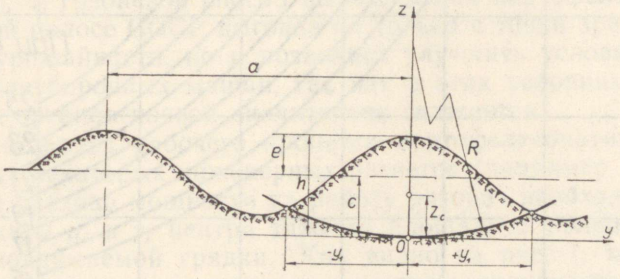



Рис. 1. Схема подкапывания грядки корытообразным лемехом.

Величина $c$ в каждом конкретном случае может быть определена из равенства $h = e + c$, где $h$ — глубина подкапывания грядки, которую можно считать известной величиной.

Координаты $y_1$ и $z_1$ точек пересечения профиля поперечного сечения грядки и контура лемеха находим совместным решением уравнений (3) и (4). Так, для определения координаты $y_1$ получаем:

$$R - c = e\cos\frac{2\pi}{a}y_1 + \sqrt{R^2 - y^2}. \tag{5}$$

[1] Как показывают измерения, величина $e$ в период уборки в большинстве случаев находится в пределах от 5 до 10 *см*.

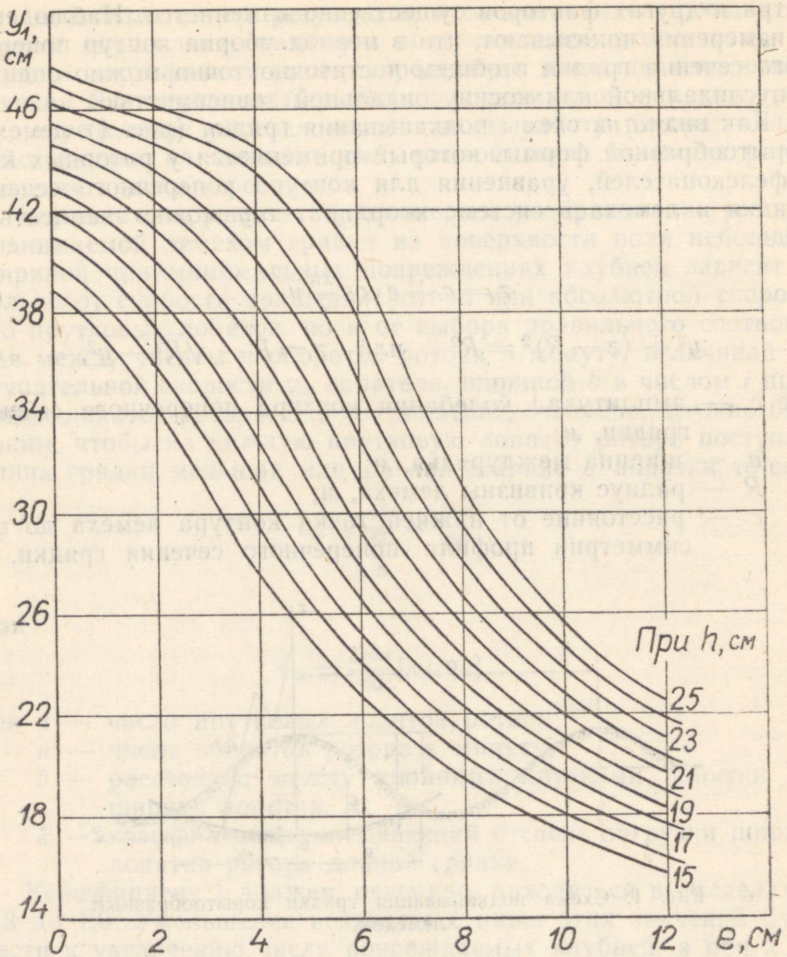



Рис. 2. Зависимость координаты $y_1$ точки пересечения профиля грядки и контура лемеха от амплитуды $e$ колебания профиля грядки при различных значениях глубины подкапывания $h$, ширине междурядья $a = 0{,}6$ *м* и радиусе кривизны лемеха $R = 0{,}58$ *м*.

Уравнение (5) относительно координаты $y_1$ трансцендентное и последняя может быть определена одним из методов приближенного решения таких уравнений. Применительно к роторному картофелекопателю КТН-1А производства завода «Выйт» Эстонского совнархоза значение координаты $y_1$ при различных значениях амплитуды $e$ колебания профиля поперечного сече-

ния грядки и глубины подкапывания $h$ можно определить из рис. 2.

Площадь $S$ поперечного сечения подкапываемой грядки определяем интегрированием уравнений (3) и (4) в пределах от $-y_1$ до $+y_1$:

$$S = \int_{-y_1}^{+y_1} \left(c + e\cos\frac{2\pi}{a}y\right) dy - \int_{-y_1}^{+y_1} \left(R - \sqrt{R^2 - y^2}\right) dy. \qquad (6)$$

После интегрирования и некоторых преобразований получаем:

$$S = \frac{ea}{\pi}\sin\frac{2\pi}{a}y_1 + R^2 \arcsin\frac{y_1}{R} - y_1\left(2R - 2c - \sqrt{R^2 - y_1^2}\right) [м^2]. \qquad (7)$$

Как видно из рис. 3, площадь $S$ с увеличением амплитуды $e$ колебания профиля поперечного сечения грядки при одной и той же глубине подкапывания значительно уменьшается. Так, например, при увеличении амплитуды $e$ с 3 до 7 *см* площадь $S$ поперечного сечения грядки при глубине подкапывания $h = 18$ *см* уменьшается с 765 до 525 $см^2$, т. е. в 1,46 раза. Эти данные показывают, что рекомендуемый некоторыми авторами работ [6, 4] гребневой способ выращивания картофеля в нечерноземной полосе СССР выгоден не только с точки зрения повышения урожайности, но и позволяет улучшить условия работы картофелеуборочных машин, так как в этих условиях загрузка рабочих органов почвой значительно снижается.

Для анализа рабочего процесса картофелекопателей и выполнения некоторых инженерных расчетов (например, при определении расхода мощности на работу ротора) необходимо знать координаты $y_c$ и $z_c$ центра тяжести площади $S$ поперечного сечения поднимаемой грядки. Как видно из рис. 1, координата $y_c = 0$, а величину координаты $z_c$ можно определить по формуле:

$$z_c = \frac{\frac{1}{2}\int_{-y_1}^{+y_1} \left[\left(c + e\cos\frac{2\pi}{a}y\right)^2 - \left(R - \sqrt{R^2 - y^2}\right)^2\right] dy}{S}, \qquad (8)$$

где $S$ — площадь поперечного сечения грядки, определяемая из уравнения (7).

После интегрирования числителя формулы (8) и некоторых преобразований получаем:

$$z_c = R - \frac{1}{S}\left[(R - c)\frac{ae}{\pi}\sin\frac{2\pi}{a}y_1 - \right.$$
$$\left. - \frac{ae^2}{8\pi}\sin\frac{4\pi}{a}y_1 + y_1\left(2Rc - c^2 - \frac{e^2}{2} - \frac{y_1^2}{3}\right)\right]. \qquad (9)$$

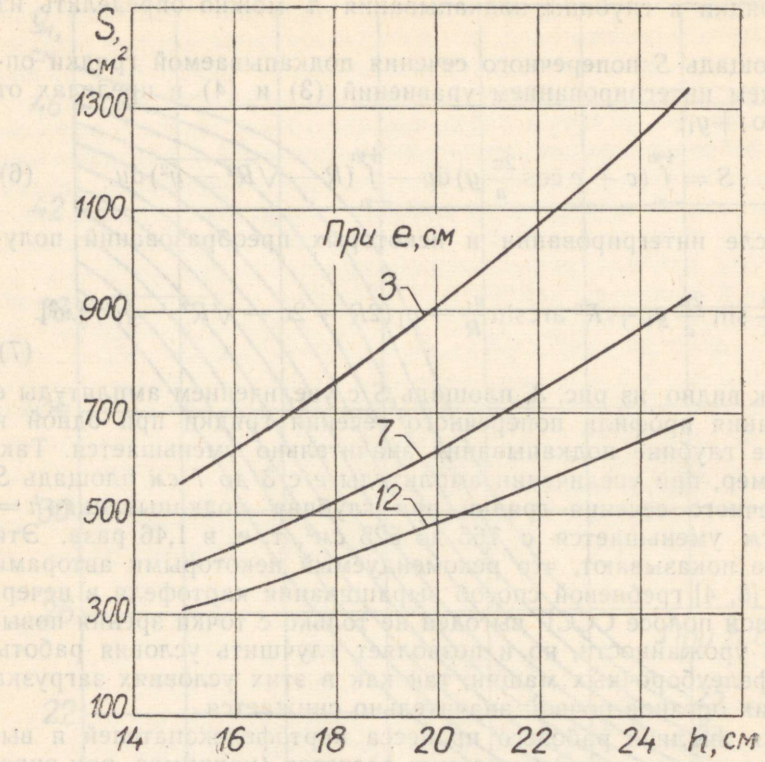



Рис. 3. Зависимость площади $S$ поперечного сечения подкапываемой грядки от глубины $h$ подкапывания при $a = 0{,}6$ *м*, $R = 0{,}58$ *м* и разных амплитудах $e$ колебания профиля грядки.

В случаях подкапывания грядки картофеля плоскими лемехами (рис. 4), которые применяются в элеваторных картофелеуборочных машинах, уравнения проекций лезвий лемеха в плоскости *zoy* имеют вид: для правого лезвия

$$z = y \operatorname{tg} \varepsilon \tag{10}$$

и для левого лезвия

$$z = -y \operatorname{tg} \varepsilon. \tag{10'}$$

Угол $\varepsilon$ между проекцией лезвия лемеха и дном борозды можно определить из следующих формул. Для симметричного лемеха

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\sin \alpha}{\operatorname{tg} \gamma} \tag{11}$$

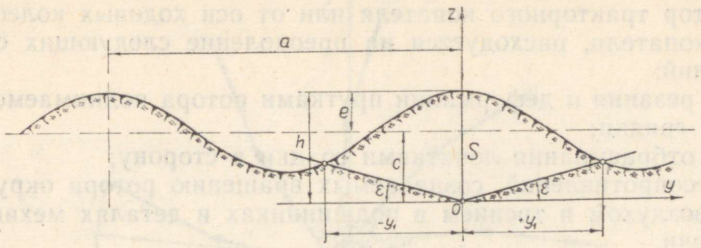



Рис. 4. Схема подкапывания грядки плоским лемехом.

и для несимметричного лемеха, который применяется у двухрядных картофелеуборочных машинах и устанавливается с дополнительным поперечным наклоном [2],

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{\sin\alpha}{\operatorname{tg}\gamma_2}, \tag{12}$$

где $\alpha$ — угол наклона продольной оси лемеха к дну борозды,
$\gamma$ — угол наклона лезвий симметричного лемеха к его продольной оси и
$\gamma_2$ — угол наклона наружного лезвия к продольной оси несимметричного лемеха.

Координата $y_1$ точки пересечения проекций лезвий лемеха с профилем поперечного сечения грядки определится из уравнения:

$$\pm y_1 \operatorname{tg}\varepsilon = c + e\cos\frac{2\pi}{a}y_1. \tag{13}$$

Площадь $S$ поперечного сечения грядки, подкапываемой плоским лемехом, находим интегрированием уравнений (3), (10) и (10′):

$$S = \int_{-y_1}^{+y_1}\left(c + e\cos\frac{2\pi}{a}y\right)dy - \int_{0}^{+y_1} y\operatorname{tg}\varepsilon\,dy - \int_{-y_1}^{0}(-y\operatorname{tg}\varepsilon)\,dy.$$

После интегрирования получаем:

$$S = 2cy_1 + \frac{ea}{\pi}\sin\frac{2\pi}{a}y_1 - y_1^2\operatorname{tg}\varepsilon\ [м^2]. \tag{14}$$

Изложенная методика определения площади $S$ поперечного сечения поднимаемой грядки может быть применена и при других формах лемеха.

Установим далее зависимости для определения усилий, действующих на прутковые лопатки ротора со стороны поднимаемой грядки, и расхода мощности на работу ротора картофелекопателя.

Мощность, передаваемая от вала отбора мощности трактора

на ротор тракторного копателя или от оси ходовых колес конного копателя, расходуется на преодоление следующих сопротивлений:

1) резания и деформации прутками ротора поднимаемой лемехом грядки;

2) отбрасывания лопатками грядки в сторону;

3) сопротивлений, создаваемых вращению ротора окружающим воздухом и трением в подшипниках и деталях механизма передачи.

Анализ результатов исследований [1, 5] рабочих процессов роторных грунтообрабатывающих и землеройных машин показывает, что сопротивление резанию и деформации грунта рабочими органами этих машин зависит от многих факторов, влияние которых разные авторы работ в некоторых случаях оценивают по разному и противоречиво. Однако в большинстве случаев сопротивление резанию грунта рабочими органами роторных грунтообрабатывающих и землеройных машин считают пропорциональным площади поперечного сечения отрезаемой стружки.

Применительно к роторному картофелекопателю сопротивление резанию и деформации грядки прутковыми лопатками также можно считать пропорциональным площади поперечного сечения отрезаемых лопатками порций грядки:

$$P_{1y} = p\nu\lambda b h', \tag{15}$$

где $P_{1y}$ — среднее значение силы сопротивления резанию и деформации грядки прутковыми лопатками ротора, *кГ*;

$p$ — среднее удельное сопротивление резанию и деформации грядки, которое может быть определено опытным путем, *кГ/м*$^2$;

$\nu$ — коэффициент, учитывающий какое число лопаток одновременно производит резание грядки;

$b$ — ширина прутковой лопатки, *м*;

$\lambda$ — коэффициент, учитывающий загрузку ширины лопатки ротора длиной грядки;

$h'$ — средняя толщина поднимаемой лемехом грядки, *м*.

Величину $h'$ сравнительно точно можно определить предположив, что грядка располагается на лемехе (рис. 5) в поперечном сечении в виде части кольца с средним радиусом $\varrho_c$ — расстоянием центра тяжести поднимаемой грядки от оси вращения ротора.

$$\varrho_c = \frac{D}{2} - z_c \ [м], \tag{16}$$

где $D$ — диаметр ротора по концам прутков, *м*;

$z_c$ — координата центра тяжести поднимаемой лемехом грядки, определяемая из формулы (9).

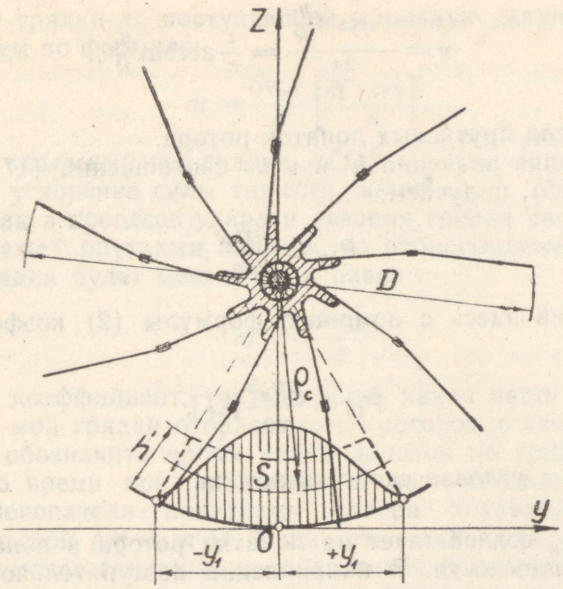



Рис. 5. К определению средней толщины $h'$ подкапываемой грядки.

Принимая площадь рассматриваемой части кольца равной площади $S$ поперечного сечения поднимаемой лемехом грядки и учитывая, что $R \approx \frac{D}{2}$, находим величину $h'$:

$$S = 2\rho_c h' \arcsin \frac{y_1}{R},$$

откуда

$$h' = \frac{S}{2\rho_c \arcsin \frac{y_1}{R}} \text{ [м]}, \qquad (17)$$

где $y_1$ — координата точки пересечения профиля поперечного сечения грядки и контура лемеха, *м*;

$R$ — радиус кривизны лемеха, *м*.

Коэффициент $\nu$ определяем как отношение центрального угла рассматриваемого кольца к центральному углу, образуемому смежными лопатками ротора:

$$\nu = \frac{2 \arcsin \frac{y_1}{R}}{\frac{2\pi}{i}} = \frac{i}{\pi} \arcsin \frac{y_1}{R}, \qquad (18)$$

где $i$ — число прутковых лопаток ротора.

Подставляя значения $h'$ и $\nu$ из соотношений (17) и (18) в формулу (15), получаем:

$$P_{1y} = \frac{pi\lambda bS}{2\pi\varrho_c}. \qquad (19)$$

Исключив здесь с помощью формулы (2) коэффициент $\lambda$, получим:

$$P_{1y} = \frac{pv_м S}{\omega\varrho_c} [кГ], \qquad (20)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость ротора.

Сила $P_{1y}$ воздействует на лопатки ротора в поперечно-вертикальной плоскости. В направлении поступательного перемещения картофелекопателя резание поднимаемой лемехом грядки производится только первыми прутками лопаток. При этом первый пруток лопатки, внедряясь в поднимаемую лемехом грядку, работает, примерно, также как и зуб бороны. Среднюю силу $P_{1x}$ резания грядки первыми прутками лопаток ротора следует считать [1] пропорциональной площади проекции погруженной в грядку части прутка на поперечно-вертикальную плоскость:

$$P_{1x} = p'\nu h'd, \qquad (21)$$

где $p'$ — среднее удельное сопротивление резанию грядки прутками в направлении движения копателя, $кГ/м^2$;

$d$ — диаметр прутка лопатки, $м$.

Подставив в последнюю формулу вместо $h'$ и $\nu$ их значения из соотношений (17) и (18), получим

$$P_{1x} = \frac{p'iSd}{2\pi\varrho_c} [кГ]. \qquad (22)$$

Окружное усилие $P_2$, возникающее на лопатках ротора в результате удара лопаток по сходящей с лемеха грядке, можно определить по методу акад. В. П. Горячкина, разработанному им при анализе работы молотильного барабана [2]. При определении $P_2$ будем считать, что удар прутков по грядке будет неупругим, так как почва при влажности, которая имеет место в период уборки, обладает весьма слабой упругостью.

Массу грядки $m$, поступающей в каждую секунду на ротор, определяем по формуле:

$$m = \frac{Sv_м\gamma}{g}\left[\frac{кГ \cdot сек}{м}\right], \tag{23}$$

где $\gamma$ — объемный вес грядки, $кГ/м^3$;

$g$ — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$.

Так как в процессе удара и резания грядки часть ее просыпается между прутками лопаток, то отбрасываемая лопатками масса грядки будет меньше $m$ и равна:

$$m' = \frac{\mu Sv_м\gamma}{g}, \tag{24}$$

где $\mu$ — коэффициент, учитывающий какая часть подкапываемой грядки отбрасывается ротором в сторону.

Если обозначить время удара лопаток по грядке через $\Delta t$, то за это время при равномерном поступательном движении картофелекопателя лопатками ротора захватывается часть грядки массой $\Delta m = m'\Delta t$. Количество движения, которое приобретает масса грядки $\Delta m$, определится произведением $\Delta m\omega\varrho_c$, где $\omega\varrho_c$, — средняя окружная линейная скорость массы $\Delta m$ грядки после удара. Это количество движения измеряет импульс $P_2\Delta t$, т. е. $P_2\Delta t = \Delta m\omega\varrho_c$, откуда

$$P_2 = \frac{\Delta m}{\Delta t}\omega\varrho_c = m'\omega\varrho_c. \tag{25}$$

Подставив сюда вместо $m'$ его значение из формулы (24), получим:

$$P_2 = \frac{\mu Sv_м\gamma\omega\varrho_c}{g}[кГ]. \tag{26}$$

Суммарное окружное усилие $P$, возникающее на прутковых лопатках ротора в результате резания, деформации и удара лопаток по грядке, будет:

$$P = P_{1y} + P_2 = \frac{v_м S}{\omega\varrho_c}\left(p + \frac{\mu\gamma}{g}\omega^2\varrho_c^2\right)[кГ]. \tag{27}$$

Умножив правую и левую часть последнего равенства на $\omega\varrho_c$, получим уравнение для определения расхода мощности на резание, деформацию и удар лопаток ротора по грядке:

$$N_1 = \frac{v_м S}{102}\left(p + \frac{\mu\gamma}{g}\omega^2\varrho_c^2\right)[квт]. \tag{28}$$

Так как после захвата массы грядки лопатками ротора последняя под действием сил инерции и силы тяжести скользит вдоль лопаток и затем сбрасывается на поверхность поля, то

в этом случае окружная скорость частиц грядки увеличивается до $\frac{\omega D}{2}$ и производится расход мощности на приращение кинетической энергии отбрасываемой части грядки. Предположив, что после удара лопаток по грядке центр тяжести захваченной массы грядки отстоит от оси вращения ротора на расстоянии $\varrho_c$, расход мощности на приращение кинетической энергии отбрасываемой части грядки можно определить по формуле:

$$102\,N_2 = \frac{m'\omega^2 D^2}{8} - \frac{m'\omega^2 \varrho_c^2}{2}.$$

Подставляя в эту формулу вместо $m'$ его значение из соотношения (24), после преобразований получаем:

$$N_2 = \frac{\mu S v_м \gamma \omega^2}{204g}\left(\frac{D^2}{4} - \varrho_c^2\right)[квт], \qquad (29)$$

где $D$ — диаметр ротора по концам прутков, *м*.

Расход мощности на подъем частиц грядки лопатками ротора здесь не учитываем, так как он по сравнению с суммой расходов $(N_1 + N_2)$ незначителен. Предварительные расчеты высоты сбрасывания частиц грядки с лопаток ротора показывают, что при правильно выбранных параметрах ротора эта высота для основной массы отбрасываемой грядки весьма незначительно превышает высоту расположения элементарных слоев грядки на лемехе.

Расход мощности на сопротивления, создаваемые вращению ротора с отбрасываемой грядкой окружающим воздухом, пропорционален кубу угловой скорости ротора:

$$N_3 = \frac{B\omega^3}{102}[квт], \qquad (30)$$

где $B$ — коэффициент пропорциональности, $кГм \cdot сек^2$.

Полный расход мощности $N$ на работу ротора равен сумме расходов $N_1$, $N_2$ и $N_3$:

$$N = \frac{v_м S}{102}\left[p + \frac{\mu\gamma\omega^2}{2g}\left(\varrho_c^2 + \frac{D^2}{4}\right)\right] + \frac{B\omega^3}{102}[квт], \qquad (31)$$

а мощность, снимаемая с вала отбора мощности трактора на работу ротора, будет

$$N_{вом} = \frac{N}{\eta}[квт], \qquad (32)$$

где $\eta$ — коэффициент полезного действия механизма передачи.

Если обозначить через $n_{вом}$ число оборотов вала отбора мощности трактора в минуту, то крутящий момент $M_{кр}$ на кар-

данном валу привода ротора можно определить по формуле:

$$M_{кр} = 974 \frac{N_{вом}}{n_{вом}} [кГм]. \qquad (33)$$

Учитывая неравномерность загрузки ротора сопротивлениями со стороны грядки, предохранительную муфту на карданном валу нужно регулировать на величину крутящего момента, большую чем $M_{кр}$ в $\xi$ раз, где $\xi$ — коэффициент, учитывающий неравномерность загрузки ротора сопротивлениями со стороны грядки и зависящий от изменчивости профиля грядки, её физико-механических свойств и числа прутковых лопаток ротора.

Определение расхода мощности на работу ротора рассмотрим на примере картофелекопателя КТН-1А при следующих данных: $a = 0{,}6$ *м*; $h = 0{,}2$ *м*; $e = 0{,}08$ *м*; $R = 0{,}58$ *м*; $D = 1{,}0$ *м*; $i = 9$; $\mu = 0{,}85$; $\gamma = 1300$ *кГ/м*$^3$; $p = 1400$ *кГ/м*$^2$; $\omega = 9{,}27$ *1/сек*; $v_м = 1{,}7$ *м/сек*.

По данным $a$, $e$, и $h$ из рис. 2 находим $y_1 = 0{,}243$ *м*. По формулам (7), (9) и (16) вычисляем соответственно $S$, $z_c$ и $\varrho_c$: $S = 0{,}059$ *м*$^2$, $z_c = 0{,}085$ *м* и $\varrho_c = 0{,}415$ *м*. Подставляем заданные и вычисленные значения в формулу (31) и определяем расход мощности на работу ротора:

$$N = \frac{1{,}7 \cdot 0{,}059}{102} \left[ 1400 + \frac{0{,}85 \cdot 1300 \cdot 9{,}27^2}{2 \cdot 9{,}8} \left( 0{,}415^2 + \frac{1{,}0}{4} \right) \right] = 3{,}38 \text{ } квт.$$

Приняв $\eta = 0{,}95$, определяем мощность, снимаемую с вала отбора мощности трактора:

$$N_{вом} = \frac{3{,}38}{0{,}95} = 3{,}56 \text{ } квт.$$

При $n_{вом} = 545$ *об/мин* крутящий момент на карданном валу будет:

$$M_{кр} = 974 \frac{3{,}56}{545} = 6{,}36 \text{ } кГм.$$

Проведенные в 1962 году Х. Мёллер, Э. Тасане и У. Кулль испытания картофелекопателя КТН-1А показали, что максимальный крутящий момент на карданном валу трактора ДТ-20 при работе с картофелекопателем превышает среднюю в 1,6 раза. Таким образом, в нашем примере коэффициент $\xi$ следует взять равным 1,7; тогда предохранительную муфту на карданном валу привода ротора нужно регулировать на величину крутящего момента, равную 10,8 *кГм*.

Рассмотрим далее силы, которые действуют на лемех картофелекопателя при подкапывании грядки.

Горизонтальную составляющую силы сопротивления $R'_л$,

создаваемой лемеху подкапываемой грядкой, можно определить по формуле, рекомендуемой проф. М. Е. Мацепуро [3]:

$$R_л' = kS + Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \ [кГ], \qquad (34)$$

где $S$ — площадь поперечного сечения подкапываемой грядки, $м^2$;

$k$ — удельное сопротивление подкапыванию грядки, $кГ/м^2$;

$Q$ — вес подкопанной и находящейся на лемехе грядки, $кГ$;

$\alpha$ — угол наклона лемеха ко дну борозды в продольно-вертикальной плоскости;

$\varphi$ — угол трения подкопанной грядки о поверхность лемеха.

Величина удельного сопротивления $k$ подкапыванию гребневых картофельных грядок плоскими лемехами на легких суглинках при влажности 12,3...15,6% по данным динамометрирования [3] колеблется в пределах от 1500 до 1900 $кГ/м^2$ а на средних суглинках — от 2200 до 2500 $кГ/м^2$.

Вес подкопанной и находящейся на лемехе грядки $Q$ с достаточной для инженерных расчетов точностью можно определить по формуле:

$$Q = LS\gamma \ [кГ], \qquad (35)$$

где $L$ — длина лемеха, $м$;

$S$ — площадь поперечного сечения подкапываемой грядки, $м^2$,

$\gamma$ — объемный вес грядки, $кГ/м^3$.

Угол $\varphi$ трения движения по стальной шлифованной поверхности суглинистых почв при влажности 5 и 13% по данным проф. Н. В. Щучкина [8] составляет соответственно 17 и 22°.

Общая сила $R_л$ сопротивления грядки перемещению лемеха картофелекопателя определяется как равнодействующая сил $R_л'$ и $Q$ (рис. 6):

$$R_л = \sqrt{Q^2 + [kS + Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)]^2} \ [кГ]. \qquad (36)$$

Угол наклона силы $R_л$ к горизонту определяем из рис. 6:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{Q}{kS + Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \qquad (37)$$

На равномерность разбрасывания ротором грядки на поверхности поля существенное влияние оказывает взаимное расположение лемеха и ротора. Так, опытами А. Р. Якобсона [9] установлено, что в случаях, когда концы прутков ротора перекрывают задний обрез лемеха (рис. 7) на величину $\Delta = 4$ $см$, равномерность разбрасывания грядки по сравнению с установкой при $\Delta = 0$ значительно улучшается и число покрытых почвой клубней уменьшается в среднем в два раза. Дальнейшее

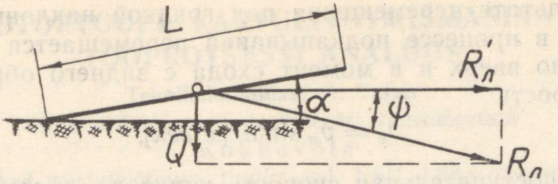



Рис. 6. Схема сил, действующих на лемех копателя.

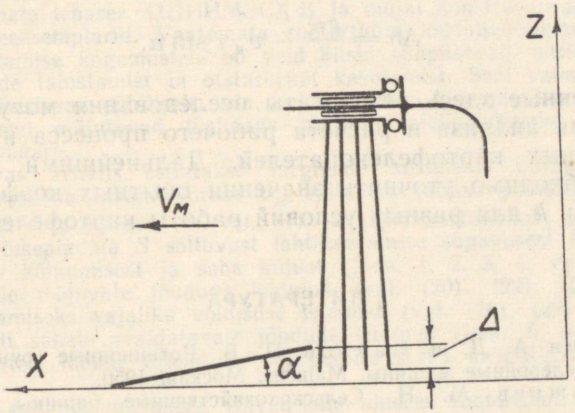



Рис. 7. Взаимное расположение лемеха и лопатки ротора.

увеличение $\Delta$ до 8 и 12 *см* (увеличение $\Delta$ достигалось изменением угла наклона лемеха) уже несущественно влияет на равномерность разбрасывания грядки.

По нашему мнению величина $\Delta$ перекрытия прутками ротора заднего обреза лемеха должна быть несколько больше высоты $\Delta h$, на которую успевают опуститься частицы грядки за промежуток времени $\tau$ с момента схода их с лемеха до начала воздействия на них прутковой лопатки. Так как зазор между задним обрезом лемеха и первыми прутками лопаток ротора весьма мал, то $\tau$ можно принять равным промежутку времени между моментами воздействия на грядку соседних прутковых лопаток:

$$\tau = \frac{60}{ni} [сек], \qquad (38)$$

где $n$ — число оборотов ротора в минуту,
$i$ — число прутковых лопаток ротора.

В результате перемещения под грядкой наклонного лемеха последняя в процессе подкапывания перемещается в основном вертикально вверх и в момент схода с заднего обреза лемеха имеет скорость

$$v_z = v_м \sin \alpha \ [м/сек], \tag{39}$$

где $v_м$ — поступательная скорость копателя, *м/сек*,

$\alpha$ — угол наклона лемеха ко дну борозды.

Определяя высоту $\Delta h$, будем считать, что за время $\tau$ частицы грядки совершают свободное падение с начальной скоростью $v_z$:

$$\Delta h = \frac{g\tau^2}{2} - v_м \tau \sin \alpha. \tag{40}$$

Изложенные здесь результаты исследования могут служить основой для анализа и расчета рабочего процесса и конструкции роторных картофелекопателей. Дальнейшими исследованиями необходимо уточнить значения опытных коэффициентов $\mu$, $p$, $p'$, $B$ и $k$ для разных условий работы картофелекопателей.

## ЛИТЕРАТУРА


1. Далин А. Д. и Павлов П. В. Ротационные грунтообрабатывающие и землеройные машины. Машгиз, Москва, 1950.

2. Летошнев М. Н. Сельскохозяйственные машины, Сельхозгиз, М.—Л., 1955.

3. Вопросы земледельческой механики, т. II. Под ред. академика АН и АСХН БССР, проф. М. Е. Мацепуро и канд. техн. наук Б. Н. Янушкевича и И. В. Манюта. Госиздат БССР, Минск, 1959.

4. Мельников В. А. Уменьшение глубины посадки картофеля в целях улучшения условий механизированной уборки. В кн.: Исследования по механизации уборки картофеля (сборник статей). Изд. МСХ СССР, М., 1958.

5. Полтавцев И. С. Фрезерные канавокопатели. Машгиз, Киев, 1954.

6. Рябова Е. П. Гребневая культура как тепломелиоративный прием выращиваний растений. В кн.: Вопросы агрономической физики, Л., 1957.

7. Суслов Л. В. Определение рациональных режимов работы ротора картофелекопателя. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1961, № 5.

8. Щучкин Н. В. Трение скольжения почвы по металлу и почвы по почве. В кн.: Сборник научно-исследовательских работ ВИСХОМ, т. 4, Машгиз, М., 1949.

9. Якобсон А. Р. К анализу рабочего процесса швыряльного аппарата картофелеуборочных машин с радиальными лопастями. В кн.: Сборник научных трудов Эстонской сельскохозяйственной академии, труды по механизации сельского хозяйства, т. 13, Тарту, 1959.

# ROOTORTÜÜPI KARTULIVÕTMISMASINATE TÖÖPROTSESSI ANALÜÜS

**Tehnikakandidaat A. Taran**
EPA põllutöömasinate kateedri vanemõpetaja

Kokkuvõte

Väga rasked kartulivõtmise tingimused NSV Liidu loodepiirkonnas on olemasolevate kartulikombainide ja elevaatortüüpi kartulivõtmismasinate kasutamist siin takistanud. Siinsetel liivsavistel ja savistel pinnastel osutuvad kõige töökindlamateks masinateks lihtsad rootortüüpi kartulivõtmismasinad, mis täiesti rahuldavalt purustavad ja paiskavad laiali liigniisket kartulivagu. Viimastel aastatel on varustatud rootortüüpi tööorganiga Riia ja Rjazani põllutöömasinate tehases, ЦНИИМЭСХ-is ja mujal konstrueeritud kartulikombainide katseeksemplarid. Vaatamata rootortüüpi kartulivõtmismasinate pikaajalise ksautamise kogemustele on neid siiski ebapiisavalt uuritud. See aga takistab nende täiustamist ja otstarbekat kasutamist. Seni valminud uurimused [7, 9] käsitlevad põhiliselt seda, kuidas rootori kinemaatilised parameetrid ja saha asend mõjutavad tõstetava pinnase laialipaiskumist ja mugulate vigastatuse määra.

Käesolevas artiklis esitatakse järgmiste küsimuste uurimise tulemusi: kartulivõtmismasina liikumiskiiruse $v_м$ sõltuvust rootori pöörlemiskiirusest $n$, labade arvust $i$ ja laiusest $b$ (val. (1) ja (2)); kartulivaost sahale sattuva pinnase ristlõikepindala $S$ sõltuvust lahtikaevamise sügavusest $h$, vao profiili amplituudi $e$ kõikumisest ja saha kujust (joon. 1, 2, 3, 4; val. (7), (14)); rootori labale mõjuvate jõudude leidmist (val. (20), (22), (26) ja (27)); rootori töötamiseks vajaliku võimsuse leidmist (val. (28), (29), (30), (31)); pinnase poolt sahale avaldatavate jõudude leidmist (joon. 6; val. (34), (35) ja (36); rootori labade toimel saha tagumise serva ülekattumise $\Delta$ leidmist ($\Delta > \Delta h$).

Artiklis esitatud tulemused võivad olla aluseks rootortüüpi kartulivõtmismasinate töö analüüsimisel ning nende masinate arvutusel ja konstrueerimisel.

# ZUR ANALYSE DES ARBEITSPROZESSES DER ROTIERENDEN KARTOFFELERNTEMASCHINEN — SCHLEUDERRADRODER

**Kandidat der technischen Wissenschaften A. Taran**
Oberlehrer des Lehrstuhls für Landmaschinen der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Der Beitrag behandelt die Ergebnisse der Untersuchung folgender Fragen: die Bestimmung der Grösse der fortschreitenden Geschwindigkeit $v_м$ der rotierenden Kartoffelerntemaschine (des Schleuderradroders) je nach der Zahl $n$ der Umdrehungen des Rotors in der Minute, der Zahl $i$ und der Breite $b$ der Stangenschleuderer (s. Formeln (1) und (2)); die Bestimmung der Fläche $S$ des Querschnittes des vom Pflugschar zu gelockernden Dammes je nach der Tiefe der Lockerung $h$, der Amplitude $e$ der Schwankungen des Dammprofils und der Form des Schars (s. Bild. 1, 2, 3, 4 und die Formeln (7) und (14); die Bestimmung der auf die Stangenschleuderer des Rotors wirkenden Kräfte (Formeln (20), (22), (26) und (27)) und des Arbeitsaufwandes des Rotors (Formeln (28), (29), (30) und (31)); die Bestimmung der von dem zu lockernden Damm her auf das Schar wirkenden Kräfte (Bild 6 und Formeln (34), (35), (36)); die Bestimmung der Grösse $\Delta$ der Verdeckung des hinteren Schnittes des Pflugschars ($\Delta > \Delta h$) durch die Stangenschleuderer des Rotors.

# ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ОЧИСТИТЕЛЕЙ ОТВЕРСТИЙ ПЛОСКИХ КАЧАЮЩИХСЯ РЕШЕТ С ПРИМЕНЕНИЕМ ОБГОННОЙ МУФТЫ

**Кандидат технических наук А. И. Таран**

старший преподаватель кафедры сельскохозяйственных машин ЭСХА

Эффективность сепарирования зерна и других сыпучих материалов на плоских качающихся решетах, широко применяемых в современных зерноочистительных и других сепарирующих машинах, во многом зависит от качества работы очистителей отверстий решет от застревающих зерен. Известно, что при разделении зерновой смеси решетами на фракции часть зерен, имеющих размеры близкие к рабочему размеру отверстий решета, прочно застревает в отверстиях, уменьшая «живое» сечение решета и интенсивность выделения проходовой фракции. Для выталкивания (вытряхивания) застрявших в отверстиях зерен применяют ударники, щетки, ролики, обрезиненные валики, скребки и другие очистители. Наиболее эффективными очистителями в большинстве случаев являются щетки, которые получили преимущественное применение в сепарирующих машинах.

Щетки обычно закрепляются на специальной рамке, которая устанавливается под решетом и приводится в движение вдоль решета отдельным кривошипно-шатунным механизмом или получает инерционный привод [2] от колебательного движения решетного корпуса.

В зерноочистительной машине Феррелл Супер 298D щеточная рама приводится в движение поперек наклона решет с помощью шнуровой передачи и кулисного механизма [1].

В некоторых машинах (сортировка «Кускута») щетки устанавливаются под решетами на бесконечных пластинчато-роликовых цепях, которые приводятся в движение от общей передачи машины. В этом случае щетки движутся поступательно вдоль решета (по ходу зерна) со скоростью 0,10 . . . 0,15 *м/сек*.

Упомянутые механизмы привода щеток применяются в машинах, решета которых совершают горизонтальные колебания

или колебания, направленные к горизонтали под углом не более 20°.

Специальные исследования [3, 4] показали, что сортирование зерна по ширине на решетах с круглыми отверстиями наиболее эффективно происходит при углах направленности колебаний $\varepsilon$ в пределах от 45 до 75°. При этом для небольших нагрузок решета зерновым материалом целесообразно устанавливать большие углы направленности колебаний (60...75°), а для больших нагрузок — меньшие углы (45...60°).

При таких значениях углов направленности колебаний и необходимости регулирования величины этого угла применение кривошипно-шатунного механизма для привода щеток затруднительно, а инерционный привод в этих случаях невозможен. Привод же щеток, установленных на цепях, от общей передачи машины в этих условиях получается весьма сложным.

Наиболее подходящим в этих случаях оказался привод цепи со щетками от колебательного движения решета с помощью обгонной муфты (фрикционной или с храповиком). Такой механизм привода щеток (рис. 1) состоит из следующих деталей: бесконечной втулочно-роликовой цепи *2* с прикрепленными к её звеньям на равном расстоянии щетками; ведущей звездочки *4* с вмонтированной в нее обгонной муфтой; натяжной звездочки *1*; поддерживающих звездочек *3* и рычагов привода *5* и *6*. Звездочки *1* и *3* устанавливаются на осях, а звездочка *4* с обгонной муфтой — на валике. Оси звездочек *1*, *3* и валик монтируются в решетном корпусе. Рычаг привода *5* жестко закрепляется на валике звездочки *4* и шарнирно соединяется с рычагом *6*, второй конец которого связан с рамой машины.

Привод щеток в движение таким механизмом осуществляется следующим образом. За время одного оборота кривошипа *r* привода решетного корпуса рычаг *5* совершает два поворота вокруг оси звездочки *4* на угол $\beta_п$. При движении решетного корпуса слева направо рычаг *5* поворачивается относительно оси звездочки *4* против часовой стрелки и благодаря обгонной муфте совершает холостой ход. При движении же решетного корпуса справа налево рычаг *5* поворачивается по часовой стрелке и через обгонную муфту поворачивает звездочку *4* на угол $\beta_п$, перемещая тем самым щетки под решетом на расстояние:

$$\xi = \beta_п \frac{d_н}{2}, \qquad (1)$$

где $d_н$ — диаметр начальной окружности звездочки *4*.

Так как отношение амплитуды колебаний к длине подвесок решетного корпуса в современных зерноочистительных машинах составляет небольшую величину и, как правило, не превы-

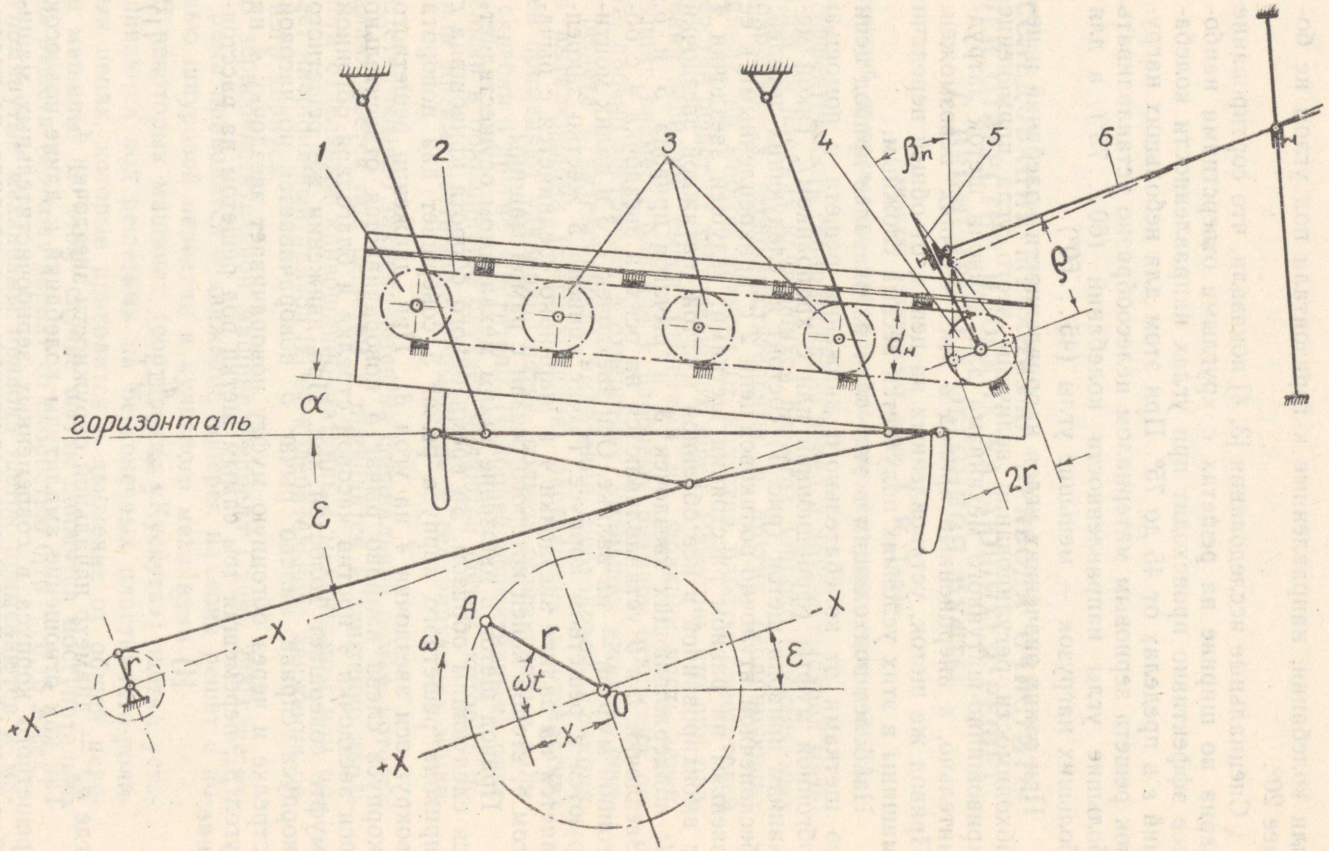



Рис. 1. Схема механизма привода щеток.

шающую 0,05, то значение угла $\beta_п$ поворота звездочки *4* за полный размах колебания решетного корпуса с достаточной точностью можно определить из соотношения (рис. 1):

$$r = \varrho \sin \frac{\beta_п}{2},$$

откуда

$$\beta_п = 2 \arcsin \frac{r}{\varrho}. \qquad (2)$$

Подставляя значение $\beta_п$ из формулы (2) в выражение (1), получаем:

$$\xi = d_н \arcsin \frac{r}{\varrho}, \qquad (3)$$

где $r$ — амплитуда колебаний решетного корпуса,

$\varrho$ — длина рычага *5*.

Если обгонная муфта имеет свободный ход, величина которого определяется углом $\beta_0$ и зависит от конструкции муфты и от степени ее износа, то перемещение щеток под решетом за одно колебание решетного корпуса будет меньше того значения, которое определяется по формуле (3), на величину $\beta_0 d_н/2$.

В этом случае действительное перемещение щеток за одно колебание решетного корпуса будет

$$\xi_щ = d_н \left( \arcsin \frac{r}{\varrho} - \frac{\beta_0}{2} \right) \qquad (4)$$

и средняя скорость щеток относительно решета —

$$v_щ = \xi_щ \frac{n}{60} = \frac{n d_н}{60} \left( \arcsin \frac{r}{\varrho} - \frac{\beta_0}{2} \right), \qquad (5)$$

где $n$ — число оборотов кривошипа привода решетного корпуса в минуту.

Наряду с величиной средней скорости щеток на эффективность очистки отверстий решета от застревающих зерен существенное влияние оказывает характер изменения мгновенных значений скорости и ускорения щеток относительно поверхности решета. Для определения мгновенных значений скорости и ускорения щеток в любой момент времени $t$ поворота кривошипа $r$ установим зависимость величины угла $\beta$ поворота звездочки *4* от амплитуды и частоты колебаний решетного корпуса. Как видно из рис. 1, перемещение решетного корпуса по линии колебаний $x - x$ при небольшом отношении амплитуды колебаний к длине шатуна можно с достаточной точностью определить по зависимости $x = r \cos \omega t$. Тогда угол $\beta$ в любой момент времени $t$ поворота кривошипа $r$ определяется из соотношения (рис. 2):

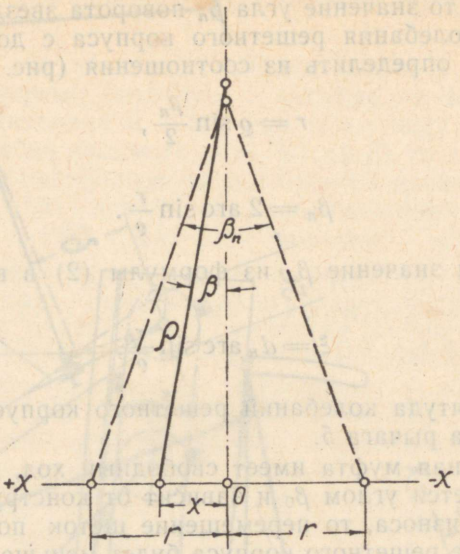



Рис. 2. К определению угла $\beta$ поворота рычага $\varrho$ привода ведущей звездочки в зависимости от величины $x$, определяющей положение решетного корпуса.

$$\sin\beta = \frac{x}{\varrho} = \frac{r}{\varrho}\cos\omega t,$$

откуда

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{\varrho}\cos\omega t\right), \tag{6}$$

где $\omega$ — угловая скорость кривошипа $r$ или частота колебаний решетного корпуса.

Дифференцируя уравнение (6), находим угловую скорость звездочки *4*

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{\omega\sin\omega t}{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\omega t}}. \tag{7}$$

и скорость щеток в момент времени $t$

$$\dot{\xi}_щ = \frac{d\beta}{dt}\cdot\frac{d_н}{2} = -\frac{d_н\omega\sin\omega t}{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\omega t}}. \tag{8}$$

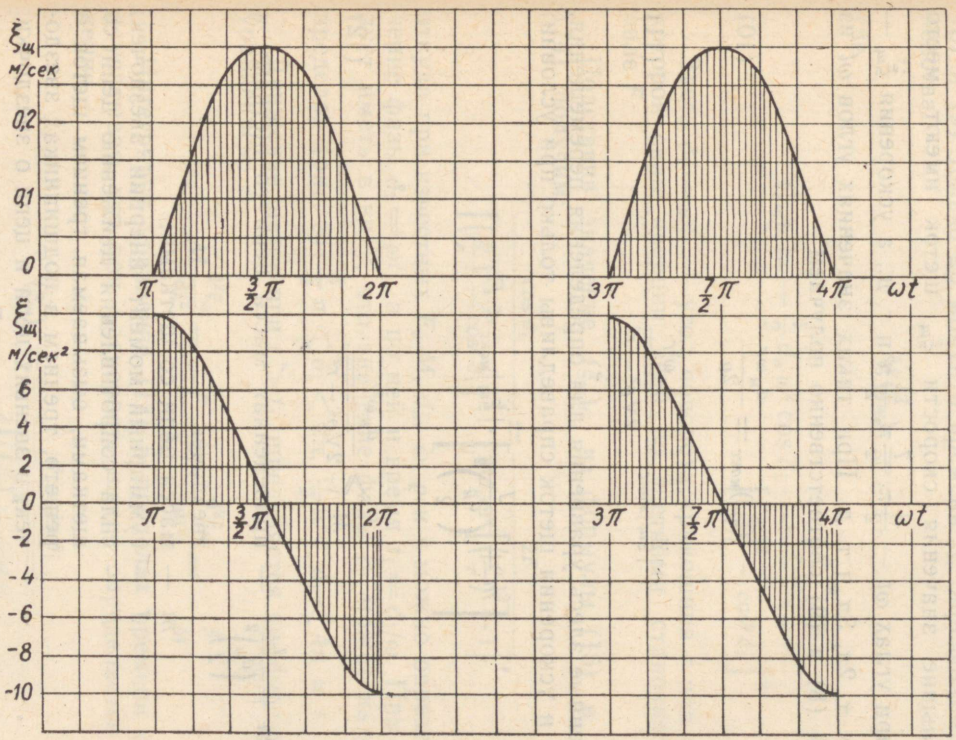



Рис. 3. Графики изменения скорости $\dot{\xi}_{щ}$ и ускорения $\ddot{\xi}_{щ}$ щеток в зависимости от угла $\omega t$ поворота кривошипа привода решетного корпуса при $\frac{\varrho}{r} = 3{,}0$; $n = 300$ *об/мин*; $d_н = 57$ *мм* и $\frac{F}{M} \geqslant 10{,}5$ *м/сек²*.

Дифференцируя уравнение (8), находим ускорение щеток

$$\ddot{\xi}_{щ} = -\frac{1}{2} d_н \omega^2 \cos \omega t \frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1}{\left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2 \omega t\right]^{\frac{3}{2}}}. \quad (9)$$

Наибольшие значения скорости $\dot{\xi}_{щ}$ щеток имеют место (рис. 3) при углах $\omega t = \frac{3}{2}\pi, \frac{7}{2}\pi, \frac{11}{2}\pi$ и т. д., а ускорения $\ddot{\xi}_{щ}$ — при углах $\pi$, $2\pi$, $3\pi$ и т. д. При таких значениях углов $\omega t$ из уравнений (8) и (9) соответственно получаем

$$(\dot{\xi}_{щ})_{макс} = \frac{d_н \omega r}{2\varrho} \quad (10)$$

и

$$|\ddot{\xi}_{щ}|_{макс} = \frac{d_н \omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}. \quad (11)$$

Полученные здесь уравнения для определения перемещения, скоростей и ускорения щеток справедливы только при условии:

$$\left[m + \frac{J}{\left(\frac{d_н}{2}\right)^2}\right] \cdot |\ddot{\xi}_{щ}|_{макс} \leqslant F$$

или

$$\frac{F}{M} \geqslant \frac{d_н \omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}, \quad (12)$$

где $M = m + \frac{J}{\left(\frac{d_н}{2}\right)^2}$ — приведенная масса цепи со щетками и звездочек;

$m$ — масса цепи со щетками;

$J$ — суммарный момент инерции звездочек;

$F$ — сила сопротивления движению цепи со щетками, вызываемая трением щеток о решето, трением в подшипниках звездочек, в звеньях цепи и цепи о звездочки.

Можно полагать, что величина силы $F$ от скорости щеток не зависит. Величину этой силы для каждого конкретного механизма можно определить опытным путем.

При условии (12) относительное перемещение щеток в каждом периоде колебания решетного корпуса осуществляется только непосредственно за счет поворота рычага 5, так как

силы инерции цепи со щетками при замедленном их движении всегда меньше силы сопротивления $F$.

В случаях, когда условие (12) не выполняется, т. е.

$$\frac{F}{M} < \frac{d_н \omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}, \tag{13}$$

относительное движение щеток будет определяться уравнениями (8) и (9) только до момента времени $t_1$, определяемого из равенства:

$$M(\ddot{\xi}_щ)_{t_1} = -F, \tag{14}$$

где

$$(\ddot{\xi}_щ)_{t_1} = -\frac{1}{2} d_н \omega^2 \cos\delta_1 \frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1}{\left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1\right]^{\frac{3}{2}}}. \tag{15}$$

Здесь $\delta_1 = \omega t_1$ — угол поворота кривошипа $r$ или фаза, при которой сила инерции цепи со щетками становится равной силе $F$.

Подставив значение $(\ddot{\xi}_щ)_{t_1}$ из формулы (15) в равенство (14), получим:

$$\frac{\cos\delta_1}{\left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1\right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{2F}{M d_н \omega^2 \left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1\right]}, \tag{16}$$

откуда при известных $F$, $M$, $d_н$, $\omega$, $\varrho$ и $r$ можно определить значение фазы $\delta_1 = \omega t_1$, а по ней и время $t_1 = \delta_1/\omega$. При этом следует иметь в виду, что значение фазы $\delta_1$ может находиться в пределах (рис. 3): $\frac{3}{2}\pi < \delta_1 < 2\pi$, $\frac{7}{2}\pi < \delta_1 < 4\pi$ и т. д.

Движение щеток при $t > t_1$ определяется дифференциальным уравнением:

$$M\frac{d^2\xi_щ}{dt^2} = -F \quad \text{или} \quad \frac{d^2\xi_щ}{dt^2} = -\frac{F}{M}. \tag{17}$$

Интегрируя уравнение (17) в пределах времени от $t_1$ до $t$ и учитывая, что при $t_1$ скорость щеток определяется из уравнения

$$(\dot{\xi}_щ)_{t_1} = -\frac{d_н \omega \sin\delta_1}{2\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}, \tag{18}$$

получаем

$$\frac{d\xi_щ}{dt} = -\frac{F}{M}(t - t_1) - \frac{d_н \omega \sin\delta_1}{2\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}. \tag{19}$$

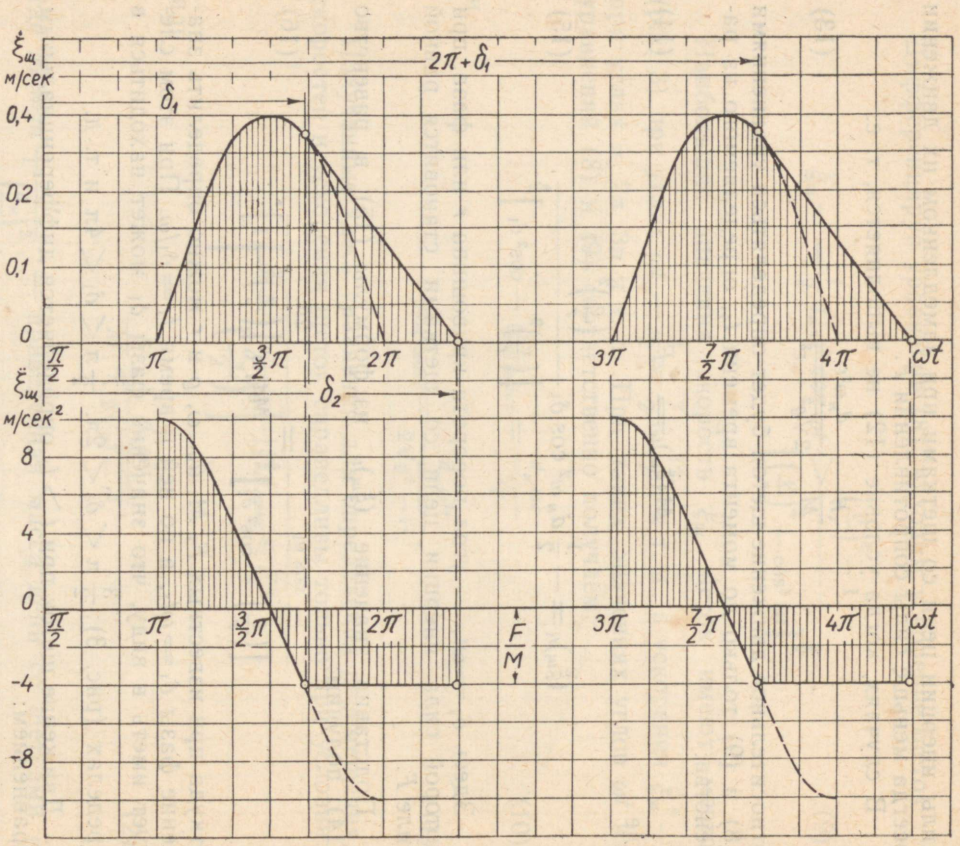



Рис. 4. Графики изменения скорости $\dot{\xi}_{щ}$ и ускорения $\ddot{\xi}_{щ}$ щеток в зависимости от угла $\omega t$ поворота кривошипа привода решетного корпуса при $\frac{\varrho}{r} = 3{,}0$; $n = 300$ *об/мин*; $d_н = 57$ *мм* и $\frac{F}{M} = 4$ *м/сек²*.

Последнее уравнение на графике изменения скорости $\frac{d\xi_{щ}}{dt}$ в зависимости от угла $\omega t$ представляется (рис. 4) прямой линией, касательной к кривой изменения скорости по уравнению (8) при фазе $\delta_1$. Тангенс угла наклона этой прямой к оси $\omega t$ равен отношению $-\frac{F}{M}$ или $(\ddot{\xi}_{щ})_{t_1}$, определяемому из формулы (15).

Момент времени $t_2$ или фазу $\delta_2 = \omega t_2$, при которой относительное движение цепи со щетками прекращается, находим из уравнения (19), подставив в нем вместо $t$ время $t_2$ и приравняв правую часть его нулю:

$$\frac{F}{M\omega}(\delta_2 - \delta_1) = -\frac{d_к \omega \sin\delta_1}{2\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}. \qquad (20)$$

Решая совместно уравнения (20) и (16), исключаем из них отношение $\frac{F}{M}$ и получаем:

$$\delta_2 = \delta_1 - \operatorname{tg}\delta_1 \frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1}. \qquad (21)$$

Как видно из рис. 4, фаза $\delta_2$ может быть в пределах $2\pi < \delta_2 \leqslant 3\pi$. В случаях, когда в результате решения уравнения (21) фаза $\delta_2$ будет получаться больше $3\pi$ движение щеток будет происходить без остановок, так как при углах $\omega t > 3\pi$ уже действует принудительный привод цепи со щетками от рычага 5 через обгонную муфту. Если обгонная муфта имеет свободный ход, определяемый углом $\beta_0$, то движение щеток без остановок будет происходить при $\delta_2 \geqslant 3\pi + \Delta\delta$. Здесь углом $\Delta\delta$ учтен поворот кривошипа $r$, за время которого выбирается свободный ход муфты. Значение угла $\Delta\delta$ при известном $\beta_0$ можно вычислить по формуле:

$$\Delta\delta = \arccos\left[\frac{\varrho}{r}\sin\left(\frac{\beta_n}{2} - \beta_0\right)\right], \qquad (22)$$

где $\beta_n$ вычисляется по формуле (2).

Обозначим через $\delta_1^*$ фазу, при которой $\delta_2 = 3\pi + \Delta\delta$. Значение фазы $\delta_1^*$ можно определить из уравнения (21), подставив в нем $\delta_2 = 3\pi + \Delta\delta$:

$$3\pi + \Delta\delta = \delta_1^* - \operatorname{tg}\delta_1^* \frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1^*}{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1}, \qquad (23)$$

откуда

$$\left(\frac{r}{\rho}\right)^2 = \frac{3\pi + \Delta\delta - \delta_1^* + \operatorname{tg}\delta_1^*}{3\pi + \Delta\delta - \delta_1^* + \frac{1}{2}\sin 2\delta_1^*}. \qquad (24)$$

Зависимость фазы $\delta_1^*$ от отношения $r/\rho$ показана на рис. 5.

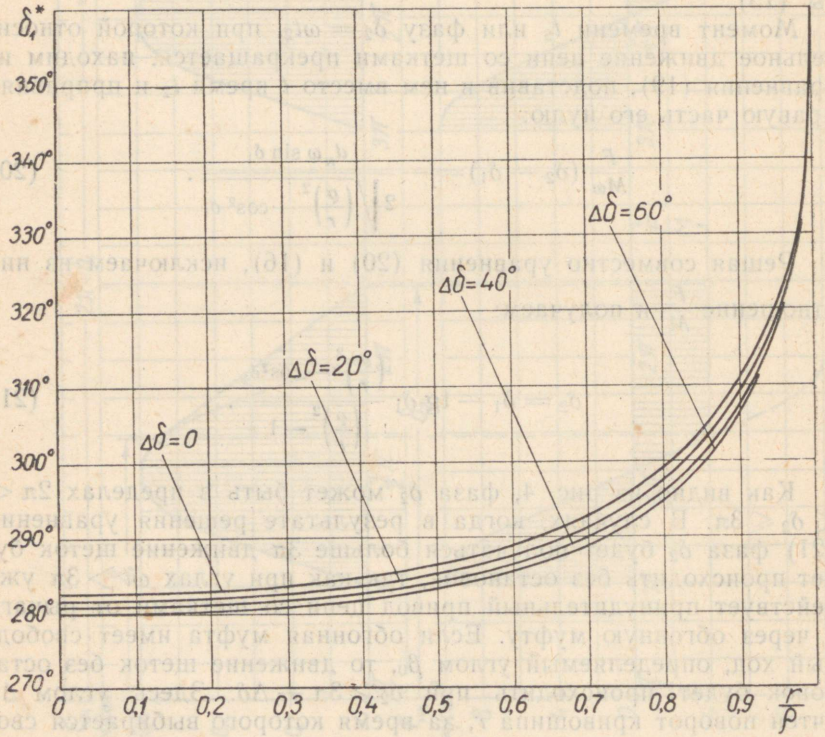



Рис. 5. Зависимость фазы $\delta_1^*$ от величины отношения $r/\rho$ при различных углах $\Delta\delta$.

Анализ уравнений (16) и (21) показывает, что при условии $\delta_1^* < \delta_1 < 2\pi$ движение щеток происходит с остановками при фазах $2\pi < \delta_2 < 3\pi + \Delta\delta$, а при фазах $\frac{3}{2}\pi \leqslant \delta_1 \leqslant \delta_1^*$ — без остановок (рис. 6), т. е. после движения щеток под действием силы инерции сразу начинается принудительный привод цепи со щетками за счет поворота рычага 5. Фазу $\delta_3 = \omega t_3$, при которой заканчивается движение щеток по инерции и начинается

принудительный привод, находим из уравнений (8) и (19), приравняв правые части их и подставив там вместо $t$ время $t_3 = \frac{\delta_3}{\omega}$:

$$\frac{\sin\delta_3}{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_3}} = \frac{2F}{Md_{\text{н}}\omega^2}(\delta_3 - \delta_1) + \frac{\sin\delta_1}{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}. \quad (25)$$

Исключая здесь с помощью уравнения (16) отношение $\frac{2F}{Md_{\text{н}}\omega^2}$, получаем:

$$\frac{\sin\delta_3}{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_3}} = (\delta_3 - \delta_1)\frac{\cos\delta_1\left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1\right]}{\left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1\right]^{\frac{3}{2}}} + \frac{\sin\delta_1}{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}. \quad (26)$$

Определяя из уравнений (25) или (26) фазу $\delta_3$, следует иметь в виду, что она может быть в пределах от $3\pi + \Delta\delta$ до $(7/2)\pi$.

Из всего вышеизложенного видно, что всю совокупность возможных частных случаев относительного движения щеток можно разделить на следующие три характерные группы.

К первой группе относятся случаи, когда щетки движутся относительно решета только принудительно (рис. 3) за счет поворота рычага $\varrho$, что возможно при условии (12). Скорости и ускорения щеток в этих случаях следует вычислять по уравнениям (5), (8) и (9).

Вторую группу составляют случаи, когда в каждом периоде колебания решетного корпуса при углах $\omega t$ от $\pi + \Delta\delta$ до $\delta_1$ щетки движутся принудительно, при углах $\omega t$ от $\delta_1$ до $\delta_2$ — по инерции и при углах $\omega t$ от $\delta_2$ до $3\pi + \Delta\delta$ — щетки находятся в состоянии относительного покоя. Такое движение возможно при условии (13) и фазе $\delta_1$ большей $\delta_1^*$, которая при заданном отношении $r/\varrho$ вычисляется по формуле (24) или находится из рис. 5.

Скорость щеток в этих случаях при принудительном движении следует вычислять по уравнению (8), при движении по инерции — по уравнению (19), а среднюю скорость щеток — по формуле:

$$v_{\text{щ}} = \frac{\xi_{1\text{щ}} + \xi_{2\text{щ}}}{2\pi}\omega, \quad (27)$$

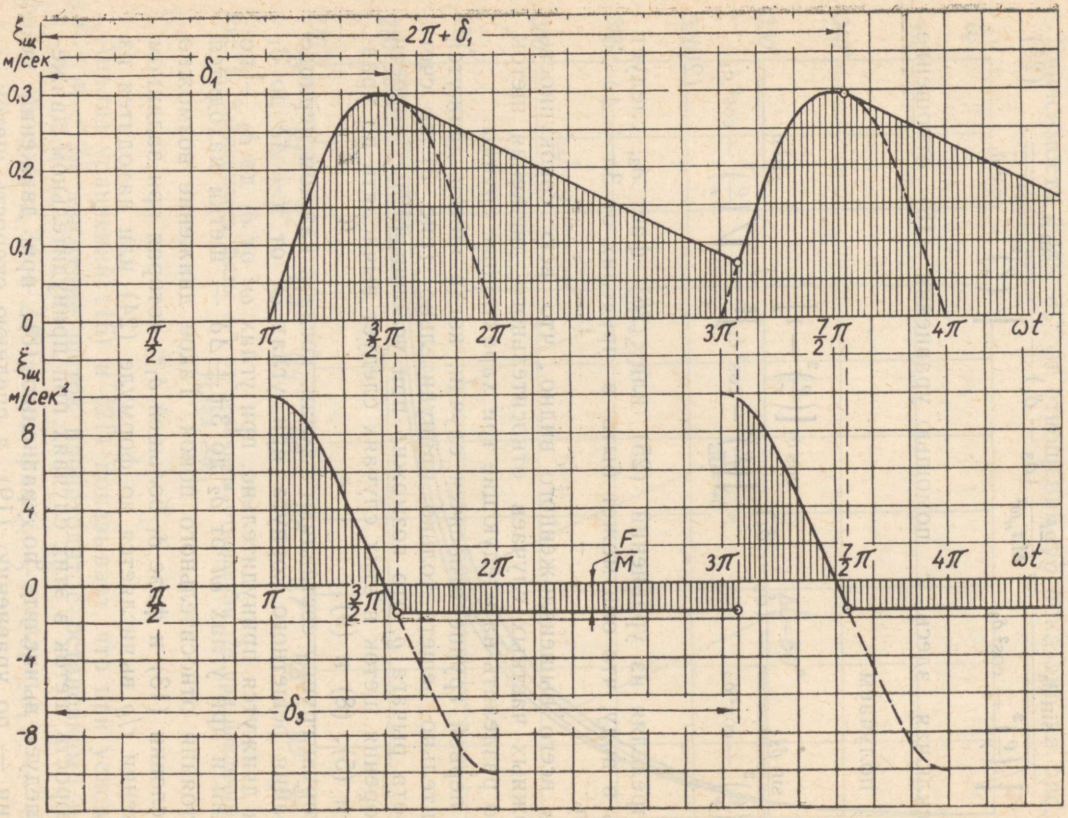



Рис. 6. Графики изменения скорости $\dot{\xi}_щ$ и ускорения $\ddot{\xi}_щ$ щеток в зависимости от угла $\omega t$ поворота кривошипа привода решетного корпуса при $\frac{o}{r}=3{,}0$; $n=300$ *об/мин*; $d_н=57$ *мм* и $\frac{F}{M}=1{,}5$ *м/сек²*.

где $\xi_{1щ}$ — перемещение щеток относительно решета за время принудительного движения,

$\xi_{2щ}$ — перемещение щеток за время движения по инерции.

Величина $\xi_{1щ}$ определяется интегрированием уравнения (8) в пределах времени от $t_0 = \frac{\pi + \Delta\delta}{\omega}$ до $t_1 = \frac{\delta_1}{\omega}$:

$$\xi_{1щ} = \frac{d_к}{2}\left[\arcsin\frac{r\cos\delta_1}{\varrho} - \arcsin\frac{r\cos(\pi + \Delta\delta)}{\varrho}\right]. \qquad (28)$$

Величину $\xi_{2щ}$ находим интегрированием уравнения (19) в пределах времени от $t_1 = \frac{\delta_1}{\omega}$ до $t_2 = \frac{\delta_2}{\omega}$:

$$\xi_{2щ} = -\frac{F}{2M\omega^2}(\delta_2 - \delta_1)^2 - \frac{d_к \sin\delta_1}{2\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}(\delta_2 - \delta_1). \qquad (29)$$

Подставив в это уравнение значение разности фаз $(\delta_2 - \delta_1)$ из уравнения (20) и $F/M$ из уравнения (16), после преобразований получаем:

$$\xi_{2щ} = \frac{1}{4} d_к \sin\delta_1 \operatorname{tg}\delta_1 \frac{\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - 1}. \qquad (30)$$

Третью группу составляют случаи безостановочного движения щеток (рис. 6), которое возможно при условии (13) и фазах $(3/2)\pi \leqslant \delta_1 < \delta_1$ *. Скорость щеток в этих случаях при принудительном движении (при углах $\omega t$ от $\delta_3 - 2\pi$ до $\delta_1$) следует определять по уравнению (8), при движении по инерции (при углах $\omega t$ от $\delta_1$ до $\delta_3$) — по уравнению (19), а среднюю скорость щеток — по формуле:

$$v_{щ} = \frac{\xi'_{1щ} + \xi'_{2щ}}{2\pi}\omega. \qquad (31)$$

Перемещение щеток $\xi'_{1щ}$ за время принудительного привода определяется интегрированием уравнения (8) в пределах времени от $t'_0 = \frac{\delta_3 - 2\pi}{\omega}$ до $t_1 = \frac{\delta_1}{\omega}$. После интегрирования получаем:

$$\xi'_{1щ} = \frac{d_к}{2}\left(\arcsin\frac{r\cos\delta_1}{\varrho} - \arcsin\frac{r\cos\delta_3}{\varrho}\right). \qquad (32)$$

Перемещение щеток $\xi'_{2щ}$ находим интегрированием уравнения (19) в пределах времени от $t_1 = \frac{\delta_1}{\omega}$ до $t_3 = \frac{\delta_3}{\omega}$:

$$\xi'_{2щ} = -\frac{F}{2M\omega^2}(\delta_3 - \delta_1)^2 - \frac{d_н \sin\delta_1}{2\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}(\delta_3 - \delta_1). \quad (33)$$

Подставив в это уравнение значение разности фаз $(\delta_3 - \delta_1)$ из уравнения (25) и величину отношения $F/M$ из уравнения (16), после преобразований получаем:

$$\xi'_{2щ} = \frac{d_н(\sin^2\delta_1 - \sin^2\delta_3)\sqrt{\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_1}}{4\cos\delta_1\left[\left(\frac{\varrho}{r}\right)^2 - \cos^2\delta_3\right]}. \quad (34)$$

Рассмотренный механизм привода щеток был применен автором и экспериментально исследован на специальной лабораторной установке, которая позволяет изменять: угол $\varepsilon$ направленности колебаний от —90 до +90°, угол $\alpha$ наклона решета к горизонтали от 0 до 25°, амплитуду $r$ колебаний решетного корпуса от 0 до 50 *мм*, число оборотов $n$ кривошипа привода решетного корпуса от 20 до 1000 *об/мин*, подачу $q$ зернового материала на решето от 30 до 1500 *кг/дм · час*. Изменение каждого из этих параметров в указанных пределах производится в установке независимо друг от друга и бесступенчато. Рабочая поверхность решета имела ширину 170 и длину 780 *мм*. Решетный корпус был изготовлен из листового дуралюминия толщиной 3 *мм* и подвешен к раме установки с помощью шариковых подшипников на трубчатых (из дуралюминия) подвесках. Втулочно-роликовая цепь длиной 1825 *мм*, на которой закреплялось 9 щеток с расстоянием 203 *мм* друг от друга, и звездочки с диаметром начальной окружности $d_н = 57$ *мм* применены велосипедные (ГОСТ 3069-52 и ГОСТ 3310-46). Для привода цепи со щетками в первом варианте применяли фрикционную обгонную муфту от стартера двигателя ГАЗ-51 и во втором варианте — специальную обгонную муфту с храповиком (с тремя собачками). Применение фрикционной обгонной муфты показало низкую ее работоспособность в данном механизме; после 20 часов работы ролики муфты заметно износились и заклинивались. Это можно объяснить тем, что данная обгонная муфта не предназначена на такую большую частоту переключений, как частота колебаний решетного корпуса. Обгонная муфта с храповиком работала в установке более 600 часов при разных кинематических режимах и обеспечивала безупречный привод щеток.

Требуемая скорость щеток в опытах при разных значениях амплитуды $r$ и частоты колебаний $\omega$ решетного корпуса обеспечивалась за счет выбора соответствующей величины $\varrho$, которую в нашей конструкции механизма можно было регулировать в пределах от 20 до 75 *мм* путем перестановки ползуна рычага 5

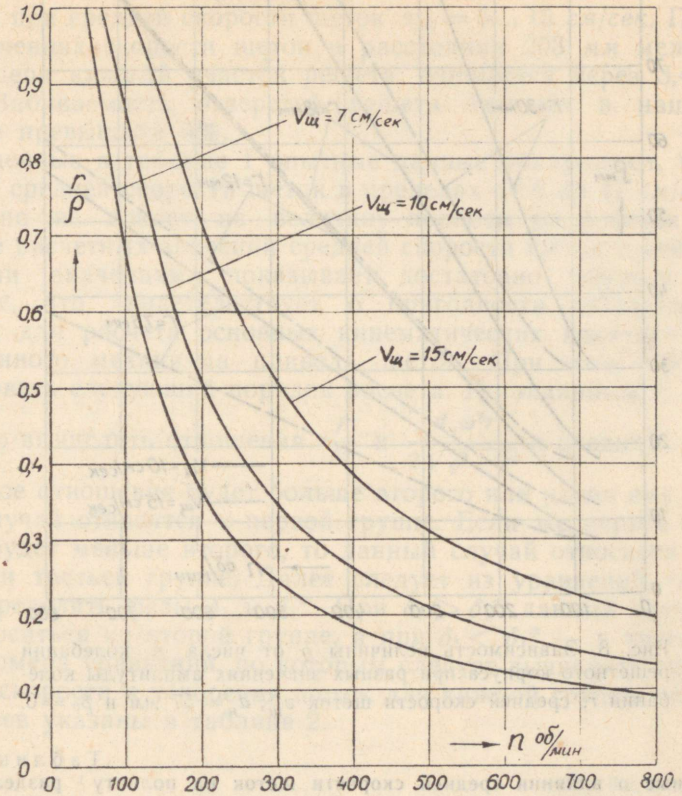



Рис. 7. Зависимость отношения $\frac{r}{\varrho}$ от числа $n$ колебаний решетного корпуса при разных значениях средней скорости щеток $v_щ$, $d_н = 57$ *мм* и $\beta_0 = 0$.

(см. рис. 1) специальным винтовым механизмом. Так, для получения средней скорости щеток $v_щ$ — 7, 10 или 15 *см/сек* при заданных амплитуде $r$ и числе колебаний $n$ решетного корпуса величину $\varrho$ можно определить из графиков на рис. 7 и 8, где показаны расчетные по формуле (5) зависимости отношения $r/\varrho$ (рис. 7) и величины $\varrho$ (рис. 8) при разных $r$ от числа колебаний $n$.

Многочисленные опыты по просеиванию в установке семян ржи и кукурузы при разных кинематических режимах и загрузках зерном решет показали, что данный механизм привода щеток обеспечивает хорошую очистку отверстий от застреваю-

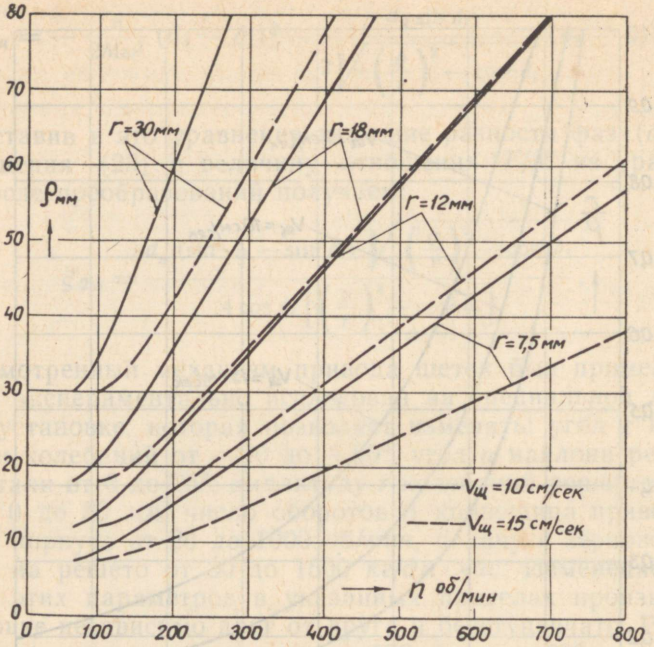



Рис. 8. Зависимость величины $\varrho$ от числа $n$ колебаний решетного корпуса при разных значениях амплитуды колебаний $r$, средней скорости щеток $v_щ$, $d_н = 57$ *мм* и $\beta_0 = 0$.

Таблица 1

**Данные о влиянии средней скорости щеток на полноту[1] разделения $\eta$ семян ржи решетом с продолговатыми отверстиями размерами 1,98 × 25 *мм* при $\varepsilon = +5°$, $\alpha = 4°$, $r = 12$ *мм* и $n = 400$ *об/мин*[2]**

| Подача $q$ *кг/дм · час* | $\varrho$ *мм* | $\frac{r}{\varrho}$ | Средняя скорость щеток $v_щ$ в *см/сек* | | Полнота разделения $\eta$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | расчетная при $\frac{F}{M} = 10$ *м/сек²* | действительная (по опытным данным) | |
| 105 | 30 | 0,40 | 17,6 | 17,2 | 0,752 |
| 101 | 40 | 0,30 | 12,1 | 11,4 | 0,752 |
| 103 | 50 | 0,24 | 9,3 | 9,3 | 0,733 |
| 102 | 60 | 0,20 | 7,3 | 7,0 | 0,733 |
| 101 | 73 | 0,16 | 6,2 | 6,1 | 0,738 |

[1] Показателем полноты разделения $\eta$ является отношение веса просеявшихся под решето мелких частиц к весу мелкой фракции в исходном материале.

[2] $n = 400$ *об/мин* при заданных $\varepsilon$, $\alpha$, $r$ и $q = 100$ *кг/дм · час* обеспечивает оптимальное разделение семян ржи на данном решете.

щих зерен при средней скорости щеток $v_{щ} = 6 \ldots 15$ *см/сек*. При таких значениях скорости щеток и расстоянии 203 *мм* между ними на цепи каждый участок решета очищается через 3,4 ... 1,3 *сек*. Забиваемость отверстий решета зернами в наших опытах не превышала 5%.

Приведенные в таблице 1 опытные данные показывают, что изменение средней скорости щеток в пределах от 6 до 17 *см/сек* существенно не влияет на величину полноты разделения $\eta$. Сравнение расчетных значений средней скорости щеток с действительными значениями показывает достаточно хорошее их совпадение, что свидетельствует о пригодности полученных уравнений для расчета основных кинематических показателей рассмотренного механизма привода щеток. При этом можно рекомендовать следующий порядок расчета. По заданным $F$, $M$, $d_н$, $\omega$, $r$ и $\varrho$ вычислить отношения $\frac{F}{M}$ и $\frac{d_н\omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}$ и сравнить их. Если первое отношение будет больше второго или равно ему, то данный случай относится к первой группе. Если же первое отношение будет меньше второго, то данный случай относится ко второй или третьей группе. Далее следует из уравнений (16) и (23) определить фазы $\delta_1$ и $\delta_1^*$. При $\delta_1 > \delta_1^*$ данный случай будет относиться ко второй группе, а при $\delta_1 < \delta_1^*$ — к третьей группе. Номера уравнений, по которым следует вычислять перемещения, скорости и ускорения щеток для каждой группы частных случаев указаны в таблице 2.

Таблица 2

**Характеристика групп характерных частных случаев движения щеток**

| Группы частных случаев | Условия, при которых движение щеток относится к соответствующей группе | Номера уравнений в тексте для определения скоростей, ускорения и перемещения щеток | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $\dot{\xi}_{щ}$ | $\ddot{\xi}_{щ}$ | $v_{щ}$ | $\xi_{1щ}$ | $\xi_{2щ}$ |
| I | $\frac{F}{M} \geqslant \frac{d_н\omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}$ | 8 | 9 | 5 | 4 | — |
| II | $\frac{F}{M} < \frac{d_н\omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}$ и $\delta_1 > \delta_1^*$ | 8 и 19 | 9 и 17 | 27 | 28 | 30 |
| III | $\frac{F}{M} < \frac{d_н\omega^2 r}{2\sqrt{\varrho^2 - r^2}}$ и $\delta_1 < \delta_1^*$ | 8 и 19 | 9 и 17 | 31 | 32 | 34 |

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. Машгиз, М., 1961.
2. Гортинский В. В. Теория и расчет инерционных механизмов для очистки сит, совершающих возвратно-поступательное движение. «Вопросы техники и технологии переработки зерна». Труды ВНИИЗ, выпуск XXXI, М., 1956.
3. Таран А. И. Влияние направленности колебаний плоского качающего решета с круглыми отверстиями на просеваемость. «Записки Ленинградского сельскохозяйственного института», выпуск 77. Механизация и электрификация сельского хозяйства, сборник научных работ, т. XV, Ленинград, 1959.
4. Таран А. И. О выборе кинематического режима работы плоских решет зерноочистительных машин. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1960, № 2.


# TASAPINNALISTE VÕNKUVATE SÕELTE AVAPUHASTITE VABAJOOKSUSIDURIGA AJAMMEHHANISMI UURIMINE


**Tehnikakandidaat A. Taran**

EPA põllutöömasinate kateedri vanemõpetaja



Kokkuvõte

Teravilja sortimisel sõeltel jääb osa teri sõelte avadesse kinni, mille tõttu sortimise tõhusus väheneb. Enamasti kasutatakse avade puhastamiseks sõelte all paiknevale eraldi raamile kinnitatud harju. Harjadele antakse edasitagasi liikumine vänt- või intertsioonajamiga [2]. Mõnedel masinatel on harjad kinnitatud kettidele ja neid käitatakse (liikumiseks piki sõelu) masina ajamiga. Juhul kui sõelad võnguvad nurga all $\varepsilon = 45 \ldots 75°$ ja kui seda nurka on vaja reguleerida, siis on eelkirjeldatud viisil harjade käitamine raskendatud. Sellistel juhtudel on sobiv käitada harju vedava ketiratta *4* (joon. 1) külge monteeritud (põrkmehhanismiga) vabajooksusiduri abil, mis on ühendatud masina raamiga hoobade *5* ja *6* kaudu.

Eelkirjeldatud mehhanismi analüüsimise alusel koostati võrrandid harjade keskmise kiiruse $v_{щ}$, hetkelise kiiruse $\dot{\xi}_{щ}$ ja kiirenduse $\ddot{\xi}_{щ}$ leidmiseks. Suuruste $\dot{\xi}_{щ}$ ja $\ddot{\xi}_{щ}$ sõltuvus vända $r$ pöördenurgast $\omega t$ (joon. 1) kolmel harjade liikumise tüüpilisel erijuhul on esitatud joonistel 3, 4 ja 6.

Spetsiaalse katseseadme abil tehtud eksperimentaalne uurimine tõendas mainitud ajami töökindlust ja koostatud võrrandite sobivust ajami põhiliste kinemaatiliste parameetrite arvutamiseks. Tabelis 2 on esitatud artiklis harjade nihutuse, kiiruse ja kiirenduse arvutamiseks leiduvate võrrandite numbrid harjade liikumise kolmel tüüpilisel erijuhul.

# ZUR UNTERSUCHUNG DES ANTRIEBSMECHANISMUS DER REINIGER VON ÖFFNUNGEN FLACHER SCHWINGSIEBE UNTER ANWENDUNG EINER FREILAUFKUPPLUNG

**Kandidat der technischen Wissenschaften A. Taran**

Oberlehrer des Lehrstuhls für Landmaschinen der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag enthält Ergebnisse einer theoretischen Analyse und experimentellen Untersuchung des Antriebsmechanismus der Bürsten flacher Schwingsiebe unter Anwendung einer Freilaufkupplung, die an das Triebsternrad *4* (Bild 1) montiert wird. Der Mechanismus gewährleistet eine gute Reinigung der Öffnungen des Siebwerks von den steckengebliebenen Körnern. Die erhaltenen Gleichungen eignen sich für Berechnung der kinematischen Hauptgrössen des betreffenden Mechanismus.

# О МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ МАТЕРИАЛА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НАКЛОННОЙ КАЧАЮЩЕЙСЯ ПЛОСКОСТИ БЕЗ ОТРЫВА

**Кандидат технических наук А. И. Таран**

старший преподаватель кафедры сельскохозяйственных машин ЭСХА

Наклонная шероховатая плоскость, совершающая прямолинейные или близкие к ним колебания, нашла широкое применение во многих машинах и приборах в качестве транспортирующего (качающиеся конвейеры, скатные доски, вибролотки) и сепарирующего (плоские решета, грохоты, сортировальные столы) рабочих органов.

Несмотря на большое количество работ, посвященных исследованию процесса движения материала (как материальной точки) по такой плоскости, в настоящее время затруднительно использовать в инженерной практике результаты этих исследований для расчета средней скорости материала, величина которой является важным показателем производительности и качества работы сепарирующих и транспортирующих рабочих органов машин. Разработанные в ряде работ [1, 4] графики для определения средней скорости $v_{ср}$ материала по заданным кинематическим параметрам качающейся плоскости не всегда обеспечивают достаточную точность определения $v_{ср}$, а рекомендуемые разными авторами работ формулы громоздки и сложны для практики инженерных расчетов. Однако анализ результатов проведенных исследований [1, 2, 3, 4], их обобщение и элементы дополнительного исследования [9] показали, что на основании этих работ может быть составлена сравнительно простая и доступная для практики инженерных расчетов методика определения средней скорости движения материала. При составлении такой методики в основу положим результаты проведенного проф. М. Н. Летошневым [3] исследования процесса движения материальной точки по наклонной качающейся плоскости (рис. 1). Согласно этому исследованию характер и величины фаз начала и конца относительного движения материала в каждом периоде колебания плоскости, угол $\alpha$ наклона которой

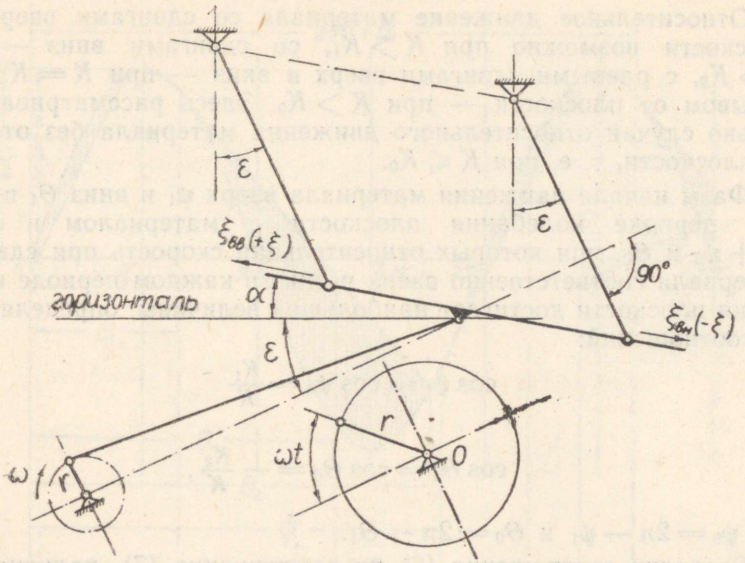



Рис. 1. Схема механизма наклонной качающейся плоскости.

к горизонтали меньше угла $\varphi$ трения материала, определяется соотношением величин показателя кинематического режима

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} \tag{1}$$

и показателей граничных режимов:

для сдвигов вверх
$$K_1 = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\varepsilon + \alpha + \varphi)}, \tag{2}$$

для сдвигов вниз
$$K_2 = \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\varepsilon + \alpha - \varphi)}, \tag{3}$$

для отрыва от плоскости
$$K_0 = \pm \frac{\cos\alpha}{\sin(\varepsilon + \alpha)}, \tag{4}$$

для равных сдвигов вверх и вниз [8]
$$K^* = K_0 \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\varphi}, \tag{5}$$

где $\omega$ и $r$ — соответственно частота и амплитуда колебаний плоскости;

$g$ — ускорение силы тяжести;

$\alpha$ — угол наклона плоскости, отсчитываемый от горизонтали по часовой стрелке;

$\varepsilon$ — угол направленности колебаний плоскости, отсчитываемый от горизонтали против часовой стрелки;

$\varphi$ — угол трения материала о несущую плоскость.

Относительное движение материала со сдвигами вверх по плоскости возможно при $K > K_1$, со сдвигами вниз — при $K > K_2$, с равными сдвигами вверх и вниз — при $K = K^*$ и с отрывом от плоскости — при $K > K_0$. Здесь рассматриваются только случаи относительного движения материала без отрыва от плоскости, т. е. при $K \leqslant K_0$.

Фазы начала движения материала вверх $\psi_1$ и вниз $\theta_1$ в первом периоде колебания плоскости с материалом и фазы $2\pi + \psi_0$ и $\theta_0$, при которых относительная скорость при сдвигах материала соответственно вверх и вниз в каждом периоде колебания плоскости достигает наибольшей величины, определяются из соотношений:

$$\cos \psi_1 = \cos \psi_0 = \frac{K_1}{K} \tag{6}$$

и

$$\cos \theta_1 = \cos \theta_0 = -\frac{K_2}{K}, \tag{7}$$

где $\psi_0 = 2\pi - \psi_1$ и $\theta_0 = 2\pi - \theta_1$.

Разделив соотношение (6) на соотношение (7), получим:

$$\cos \psi_0 = -\frac{K_1}{K_2} \cos \theta_0. \tag{8}$$

Фазы $\psi_2$ и $\theta_2$, при которых заканчивается движение соответственно вверх и вниз по плоскости в данном периоде колебания, являются функциями фаз $\psi_1$ и $\theta_1$:

$$\sin \psi_2 - \psi_2 \cos \psi_0 = \sin \psi_1 - \psi_1 \cos \psi_0, \tag{9}$$

$$\sin \theta_2 - \theta_2 \cos \theta_0 = \sin \theta_1 - \theta_1 \cos \theta_0. \tag{10}$$

В зависимости от того, какое будет соотношение между фазами $\theta_2$, $\psi_1$ и $\psi_2$, $2\pi + \theta_1$ в первом и начале второго периода колебания, возможны следующие характерные группы режимов установившегося относительного движения материала.

*1.* Относительное движение ограничено условиями

$$\theta_2 \leqslant \psi_1 \text{ и } \psi_2 \leqslant 2\pi + \theta_1,$$

которые показывают, что относительное движение материала происходит по схеме (рис. 2): скольжение вниз — длительная и при знаке равенства фаз $\theta_2$ и $\psi_1$ мгновенная остановка — скольжение вверх — длительная и при знаке равенства фаз $\psi_2$ и $2\pi + \theta_1$ мгновенная остановка — скольжение вниз и т. д.

Величины единичных сдвигов материала вверх $\xi_{вв}$, вниз $\xi_{вн}$ и средней скорости $v_{ср}$ материала при таком движении определяются из уравнений [9]:

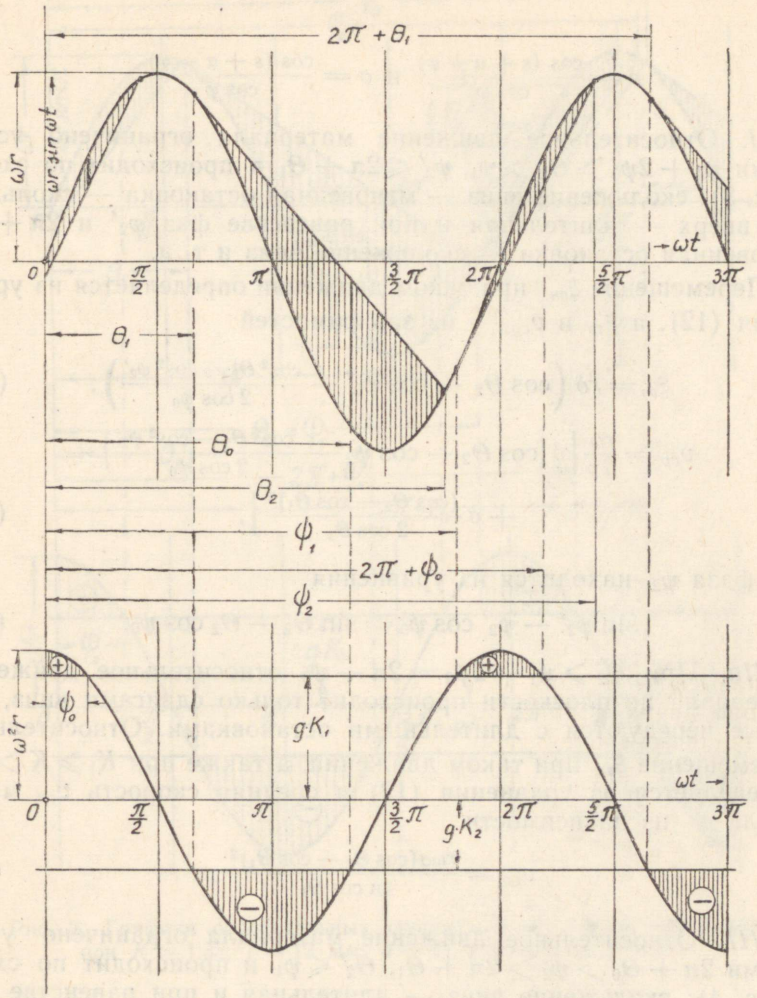



Рис. 2. Графики относительных скорости и ускорения материала при $K = 1{,}0$; $r = 12$ *мм*; $\alpha = 4°$; $\varepsilon = +12°$ и $\varphi = 30°$.

$$\xi_{вв} = r\delta \frac{(\cos\psi_2 - \cos\psi_1)^2}{2\cos\psi_1}, \tag{11}$$

$$\xi_{вн} = r\sigma \frac{(\cos\theta_2 - \cos\theta_1)^2}{2\cos\theta_1} \tag{12}$$

и

$$v_{ср} = \frac{\xi_{вв} + \xi_{вн}}{2\pi}\omega = \frac{r\omega}{4\pi}\left[\delta \frac{(\cos\psi_2 - \cos\psi_1)^2}{\cos\psi_1} + \sigma \frac{(\cos\theta_2 - \cos\theta_1)^2}{\cos\theta_1}\right], \tag{13}$$

где

$$\delta = \frac{\cos(\varepsilon + \alpha + \varphi)}{\cos\varphi} \text{ и } \sigma = \frac{\cos(\varepsilon + \alpha - \varphi)}{\cos\varphi}.$$

*II.* Относительное движение материала ограничено условиями $\psi_1 + 2\psi_0 > \Theta_2 > \psi_1$, $\psi_2' \leqslant 2\pi + \Theta_1$ и происходит по схеме (рис. 3): скольжение вниз — мгновенная остановка — скольжение вверх — длительная и при равенстве фаз $\varphi_2'$ и $2\pi + \Theta_1$ мгновенная остановка — скольжение вниз и т. д.

Перемещение $\xi_{вн}$ при таком движении определяется из уравнения (12), а $\xi_{вв}$ и $v_{ср}$ — из зависимостей:

$$\xi_{вв} = r\delta\left(\cos\Theta_2 - \cos\psi_2' - \frac{\cos^2\Theta_2 - \cos^2\psi_2'}{2\cos\psi_0}\right), \tag{14}$$

$$v_{ср} = \frac{r\omega}{2\pi}\left[\delta\left(\cos\Theta_2 - \cos\psi_2' - \frac{\cos^2\Theta_2 - \cos^2\psi_2'}{2\cos\psi_0}\right) + \right.$$
$$\left. + \sigma\frac{(\cos\Theta_2 - \cos\Theta_1)^2}{2\cos\Theta_1}\right], \tag{15}$$

где фаза $\psi_2'$ находится из уравнения

$$\sin\psi_2' - \psi_2'\cos\psi_0 = \sin\Theta_2 - \Theta_2\cos\psi_0. \tag{16}$$

*IIa.* При $\Theta_2 \geqslant \psi_1 + 2\psi_0 = 2\pi + \psi_0$ относительное движение материала по плоскости происходит только сдвигами вниз, которые чередуются с длительными остановками. Относительное перемещение $\xi_{вн}$ при таком движении, а также при $K_1 \geqslant K > K_2$, определяется из уравнения (12) и средняя скорость $v_{ср}$ материала — из зависимости

$$v_{ср} = \frac{r\omega\sigma(\cos\Theta_2 - \cos\Theta_1)^2}{4\pi\cos\Theta_1}. \tag{17}$$

*III.* Относительное движение материала ограничено условиями $2\pi + \Theta_0 > \psi_2 > 2\pi + \Theta_1$, $\Theta_2' \leqslant \psi_1$ и происходит по схеме (рис. 4): скольжение вниз — длительная и при равенстве фаз $\Theta_2'$ и $\psi_1$ мгновенная остановка — скольжение вверх — мгновенная остановка — скольжение вниз и т. д. Перемещение $\xi_{вв}$ при таком движении определяется из уравнения (11), а $\xi_{вн}$ и $v_{ср}$ — из зависимостей:

$$\xi_{вн} = r\sigma\left(\cos\psi_2 - \cos\Theta_2' - \frac{\cos^2\psi_2 - \cos^2\Theta_2'}{2\cos\Theta_0}\right), \tag{18}$$

$$v_{ср} = \frac{r\omega}{2\pi}\left[\delta\frac{(\cos\psi_2 - \cos\psi_1)^2}{2\cos\psi_1} + \right.$$
$$\left. + \sigma\left(\cos\psi_2 - \cos\Theta_2' - \frac{\cos^2\psi_2 - \cos^2\Theta_2'}{2\cos\Theta_0}\right)\right], \tag{19}$$

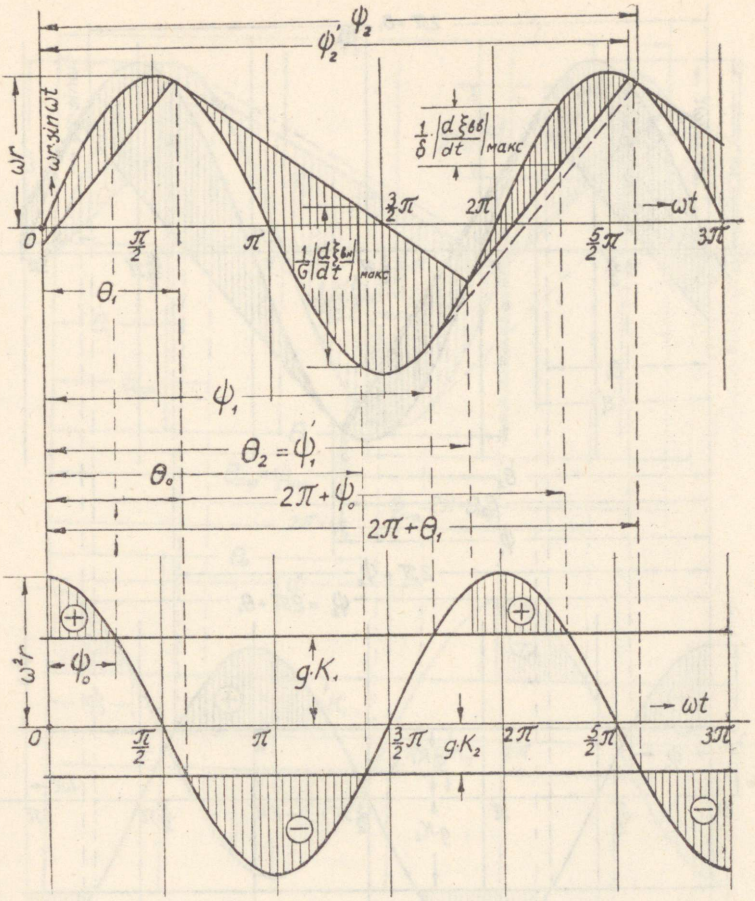



Рис. 3. Графики относительных скорости и ускорения материала при $K = 1{,}35$; $r = 12$ *мм*; $\alpha = 4°$; $\varepsilon = +12°$ и $\varphi = 30°$.

где фаза $\theta_2'$ определяется из уравнения

$$\sin\theta_2' - \theta_2' \cos\theta_0 = \sin(\psi_2 - 2\pi) - (\psi_2 - 2\pi)\cos\theta_0. \quad (20)$$

*IIIа.* При $\psi_2 \geqslant 2\pi + \theta_0$ относительное движение метариала по плоскости происходит только сдвигами вверх, которые чередуются с длительными остановками. Относительное перемещение $\xi_{вв}$ при таком движении, а также при $K_2 \geqslant K > K_1$, определяется из уравнения (11) и средняя скорость $v_{ср}$ материала — из зависимости

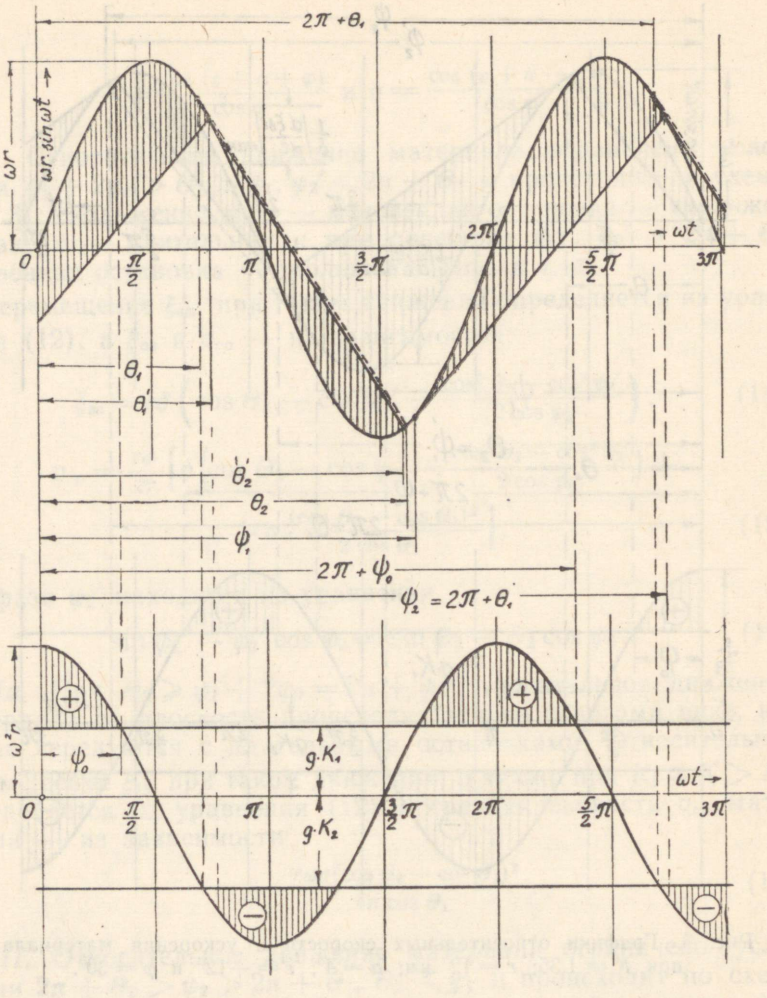



Рис. 4. Графики относительных скорости и ускорения материала при $K = 1{,}3$; $r = 12$ *мм*; $\alpha = 4°$; $\varepsilon = -30°$ и $\varphi = 30°$.

$$v_{cp} = \frac{r\omega\delta(\cos\psi_2 - \cos\psi_1)^2}{4\pi\cos\psi_1}. \qquad (21)$$

*IV.* Относительное движение материала происходит так, что в начальный период движения при $K_1 > K_2$ фазы $\Theta_2 > \psi_1$ и $\psi_2' > 2\pi + \Theta_1$, а при $K_2 > K_1 - \psi_2 > 2\pi + \Theta_1$ и $\Theta_2' > \psi_1$; после этого движение переходит в установившееся с предельными фазами $\Theta_{1пр} + 2\pi = \psi_{2пр}$, $\Theta_{2пр} = \psi_{1пр}$ и происходит по схеме

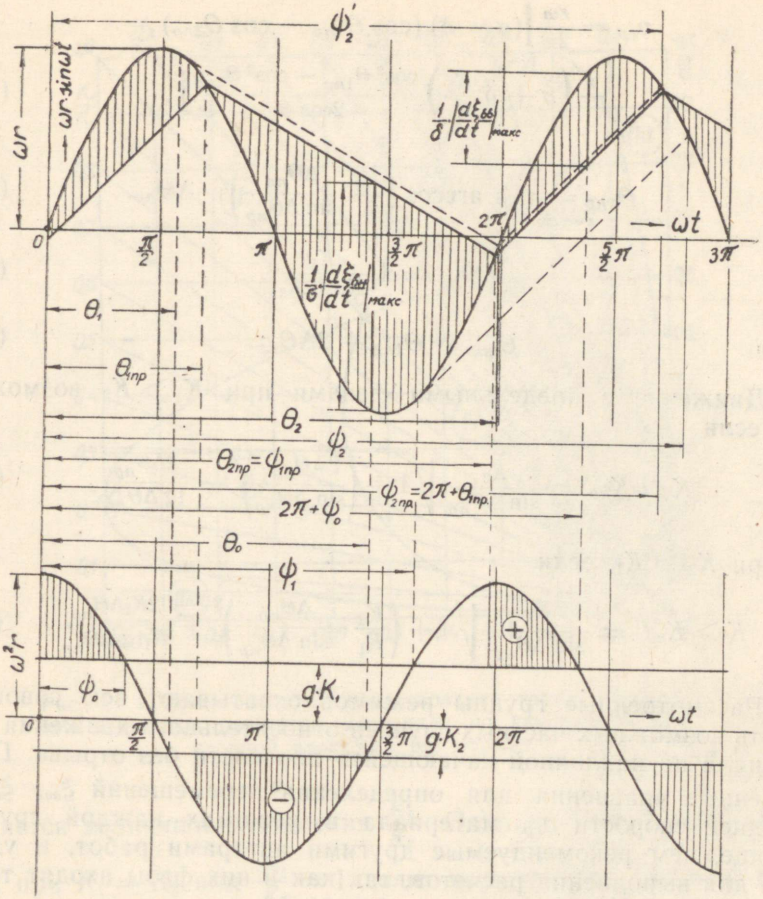



Рис. 5. Графики относительных скорости и ускорения материала при $K = 1{,}95$; $r = 12$ *мм*; $\alpha = 4°$; $\varepsilon = +12°$ и $\varphi = 30°$.

(рис. 5): скольжение вниз — мгновенная остановка — скольжение вверх — мгновенная остановка — скольжение вниз и т. д.

Значения перемещений $\xi_{вв}$, $\xi_{вн}$ и средней скорости материала при таком движении определяются из уравнений:

$$\xi_{вв} = r\delta\left(\cos\theta_{2пр} - \cos\theta_{1пр} - \frac{\cos^2\theta_{2пр} - \cos^2\theta_{1пр}}{2\cos\psi_0}\right), \qquad (22)$$

$$\xi_{вн} = r\sigma\left(\cos\theta_{1пр} - \cos\theta_{2пр} - \frac{\cos^2\theta_{1пр} - \cos^2\theta_{2пр}}{2\cos\theta_0}\right), \qquad (23)$$

$$v_{cp} = \frac{r\omega}{2\pi}\left[(\sigma - \delta)(\cos\theta_{1np} - \cos\theta_{2np}) - \right.$$
$$\left. - \left(\sigma + \delta\frac{K_2}{K_1}\right)\frac{\cos^2\theta_{1np} - \cos^2\theta_{2np}}{2\cos\theta_0}\right], \quad (24)$$

где

$$\theta_{1np} = \pi + \arccos\left(\frac{K_2}{K}\frac{\Delta\theta_{np}}{\sin\Delta\theta_{np}}\right) - \Delta\theta_{np}, \quad (25)$$

$$\Delta\theta_{np} = \pi\frac{K_1}{K_1 + K_2}, \quad (26)$$

$$\theta_{2np} = \theta_{1np} + 2\Delta\theta_{np}. \quad (27)$$

Движение с предельными фазами при $K_1 > K_2$ возможно [9], если

$$K \geqslant K_{np}' = \frac{K_2}{\sin\Delta\theta_{np}}\sqrt{1 + \left(\frac{\Delta\theta_{np}}{\sin\Delta\theta_{np}}\right)^2 - \frac{2\Delta\theta_{np}}{\operatorname{tg}\Delta\theta_{np}}}, \quad (28)$$

а при $K_2 > K_1$, если

$$K \geqslant K_{np}'' = \frac{K_1}{\sin\Delta\theta_{np}}\sqrt{1 + \left(\frac{K_2}{K_1}\cdot\frac{\Delta\theta_{np}}{\sin\Delta\theta_{np}}\right)^2 + \frac{2K_2\Delta\theta_{np}}{K_1\operatorname{tg}\Delta\theta_{np}}}. \quad (29)$$

Рассмотренные группы режимов охватывают всю совокупность возможных частных случаев относительного движения материала по наклонной качающейся плоскости без отрыва. Приведенные уравнения для определения перемещений $\xi_{вв}$, $\xi_{вн}$ и средней скорости $v_{cp}$ материала в режимах каждой группы проще, чем рекомендуемые другими авторами работ, и удобнее для выполнения расчетов, так как в них фазы входят только в виде тригонометрических функций.

При определении перемещений $\xi_{вв}$, $\xi_{вн}$ и средней скорости $v_{cp}$ материала по заданным $\varepsilon$, $\alpha$, $\varphi$, $r$ и $\omega$ весьма трудоемкой является работа по выявлению к какой группе относится данный режим, так как при определении фаз $\psi_2$, $\theta_2$ и $\psi_2'$, $\theta_2'$ приходится последовательно решать трансцендентные уравнения (9), (10) и (16), (20). Эта работа значительно упрощается, если пользоваться [1] графиком областей существования рассмотренных групп режимов (рис. 6). Такой график построен на следующем основании. Зависимость (8) показывает, что косинусы фаз $\psi_0$ и $\theta_0$ связаны между собой отношением $\frac{K_1}{K_2}$ показателей граничных режимов для сдвигов вверх и вниз. В координатах $\cos\psi_0$ и $\cos\theta_0$ зависимость (8) представляется прямой линией, проходящей через начало координат. Наклон этой линии к осям опре-

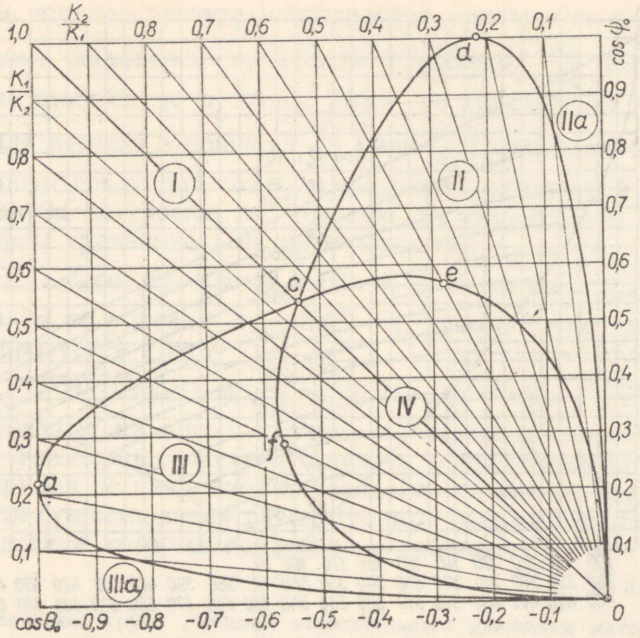



Рис. 6. График областей существования групп режимов относительного движения материала по качающейся наклонной плоскости без отрыва.

деляется величиной отношения $\frac{K_1}{K_2}$. Одна из таких прямых линий при $K_1 = K_2$ или $\frac{K_1}{K_2} = 1$ делит весь график пополам. При этом для одной половины, примыкающей к оси $\cos \Theta_0$, удовлетворяется условие $K_2 > K_1$ (т. е. сдвиги вверх бо́льшие, чем вниз) и для другой половины — условие $K_2 < K_1$ (сдвиги больше вниз).

Так как фазы $\psi_0$ и $\Theta_0$ определяют соответствующие значения фаз $\psi_1$, $\psi_2$, $\Theta_1$ и $\Theta_2$, то можно найти такие их значения и соответственно $\cos \psi_0$ и $\cos \Theta_0$, которые будут граничным для перехода от одной группы режимов к другой. Так, например, условие $\Theta_2 = \psi_1$ при $\psi_2 \leqslant 2\pi + \Theta_1$ является граничным между *I* и *II*-ой группами режимов относительного движения материала. При таком условии уравнение (10) можно записать так:

$$\sin \psi_0 + (2\pi - \psi_0) \cos \Theta_0 = \sin \Theta_0 + (2\pi - \Theta_0) \cos \Theta_0$$

или

$$\sin \psi_0 - \psi_0 \cos \Theta_0 = \sin \Theta_0 - \Theta_0 \cos \Theta_0. \qquad (30)$$

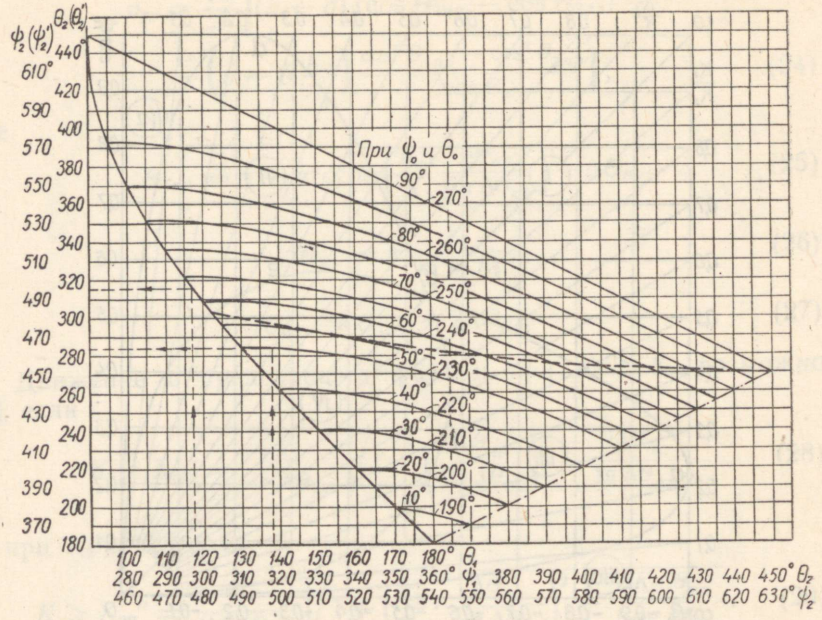



Рис. 7. Номограмма для определения фаз $\Theta_2$, $\Theta_2'$, $\psi_2$ и $\psi_2'$.

На графике (рис. 6) последнее уравнение изображено кривой *cd*.

Равенство фаз $\psi_2 = 2\pi + \Theta_1$ при $\Theta_2 \leqslant \psi_1$ (или $2\pi + \Theta_2 \leqslant 2\pi + \psi_1$) определяет границу между *I* и *III*-ей группами режимов. Уравнение (9) в этом случае преобразуется к виду

$$\sin\Theta_0 + (2\pi - \Theta_0)\cos\psi_0 = \sin\psi_0 - \psi_0\cos\psi_0 \qquad (31)$$

и на графике изображается кривой *ac*.

Кривая 0*ec* на рис. 6 построена по зависимости

$$\cos\psi_0 = \frac{K_1}{K_{np}'} = \frac{K_1}{K_2}\cdot\frac{\sin\Delta\Theta_{np}}{\sqrt{1+\left(\frac{\Delta\Theta_{np}}{\sin\Delta\Theta_{np}}\right)^2 - \frac{2\Delta\Theta_{np}}{\operatorname{tg}\Delta\Theta_{np}}}}, \qquad (32)$$

а кривая 0*fc* — по зависимости

$$\cos\Theta_0 = -\frac{K_2}{K_{np}''} = -\frac{K_2}{K_1}\cdot\frac{\sin\Delta\Theta_{np}}{\sqrt{1+\left(\frac{K_2}{K_1}\cdot\frac{\Delta\Theta_{np}}{\sin\Delta\Theta_{np}}\right)^2 + \frac{2K_2\Delta\Theta_{np}}{K_1\operatorname{tg}\Delta\Theta_{np}}}}. \qquad (33)$$

При этом порядок расчета и построения кривых $0ec$ и $0fc$ был следующим. Задаваясь величиной отношения $\frac{K_2}{K_1}$ вычисляли $\Delta\Theta_{пр}$ и по нему $\cos\psi_0$ и $\cos\Theta_0$. Затем на графике на прямых линиях для данных отношений $\frac{K_2}{K_1}$ $\left(\text{или } \frac{K_1}{K_2}\right)$ отмечали точки по вычисленным $\cos\psi_0$ или $\cos\Theta_0$ и соединяли их плавной кривой.

Кривая $0d$ построена по условию $\Theta_2 = \psi_1 + 2\pi = 2\pi + \psi_0$, при котором уравнение (10) принимает вид

$$\psi_0 \cos\Theta_0 - \sin\psi_0 = \sin\Theta_0 - \Theta_0 \cos\Theta_0, \qquad (34)$$

а кривая $0a$ по условию $\psi_2 = 2\pi + \Theta_0$, при котором уравнение (9) преобразуется к виду

$$\Theta_0 \cos\psi_0 - \sin\Theta_0 = \sin\psi_0 - \psi_0 \cos\psi_0. \qquad (35)$$

Построенные на рис. 6 граничные кривые делят всю совокупность возможных частных случаев относительного движения материала по наклонной качающейся плоскости без отрыва на области существования рассмотренных выше групп режимов, характеристика которых приведена в таблице 1.

Таблица 1

**Характеристика групп режимов относительного движения материала по наклонной качающейся плоскости без отрыва**

| Группы режимов | Условия существования групп режимов | Номера уравнений в тексте для определения перемещений и средней скорости материала | | |
|---|---|---|---|---|
| | | $\xi_{вв}$ | $\xi_{вн}$ | $v_{ср}$ |
| *I* | $\Theta_2 \leqslant \psi_1$ и $\psi_2 \leqslant 2\pi + \Theta_1$. | 11 | 12 | 13 |
| *II* | $\psi_1 + 2\psi_0 > \Theta_2 > \psi_1$; $\psi_2' \leqslant 2\pi + \Theta_1$. | 14 | 12 | 15 |
| *II a* | $\Theta_2 \geqslant \psi_1 + 2\psi_0 = 2\pi + \psi_0$. | $\xi_{вв} = 0$ | 12 | 17 |
| *III* | $2\pi + \Theta_0 > \psi_2 > 2\pi + \Theta_1$; $\Theta_2' \leqslant \psi_1$. | 11 | 18 | 19 |
| *III a* | $\psi_2 \geqslant 2\pi + \Theta_0$. | 11 | $\xi_{вн} = 0$ | 21 |
| *IV* | при $K_1 > K_2$: $\begin{cases} \Theta_2 > \psi_1, \\ \psi_2' > 2\pi + \Theta_1; \end{cases}$ при $K_1 < K_2$: $\begin{cases} \psi_2 > 2\pi + \Theta_1, \\ \Theta_2' > \psi_1. \end{cases}$ | 22 | 23 | 24 |

На основании всего вышеизложенного можно рекомендовать следующий порядок расчета средней скорости $v_{ср}$ материала по заданным $\varepsilon$, $\alpha$, $\varphi$, $r$ и $\omega$.

1. По формулам (1), (2), (3) и (4) вычислить величины показателя кинематического режима $K$ и показателей граничных режимов $K_1$, $K_2$ и $K_0$; сравнением величин $K$ и $K_0$ убедиться, что данный режим обеспечивает относительное движение материала без отрыва от плоскости ($K \leqslant K_0$).

2. Из соотношений (6) и (7) вычислить значения $\cos\psi_0$ и $\cos\Theta_0$, по ним с помощью графика (рис. 6) установить к какой группе режимов относится данный случай и из табл. 1 найти номер уравнения, по которому следует вычислять среднюю скорость $v_{ср}$.

3. Определить величины фаз начала и конца движения материала вниз и вверх по плоскости для данного случая. При этом фаза $\Theta_1$ начала движения материала вниз для режимов *I*, *II*, *IIa* групп определяется из соотношения (7) и для *IV*-ой группы режимов — из формулы (25); фаза $\psi_1$ начала движения материала вверх для режимов *I*, *III*, *IIIa* групп определяется из соотношения (6) и для *IV*-ой группы режимов фаза $\psi_{1пр}$ равна фазе $\Theta_{2пр}$, которая вычисляется по формуле (27).

По найденным значениям фаз $\Theta_1$ и $\psi_1$ для указанных групп режимов, кроме *IV*-ой группы, из уравнений (10) и (9) определяются соответственно фазы $\Theta_2$ и $\psi_2$. При этом ориентировочные (приближенные) величины этих фаз можно определить с помощью специальной номограммы [4], изображенной на рис. 7. Пример определения фаз $\Theta_2$ и $\psi_2$ по известным фазам $\Theta_1$ и $\psi_1$ для этих случаев показан на рис. 7 пунктирной линией с одной стрелкой. Найденные из номограммы приближенные значения фаз $\Theta_2$ и $\psi_2$ уточняются решением уравнений (10) и (9).

Фаза $\psi_2'$ для *II*-ой группы режимов определяется из уравнения (16), а фаза $\Theta_2'$ для *III*-ей группы режимов — из уравнения (20). Приближенные значения фазы $\psi_2'$ при известных $\Theta_2$, $\psi_0$ и фазы $\Theta_2'$ при известных $\psi_2$ и $\Theta_0$ находятся из номограммы (пример определения этих фаз показан на рис. 7 пунктирной линией с двумя стрелками).

4. Вычислив $\sigma$ и $\delta$, следует подставить их значения и значения найденных фаз в уравнение для средней скорости $v_{ср}$ материала и определить её величину.

В случаях, когда вычисленная по заданным $\varepsilon$, $\alpha$, $\varphi$, $r$ и $\omega$ величина средней скорости не удовлетворяет предъявленным требованиям, то её можно увеличить или уменьшить изменением $r$ и $\omega$. При этом $\varepsilon$ и $\alpha$ остаются прежними, а новые $r'$ и $\omega'$ подбираются такими, чтобы $(\omega')^2 r' = \omega^2 r$. При новом значении $r'$ средняя скорость $v_{ср}'$ определяется из соотношения [4]:

$$v_{ep}' = v_{cp}\sqrt{\frac{r'}{r}}. \qquad (36)$$

Порядок расчета средней скорости $v_{cp}$ рассмотрим на примере по кинематическим параметрам машины ОС-4,5, у которой $\varepsilon = 0°$, $\alpha = 8°$, $r = 7{,}5$ *мм*, $n = 500$ *об/мин* или $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52{,}33$ *1/сек*. Для расчета возьмем $\varphi = 20°$ ($\operatorname{tg}\varphi = 0{,}365$). По этим данным вычисляем:

$$K = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{52{,}33^2 \cdot 0{,}0075}{9{,}81} = 2{,}09,$$

$$K_1 = \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)} = \frac{\sin 28°}{\cos 28°} = \operatorname{tg} 28° = 0{,}5317,$$

$$K_2 = \frac{\sin(\varphi-\alpha)}{\cos(\varepsilon+\alpha-\varphi)} = \frac{\sin 12°}{\cos -12°} = \operatorname{tg} 12° = 0{,}2126,$$

$$K_0 = \frac{\cos\alpha}{\sin(\varepsilon+\alpha)} = \frac{\cos 8°}{\sin 8°} = \operatorname{ctg} 8° = 7{,}115,$$

$$\cos\theta_0 = -\frac{K_2}{K} = -\frac{0{,}2126}{2{,}09} = -0{,}102,$$

$$\cos\psi_0 = \frac{K_1}{K} = \frac{0{,}5317}{2{,}09} = 0{,}2545.$$

По значениям косинусов фаз $\theta_0$ и $\psi_0$ из графика на рис. 6 находим, что данный случай относится к *IV*-ой группе режимов и среднюю скорость $v_{cp}$ нужно вычислять по уравнению (24). При этом предварительно вычисляем

$$\sigma = \frac{\cos(\varepsilon+\alpha-\varphi)}{\cos\varphi} = 1{,}042 \text{ и } \delta = \frac{\cos(\varepsilon+\alpha+\varphi)}{\cos\varphi} = 0{,}940,$$

а по формулам (26), (25) и (27) определяем

$$\Delta\theta_{np} = \pi\frac{K_1}{K_1+K_2} = \pi\frac{0{,}5317}{0{,}5317+0{,}2126} = 2{,}247 \text{ рад } (128°45'),$$

$$\theta_{1np} = \pi + \arccos\left(\frac{K_2}{K}\cdot\frac{\Delta\theta_{np}}{\sin\Delta\theta_{np}}\right) - \Delta\theta_{np} = 180° +$$

$$+ \arccos\left(0{,}102\frac{2{,}247}{\sin 128°45'}\right) - 128°45' = 124°10',$$

и

$$\theta_{2np} = \theta_{1np} + 2\Delta\theta_{np} = 124°10' + 2\cdot 128°45' = 381°40'.$$

Подставляя все вычисленные значения в уравнение (24), определяем среднюю скорость:

$$v_{cp} = \frac{r\omega}{2\pi}\left[(\sigma-\delta)(\cos\theta_{1np} - \cos\theta_{2np}) - \right.$$

$$\left. -\left(\sigma + \delta\frac{K_2}{K_1}\right)\frac{\cos^2\theta_{1np} - \cos^2\theta_{2np}}{2\cos\theta_0}\right] =$$

$$= \frac{0{,}0075 \cdot 52{,}33}{2\pi}\left[(1{,}042 - 0{,}940)(\cos 124°10' - \cos 381°40') - \right.$$

$$\left. - \left(1{,}042 + 0{,}940\,\frac{0{,}2126}{0{,}5317}\right) \cdot \frac{\cos^2 124°10' - \cos^2 381°40'}{2(-0{,}102)}\right] = -0{,}248 \text{ м/сек}.$$

Сравнение полученных автором на специальной лабораторной установке многочисленных опытных значений средней скорости $v_{ср}$ семян ржи и кукурузы при движении без подбрасывания на решетах с круглыми и продолговатыми отверстиями при различных $\varepsilon$, $\alpha$, $r$ и $\omega$ с расчетными значениями средней скорости показывает, что они сравнительно хорошо совпадают в тех случаях, когда толщина слоя зернового материала превышает толщину двух-трех зерен, но меньше 20 ... 25 *мм*.

В таблицах 2, 3, 4, 5 и 6 приведены опытные значения средней скорости $v_{ср}$, полученные Г. С. Деминым [6, 7] и А. Р. Демидовым [7] при обработке пшеницы на решете с продолговатыми отверстиями шириной 1,7 и длиной 20 *мм* при различных $\varepsilon$, $\alpha$,

Таблица 2

При $\alpha = 4°$, $\varepsilon = +12°$, $\varphi = 26°$ и $n = 460$ *об/мин*

| $r$, *мм* | | 5,6 | 7,3 | 10,0 | 12,0 |
|---|---|---|---|---|---|
| Средняя скорость $v_{ср}$, *м/сек* | опытная | 0,10 | 0,15 | 0,23 | 0,32 |
| | расчетная | 0,103 | 0,152 | 0,224 | 0,270 |
| $K = \frac{\omega^2 r}{g}$ | | 1,32 | 1,73 | 2,37 | 2,84 |

Таблица 3

При $\alpha = 4°$, $\varepsilon = +12°$, $\varphi = 26°$ и $n = 505$ *об/мин*

| $r$, *мм* | | 5,6 | 7,3 | 10,0 | 12,0 |
|---|---|---|---|---|---|
| Средняя скорость $v_{ср}$, *м/сек* | опытная | 0,12 | 0,18 | 0,27 | 0,37 |
| | расчетная | 0,125 | 0,176 | 0,251 | 0,302 |
| $K = \frac{\omega^2 r}{g}$ | | 1,60 | 2,08 | 2,86 | 3,42 |

Таблица 4

При $\alpha = 10°$, $\varepsilon = +6°$, $\varphi = 26°$ и $n = 460$ *об/мин*

| $r$, *мм* | | 5,6 | 7,3 | 10,0 | 12,0 |
|---|---|---|---|---|---|
| Средняя скорость $v_{ср}$, *м/сек* | опытная | 0,19 | 0,26 | 0,33 | 0,42 |
| | расчетная | 0,155 | 0,231 | 0,342 | 0,423 |
| $K = \frac{\omega^2 r}{g}$ | | 1,32 | 1,73 | 2,37 | 2,84 |

Таблица 5

При $\alpha = 10°$, $\varepsilon = +6°$, $\varphi = 26°$ и $r = 7{,}3$ *мм*

| $n$, *об/мин* | | 425 | 460 | 510 | 560 | 585 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Средняя скорость $v_{ср}$, *м/сек* | опытная | 0,22 | 0,26 | 0,30 | 0,34 | 0,355 |
| | расчетная | 0,198 | 0,231 | 0,275 | 0,308 | 0,326 |
| $K$ | | 1,47 | 1,73 | 2,13 | 2,56 | 2,80 |

$r$, $n$ и толщине слоя зерна 7 . . . 20 *мм*. В этих таблицах приведены также расчетные значения средней скорости, полученные автором по изложенной методике. При этом в расчет была взята величина угла трения $\varphi = 26°$, так как по данным Г. С. Демина [5] коэффициент трения пшеницы по «чистому» решету составляет $f = 0{,}4$ или $\varphi \approx 22°$, а по решету «забитому» мелкими примесями — $f = 0{,}6$ или $\varphi = 31°$; при работе же решета со щетками величину угла трения можно принять средней между указанными пределами, т. е. $\varphi = 26°$.

Сравнивая расчетные значения средней скорости $v_{ср}$ с опытными в приведенных таблицах видим, что в большинстве случаев при $K \leqslant 2{,}1$ они почти совпадают и при $K > 2{,}1$ действительная средняя скорость получается несколько больше расчетной. Это объясняется тем, что при большой величине ускорения решета на основное гармоническое колебательное движение на-

Таблица 6

При $r = 5$ *мм* и $\varphi = 26°$

| $n$, *об/мин* | $\alpha$ | $\varepsilon$ | Средняя скорость $v_{ср}$, *м/сек* | |
|---|---|---|---|---|
| | | | опытная | расчетная |
| 640 | 4° | +12° | 0,19 | 0,19 |
| 640 | 10° | +6° | 0,28 | 0,24 |
| 640 | 17° | —1° | 0,34 | 0,30 |
| 640 | 19° | —3° | 0,38 | 0,31 |
| 450 | 10° | +6° | 0,15 | 0,13 |
| 450 | 17° | —1° | 0,20 | 0,18 |

кладываются дополнительные колебания, связанные с увеличением $K$.

Таким образом, и эти опытные данные показывают, что действительное изменение средней скорости движения материала на решетах в зависимости от кинематических параметров $\varepsilon$, $\alpha$, $\omega$ и $r$ сравнительно хорошо следует уравнениям, полученным для материальной точки, при толщине слоя зерна 7 . . . 20 *мм*. Так как именно в таких пределах и варьирует толщина слоя зерновых материалов на плоских решетах и скатных досках при оптимальных условиях их работы в современных машинах, то изложенная методика определения средней скорости материала может быть рекомендована для использования в инженерной практике при расчетах рабочих процессов решет и скатных досок.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Блехман И. И. Исследование процесса вибросепарации и вибротранспортировки. В кн.: Инженерный сборник АН СССР, т. XI, Издание АН СССР, М., 1952.

2. Терсков Г. Д. Расчет зерноуборочных машин. Машгиз, Москва—Свердловск, 1949.

3. Летошнев М. Н. Сельскохозяйственные машины. Сельхозгиз, М.—Л., 1955.

4. Григорьев С. М. Расчет амплитуды и частоты колебаний решет и досок. В кн.: Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, сборник работ инженерного факультета, т. XIII Сельхозгиз, Ленинград, 1958.

5. Демин Г. С. Исследование ситовых устройств зерноочистительных сепараторов. Диссертация. Москва, 1955.

6. Демин Г. С. Влияние скорости подачи и толщины слоя зерновой смеси на эффективность работы сит сепаратора. «Сообщения и рефераты ВНИИЗ», выпуск 4, Хлебоиздат, М., 1957.

7. Демидов А. Р., Демин Г. С. Расчет основных параметров сит с возвратно-поступательным движением для выделения мелких примесей из пшеницы и ржи. «Сообщения и рефераты ВНИИЗ», выпуск 1, М., 1962.

8. Козлов А. М. Методы экспериментального определения коэффициента трения материала при движении по качающейся наклонной плоскости. В кн.: Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, выпуск 76. Механизация и электрификация сельского хозяйства, сборник научных работ, т. XIV, Ленинград, 1959.

9. Таран А. И. Определение средней скорости перемещения материала на плоских решетах и скатных досках В кн.: Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, т. 85. Механизация и электрификация сельского хозяйства. Ленинград, 1961.

## ÕÕTSUVAL KALDPINNAL ILMA EEMALDUMATA LIIKUVA MATERJALI KESKMISE KIIRUSE ARVUTAMISEST

**Tehnikakandidaat A. Taran**

EPA põllutöömasinate kateedri vanemõpetaja

Kokkuvõte

Õõtsuvat kaldpinda (joon. 1) kasutatakse laialdaselt paljude masinate ning seadmete transportivates ja separeerivates tööorganites. Nende tootlikkuse ja töö kvaliteedi hindajaks on materjali keskmine kiirus. Materjali (kui materiaalse punkti) liikumist käsitlevaid uurimusi leidub palju, kuid nende tulemuste rakendamine inseneripraktikas materjali keskmise kiiruse arvutamiseks on tülikas. Käesolevas artiklis on esitatud võrdlemisi lihtne ja inseneridele arvutusteks käepärane metoodika õõtsuval kaldpinnal ilma eemaldumata liikuva materjali keskmise kiiruse leidmiseks, kui kaldpinna kinemaatilised parameetrid on teada. Metoodika on koostatud mitmete autorite uurimuste [1, 2, 3, 4], nende üldistuse ja täiendavate uurimisandmete [9] alusel.

Artiklis esitatud valemid materjali keskmise kiiruse $v_{cp}$ leidmiseks on lihtsamad ja arvutamiseks mugavamad kui teiste autorite poolt soovitatavad, sest suhtelise liikumise alg- ja lõppfaas pinna võnkumise igal perioodil sisalduvad neis ainult trigonomeetriliste funktsioonidena. Joonistel 6 ja 7 kujutatud graafikute kasutamine hõlbustab märgatavalt materjali suhtelise liikumise grupi kindlaksmääramist igal erijuhul ja transtsendentsete võrrandite lahendamist.

Katseliselt oli saadud hulk andmeid rukki, nisu ja maisi keskmise kiiruse $v_{cp}$ kohta liikumisel tasastel ümmarguste ja pikerguste avadega sõeltel mitmesugustes kinemaatilistes tööolukordades. Nende kiiruste võrdlemine arvutuslikega tõendab, et juhul, kui liikuva terakihi paksus ületab 2 ... 3 tera paksuse, kuid on alla 20 ... 25 mm, osutub kokkulangevus küllalt suureks (tab. 2, 3, 4, 5 ja 6). Just neis piirides aga terakihi paksus ajakohaste masinate tasapinnalistel sõeltel ja libaslaudadel optimaalses tööolukorras varieerubki. Seetõttu võib esitatud metoodikat rakendada sõelte ja libaslaudade inseneerilisteks arvutusteks.

# ÜBER DIE METHODIK DER BERECHNUNG DER DURCHSCHNITTLICHEN GESCHWINDIGKEIT DES MATERIALS BEI SEINER BEWEGUNG OHNE LOSREISSEN AUF EINER SCHWINGENDEN SCHIEFEN EBENE

**Kandidat der technischen Wissenschaften A. Taran**

Oberlehrer des Lehrstuhls für Landmaschinen der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

In dem Artikel wird eine verhältnismäßig einfache und in der Praktik der Ingenieurberechnungen leicht anwendbare Methodik dargelegt zur Bestimmung der durchschnittlichen Geschwindigkeit des Materials nach den angegebenen kinematischen Parametern einer schwingenden schiefen Ebene, auf der sich das Material ohne Losreißen bewegt. Die Vergleichung der Berechnungs- und Versuchsgrößen der durchschnittlichen Geschwindigkeit der Roggen-, Weizen- und Maissamen bei der Bewegung ohne Losreißen auf ebenen schwingenden Sieben zeugt von einem genügenden Zusammenfallen der betreffenden Größen bei der Dicke der Getreideschicht 7 bis 25 mm.

# ВЛИЯНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ НА ПОВОРОТ ТРАКТОРА ДТ-20

**Инженер А. А. Торм**

старший преподаватель кафедры тракторов и автомобилей ЭСХА

Большинство из конструктивных способов повышения проходимости и тягово-сцепных качеств колесного трактора увеличивают в большей или меньшей степени минимальный радиус поворота и сопротивление движению трактора при повороте. Так например по данным И. И. Трепененкова [2] трактор с четырьмя ведущими колесами (на базе трактора ХТЗ-7) имеет на холостом ходу в два раза, а с нагрузкой на крюке в несколько раз больший радиус поворота по сравнению с базовой моделью. Значительно увеличивается минимальный радиус поворота и сопротивление движению трактора при применении на тракторе полугусеничного хода [3].

Тяговыми испытаниями трактора ДТ-20, проведенными автором, было установлено, что применение дифференциала повышенного трения улучшает тягово-сцепные качества трактора на вспашке, на поперечных склонах и на переувлажненном лугу, т. е. в неблагоприятных условиях сцепления ведущих колес с почвой. Однако дифференциал повышенного трения на поворотах ведет к некоторому увеличению минимального радиуса поворота и увеличению сопротивления передвижению вследствие притормаживания забегающего колеса моментом трения в дифференциале.

Анализ сил, действующих на колесный трактор при его повороте, дан проф. Е. Д. Львовым [1]. В данной статье дополнительно расматривается действие на трактор центробежных сил и момента трения в дифференциале.

На рис. 1 представлена схема поворота трактора с действующими на трактор силами при установившемся движении по кругу.

Центробежная сила $P_ц$, приложенная в центре тяжести трактора, уравновешивается боковыми реакциями, действую-

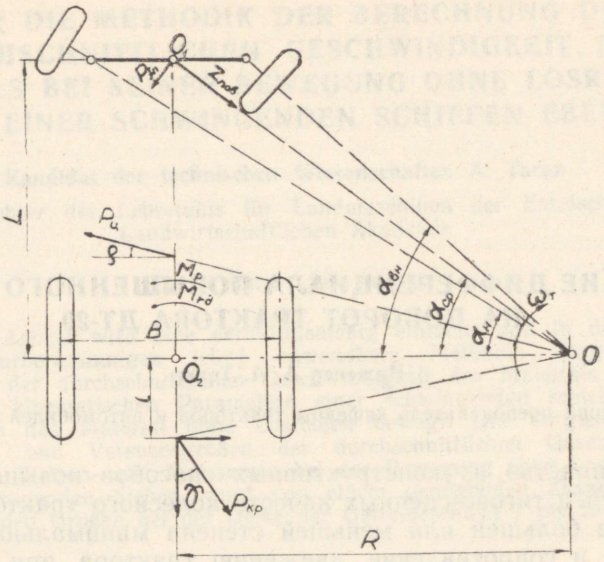



Рис. 1. Схема поворота трактора.

щими на передние $Z_{цп}$ и задние $Z_{цз}$ колеса. Реакции передних и задних колес от центробежной силы $P_ц$ могут быть определены как сумма векторов:

$$\overline{P}_ц = \overline{Z}_{цп} + \overline{Z}_{цз}. \qquad (1)$$

Составляющая центробежной силы, действующая на переднюю ось, аналитически выражается:

$$Z_{цп} = P_ц \frac{\sin \varrho}{\sin \alpha_{ср}} = \frac{G_э v^2}{gR} \lambda_ц, \qquad (2)$$

где $\lambda_ц$ — коэффициент нагрузки передней оси центробежной силы,

$G_э$ — эксплуатационный вес трактора,

$v$ — скорость движения трактора на повороте,

$R$ — радиус поворота.

При повороте трактора внутреннему (отстающему) ведущему колесу передается больший крутящий момент чем наружному (забегающему) ведущему колесу.

Блокирующие свойства дифференциала обычно характеризуются коэффициентом блокировки $K_{бл}$ или коэффициентом трения $K_{тр}$, которые выражаются следующими соотношениями:

$$K_{бл} = \left(\frac{M_{отс}}{M_{заб}}\right)_{max} \qquad (3)$$

и

$$K_{тр} = \frac{M_r}{M_к} = \frac{M_{отс} - M_{заб}}{M_{отс} + M_{заб}} = \frac{K_{бл} - 1}{K_{бл} + 1}, \qquad (4)$$

где $M_{отс}$, $M_{заб}$, $M_к$ — моменты на отстающем, забегающем и обоих колесах.

В плоскости дороги момент сопротивления повороту $M_{rд}$ от момента трения в дифференциале $M_r$ находим из выражения:

$$M_{rд} = \frac{M_{отс} - M_{заб}}{r_к} \cdot \frac{B}{2} = \frac{M_r B}{2r_к}, \qquad (5)$$

где $B$ — ширина колеи трактора,

$r_к$ — радиус качения ведущих колес.

Принимая, что поворачивающаяся сила $Z_{пов}$ приложена к шарниру передней оси под углом $\alpha_{ср}$ (соответствует среднему углу отклонения управляемых колес от прямого положения), можем написать:

$$Z_{пов} = G_э \lambda_п f_п \operatorname{tg} \alpha_{ср} + P_ц \lambda_ц + \frac{M_p + P_{кр} l \sin \gamma + \dfrac{M_r B}{2r_к}}{L \cos \alpha_{ср}}, \qquad (6)$$

где $\lambda_п$ — коэффициент загрузки передних колес,

$f_п$ — коэффициент сопротивления качению передних колес,

$P_{кр}$ — сила тяги на крюке,

$l$ — расстояние от точки приложения силы тяги на крюке до оси ведущих колес,

$M_p$ — момент сил трения и других сил реакции почвы на ведущие колеса,

$L$ — база трактора,

$\gamma$ — угол отклонения силы тяги от продольной оси.

Из уравнения (6) видно, что величина поворачивающей силы зависит от сопротивления качению передних колес, центробежной силы, силы тяги на крюке, момента сил трения ведущих колес, радиуса поворота, ширины колеи ведущих колес и момента трения в дифференциале.

При остальных равных условиях поворота трактора поворачивающая сила увеличивается по мере увеличения момента трения в дифференциале.

Управляемые колеса будут катиться при повороте без заметного бокового скольжения, если сила сцепления их с почвой больше поворачивающей силы, т. е. если

$$Z_\varphi = G_э \lambda_п \varphi_п > Z_{пов}, \qquad (7)$$

где $\varphi_п$ — коэффициент сцепления передних колес с почвой.

Назовем отношение поворачивающей силы $Z_{пов}$ к вертикальной нагрузке передних колес $У_п$ коэффициентом использования сцепления передних колес с почвой. По мере увеличения $Z_{пов}$, скольжение передних колес в боковом направлении увеличивается, и фактический радиус поворота, соответствующий отворачиванию передних колес, будет больше расчетного. Если $Z_\varphi < Z_{пов}$, то управляемость трактора потеряется. Передние колеса скользят до тех пор, пока в связи с увеличением радиуса поворота $Z_\varphi$ и $Z_{пов}$ уравновешиваются.

При повороте трактора сопротивление движению значительно увеличивается. Поворачивающая сила дает продольную составляющую $Z_{пов} \sin \alpha_{ср}$, приложенную к шарниру передней оси и направленную против движения. Тяговый баланс колесного трактора при повороте представим в следующем виде:

$$P_к = \frac{G_э \lambda_п f_п}{\cos \alpha_{ср}} + P_ц \lambda_{цп} \sin \alpha_{ср} + \frac{(M_р + P_{кр} l \sin \gamma) \operatorname{tg} \alpha_{ср}}{L} + \\ + \frac{M_r B \operatorname{tg} \alpha_{ср}}{2 r_к L} + G_э \lambda_з f_з + P_{кр} \cos \gamma \approx P_\psi + P_{кр}, \qquad (8)$$

где $P_к$ — касательная сила тяги ведущих колес при повороте трактора,

$f_з$ — коэффициент сопротивления качению ведущих колес,

$\lambda_з$ — коэффициент загрузки ведущих колес,

$P_\psi$ — общее сопротивление движению при повороте трактора.

При остальных равных условиях поворота трактора поворачивающая сила $Z_{пов}$ и сила $P_\psi$ увеличиваются по мере увеличения момента трения $M_r$ в дифференциале. Для определения влияния трения в дифференциале на сопротивление движению трактора при повороте используем выражение:

$$P_{rд} = \frac{M_r B \operatorname{tg} \alpha_{ср}}{2 r_к L} = \frac{M_{заб} (K_{бл} - 1) B \operatorname{tg} \alpha_{ср}}{2 r_к L} = K_{пов} M_{заб} (K_{бл} - 1), \qquad (9)$$

где $K_{пов} = \dfrac{B \operatorname{tg} \alpha_{ср}}{2 r_к L}$ — зависит от конструктивных параметров трактора и угла поворота передних колес.

По номограмме, представленной на рис. 2, можем находить увеличение составляющей касательной силы тяги трактора $P_{rд}$

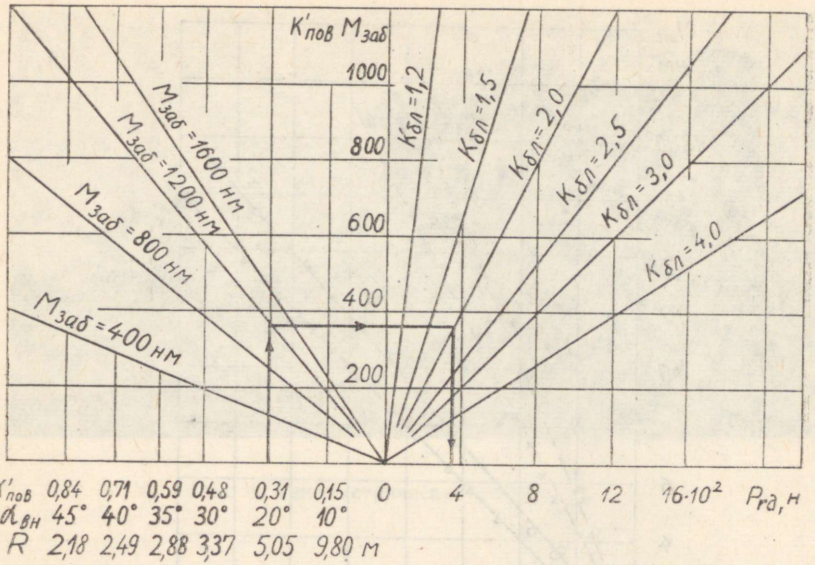



Рис. 2. Номограмма определения силы $P_{гд}$.

при различных радиусах поворота, коэффициентах блокировки дифференциала и ведущих моментах на забегающем колесе.

Экспериментальные исследования поворота проводились двумя тракторами ДТ-20, из которых один был снабжен сухарным дифференциалом — ДТ-20(С), а другой стандартным дифференциалом — ДТ-20(Ш).

Характеристики блокировки дифференциалов, представленные на рис. 3, построены по данным тензометрических измерений крутящих моментов ведущих колес в лабораторных условиях. Среднее значение коэффициента блокировки дифференциала у трактора ДТ-20(Ш) оказалось равным 1,12 . . . 1,20, а у трактора ДТ-20(С) при забегании левого колеса 2,0 . . . 2,1 и при забегании правого колеса 2,5 . . . 2,8.

Исследование трактора ДТ-20 на поворот проводилось с помощью тензометрической аппаратуры, которая монтировалась в кузове самоходного шасси ДВСШ-16 (рис. 4). Для питания тензометрической аппаратуры использовался электрогенератор с напряжением 220 вольт с приводом от бензинового двигателя ЗИД-4,5.

Предварительными испытаниями и наблюдениями было установлено, что поворот трактора ДТ-20(С) при радиусах 4 . . . 5 метров и больше (соответствует углу отворачивания пе-

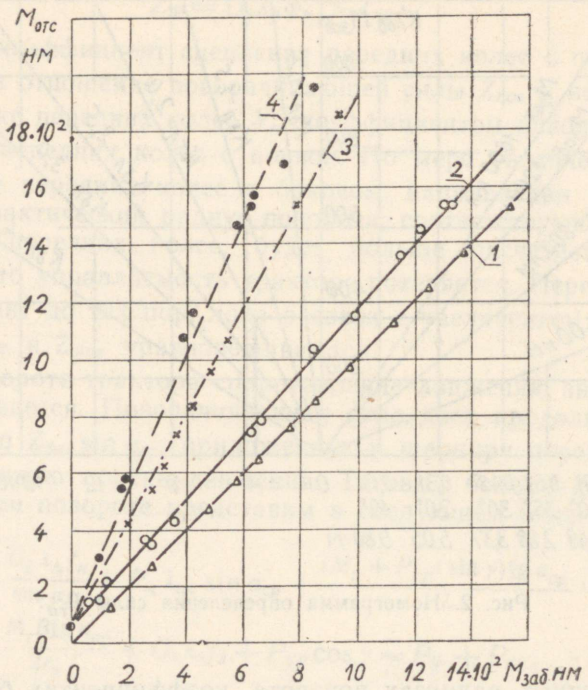



Рис. 3. Характеристики блокировки дифференциалов:

*1* — дифференциал без трения. *2* — шестеренчатый дифференциал. *3* — сухарный дифференциал при забегании левого колеса. *4* — сухарный дифференциал при забегании правого колеса.

редних колес $\alpha_{ср} \leqslant 20°$) как в кинематическом, так и динамическом отношении заметно не различается от поворота трактора ДТ-20(Ш). Поэтому испытания тракторов на поворот проводились при различных нагрузках с максимальным отклонением передних колес от прямого положения.

По результатам испытания построены кривые изменения $R_{min}$ (рис. 5) в зависимости от силы тяги на крюке и от касательного усилия на ведущих колесах. Разность этих сил $P_\psi$ представляет сопротивление движению при повороте.

На стерне при увеличении силы тяги на крюке до 3240 ... ... 3330 *н* (330 ... 340 *кГ*), увеличивается по сравнению $P_\psi$ при повороте на холостом ходу у обоих тракторов одинаково, примерно 1,4 раза; $R_{min}$ увеличивается у трактора ДТ-20(Ш) в 2,07 раза, у трактора ДТ-20(С) в 2,6 раза, т. е. у трактора с су-

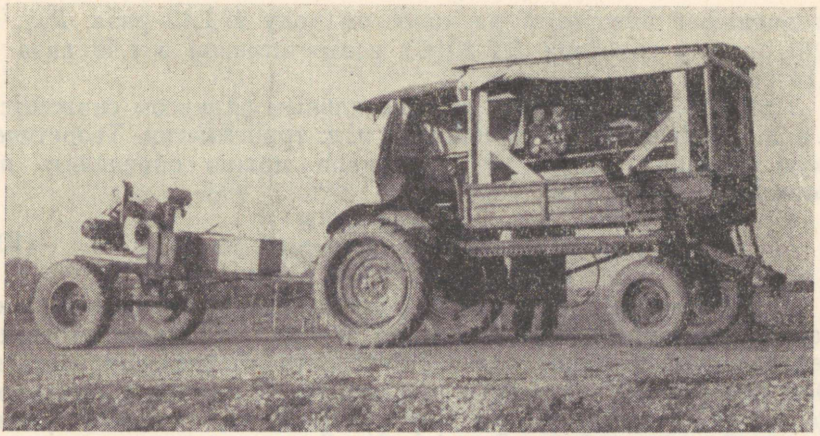


Рис. 4. Тензометрическая тележка.

харным дифференциалом на 25% больше, по сравнению с трактором, имеющим шестеренчатый дифференциал.

На культивированном поле при повороте с $P_{кр}$ 2750 . . . 2840 *н* (280 . . . 290 *кГ*) у трактора ДТ-20(Ш) $P_{\psi}$ увеличивается по

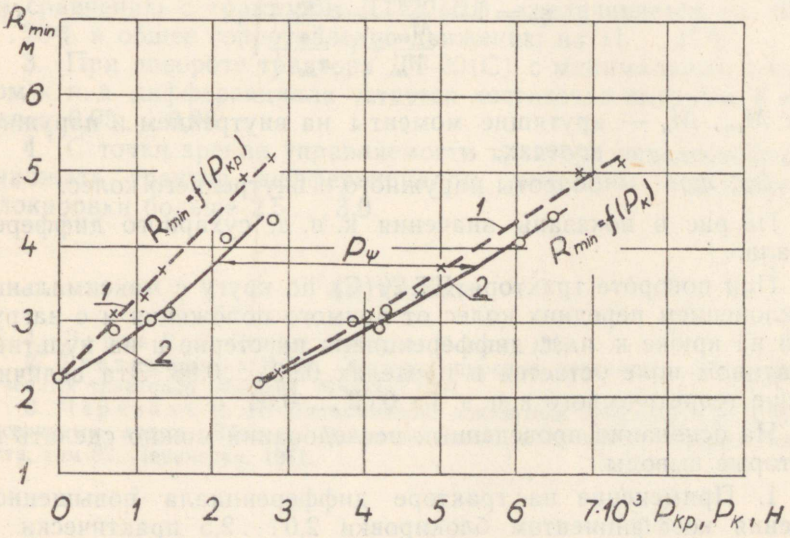



Рис. 5. Зависимость минимального радиуса поворота от $P_к$ и $P_{кр}$:
*1* — трактор ДТ-20(С), *2* — трактор ДТ-20(Ш)

сравнению с поворотом на холостом ходу в 1,42 раза, $R_{min}$ в 1,95 раза, у трактора ДТ-20(С) соответственно в 1,66 раза и 2,14 раза.

При повороте трактора с минимальным радиусом снижается к. п. д. дифференциала и общий к. п. д. трансмиссии. Теоретическую величину к. п. д. дифференциала можно определить по формуле:

$$\eta_д = 1 - \frac{K_{бл} - 1}{K_{бл} + 1} \cdot \frac{B}{2R}. \qquad (10)$$

При повороте трактора внутреннему ведущему колесу передается больший крутящий момент, чем наружному. Внутреннее ведущее колесо будет больше буксовать и деформироваться. Осциллограммы, полученные при повороте трактора с нагрузкой на крюке, показывают, что дифференциал повышенного трения во время буксования внутреннего ведущего колеса время от времени выключается. Поэтому кинематический режим дифференциала повышенного трения не будет соответствовать теоретическому режиму (выражению $B/2R$) и отношение крутящего момента внутреннего колеса к крутящему моменту наружного может быть меньше коэффициента блокировки дифференциала.

На основании этого действительное значение величины к. п. д. дифференциала рекомендуется вычислить по формуле:

$$\eta_д = 1 - \frac{\frac{M_{вн}}{M_н} - 1}{\frac{M_{вн}}{M_н} + 1} \cdot \frac{\frac{n_н}{n_{вн}} - 1}{\frac{n_н}{n_{вн}} + 1}, \qquad (11)$$

где $M_{вн}$, $M_н$ — крутящие моменты на внутреннем и наружном колесах,

$n_н$, $n_{вн}$ — обороты наружного и внутреннего колес.

На рис. 6 показаны значения к. п. д. сухарного дифференциала.

При повороте трактора ДТ-20(С) по кругу с максимальным отклонением передних колес от прямого положения и с нагрузкой на крюке к. п. д. дифференциала на стерне и на культивированном поле остается в пределах 0,93 . . . 0,98. Эта величина выше теоретического к. п. д. на 0,02 . . . 0,04.

На основании проведенных исследований можно сделать некоторые выводы.

1. Применение на тракторе дифференциала повышенного трения коэффициентом блокировки 2,0 . . . 2,5 практически не вызывает увеличения минимального радиуса трактора при холостом повороте.

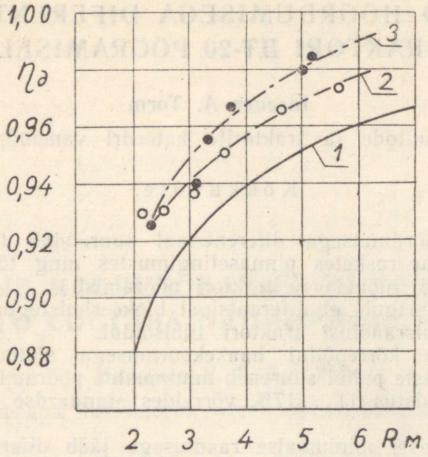



Рис. 6. Зависимость к. п. д. дифференциала от радиуса поворота трактора:
*1* — теоретический, *2* — на стерне, *3* — на культивированном поле.

2. При повороте трактора ДТ-20(С) на культивированном поле и на стерне с максимальным отклонением передних колес от положения, соответствующего прямолинейному движению, и с тяговым усилием на крюке, минимальный радиус поворота, по сравнению с трактором ДТ-20(Ш), увеличивается на 10 . . . . . 25% и общее сопротивление движению на 11 . . . 17%.

3. При повороте трактора ДТ-20(С) с минимальным радиусом к. п. д. дифференциала остается достаточно высоким, в пределах 0,93 . . . 0,98.

4. С точки зрения управляемости трактора нецелесообразно снабжать трактор дифференциалом, имеющим коэффициент блокировки больше 2,5 . . . 3,0.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Львов Е. Д. Теория трактора. Москва, 1952.
2. Трепененков И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. Машгиз, Москва, 1959.
3. Черевань В. Н. Динамические показатели трактора Т-28 с полугусеничным ходом. Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, том 82, Ленинград, 1961.

# SUURENDATUD HÕÕRDUMISEGA DIFERENTSIAALI MÕJU TRAKTORI ДТ-20 PÖÖRAMISEL

**Insener A. Torm**

EPA autode ja traktorite kateedri vanemõpetaja

Kokkuvõte

Suurendatud hõõrdumisega diferentsiaal suurendab traktori haardumisomadusi ja veojõudu rasketes pinnasetingimustes ning töötamisel ristikallakutel, kuid raskendab mõnevõrra traktori pööramist.

Katseandmetest selgub, et diferentsiaal blokeerimisteguriga 2,0 praktiliselt ei suurenda pööramisraadiust traktori tühisõidul.

Kultiveeritud ja kõrrepõllul haakekoormusega sõitmisel maksimaalselt väljapööratud esirataste puhul suureneb minimaalne pööramisraadius 10...25% ja üldine liikumistakistus 11...17% võrreldes standardse diferentsiaali kasutamisega.

Traktori pööramisel minimaalse raadiusega jääb diferentsiaali kasutegur piiridesse 0,93...0,98. Pööratavuse seisukohalt ei ole otstarbekas kasutada traktoril diferentsiaali blokeerimisteguriga üle 2,5...3,0.

# WIRKUNG DES SELBSTSPERRENDEN AUSGLEICHGETRIEBES AUF DIE WENDIGKEIT DES RADSCHLEPPERS ДТ-20

**Ingenieur A. Torm**

Oberlehrer des Lehrstuhls für Schlepper und Kraftwagen an der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

Durch erhöhte Reibung des Ausgleichgetriebes wird die Haftfähigkeit des Schleppers sowie seine Zugraft auf schmierigen Böden und bei der Arbeit auf Querneigungen gesteigert, jedoch wird die Wendigkeit einigermassen herabgesetzt.

Aus den Ergebnissen der Feldprüfungen geht hervor, dass durch das Ausgleichgetriebe mit einem Sperrkoeffizienten von 2,0 der Wenderadius beim Leerlauf des Schleppers nicht vergrössert wird.

Fährt ein durch Anhängegeräte belasteter Schlepper, dessen Vorderräder nach aussen gerichtet sind, über Stoppelfelder und bearbeitete Flächen, so nimmt der minimale Wenderadius um 10...25% zu und der allgemeine Kurwenwiderstand erhöht sich um 11 ... 17% im Vergleich zu dem Widerstand bei einem Kegelausgleichgetriebe.

Beim Wenden des Schleppers um den Wert des minimalen Radius liegt der Wirkungsgrad des Ausgleichgetriebes bei 0,93...0,98. Vom Gesichtspunkt der Wendigkeit aus ist ein Ausgleichgetriebe mit dem Sperrkoeffizienten von über 2,5 ... 3,0 nicht zweckmässig.

# НЕКОТОРЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА НАПЛЛАВЛЕННОГО МЕТАЛЛА

**Инженер У. Р. Эссенсон**

ассистент кафедры технологии металлов и ремонта машин ЭСХА

В последние годы разработаны и внедрены в ремонтное производство новые высокопроизводительные способы автоматической наплавки. Однако получение наплавленного металла с определенными свойствами — с нужным химическим составом, — носит ещё случайный характер. До настоящего времени в ремонтной практике не используются научно обоснованные методы, в которых заранее определены состав и свойства наплавленного металла, в зависимости от требований эксплуатации восстанавливаемых деталей.

Цель восстановления автотракторных деталей электродуговой наплавкой — вернуть деталям их первоначальные качества, т. е. обеспечить им начальную или даже повышенную износоустойчивость и усталостную прочность наплавленного металла. Но при этом затруднено получение наплавленного металла, соответствующего по химическому составу среднеуглеродистой стали 40 или 45, из которых изготавливается большинство автотракторных деталей. Трудности заключаются в том, что введение в состав наплавленного металла 0,35 . . . 0,50% углерода неизбежно ведет к образованию горячих трещин.

Как указывают Е. И. Лейначук [5, 6] и М. С. Баранов [2], трещины появляются при содержании в наплавленном металле углерода более 0,20 . . . 0,25%.

Легирование наплавленного металла марганцем уменьшает опасность образования горячих трещин и повышает прочностные свойства наплавленного металла. Кремний, при введении в наплавленный металл, способен вызвать горячие трещины. Опыты Д. М. Рабкина и И. И. Фрумина [9] показали, что влияние кремния проявляется в разной степени, в зависимости от:

а) содержание углерода в наплавленном металле и

б) характера среды, в которой производят наплавку.

При содержании 0,13 ... 0,14% углерода и при кислом флюсе трещины появляются, если содержание кремния превышает 0,5%. При более низком содержании углерода можно допустить большее содержание кремния без опасения вызвать трещины [9].

Сравнивая химические составы наплавок, выполненных малоуглеродистыми и высокоуглеродистыми или легированными электродными проволоками, видно, что в последнем случае наплавленный металл больше легирован марганцем, кремнием и др. элементами, что обусловливается восстанавливающим действием углерода, марганца и кремния. В силу этого при электродуговой наплавке как под слоем флюсов, так и в среде углекислого газа, окислительно-восстановительные реакции играют очень важную роль в получении наплавленного металла с требуемыми свойствами. Следовательно, чтобы получить качественный наплавленный металл, при восстановлении изношенных автотракторных деталей из среднеуглеродистой стали, как сталей 40 и 45, нам нужно получить наплавленный металл, содержащий углерода не более 0,20% и кремния не более 0,5% при высоком содержании марганца.

Анализируя данные, приведенные в литературе, и вышесказанное, а также опытные данные, нами была поставлена задача заранее теоретически рассчитать химический состав наплавленного металла, пользуясь при этом исходными химическими составами основного и электродного металлов, а также данными металлургических процессов в наплавочной ванне при наплавке в различных средах (газ $CO_2$, флюсы), подтвердить это экспериментальными данными, а следовательно и предусмотреть физико-механические свойства наплавленного металла.

Для расчета химического состава наплавленного металла по заданному составу электродного основного металлов необходимо знать степень выгорания легирующих элементов из электродного и основного металлов в процессе дуговой наплавки. Характеристикой выгорания элементов при электродуговой наплавке под флюсом является коэффициент усвоения соответствующего легирующего элемента — $\mu$.

Исходя из сказанного, была сделана попытка определить коэффициенты усвоения легирующих элементов при наплавке под флюсами ОСЦ-45М и АН-28, а также в среде углекислого газа ($CO_2$) в наших условиях — близких к условиям наплавки изношенных автотракторных деталей.

О развитии металлургических процессов в наплавочной ванне можно судить по сопоставлению средней исходной концентрации легирующих элементов, присутствующих в наплавочной ванне, и аналитической концентрации этих же элементов в наплавленном металле. При наплавке под флюсом содержание элементов в наплавленном металле и их коэффициенты усвое-

ния наплавочной ванной были подсчитаны по известным формулам Любавского К. В. [4, 7]:

$$C_н = \mu(mC_п + nC_о) \qquad (1)$$

и

$$\mu = \frac{C_н}{C_и} = \frac{C_н}{mC_н + nC_о}, \qquad (1а)$$

где $\mu$ — коэффициент усвоения соответствующего элемента;

$C_н$ — концентрация элемента в наплавленном металле, в %;

$C_и$ — исходная концентрация элемента, в %;

$m$, $n$ — доли участия соответственно электродного и основного металлов в наплавленном металле (коэффициенты смещения);

$C_п$, $C_о$ — концентрация элемента в электродной проволоке и основном металле, в %.

Формула (1) предполагает, что окисление элементов, реагирующих в зоне как из основного металла, так и из электродной проволоки — одинаково.

Коэффициенты $m$ и $n$ определялись путем измерения площади основного и наплавленного металлов на макрошлифах поперечных сечений наплавленного валика и выражались в процентах. Коэффициенты $m$ и $n$ зависят от многих факторов, главными из которых являются параметры режима наплавки; их соотношение $m + n = 1$.

Для того, чтобы полученные данные автоматической электродуговой наплавки в различных средах (под слоем флюсов и в среде $CO_2$) были сравнимы, параметры режимов наплавки были выбраны практически одинаковыми. Для расчета коэффициентов усвоения химический состав наплавленных валиков, полученный предварительными опытами, был определен химическими анализами. В зависимости от выбранных режимов в наших опытах были подсчитаны по формуле (1а) общие коэффициенты усвоения $\mu$ легирующих элементов в наплавленном металле при автоматической электродуговой наплавке в различных средах (флюсы ОСЦ-45М, АН-28 и $CO_2$), в зависимости от исходных концентраций окислов соответственного элемента во флюсе, элементов в основном и электродном металлах.

Результаты химических анализов и расчета коэффициентов усвоения элементов в вышесказанных средах, при наплавке на среднеуглеродистой стали 45 в сочетании с тремя электродными проволоками Св-08, Св-08Г2С и Св-30ХГСА, приведены в таблице 1.

Однако, при электродуговой наплавке в окислительной среде, как углекислый газ ($CO_2$), выгорание легирующих элементов

Таблица 1

**Результаты по определению коэффициента $\mu$**

| № опыта | Объект исследования | Марка и обозначение | Среда наплавки | Содержание элементов в % | | | | | | Коэффициенты смещения | | Режим наплавки | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | C | Mn | Si | Cr | S | P | $m$ | $n$ | ток, $a$ | напряжение, $в$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 1 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 120 | 23 ... 35 |
| | Электродная проволока | Св-08 | — | 0,04 | 0,30 | 0,02 | следы | 0,040 | 0,027 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | ОСЦ-45М | 0,17 | 1,40 | 0,40 | 0,08 | 0,022 | 0,084 | 0,45 | 0,55 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,25 | 0,53 | 0,18 | 0,14 | 0,037 | 0,022 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,68 | 2,64 | 2,61 | 0,57 | 0,59 | 3,81 | — | — | | |
| 2 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 110 | 25 ... 30 |
| | Электродная проволока | Св-08 | — | 0,04 | 0,30 | 0,02 | следы | 0,040 | 0,027 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | АН-28 | 0,22 | 0,37 | 0,16 | 0,06 | 0,25 | — | 0,50 | 0,50 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,23 | 0,51 | 0,17 | 0,13 | 0,037 | 0,022 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,96 | 0,73 | 0,94 | 0,46 | 0,68 | — | — | — | | |
| 3 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,032 | 0,017 | — | — | 105 ... 110 | 19 ... 20 |
| | Электродная проволока | Св-08 | — | 0,04 | 0,30 | 0,02 | следы | 0,040 | 0,027 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | $CO_2$ | 0,18 | 0,22 | 0,06 | 0,05 | 0,034 | 0,28 | 0,55 | 0,45 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,19 | 0,46 | 0,16 | 0,11 | 0,037 | 0,023 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,95 | 0,48 | 0,38 | 0,45 | 0,92 | 1,21 | — | — | | |

Продолжение таблицы 1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 4 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 120 | 25 ... 35 |
| | Электродная проволока | Св-08Г2С | — | 0,08 | 1,82 | 0,79 | 0,17 | 0,025 | 0,024 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | ОСЦ-45М | 0,22 | 2,05 | 0,76 | 0,08 | 0,016 | 0,079 | 0,45 | 0,55 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,27 | 1,21 | 0,53 | 0,21 | 0,030 | 0,020 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,81 | 1,71 | 1,45 | 0,38 | 0,53 | 3,95 | — | — | | |
| 5 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 110 | 24 ... 32 |
| | Электродная проволока | Св-08Г2С | — | 0,08 | 1,82 | 0,79 | 0,17 | 0,025 | 0,024 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | АН-28 | 0,23 | 1,33 | 0,70 | 0,22 | 0,016 | — | 0,40 | 0,60 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,26 | 1,15 | 0,51 | 0,22 | 0,030 | 0,021 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,89 | 1,15 | 1,37 | 1,00 | 0,53 | — | — | — | | |
| 6 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 105 | 20 ... 22 |
| | Электродная проволока | Св-08Г2С | — | 0,08 | 1,82 | 0,79 | 0,17 | 0,025 | 0,024 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | $CO_2$ | 0,19 | 1,03 | 0,40 | 0,15 | 0,025 | 0,033 | 0,45 | 0,55 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,27 | 1,21 | 0,53 | 0,21 | 0,030 | 0,020 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,70 | 0,85 | 0,75 | 0,71 | 0,83 | 1,65 | — | — | | |
| 7 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 110 ... 120 | 35 ... 40 |
| | Электродная проволока | Св-30ХГСА | — | 0,28 | 0,97 | 0,98 | 0,97 | 0,012 | 0,028 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | ОСЦ-45М | 0,25 | 2,07 | 0,77 | 0,43 | 0,015 | 0,056 | 0,45 | 0,55 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,36 | 0,73 | 0,62 | 0,57 | 0,024 | 0,022 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,69 | 2,83 | 1,24 | 0,75 | 0,62 | 2,52 | — | — | | |

Окончание таблицы 1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 8 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 115 | 30 ... 35 |
| | Электродная проволока | Св-30ХГСА | — | 0,28 | 0,97 | 0,98 | 0,97 | 0,012 | 0,028 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | АН-28 | 0,30 | 0,76 | 0,75 | 0,66 | 0,015 | — | 0,50 | 0,50 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,35 | 0,84 | 0,65 | 0,61 | 0,023 | 0,023 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,86 | 0,91 | 1,15 | 1,08 | 0,65 | — | — | — | | |
| 9 | Основной металл | Сталь 45 | — | 0,42 | 0,71 | 0,32 | 0,25 | 0,034 | 0,017 | — | — | 100 ... 110 | 22 ... 30 |
| | Электродная проволока | Св-30ХГСА | — | 0,28 | 0,97 | 0,98 | 0,97 | 0,012 | 0,028 | — | — | | |
| | Металл валика | $C_н$ | $CO_2$ | 0,30 | 0,58 | 0,48 | 0,65 | 0,020 | 0,025 | 0,55 | 0,45 | | |
| | Исходная концентрация | $C_и$ | — | 0,34 | 0,85 | 0,68 | 0,65 | 0,022 | 0,023 | — | — | | |
| | Коэффициент усвоения | $\mu$ | — | 0,88 | 0,68 | 0,71 | 1,00 | 0,91 | 1,09 | — | — | | |

в дуге значительно превосходит их выгорание в наплавочной ванне [3, 1]. Это обусловлено более высокой температурой, большей поверхностью контактирования жидкого металла с газом, а также большей степенью диссоциации углекислого газа в дуговом промежутке по сравнению с местом контакта газа с наплавочной ванной [7, 8].

Из сказанного выше следует, что выгорание элементов из электродной проволоки более значительно, чем из основного металла. Н. М. Новожилов и В. Н. Суслов [7] предлагают рассчитать коэффициенты усвоения элементов из основного металла ($\mu_o$) и из электродной проволоки ($\mu_n$) по преобразованным формулам

$$C_н = \mu (mC_n + nC_o) \tag{2}$$

и

$$\mu_b = \mu_0 = \frac{C_н}{\mu g m C_n + nC_0} \tag{2a}$$

и по формуле

$$\mu_n = \mu_д \mu_0, \tag{3}$$

где $\mu_b$ — коэффициент усвоения элементов в наплавочной ванне.

В наших исследованиях для расчёта коэффициентов усвоения элементов из электродной проволоки и основного металла, коэффициенты усвоения элементов в дуге ($\mu_b$, табл. 2) приняты из опытных данных Н. М. Новожилова и В. Н. Суслова [7], полученные при сварке электродными проволоками, близкими по химическому составу к электродным проволокам, использованным при наших опытах.

В опытах при расчёте коэффициентов усвоения не учитывались элементы S и P, выгорание которых в процессе наплавки не превышало допусков на точность химического анализа.

Таблица 2

**Коэффициенты усвоения в дуге**

| Основной металл | Электродная проволока | $\mu_д$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | C | Mn | Si | Cr |
| 30ХГСА | Св-20ХГСА | 0,60 | 0,69 | 0,71 | 0,92 |
| Мст. 3 кипящая | Св-20ХГСА | 0,60 | 0,69 | 0,71 | 0,92 |
| Мст. 3 кипящая | Св-10ГС | 0,59 | 0,41 | 0,32 | — |

Таблица 3

**Результаты расчетов по определению коэффициентов $\mu_n$ и $\mu_o$**

| № опыта | Объект исследования | Обозначение | Коэффициент усвоения элементов | | | | Коэффициенты смещения | | Режим наплавки | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | C | Mn | Si | Cr | $m$ | $n$ | ток, *а* | напряжение, *в* |
| 1 | Сталь 45, наплавленная электродной проволокой Св-08 | $\mu_n$ | 0,56 | 0,24 | 0,11 | — | 0,55 | 0,45 | 105 ... 110 | 19 ... 20 |
| | | $\mu_o$ | 0,95 | 0,59 | 0,35 | — | | | | |
| | | $\mu$ | 0,95 | 0,48 | 0,38 | 0,45 | | | | |
| 2 | Сталь 45, наплавленная электродной проволокой Св-08Г2С | $\mu_n$ | 0,45 | 0,58 | 0,40 | 0,48 | 0,45 | 0,55 | 100 ... 105 | 20 ... 22 |
| | | $\mu_o$ | 0,76 | 1,41 | 1,26 | 0,52 | | | | |
| | | $\mu$ | 0,70 | 0,85 | 0,75 | 0,71 | | | | |
| 3 | Сталь 45, наплавленная электродной проволокой Св-30ХГСА | $\mu_n$ | 0,64 | 0,60 | 0,67 | 0,95 | 0,55 | 0,45 | 100 ... 110 | 22 ... 30 |
| | | $\mu_o$ | 1,07 | 0,87 | 0,94 | 1,03 | | | | |
| | | $\mu$ | 0,88 | 0,68 | 0,71 | 1,00 | | | | |

Примечание: Расход углекислого газа при всех опытах составлял 7 ... 8 *л/мин* [(0,12 ... 0,14) · $10^{-3}$ *м*$^3$/*сек*] и скорость наплавки 15 *м/час* (4,18 · $10^{-3}$ *м/сек*).

Таблица 4

**Результаты опытов по определению химического состава наплавленного металла в различных средах (флюсы ОСЦ-45М и АН-28, ГАЗ $CO_2$)**

| № опыта | Объект исследования | Среда наплавки | Содержание химических элементов в % | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | C | | Mn | | Si | | Cr | | S | | P | |
| | | | по хим. анал. | по расч. | по хим. анал. | по расч. | по хим. анал. | по расч. | по хим. анал. | по расч. | по хим. анал. | по расч. | по хим. анал. | по расч. |
| 1 | Сталь 45, наплавленная электродной проволокой Св-08 | ОСЦ-45М | 0,18 | 0,17 | 1,41 | 1,39 | 0,41 | 0,41 | 0,08 | 0,07 | 0,023 | 0,022 | 0,086 | 0,082 |
| 2 | | АН-28 | 0,22 | 0,24 | 0,38 | 0,36 | 0,15 | 0,17 | 0,06 | 0,10 | 0,024 | 0,025 | — | — |
| 3 | | $CO_2$ | 0,19 | 0,19 | 0,25 | 0,23 | 0,07 | 0,056 | 0,08 | — | 0,033 | — | 0,025 | — |
| 4 | Сталь 45, наплавленная электродной проволокой Св-08Г2С | ОСЦ-45М | 0,26 | 0,22 | 2,01 | 2,03 | 0,82 | 0,77 | 0,07 | 0,08 | 0,017 | 0,021 | 0,077 | 0,08 |
| 5 | | АН-28 | 0,22 | 0,25 | 1,34 | 1,31 | 0,69 | 0,70 | 0,21 | 0,22 | 0,016 | 0,016 | — | — |
| 6 | | $CO_2$ | 0,20 | 0,19 | 1,03 | 1,02 | 0,38 | 0,36 | 0,11 | 0,11 | 0,026 | — | 0,017 | — |
| 7 | Сталь 45, наплавленная электродной проволокой Св-30ХГСА | ОСЦ-45М | 0,27 | 0,26 | 2,10 | 2,30 | 0,82 | 0,77 | 0,41 | 0,43 | 0,018 | 0,015 | 0,078 | 0,056 |
| 8 | | АН-28 | 0,31 | 0,30 | 0,78 | 0,76 | 0,75 | 0,75 | 0,67 | 0,66 | 0,014 | 0,015 | — | — |
| 9 | | $CO_2$ | 0,27 | 0,30 | 0,60 | 0,59 | 0,52 | 0,50 | 0,65 | 0,62 | 0,024 | — | 0,019 | — |

Результаты расчетов (табл. 3) показали, что действительно выгорание легирующих элементов из электродной проволоки больше выгорания этих же элементов из основного металла.

На основании расчётных коэффициентов усвоения легирующих элементов (таблицы 1 и 3) под слоем флюса и в среде углекислого газа, нами был теоретически подсчитан состав наплавленного металла по формулам (1) и (4). Формула (4) учитывает выгорание легирующих элементов из основного металла и электродной проволоки:

$$C_н = \mu_n m C_n + \mu_0 n C_o. \qquad (4)$$

Сравнение теоретически рассчитанных химических составов с экспериментальными составами наплавленного металла в таблице 4, показывает их сходство и подтверждает правильность рассчитанных коэффициентов усвоения легирующих элементов, а также возможность заранее рассчитать состав наплавленного металла.

## ВЫВОДЫ

1. Экспериментально (по химическому составу металла валика) и путём теоретического расчета определены коэффициенты усвоения элементов ($\mu$, $\mu_n$ и $\mu_0$) в наплавочной ванне (табл. 1 и 3). Объектом исследования служила сталь 45, наплавленная в сочетании с тремя электродными проволоками (Св-08, Св-08Г2С и Св-30ХГСА).

2. Изложен метод расчета, дающий возможность заранее определить химический состав наплавленного металла (табл. 4).

## ЛИТЕРАТУРА


1. Автоматическая электродуговая сварка. Под редакцией акад. Е. О. Патона, Машгиз, М., 1953.

2. Баранов М. С. Восстановление автомобильных и тракторных деталей сваркой и наплавкой, Оборониздат, М., 1957.

3. Дятлов В. И. Особенности металлургических процессов при сварке под флюсов. Юбилейный сборник, посвящённый Е. О. Патона, Изд. АН УССР, Киев, 1951.

4. Любавский К. В. Металлургия автоматической сварки малоуглеродистой стали под флюсом. Сборник ЦНИИТМАШ № 14, «Вопросы теории сварочных процесов», Машгиз, М., 1948.

5. Лейначук Е. И. Восстановление изношенных деталей тракторов и других машин механизированной наплавкой под флюсом. Автореферат дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук, Киев, 1954.

6. Лейначук Е. И. Восстановление деталей машин автоматической наплавкой под флюсом. Информационно-технический листок № 55, изд. ЛДНТП, 1956.

7. Новожилов Н. М. и Суслов В. Н. Сварка наплавящимся электродом в углекислом газе. Машгиз, М., 1958.

8. Погодин-Алексеев Г. И. Теория сварочных процессов. Машгиз, М., 1950.

9. Рабкин Д. М. и Фрумин И. И. Причины образования горячих трещин в сварочных швах. Журнал «Автоматическая сварка» № 2, 1950.

# MÕNED UURIMISED PEALEKEEVITATUD METALLI KEEMILISE KOOSTISE PÕHJENDAMISEKS

**Insener U. Essenson**

EPA metallide tehnoloogia ja masinate remondi kateedri assistent

Kokkuvõte

Metallurgiliste protsesside juhtimine elektriga pealekeevitamisel võimaldab saada teatud kindlate mehaaniliste omadustega (kindla koostisega) pealekeevitatud metalli.

Analüüsinud kirjanduslikke andmeid ja metallurgilisi protsesse elektriga pealekeevitamisel räbusti kihi all ja süsihappegaasi keskkonnas, püstitati ülesanne teoreetiliselt ette määrata pealekeevitatud metalli keemiline koostis, kontrollida seda katseandmetega ja sellega ühtlasi ka ette määrata pealekeevitatud metalli füüsikalis-mehaanilised omadused.

Pealekeevitatud metalli keemilise koostise määramiseks põhimetalli (detaili) ja keevitustraadi (elektroodi) järgi võime määrata keemiliste elementide väljapõlemise määra keevituse protsessis. Keemiliste elementide väljapõlemist räbusti kihi all iseloomustab vastava elemendi omastamistegur $\mu$.

Elementide omastamistegurid $\mu$, $\mu_0$ ja $\mu_n$ (tab. 1 ja 3) arvutati vastavalt konkreetsetele tingimustele (detailid terasest 45) ühesuguselt pealekeevitamise tingimustel kolme standardse keevitustraadiga (mark Св-08, Св-08Г2С ja Св-30ХГСА) räbusti АН-28 või ОСЦ-45М kihi all ning süsihappegaasi ($CO_2$) keskkonnas.

Lähtudes antud valemite põhjal arvutatud elementide omastamisteguritest (tab. 1 ja 3) leiti teoreetiliselt ka pealekeevitatud metalli keemilised koostised (tab. 4). Kõrvutades pealekeevitatud metalli arvutuslikke keemilisi koostisi ja pärast keevitamist keemilise analüüsi teel saadud andmeid näeme, et tulemused ühtivad. See tõendab teoreetiliselt leitud elementide omastamisteguriite õigsust. Sellest aga järeldub, et on võimalik teoreetiliselt ette määrata pealekeevitatud metalli keemilist koostist ja seega ka pealekeevitatud metalli füüsikalis-mehaanilisi omadusi.

# EINIGE UNTERSUCHUNGEN ÜBER DIE CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG DES AUFTRAGGESCHWEIßTEN METALLS

**Ingenieur U. Essenson**

Assistent am Lehrstuhl für Technologie der Metalle und Maschinenreparatur an der Estnischen Landwirtschaftlichen Akademie

Zusammenfassung

In dem Artikel werden einige Fragen der Lenkung der metallurgischen Prozesse behandelt mit der Absicht, auftraggeschweißtes Metall mit bestimmten mechanischen Eigenschaften und bestimmter chemischer Zusammensetzung zu erhalten. Die chemische Zusammensetzung des auftraggeschweißten Metalls kann durch den Grad des Abbrennens der chemischen Elemente an den Grundmetallen und an der Elektrode bestimmt werden. Das Abbrennen der chemischen Elemente wird durch den Legierungskoeffizienten $\mu$ des entsprechenden Elements charakterisiert.

Die Koeffizienten $\mu$, $\mu_n$, $\mu_0$ (Tab. 1 und 3) wurden theoretisch für bestimmte Verhältnisse errechnet. (Detaile aus Stahl 45, Elektroden Св-08, Св-08Г2С, Св-30ХГСА; Pulver ОСЦ-45М, АН-28 und Kohlendioxyd — $CO_2$.) An Hand des Legierungskoeffizienten der nach den gezogenen Formeln errechnet wird, wurde auch die chemische Zusammensetzung des auftraggeschweißten Metalls bestimmt (Tab. 1 u. 3). Die, bei der chemischen Analyse des auftraggeschweißten Metalls erhaltenen Angaben und die theoretisch errechneten sind gleich. Die Gleichheit der Angaben ist ein Beweis dafür, daß man die chemische Zusammensetzung des auftraggeschweißten Metalls und folglich auch seine physikalisch-mechanischen Eigenschaften im voraus bestimmen kann.

## SISUKORD


**H. Aasamäe.** Kütuseaparatuuri НЗТА parameetrite reguleerimine kalibreeritud kompensaatorite abil. Kokkuvõte . . . . . 25

**E. Altosaar.** Traktori ja haagitava veosilla kinemaatiline seos. Kokkuvõte . . . . . 34

**U. Ausmees.** Traktori ДТ-20 haardumisomaduste näitajad veokummide erisuguste parameetrite korral. Kokkuvõte . . . . . 40

**E. Kala.** Ratastraktori pikibaasi mõju traktori juhitavusele. Kokkuvõte . . . . . 46

**M. Karolin.** Kartulikombainide К-3 ja КГП-2 katsetamisest Eesti NSV tingimustes . . . . . 47

**H. Kuigo.** Lõikavate elementidega juurviljapeenestajate tootlikkuse arvutamine . . . . . 54

**L. Kurbatov.** Agregaadi võimsuse jagunemine ja kulu sõltuvalt kultivaatori asetusest iseliikuva šassii Т-16 (ДВСШ-16) raamil. Kokkuvõte . . . . . 63

**V. Laja.** Nuumikute vedelsööda viskoossusest . . . . . 64

**H. Möller, E. Tasane, U. Kull.** Kartulivõtmismasina КТН-1А katsetamisest . . . . . 71

**H Möller.** Filmile kirjutatud ostsillogrammide töötlemisest. Kokkuvõte . . . . . 83

**M. Pille.** Tampoongalvaaniline kõvanikeldamine. Kokkuvõte . . . 98

**A. Reintam.** Mõningaid küsimusi kivistele pinnastele määratud adra kaitsemehhanismi tööst. Kokkuvõte . . . . . 107

**A. Taran.** Rootortüüpi kartulivõtmismasinate tööprotsessi analüüs. Kokkuvõte . . . . . 125

**A. Taran.** Tasapinnaliste võnkuvate sõelte avapuhastite vabajooksusiduriga ajammehhanismi uurimine. Kokkuvõte . . . . . 144

**A. Taran.** Õõtsuval kaldpinnal ilma eemaldumata liikuva materjali keskmise kiiruse arvutamisest. Kokkuvõte . . . . . 163

**A. Torm.** Suurendatud hõõrdumisega diferentsiaali mõju traktori ДТ-20 pööramisel. Kokkuvõte . . . . . 174

**U. Essenson.** Mõned uurimised pealekeevitatud metalli keemilise koostise põhjendamiseks. Kokkuvõte . . . . . 185

## ОГЛАВЛЕНИЕ


**Х. Я. Аасамяэ.** Регулировка параметров топливной аппаратуры НЗТА при помощи калиброванных компенсаторов . . . . . 3

**Э. А. Алтосаар.** Кинематическое сопряжение трактора с прицепным ведущим мостом . . . . . 26

**У. И. Аусмеэс.** Показатели сцепных качеств трактора ДТ-20 с различными размерами шин ведущих колес . . . . . 35

**Э. П. Кала.** Влияние продольной базы трактора на управляемость . . 41

**М. Э. Каролин.** Испытание картофелеуборочных комбайнов К-3 и КГП-2 в условиях Эстонской ССР. Резюме . . . . . 53

**Х. Х. Куйго.** Расчет производительности корнеклубнеизмельчителей с режущими элементами. Резюме . . . . . 58

**Л. Г. Курбатов.** Перераспределение и расход мощности в зависимости от расположения культиватора на раме самоходного шасси Т-16 (ДВСШ-16) . . . . . 59

**В. Ф. Лая.** О вязкости жидких кормов для откормочных свиней. Резюме . . . . . 69

**Х. Р. Мёллер, Э. Ю. Тасане, У. В. Кулль.** Об испытании картофелеуборочной машины КТН-1А. Резюме . . . . . 76

**Х. Р. Мёллер.** К вопросу обработки осциллограмм, записанных на пленку 77

**М. А. Пилле.** Твердое никелирование электронатиранием . . . . . 84

**А. Ю. Рейнтам.** Некоторые вопросы работы предохранительного механизма плуга для почв, засорённых камнями . . . . . 100

**А. И. Таран.** Анализ рабочего процесса роторных картофелекопателей . 109

**А. И. Таран.** Исследование механизма привода очистителей отверстий плоских качающихся решет с применением обгонной муфты . . . 126

**А. И. Таран.** О методике расчета средней скорости материала при движении по наклонной качающейся плоскости без отрыва . . . . 146

**А. А. Торм.** Влияние дифференциала повышенного трения на поворот трактора ДТ-20 . . . . . 165

**У. Р. Эссенсон.** Некоторые исследования по обоснованию химического состава наплавленного металла . . . . . 175

## INHALT


**H. Aasamäe.** Regelung der Parameter von Einspritzgeräten НЗТА mit hilfe der kalibrierten Einstellscheiben. Zusammenfassung 25

**E. Altosaar.** Die kinematische Verbindung des Schleppers mit der Anhängetriebachse. Zusammenfassung . . . . . 34

**U. Ausmees.** Die Hafteigenschaften des Radschleppers ДТ-20 bei verschiedenen Parametern der Triebreifen. Zusammenfassung 40

**E. Kala.** Wirkung des Achsenabstandes auf Wendung des Radschleppers. Zusammenfassung . . . . . 46

**H. Kuigo.** Produktivitätsberechnung der Gemüsehacker mit schneidenden Elementen. Zusammenfassung . . . . . 58

**L. Kurbatow.** Der Leistungsverteilung und Leistungsverbrauch des Schleppersaggregats in der Abhängingkeit von der Lage des Kultivators auf dem Rahmen des Geräteträgers Т-16 (ДВСШ-16). Zusammenfassung . . . . . 63

**V. Laja.** Über die Viskosität des fliessfähigen Futters für Mastschweine. Zusammenfassung . . . . . 70

**H. Möller, E. Tasane, U. Kull.** Zur Prüfung der Kartoffelrodemaschine KTH-1A. Zusammenfassung . . . . . 76

**H. Möller.** Die Durcharbeitung der auf Filmband aufgezeichneten Oszillogramme. Zusammenfassung . . . . . 83

**M. Pille.** Tampon-galvanisches Verfahren zur Hartnickelung. Zusammenfassung . . . . . 99

**A. Reintam.** Einige Fragen über die Arbeit der Schutzvorrichtung des Pfluges für steinige Böden. Zusammenfassung . . . . 108

**A. Taran.** Zur Analyse des Arbeitsprozesses der rotierenden Kartoffelerntemaschinen — Schleuderradroder. Zusammenfassung . 125

**A. Taran.** Zur Untersuchung des Antriebsmechanismus der Reiniger von Öffnungen flacher Schwingsiebe unter Anwendung einer Freilaufkupplung. Zusammenfassung . . . . . 145

**A. Taran.** Über die Methodik der Berechnung der durchschnittlichen Geschwindigkeit des Materials bei seiner Bewegung ohne Losreissen auf einer schwingenden schiefen Ebene. Zusammenfassung . . . . . 164

**A. Torm.** Wirkung des selbstsperrenden Ausgleichgetriebes auf die Wendigkeit des Radschleppers ДТ-20. Zusammenfassung 174

**U. Essenson.** Einige Untersucuhngen über die chemische Zusammensetzung des auftraggeschweißtes Metalls. Zusammenfassung 185

## INDEX

**M. Karolin.** Tests of potato-picking combines K-3 and КГП-2 in conditions of the Estonian SSR. Résumé . . . . . 53

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ ЭСТОНСКОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ № 36

На эстонском, русском и немецком языках

*

Toimetaja H. Riikoja

Ladumisee antud 18. III 1964. Trükkimisele antud 15. X 1964. Paber 60 × 90, 1/16. Trükipoognaid 12. Arvestuspoognaid 11,25. Trükiarv 800. MB-07273. Tellimise nr. 2355. Hans Heidemanni nim. trükikoda, Tartu, Ülikooli 17/19. II

Hind 56 kop.

56 kop.

TÜ RAAMATUKOGU
1 0300 00189323 1