

Д. А. ЧУДАКОВ
канд. техн. наук

ОСНОВЫ ТЕОРИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1954

В книге рассмотрены основные вопросы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов: кинематика и общая динамика колесных и гусеничных навесных агрегатов, теория навески машин на трактор и способы управления ими, результаты экспериментальных исследований работы тракторов с различными навесными почвообрабатывающими машинами. Выявлены основные требования, предъявляемые при навеске машин на трактор, и указаны методы кинематического и силового расчетов навесных устройств. Приведены необходимые данные и формулы по выбору схем и параметров гидравлических механизмов для управления навесными сельскохозяйственными машинами.

Книга предназначена для научных работников исследовательских институтов и машиноиспытательных станций, конструкторов с.-х. машин и тракторов, инженерно-технических работников сельского хозяйства, а также студентов вузов тракторостроения, сельхозмашиностроения и механизации сельского хозяйства.

Со всеми замечаниями по книге просьба обращаться по адресу: Москва, К-12, Третьяковский проезд, 1, Машгиз.

Рецензент канд. техн. наук А. Г. Сахаров

Редактор канд. техн. наук Ф. Н. Шевелев

*Редакция литературы по автомобильному, тракторному
и сельскохозяйственному машиностроению*

Зав. редакцией инж. В. В. БРОКШ

ПРИНЯТЫЕ ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $R_{рез}$ — результирующая внешних сил, действующих на машину в вертикальной плоскости;
 R_x — горизонтальная составляющая силы $R_{рез}$;
 R_y — результирующая вертикальных реакций почвы, действующих на машину;
 P_c — касательная сила тяги трактора;
 $P_{кр}$ — тяговое сопротивление, приложенное к прицепному крюку трактора;
 P_f — сила сопротивления перекачиванию трактора;
 P_k — усилие, действующее на поршень силового цилиндра гидравлического механизма;
 $P_{рег}$ — усилие, действующее на пружину силового регулятора гидравлического механизма;
 $P_{нп}$ — усилие нажимной пружины культиватора;
 P_d — показание тягового динамометра, установленного в навесном устройстве трактора;
 F — усилие, действующее на верхнее звено навесного устройства в вертикальной плоскости;
 Q — результирующая сила, приложенная к оси подвеса машины в вертикальной плоскости;
 N — усилие, действующее в раскосах навесного устройства;
 S — боковая реакция почвы, создаваемая для уравновешивания машины в горизонтальной плоскости;
 G — вес трактора;
 G_0 — груз, приложенный к оси подвеса машины;
 G_n — вес навесной машины;
 G_c — вес секции навесной машины;
 Y_1 — вертикальная реакция почвы на направляющие колеса трактора;
 Y_2 — вертикальная реакция почвы на ведущие колеса трактора;
 Y_k — вертикальная реакция почвы на опорные колеса навесной машины;
 q — давление масла в силовом цилиндре гидравлического механизма;
 N_e — максимальная мощность тракторного двигателя на регуляторе;
 N_z — расчетная мощность гидравлического механизма;
 B — ширина колеи ведущих колес трактора;
 B_T — габаритная ширина трактора по наружным кромкам ходовых органов;
 B_n — ширина захвата навесной машины;
 B_n — ширина захвата плуга;
 E — ширина поворотной полосы;
 L — продольная база колесного трактора;
 L_z — длина опорной поверхности гусениц трактора;
 S_0 — ход оси подвеса машины;
 $S_{заг}$ — путь заглубления рабочих органов машины;
 S_u — ход поршня силового цилиндра гидравлического механизма;
 S_n — ход центра тяжести навесной машины при перемещении ее из одного крайнего положения в другое;
 H_{max} — расстояние от земли до оси подвеса машины в транспортном положении;
 H_{min} — расстояние от земли до оси подвеса машины в крайнем нижнем положении;

- h — вертикальная координата центра тяжести трактора;
- h_n — вертикальная координата центра тяжести навесной машины в транспортном положении;
- $h_{кр}$ — высота от земли условной точки прицепа трактора;
- h_o — расстояние от опорной плоскости рабочих органов до оси подвеса машины;
- h_z — глубина обработки почвы;
- v — скорость прямолинейного движения трактора;
- v_o — скорость подъема оси подвеса машины;
- v_n — скорость подъема центра тяжести машины;
- v_c — скорость движения поршня силового цилиндра;
- h_{np} — транспортный просвет под рабочими органами навесной машины;
- K — коэффициент жесткости пружины силового регулятора;
- Q_n — производительность насоса гидравлического механизма;
- t — время подъема машины из крайнего нижнего в транспортное положение;
- t' — время опускания машины из транспортного в крайнее нижнее положение;
- a — продольная координата центра тяжести трактора;
- a_n — продольное расстояние центра тяжести навесной машины, поднятой в транспортное положение, от ведущей оси трактора;
- a_{∂} — продольное смещение центра давления гусеничного трактора от горизонтального следа его центра тяжести под действием тягового сопротивления на крюке;
- $a_{\partial, n}$ — продольное смещение центра давления гусеничного трактора от горизонтального следа его центра тяжести под действием веса машины, поднятой в транспортное положение;
- $a'_{\partial, n}$ — продольное смещение центра давления гусеничного трактора от горизонтального следа его центра тяжести под действием сил, приложенных к навесной машине во время работы, при условии отсутствия на машине опорных колес;
- $a''_{\partial, n}$ — продольное смещение центра давления гусеничного трактора от горизонтального следа его центра тяжести под действием сил, приложенных к навесной машине во время работы, при наличии на машине опорных колес;
- α_k — критический угол подъема трактора при движении с прицепной машиной;
- $\alpha_{k, n}$ — критический угол подъема трактора при движении с навесной машиной;
- α_{lim} — предельный угол подъема, на котором трактор без машины может стоять не опрокидываясь;
- α_p — угол поворота рукоятки управления гидравлического механизма относительно положения, занимаемого ею при подъеме машины;
- $\alpha_{пл}$ — угол поворота оси подвеса плуга в горизонтальной плоскости;
- β — угол поворота оси направляющего колеса трактора;
- γ — угол входа рабочих органов в почву;
- γ_T — угол наклона опорной плоскости рабочих органов к горизонту при транспортном положении навесной машины;
- $\gamma_{кр}$ — угол наклона к горизонту линии тягового сопротивления, приложенного к прицепному крюку трактора;
- ε — задний угол проходимости навесного агрегата;
- θ — угол наклона к горизонту силы $R_{рез}$;
- θ_p — угол наклона к горизонту результирующей реактивных сопротивлений почвы, действующих на рабочие органы машины;
- φ — полярный угол мгновенного центра вращения навесной машины в вертикальной плоскости;
- φ_n — угол поворота трактора при отклонении от прямолинейного движения;
- ψ — угол наклона к горизонту звеньев навесного устройства в случае параллельности звеньев;
- ψ_f — угол наклона к горизонту верхнего звена навесного устройства;

- $M_{\text{шт}}$ — опрокидывающий момент, способный вызвать отрыв от земли передних колес трактора;
- M_n — опрокидывающий момент, создаваемый весом машины, поднятой в транспортное положение;
- M_c — момент сопротивления трактора повороту;
- M_o — отклоняющий момент, возникающий на тракторе под действием сил приложенных к навесной машине;
- γ_n — коэффициент использования запаса продольной устойчивости колесного трактора при действии на трактор веса навесной машины, поднятой в транспортное положение;
- γ_n — коэффициент смещения центра давления гусеничного трактора под действием веса машины, поднятой в транспортное положение;
- τ_o — объемный коэффициент полезного действия гидравлического механизма;
- $\tau_{o, n}$ — объемный коэффициент полезного действия насоса гидравлического механизма;
- τ_m — механический коэффициент полезного действия навесного устройства трактора и силового цилиндра гидравлического механизма;
- f — коэффициент сопротивления перекачиванию трактора;
- o — коэффициент сопротивления перекачиванию опорных колес навесной машины;
- μ — коэффициент сопротивления повороту гусеничного трактора;
- φ — коэффициент сцепления движителей трактора с почвой;
- $\varphi_{кр}$ — коэффициент использования сцепления трактора;
- δ_c — степень неравномерности тягового сопротивления навесной машины при регулировании глубины хода ее рабочих органов силовым регулятором гидравлического механизма.
-

ВВЕДЕНИЕ

Социалистическое сельское хозяйство Советского Союза является самым передовым и наиболее механизированным в мире.

За четвертую и пятую пятилетки достигнуты новые огромные успехи в области механизации сельского хозяйства.

Существенным техническим достижением этих лет является применение навесных сельскохозяйственных машин.

В настоящее время создано значительное количество конструкций навесных сельскохозяйственных машин и орудий самого разнообразного назначения. Наряду с почвообрабатывающими орудиями простейшего типа все более широкое применение находят навесные машины с сравнительно сложными приводными и рабочими механизмами. Поэтому для краткости изложения условимся называть в дальнейшем все виды навесного сельскохозяйственного оборудования одним термином „навесная машина“, независимо от того идет ли речь действительно о машине или о простом орудии.

Впервые навесные машины появились в нашем сельском хозяйстве около четверти века назад. Однако вначале они получили ограниченное распространение и применялись главным образом в орошаемом земледелии, где решающее значение имеет высокая маневренность агрегатов. Более широкому их внедрению препятствовали несовершенства применявшихся в то время способов навески машин и механизмов управления навесными машинами.

Навесные машины монтировались на тракторе отдельными узлами и деталями. Навеска их отнимала много времени и требовала значительных затрат квалифицированной рабочей силы. Большим неудобством являлось также хранение машин в разобранном виде. При навеске отдельными узлами машины лишались универсальности и могли применяться только с теми марками тракторов, для которых они специально разрабатывались.

Механические подъемники, применявшиеся в то время для управления навесными машинами, могли выполнять лишь ограниченные функции — подъем и опускание машины из одного крайнего положения в другое. Это обстоятельство препятствовало дальнейшему совершенствованию конструкций навесных машин и исключало возможность внедрения элементов автоматического регулирования их работы.

Успехи, достигнутые за последние годы в области конструирования навесных тракторных агрегатов, позволили в значительной степени устранить перечисленные недостатки.

Навеска машин осуществляется в настоящее время преимущественно посредством специального механизма, являющегося постоянной принадлежностью трактора. При помощи этого механизма, который по аналогии с прицепным устройством трактора может быть назван навесным устройством, машина соединяется с трактором в трех точках. Такой способ навески устраняет необходимость разборки машины на части при соединении с трактором и обеспечивает ее быстросъемность. При стандартизации размеров присоединительных элементов любой трактор, оборудованный указанным навесным устройством, может быть соединен с любой навесной машиной, имеющей соответствующие три присоединительные точки. В результате этих мероприятий соединение трактора с навесными машинами осуществляется удобно и быстро.

Управление навесными машинами производится с помощью гидравлических механизмов. При современном уровне развития техники гидропривода гидравлические механизмы в состоянии выполнять самые разнообразные функции по механизации и автоматизации управления. Применение их позволяет концентрировать в руках тракториста управление всем агрегатом и освобождает в большинстве случаев от необходимости иметь для управления машинами дополнительных рабочих — так называемых прицепщиков. Управление сводится, в основном, к перемещению рукоятки, связанной с распределительным устройством гидравлического механизма, и не требует от тракториста заметных затрат физической силы.

Созданные в результате указанных усовершенствований навесные агрегаты нового типа получили широкое распространение и применяются у нас на всех тракторах малой и средней мощности.

Внедрение навесных агрегатов имеет большое народнохозяйственное значение, так как они легче прицепных агрегатов, более производительны, снижают трудоемкость сельскохозяйственных работ и расход горючего на единицу обработанной площади.

Для иллюстрации преимуществ навесных агрегатов можно привести следующие данные. Металлоемкость навесных сельскохозяйственных машин в полтора и более раза меньше прицепных. Снижение веса достигается, в основном, за счет деталей, наиболее трудоемких в производстве и наиболее изнашиваемых в эксплуатации (оси, колеса, автоматы, органы управления, прицепные устройства). Производительность навесных агрегатов на 5—10% выше производительности аналогичных прицепных агрегатов. Соответственно повышению производительности уменьшается расход топлива. Улучшение эксплуатационных показателей обуславливается, главным образом, высокой маневренностью навесных агрегатов, в результате чего сокращается время, расходуемое на повороты агрегата, упрощается заделка огрехов, остающихся после обработки поля между стыковыми бороздами, облегчается чистка рабочих органов во время работы и т. д. Экономия в расходе топлива получается также вследствие того, что удельное сопротивление навесных машин обычно несколько меньше, чем у прицепных.

Партия и Правительство уделяют серьезное внимание созданию навесных сельскохозяйственных машин. Об этом имеются указания в директивах XIX съезда КПСС по пятому пятилетнему плану развития СССР на 1951—55 годы. Решение поставленной задачи потребовало

проведения значительных научно-исследовательских изысканий, так как до этого вопросы конструирования навесных агрегатов теоретически почти не были разработаны. Не было также достаточных экспериментальных данных, которые могли бы послужить основой для создания соответствующей теории. Имевшаяся по этому вопросу иностранная литература носила описательный или рекламный характер и не представляла никакой научной ценности.

Приоритет в научной разработке вопросов, связанных с применением навесных сельскохозяйственных машин, принадлежит советским исследователям, которые провели за последние годы ряд работ в этой области.

До сих пор теория тракторов и теория сельскохозяйственных машин развивались как две самостоятельные дисциплины. С применением навесных агрегатов взаимодействие между трактором и машиной становится настолько непосредственным, что рассматривать их порознь невозможно. В настоящей работе исследуется навесной агрегат в целом, т. е. трактор, навесная машина и механизмы, посредством которых осуществляется навеска машины и управление ею. При исследовании работы навесных агрегатов были приняты во внимание агротехнические требования, предъявляемые к качеству обработки почвы, конструктивные особенности различных машин и силовые характеристики выполняемых ими операций. В зависимости от типа применяемого трактора различаются колесные и гусеничные агрегаты.

В книге разбираются следующие вопросы: кинематика и динамика навесных агрегатов, теория навески машин на трактор и методика расчета навесных устройств, анализ схем и выбор основных параметров гидравлических механизмов для управления навесными машинами. Один из разделов книги посвящен экспериментальным работам по динамометрическому исследованию различных почвообрабатывающих навесных машин и определению силового воздействия, оказываемого ими на трактор. Результаты этих исследований явились экспериментальной основой разработанной теории.

В результате анализа кинематики навесных агрегатов установлено, что перемещения рабочих органов навесных машин, возникающие при случайных или принудительных отклонениях трактора от заданного пути, зависят от положения машины на тракторе. У пропашных тракторов они определяют основные агротехнические показатели работы агрегата: прямолинейность рядков при посеве и необходимый размер защитных зон растений при междурядной обработке. От расположения машины на тракторе зависит также ширина поворотной полосы на концах гонов. Полученные при исследовании кинематики навесных агрегатов соотношения могут служить основанием для выбора рационального расположения на тракторе машин по посеву и уходу за пропашными культурами.

Разделы динамики навесных агрегатов посвящены исследованию вопросов о продольной устойчивости и управляемости колесных тракторов с навесными машинами, о смещении центра давления у гусеничных тракторов при различных вариантах навески машин и об устойчивости направления движения трактора при работе с нецентрально навешенными машинами. В результате проведенных исследований пред-

ложены коэффициенты для характеристики общей динамики колесных и гусеничных тракторов с навесными машинами, установлены критерии для оценки допустимости навески машины на трактор, даны рекомендации по улучшению динамических качеств навесных агрегатов и сделаны выводы, имеющие значение для правильной навески машин на трактор.

Правильная навеска машин имеет существенное значение для работы навесного агрегата. От нее зависят: возможность заглубления рабочих органов в почву без принудительного внешнего воздействия, быстрота их заглубления, проходимость агрегата при пересздах с поднятой машиной, возможность получения нормальной ширины захвата машины, устойчивость направления движения трактора, степень нагруженности гидравлического механизма трактора или соответственно опорных колес машины. На основе анализа всех перечисленных факторов разработана теория навески сельскохозяйственных машин на трактор, содержащая принципиальные и методические указания по конструированию и расчету навесных устройств.

В последнем разделе сформулированы требования, которые должны быть предъявлены к механизмам управления навесными сельскохозяйственными машинами, исследованы возможности использования гидравлических механизмов для регулирования глубины обработки почвы и разработана методика определения их основных параметров.

Работы по конструированию, испытанию и исследованию навесных сельскохозяйственных агрегатов были начаты автором в 1946 г. в Научно-исследовательском тракторном институте (НАТИ) и проводились в тесном контакте со многими научно-исследовательскими и производственными организациями - Всесоюзным институтом сельскохозяйственного машиностроения (ВИСХОМ), тракторными заводами, специальными конструкторскими бюро сельскохозяйственных машин, государственными машиноиспытательными станциями и т. д. Отмечая помощь, оказанную ему в той или иной форме со стороны указанных организаций и ряда товарищей по работе, автор выражает им всем свою глубокую признательность.

Настоящая работа является первой попыткой создания теории сельскохозяйственных навесных агрегатов. В связи с этим она не лишена недостатков и нуждается в дальнейшем развитии. Предлагая книгу вниманию читателей, автор с признательностью примет все замечания о желательных исправлениях, изменениях и дополнениях.

ГЛАВА

КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ТИПЫ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

Одним из признаков, характеризующих тип навесного агрегата, является месторасположение машины на тракторе. В зависимости от агротехнических условий и конструктивных соображений могут применяться различные варианты размещения машин на тракторе. Для сокращения будем эти варианты в дальнейшем называть вариантами навески. В настоящее время наибольшее распространение имеют:

1) задняя навеска, когда машина располагается за ведущей осью трактора;

2) передняя навеска, когда рабочие органы машины располагаются впереди ведущей оси трактора между его передними и задними колесами;

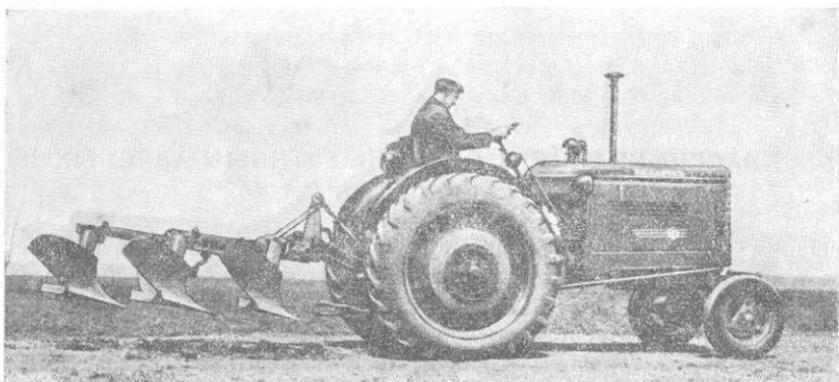
3) фронтальная навеска, когда машина располагается перед трактором;

4) боковая навеска, когда рабочие органы машины имеют одностороннее боковое расположение вне габаритов трактора;

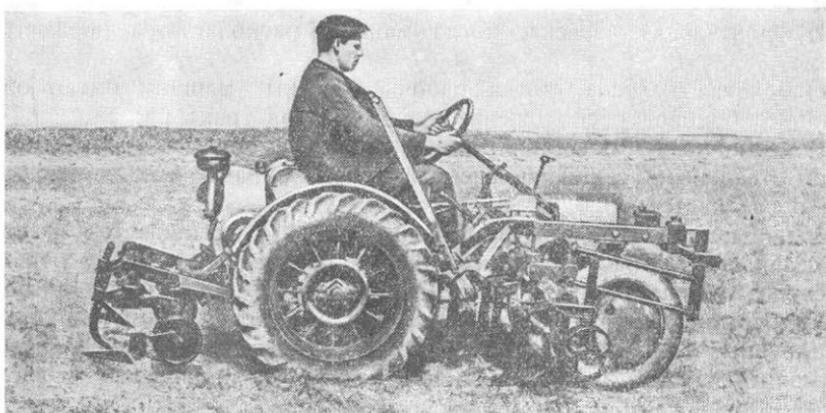
5) секционная (эшелонированная) навеска, когда машина навешивается отдельными секциями, располагаемыми в различных местах трактора последовательно одна за другой.

Большинство почвообрабатывающих машин навешивается на трактор сзади. Такое расположение машины позволяет трактору передвигаться по необработанному полю. Сзади навешиваются также посевные и посадочные машины, свеклоподъемники и некоторые другие уборочные машины. Типичным примером агрегата с задней навеской является показанный на фиг. 1 трактор „Беларусь“ с трехкорпусным навесным плугом.

Передняя навеска применяется преимущественно для пропашных культиваторов. Она облегчает трактористу наблюдение за рабочими органами культиватора и вождение агрегата по междурядьям. Существующие конструкции пропашных тракторов мало приспособлены для такой навески; поэтому она встречается сравнительно редко. Вариант передней навески показан на фиг. 2; трактор в данном случае имеет специальную конструкцию: двигатель и трансмиссия расположены у него сзади, а пространство между ведущими и направляющими колесами оставлено свободным для размещения рабочих органов навесных машин. Задние лапы поставлены для рыхления следов колес трактора.



Фиг. 1. Трактор „Беларусь“ с навесным трехкорпусным пугом.



Фиг. 2. Навесной пропашной культиватор, расположенный между осями передних и задних колес трактора (задние лапы поставлены для рыхления следов колес трактора).

Фронтальная навеска применяется в том случае, когда машина по характеру выполняемого технологического процесса должна идти впереди трактора. Например, сенокосилки иногда навешиваются впереди трактора для того, чтобы его колеса проходили по убранному полю. Трава, скашиваемая фронтальной косилкой, отводится специальными направлятелями под трактор в пространство, расположенное между его правыми и левыми колесами. Фронтальная навеска применяется также при работе с волокушей (фиг. 3). В данном случае трактор ХТЗ-7, используя свою реверсивную трансмиссию, подъезжает к копне сена или соломы задним ходом и забирает ее идущими впереди вилами волокуши. В этом варианте навеска может быть названа фронтальной условно, с учетом работы трактора задним ходом.

Косилки фронтального типа имеют ограниченное распространение. Чаще применяется боковая навеска косилок с расположением режущего аппарата в плоскости, проходящей между передними и задними колесами трактора (фиг. 4).

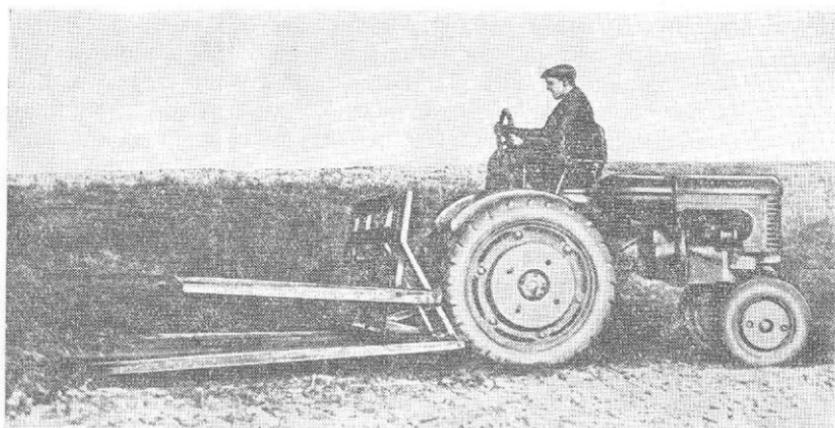
Секционная навеска обычно применяется при работе с широкозахватными машинами, когда конструкция машины или условия общей динамики агрегата не позволяют расположить ее на тракторе в одном месте. В качестве примера на фиг. 5 показан трактор КДП-35 с 12-рядным свекловичным культиватором, навешенным на трактор тремя узлами (секциями). Каждая секция включает группу рабочих органов, обрабатывающих четыре междурядья. Две передние секции расположены по бокам трактора впереди его ведущей оси, а третья занимает среднее положение и находится позади трактора. Вынос части рабочих органов культиватора вперед улучшает эпюру давлений гусениц трактора на грунт и облегчает точное вождение передних рабочих органов по междурядьям. Чтобы иметь возможность вести так же точно остальные рабочие органы, задняя секция сделана управляемой. На ней установлен рулевой механизм, при помощи которого производится корректировка положения рабочих органов в горизонтальной плоскости. Обслуживается рулевой механизм культиватора отдельным рабочим.

Другой вариант секционной навески показан на фиг. 6. Здесь секционная навеска применена для трехбрусной косилки (показана в транспортном положении). Передний брус ее 1 расположен впереди трактора и работает как косилка фронтального типа, а два задних бруса 2 расположены по бокам трактора в плоскости, проходящей между осями передних и задних колес, и работают как обыкновенные боковые косилки.

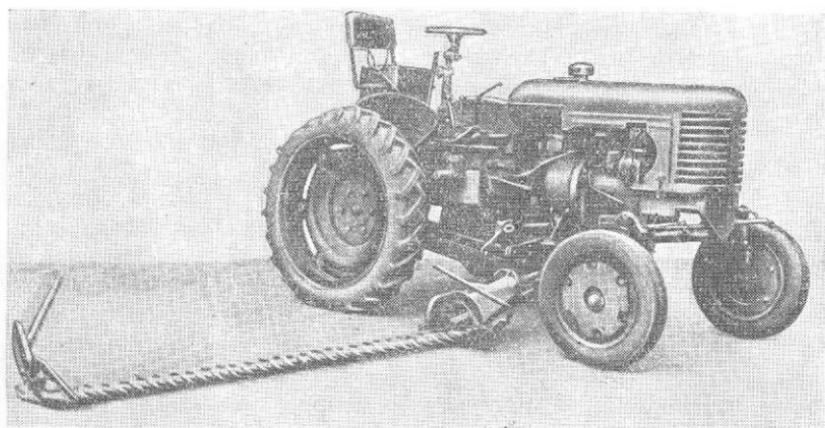
Кроме перечисленных, встречаются и другие варианты навески машин, но они применяются только в отдельных специальных случаях.

Навесные агрегаты могут быть классифицированы также по влиянию навесных машин на динамику трактора. В этом отношении следует различать: 1) навесные агрегаты с машинами без опорных колес; 2) навесные агрегаты с машинами, имеющими опорные колеса, и 3) полунавесные агрегаты.

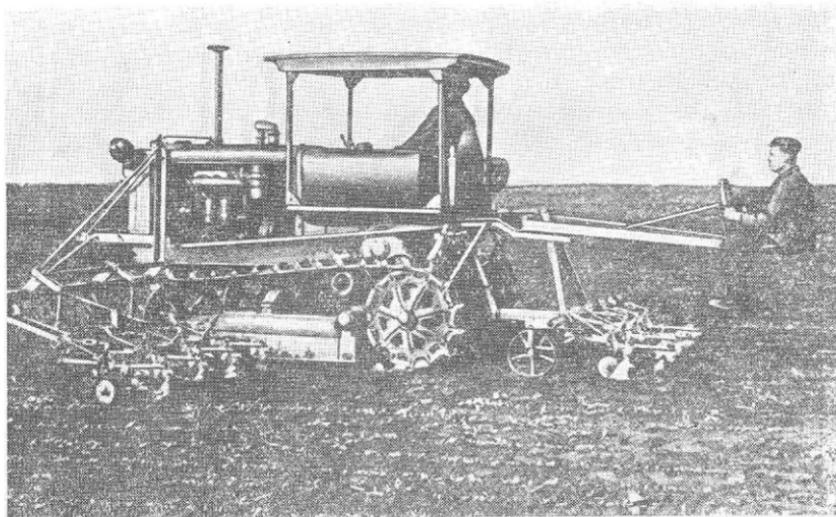
При отсутствии на навесных машинах опорных колес (см. фиг. 1) все силы, действующие на машину во время работы и при переездах, полностью передаются на трактор.



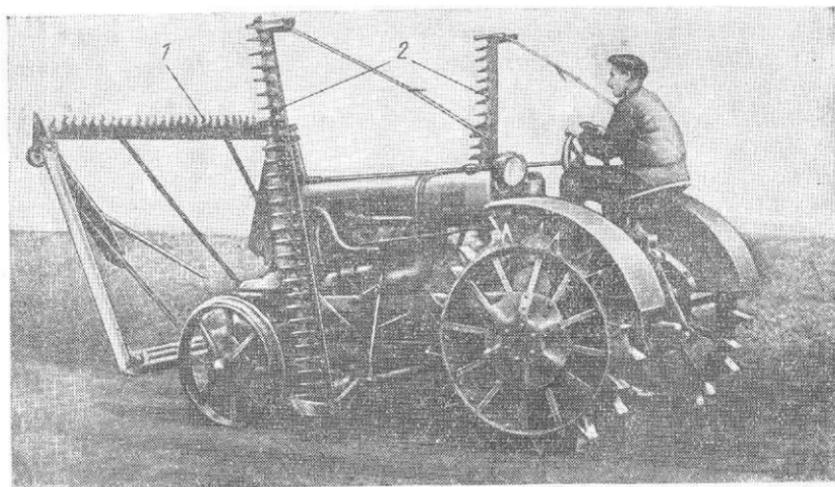
Фиг. 3. Трактор ХТЗ-7 с навесной волокушей, работающей при движении трактора задним ходом.



Фиг. 4. Трактор ХТЗ-7 с навесной косилкой, расположенной сбоку трактора.



Фиг. 5. Трактор КДП-35 с 12-рядным свекловичным культиватором.



Фиг. 6. Трактор с трехбрусной косилкой:

1 — передний брус; 2 — боковые брусья.

На фиг. 7 показан вариант навесного агрегата, у которого плуг имеет опорное колесо *1* для регулирования глубины пахоты. Во время пахоты (фиг. 7, *а*), колесо катится по необработанному полю и ограничивает глубину погружения рабочих органов плуга в почву. При переводе плуга в транспортное положение (фиг. 7, *б*) колесо поднимается вместе с ним. Наличие опорного колеса вносит изменения в силовое воздействие, оказываемое плугом на трактор во время пахоты, так как какая-то часть нагрузок, действующих на плуг, воспринимается в этом случае колесом машины. При переездах с поднятым плугом опорное колесо на динамику трактора не влияет (если не считаться с весом самого колеса).

Агрегатами с полунавесными машинами, или сокращенно полунавесными агрегатами, условимся называть агрегаты, у которых машины опираются на колеса как при работе, так и во время переездов. Этим полунавесные машины отличаются от навесных, у которых опорные колеса используются только для регулирования глубины обработки почвы. Таким образом, у полунавесных агрегатов влияние опорных колес на динамику трактора проявляется не только во время работы агрегата, но и при переездах с поднятыми рабочими органами машины. Применение полунавесных агрегатов может оказаться целесообразным в тех случаях, когда динамические качества аналогичных навесных агрегатов недостаточно удовлетворительны.

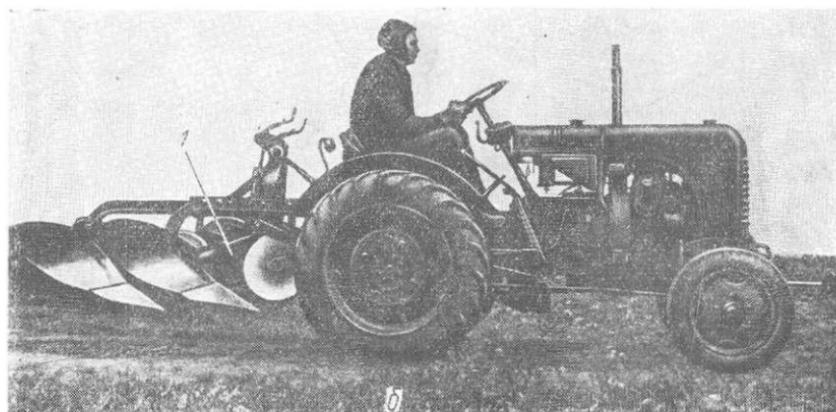
На фиг. 8 показан полунавесной агрегат, разработанный в НАТИ проф. В. Я. Слонимским. Агрегат имеет специализированное пахотное назначение. Четырехкорпусный полунавесной плуг соединен с трактором КД-35 посредством навесного устройства оригинальной конструкции. Плуг имеет колесо, которое при помощи гидравлического механизма трактора может устанавливаться на разной высоте от опорной плоскости лемехов. Во время пахоты опорная поверхность колеса устанавливается выше опорной плоскости лемехов, и так как колесо катится по необработанному полю, то высота установки колеса определяет глубину пахоты. В транспортном положении колесо *1* устанавливается так, как показано на фиг. 8, в результате чего корпуса плуга поднимаются на необходимую высоту от поверхности земли. Во время переездов колесо катится по земле и является опорой плуга.

Имеются и другие варианты полунавесных агрегатов, однако они пока еще носят экспериментальный характер.

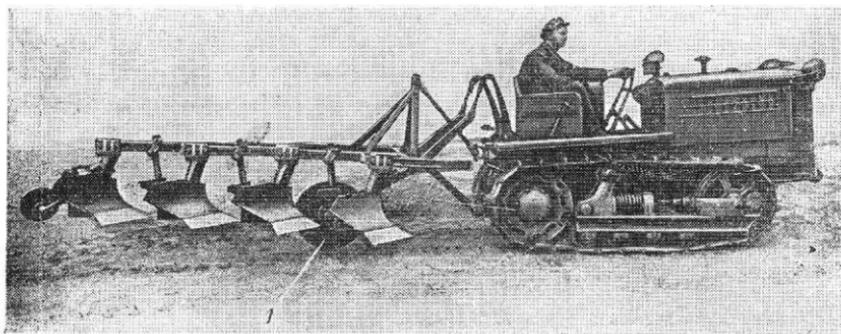
По способу навески машин на трактор существующие навесные агрегаты могут быть разделены на три основные группы: 1) агрегаты с унифицированными способами навески, 2) агрегаты с индивидуальными способами навески и 3) агрегаты с комбинированными способами навески.

У агрегатов первой группы соединение машин с трактором осуществляется при помощи особых механизмов, используемых для навески различных машин. Как было условлено выше, будем эти механизмы в дальнейшем называть навесными устройствами.

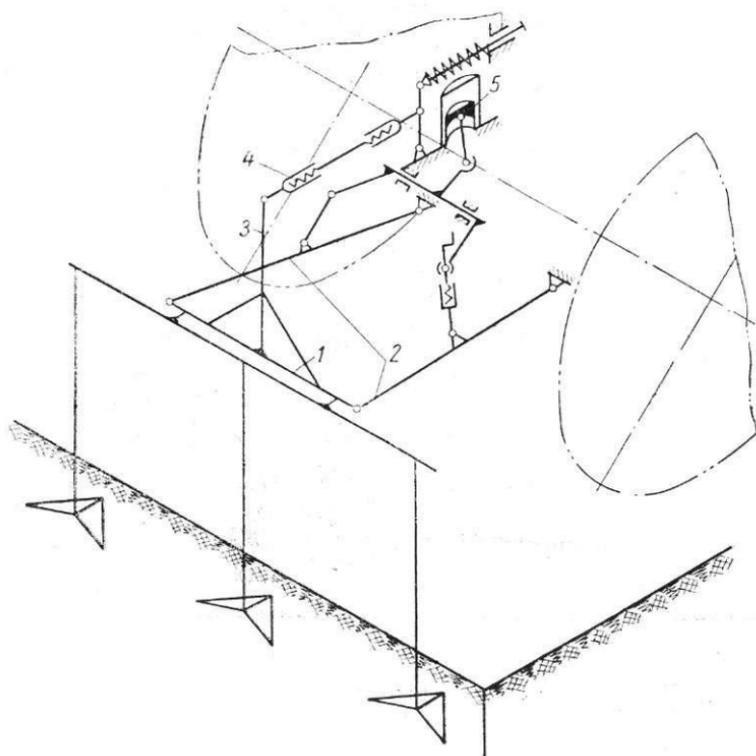
Наибольшее распространение получило навесное устройство, показанное на фиг. 9. Оно представляет собой рычажный шарнирный механизм четырехзвенного типа. Ось *1* машины шарнирно подвешивается



Фиг. 7. Трактор с навесным плугом, имеющим опорное колесо для регулирования глубины пахоты:
а — плуг в рабочем положении; *б* — плуг в транспортном положении.



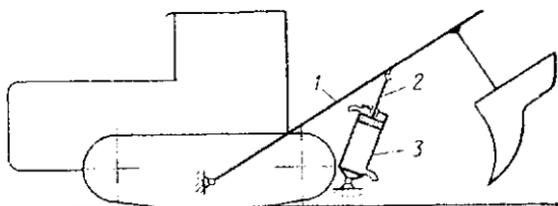
Фиг. 8. Трактор КД-35 с четырехкорпусным полунавесным плугом.



Фиг. 9. Схема навесного устройства четырехзвенного типа.

к двум нижним тягам 2 механизма, расположенным симметрично продольной оси трактора, а колонка 3, установленная на раме машины, присоединяется к верхнему звену 4 механизма. Таким образом, при расматриваемом навесном устройстве машина соединяется с трактором в трех точках. Нижние тяги навесного устройства связаны системой рычагов с поршнем 5 силового цилиндра гидравлического механизма. При нагнетании масла в цилиндр происходит подъем машины. Если маслу открыть свободный выход из цилиндра, то машина под действием собственного веса будет опускаться. При постоянном объеме масла в цилиндре машина устанавливается на определенной высоте. Верхнее звено 4 связывает колонку 3 машины с остоном трактора.

Рассмотренное навесное устройство отличается своей универсальностью. Оно позволяет навешивать на трактор любую навесную машину, имеющую соответствующие три соединительные точки, и может быть приспособлено для применения в самых разнообразных условиях путем надлежащих переналадок и регулировок. Навесное устройство данного типа устанавливается на ряде отечественных тракторов (ХТЗ-7, „Универсал-2“, „Беларусь“). На фиг. 10 приведена схема другого навесного устройства, выполненного в виде кривошипно-шатунного механизма с качающимся цилиндром.



Фиг. 10. Схема навесного устройства кривошипно-шатунного типа с качающимся цилиндром.

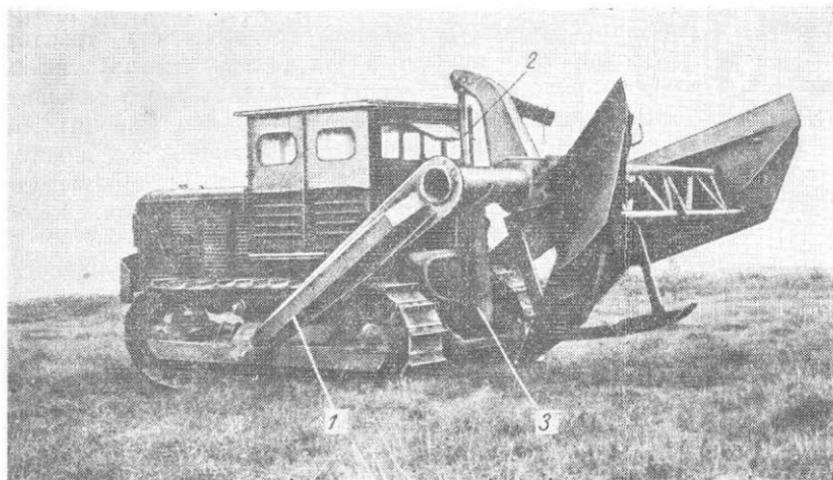
Кривошипом механизма является рама 1, шарнирно подвешенная к остою трактора, а шатуном — шток 2 поршня силового гидравлического цилиндра 3 двустороннего действия. Гидравлический цилиндр может качаться на пальце, закрепленном на тракторе. При нагнетании масла в подпоршневое пространство силового цилиндра происходит подъем машины. Если масло подается в цилиндр с противоположной стороны, то машина опускается. Когда поршень не перемещается (заперт в цилиндре), машина жестко закрепляется на тракторе в определенном положении.

Если дать маслу возможность свободно перетекать из одной полости цилиндра в другую, то машина может во время работы устанавливаться в любое положение.

В качестве примера применения навесного устройства описанного типа на фиг. 11 показан трактор С-80 с навесным кававокопалелем.

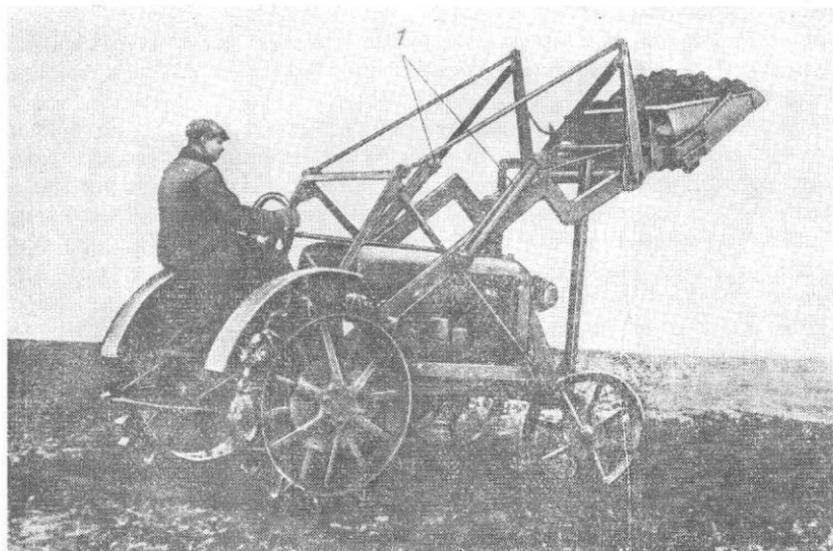
В рассматриваемом примере навесное устройство представляет собой универсальную раму, используемую для крепления различных мелиоративных машин.

Индивидуальные способы навески машин могут быть самыми разнообразными. Они выбираются в зависимости от конструкции машины и наличия на тракторе соответствующих мест для ее крепления.



Фиг. 11. Трактор С-80 с навесным канавокопателем:

1 — навесная рама; 2 — шток гидравлического цилиндра; 3 — гидравлический цилиндр.



Фиг. 12. Трактор „Универсал“ с навесным грузчиком:

1 — выносные силовые гидравлические цилиндры.

В качестве характерного примера применения индивидуального способа навески на фиг. 12 показан трактор „Универсал“ с навесным нагрузчиком. Стандартное навесное устройство трактора осталось в этом случае неиспользованным, а гидравлический механизм использован лишь в качестве насоса для питания выносных силовых цилиндров 1, установленных на нагрузчике.

Комбинированный способ навески применяется, главным образом, для машин секционного типа, у которых одна из секций располагается сзади трактора. Эта секция соединяется с трактором при помощи его стандартного навесного устройства. Остальные секции навешиваются на трактор индивидуальным способом. Такой способ навески применен, в частности, у 12-рядного свекловичного культиватора, показанного на фиг. 5.

ГЛАВА II

КИНЕМАТИКА НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

§ 1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Кинематика навесного агрегата зависит от расположения рабочих органов машины на тракторе. В ряде случаев кинематика агрегата оказывает непосредственное влияние на агротехнические показатели его работы.

При случайном или принудительном отклонении трактора от прямолинейного движения рабочие органы навесной машины смещаются в сторону, причем направление, скорость и величина смещений будут различными в зависимости от того, где на тракторе расположены рабочие органы. Это обстоятельство имеет особенное значение для пропашных тракторов.

При посеве пропашных культур существенно важно для облегчения последующей механизированной междурядной обработки обеспечить получение прямолинейных рядков растений. Для этого необходимо, чтобы рабочие органы навесных сеялок имели во время работы возможно малые боковые смещения, даже если трактор под действием случайных внешних причин будет отклоняться от заданного прямолинейного направления движения.

Во время культивации пропашных культур исключительно важное значение для сокращения объема последующей ручной обработки имеет уменьшение защитной зоны, оставляемой между растениями и рабочими органами культиватора. Для избежания подрезания растений лапы культиватора должны иметь хорошую управляемость, позволяющую им при маневрировании трактора в междурядах приспособляться к профилю рядков.

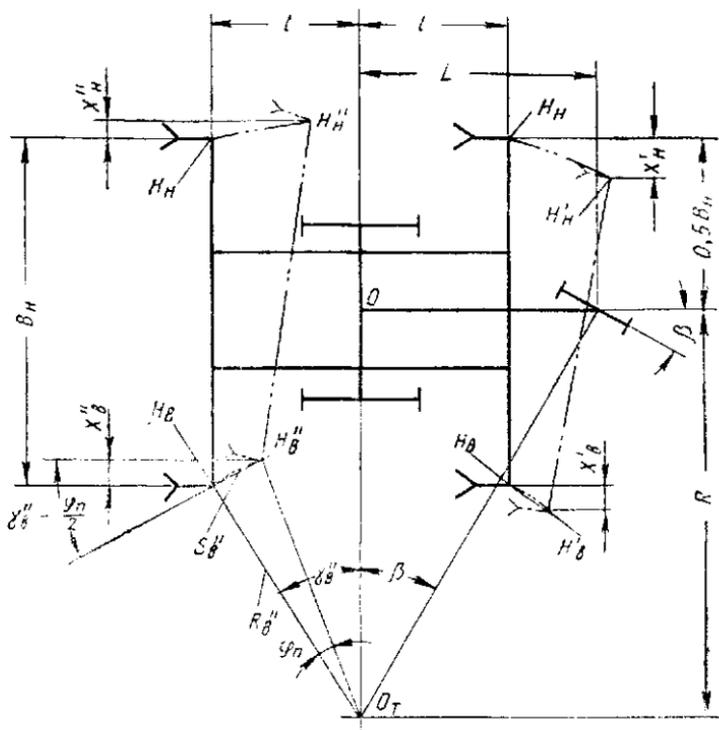
Наконец, кинематической характеристикой навесного агрегата может служить его маневренность при заездах из одного гона в другой и необходимая для заездов ширина поворотной полосы.

Устойчивость прямолинейного движения и управляемость агрегата во многом зависят от индивидуальных качеств водителя, от конструкции и состояния рулевого управления трактора и разных случайных условий. Поскольку влияние перечисленных факторов на кинематику навесных агрегатов в большинстве случаев не связано со схемой агрегата, они в дальнейшем не учитываются.

§ 2. БОКОВЫЕ СМЕЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИНЫ ПРИ ОТКЛОНЕНИИ ТРАКТОРА ОТ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

Уравнения

Под действием случайных отклоняющих моментов, возникающих во время работы агрегата, трактор вместо заданного прямолинейного движения начинает двигаться по кривой. Движение по кривой может про-



Фиг. 13. Схема боковых смещений рабочих органов при движении трактора по кривой.

должаться до тех пор, пока водитель не заметит происшедшего отклонения и не примет мер к восстановлению заданного направления движения трактора. Исследуем факторы, влияющие на боковые смещения рабочих органов навесной машины при криволинейном движении трактора, и выведем формулы для подсчета величины смещений.

На фиг. 13 изображены два варианта навески машин. В первом варианте рабочие органы машины расположены впереди оси ведущих колес трактора, а во втором — сзади. Согласно установленной классификации первый вариант будет в дальнейшем называться передней, а второй — задней навеской. Ширина захвата B_n навесной машины и продольное расстояние l от оси ведущих колес трактора до рабочих органов в обоих вариантах одинаковы. Рабочие органы жестко соединены с трактором и перемещаются с ним как одно целое.

Пусть ось передних колес трактора отклонилась от положения, занимаемого ею при прямолинейном движении, на угол β . В этом случае трактор будет двигаться по кривой, центр которой O_T расположен в точке пересечения геометрических осей передних и задних колес. Обозначим крайние рабочие органы навесной машины, перемещающиеся по внутренней кривой поворота, через $H'_в$, а по наружной через $H'_н$, и будем их в дальнейшем именовать соответственно: „внутренние“ и „наружные“ рабочие органы.

После поворота трактора на угол φ_n рабочие органы, расположенные впереди оси ведущих колес трактора, займут соответственно новые положения $H'_в$ и $H'_н$, сместясь при этом в боковом направлении: первый на величину $x'_в$, а второй на величину $x'_н$.

У навесной машины, расположенной позади оси ведущих колес трактора, внутренний рабочий орган займет после окончания поворота новое положение $H''_в$ и сместится в боковом направлении на величину $x''_в$, а наружный — положение $H''_н$ и сместится на величину $x''_н$.

Определим величину бокового смещения какого-либо одного из рассматриваемых рабочих органов, например величину $x''_в$ смещения внутреннего рабочего органа при задней навеске. Обозначим радиус поворота выбранной точки вокруг центра O_T через $R''_в$, а угол наклона его к оси ведущих колес трактора — через $\gamma''_в$. Между радиусом $R''_в$ и углом $\gamma''_в$ существует следующая зависимость:

$$R''_в = \frac{l}{\sin \gamma''_в}.$$

Искомая величина бокового смещения определяется по следующему уравнению:

$$\begin{aligned} x''_в &= s''_в \sin \left(\gamma''_в - \frac{\varphi_n}{2} \right) = 2R''_в \sin \left(\gamma''_в - \frac{\varphi_n}{2} \right) = \\ &= \frac{2l \sin \left(\gamma''_в - \frac{\varphi_n}{2} \right) \sin \frac{\varphi_n}{2}}{\sin \gamma''_в}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $s''_в$ — длина хорды дуги $H''_вH''_в = 2R''_в \sin \frac{\varphi_n}{2}$;

$\gamma''_в - \frac{\varphi_n}{2}$ — угол наклона хорды к заданному направлению прямолинейного движения трактора.

Входящий в уравнение (1) член $\frac{\sin \left(\gamma''_в - \frac{\varphi_n}{2} \right)}{\sin \gamma''_в}$ представим в следующем виде:

$$\frac{\sin \left(\gamma''_в - \frac{\varphi_n}{2} \right)}{\sin \gamma''_в} = \frac{\sin \gamma''_в \cos \frac{\varphi_n}{2} - \cos \gamma''_в \sin \frac{\varphi_n}{2}}{\sin \gamma''_в} = \cos \frac{\varphi_n}{2} - \operatorname{ctg} \gamma''_в \sin \frac{\varphi_n}{2}.$$

Так как

$$\operatorname{ctg} \gamma'_a = \frac{R - 0,5B_n}{l} - \frac{L \operatorname{ctg} \beta - 0,5B_n}{l},$$

где R — радиус поворота точки O середины ведущей оси трактора, то

$$\frac{\sin\left(\gamma'_a - \frac{\varphi_n}{2}\right)}{\sin \gamma'_a} = \cos \frac{\varphi_n}{2} \left(\frac{L \operatorname{ctg} \beta - 0,5B_n}{l} \right) \sin \frac{\varphi_n}{2}.$$

Подставив найденное значение $\frac{\sin\left(\gamma'_a - \frac{\varphi_n}{2}\right)}{\sin \gamma'_a}$ в уравнение (1), после соответствующих преобразований получим

$$x'_a = 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} - 2L \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} + B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}. \quad (2)$$

Аналогично выводятся формулы значений боковых смещений остальных рабочих органов:

$$\left. \begin{aligned} x'_a &= 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} + 2L \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} - B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}; \\ x'_n &= 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} + 2L \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} + B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}; \\ x''_a &= 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} - 2L \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} + B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}; \\ x''_n &= 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} - 2L \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} - B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Из этих формул видно, что боковые смещения рассматриваемых рабочих органов неодинаковы по величине; последняя при заданном угле φ_n поворота трактора зависит от ширины захвата навесной машины и от расположения рабочих органов на тракторе.

При передней навеске наружные рабочие органы смещаются больше внутренних, а при задней навеске — наоборот.

Обозначим разницу в величине боковых смещений крайних рабочих органов навесной машины через Δx_n . Величина ее выразится следующим уравнением:

$$\Delta x_n = x'_n - x'_a = x''_a - x''_n = 2B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}. \quad (4)$$

Эта величина зависит от ширины захвата навесной машины и от угла поворота трактора за время движения по кривой. Расположение машины на тракторе на величину Δx_n влияния не оказывает.

Величина $B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}$, учитывающая в уравнениях (3) влияние ширины захвата навесной машины на боковые смещения ее крайних рабочих органов, незначительна. При самопроизвольном отклонении от заданного направления трактор обычно движется по кривой большого радиуса и

углы φ_n при этом весьма малы. Величина $B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}$ может оказать сколько-нибудь заметное влияние на результаты расчетов только у широкозахватных навесных машин и при замедленной реакции водителя, приводящей к чрезмерному возрастанию углов φ_n . Поэтому для ориентировочных расчетов могут быть применены следующие упрощенные формулы, получающиеся из уравнений (3), если принять $B_n \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} = 0$, а $\cos \frac{\varphi_n}{2} = 1$:

$$\left. \begin{aligned} x'_s &\approx x'_n \approx 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} + 2l \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}; \\ x''_s &\approx x''_n \approx 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} - 2l \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнения (5) позволяют судить о влиянии расположения машины на тракторе на боковые смещения ее рабочих органов. Они показывают, что при прочих равных условиях, в частности при одинаковом удалении рабочих органов от оси ведущих колес трактора, величина боковых смещений при передней навеске больше, чем при задней. Кроме того, при передней навеске боковые смещения всегда положительны и направлены в ту же сторону, в которую отклоняется трактор. При задней же навеске боковые смещения могут быть положительными или отрицательными в зависимости от величины угла φ_n поворота трактора.

Величина и направление смещений при задней навеске машины

Для более подробного рассмотрения этого вопроса преобразуем уравнения (3). Учтя, что $L \operatorname{ctg} \beta + 0,5B_n = l \operatorname{ctg} \gamma''_n$, а $L \operatorname{ctg} \beta - 0,5B_n = l \operatorname{ctg} \gamma''_s$, можно уравнения боковых смещений задних рабочих органов представить в следующей форме:

$$x'_s = 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} - 2l \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} \operatorname{ctg} \gamma''_s;$$

$$x''_s = 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} - 2l \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} \operatorname{ctg} \gamma''_n.$$

В общем виде, пригодном для подсчета бокового смещения x'' любого сзади расположенного рабочего органа (независимо от того, идет ли речь о наружном или внутреннем органе), эти уравнения заменяются следующим выражением:

$$\begin{aligned} x'' &= 2l \sin \frac{\varphi_n}{2} \cos \frac{\varphi_n}{2} - 2l \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} \operatorname{ctg} \gamma = \\ &= l \sin \varphi_n - 2l \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} \operatorname{ctg} \gamma, \end{aligned} \quad (6)$$

где γ — угол, образуемый радиусом-вектором рассматриваемого рабочего органа с ведущей осью трактора в начальный момент поворота.

Исследуем полученную функцию $x'' = f(\varphi_n)$ на максимум. Для этого сначала приравняем нулю ее первую производную и выясним, при каких условиях такое равенство может иметь место:

$$\frac{dx''}{d\varphi_n} = l \cos \varphi_n - l \sin \varphi_n \operatorname{ctg} \gamma = 0,$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \varphi_n = \operatorname{ctg} \gamma,$$

или, так как оба эти угла лежат в первом квадранте, то

$$\varphi_n = \gamma.$$

Проверив далее, что при $\varphi_n = \gamma$ вторая производная $\frac{d^2x''}{d\varphi_n^2} < 0$, приходим к выводу, что величина смещения достигает максимума при указанном значении угла φ_n .

Пока $\varphi_n < \gamma$ боковое смещение $x'' = f(\varphi_n)$ является функцией возрастающей. На этом этапе рабочие органы двигаются в сторону противоположную направлению отклонения трактора (фиг. 14).

Подставив в уравнение (6) $\varphi_n = \gamma$, находим после соответствующих преобразований, что максимальная величина смещения указанном направлении

$$x''_{\max} = l \left(\frac{1 - \cos \gamma}{\sin \gamma} \right). \quad (7)$$

Ввиду малости углов γ , уравнение (7) можно с достаточной степенью точности представить в следующем виде:

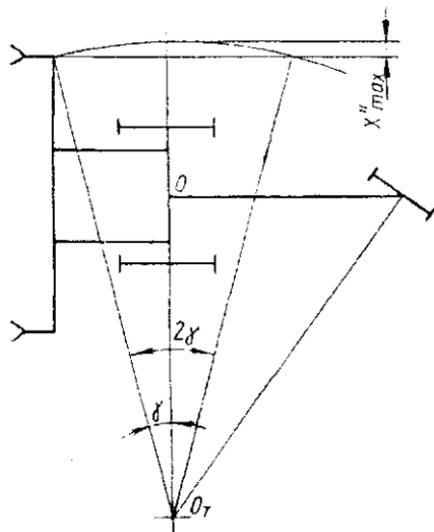
$$x''_{\max} = l \left(\frac{2 \sin^2 \frac{\gamma}{2}}{\sin \gamma} \right) \approx l \sin \frac{\gamma}{2}. \quad (7a)$$

При $\varphi_n > \gamma$ величина бокового смещения начинает убывать, поскольку дальнейшее движение рабочих органов происходит в противоположном направлении. При $\varphi_n = 2\gamma$, как это следует из уравнения (6), $x'' = 0$. На фиг. 14 видно, что при этом угле поворота рабочий орган возвращается на ту же продольную линию, на которой он находился до начала криволинейного движения трактора.

Наконец, при $\varphi_n > 2\gamma$ боковое смещение получает отрицательное значение, т. е. рабочий орган переходит на другую сторону от указанной продольной линии.

Положение машины при минимальных боковых смещениях

Установив, что при самопроизвольном отклонении трактора от заданного прямолинейного пути минимальные значения боковых смещений рабочих органов навесных машин получаются при задней навеске, и выяснив, от чего зависят в этом случае величина и направление боко-



Фиг. 14. Диаграмма боковых смещений рабочих органов при задней навеске машин.

вых смещений, уточним, какое расстояние рабочих органов навесной машины от оси ведущих колес трактора является с рассматриваемой точки зрения наиболее целесообразным. Примем, что расположение рабочих органов будет удовлетворять поставленной задаче, если при квалифицированном вождении агрегата величина их боковых смещений будет к моменту окончания криволинейного движения трактора равна нулю. Действительно, при этом условии боковые смещения будут незначительными в любых случаях, даже если водитель несколько запоздает выправить ход трактора.

В соответствии с уравнением (5) это положение математически может быть выражено в следующей формуле:

$$2l \sin \frac{\varphi_n}{2} - 2L \operatorname{ctg} \beta \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} = 0.$$

Принимая, ввиду малости углов φ_n , $2 \sin \frac{\varphi_n}{2} = \sin \varphi_n = \varphi_n$, а $2 \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} = 0,5 \varphi_n^2$ и заменяя $L \operatorname{ctg} \beta$ через R , получим,

$$\varphi_n (l - 0,5 \varphi_n R) = 0.$$

Так как $\varphi_n \neq 0$, то равенство $\varphi_n (l - 0,5 \varphi_n R) = 0$ возможно при условии, что $l = 0,5 \varphi_n R$.

$\varphi_n R$ — это путь, который пройдет середина ведущей оси трактора за время криволинейного движения. Поэтому

$$\varphi_n R = vt_p, \quad (8)$$

где v — скорость прямолинейного движения трактора на рассматриваемой операции;

t_p — время реакции водителя, т. е. период времени, необходимый для того, чтобы водитель начал реагировать на отклонение трактора от прямолинейного пути.

Сделав соответствующую подстановку, получим

$$l = 0,5 vt_p. \quad (9)$$

По опытным данным, полученным А. Н. Ниновым [20] в условиях междурядной обработки хлопчатника в Средней Азии, время реакции в зависимости от квалификации водителя колеблется в пределах $t_p = 0,5 \div 2$ сек.

Учтя, что на севе отклонение трактора от заданного пути менее заметно, чем на междурядной обработке, примем, что время реакции t_p , характеризующее квалифицированное вождение агрегата, равно $1 \div 1,5$ сек. Подставив это значение t_p в уравнение (9), получим следующую формулу для определения искомого расстояния l

$$l = (0,5 \div 0,75)v \text{ м}, \quad (10)$$

где v — скорость в м/сек.

Уравнение (10) может служить основанием для выбора положения сошников навесных сеялок. В соответствии с этим сошники навесных сеялок следует располагать на некотором сравнительно небольшом расстоянии за осью ведущих колес трактора, если только этому не препятствуют требования общей динамики агрегата.

§ 3. УПРАВЛЯЕМОСТЬ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КУЛЬТИВАТОРОВ В УСЛОВИЯХ МЕЖДУРЯДНОЙ ОБРАБОТКИ

Скорость и направление отвода рабочих органов от угрожаемых рядков

Реакция рабочих органов пропашных культиваторов на принудительный поворот трактора в междурядьях характеризуется скоростью и направлением отвода рабочих органов от рядков, которым угрожает опасность подрезания растений. Условимся их в дальнейшем для краткости называть угрожаемыми рядками.

Скорость отвода представляет собой боковую составляющую окружной скорости рассматриваемого рабочего органа в начальный момент поворота трактора. Соответственно схеме, приведенной на фиг. 15, выражение для скорости отвода v_{om} произвольной точки, расположенной на расстоянии l за осью ведущих колес трактора, может быть представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} v_{om} &= -v_x \sin \gamma_{ix} = \\ &= -\omega R_x \sin \gamma_{ix}, \end{aligned} \quad (11)$$

где v_x — начальная окружная скорость рассматриваемой точки при повороте агрегата вокруг центра O_T ;

ω — угловая скорость поворота агрегата;

R_x и γ_{ix} — соответственно радиус поворота рассматриваемой точки и угол, образуемый им с осью ведущих колес трактора в начальный момент поворота.

Знак минус указывает направление скорости отвода.

Учитывая, что

$$R_x = \frac{l}{\sin \gamma_{ix}},$$

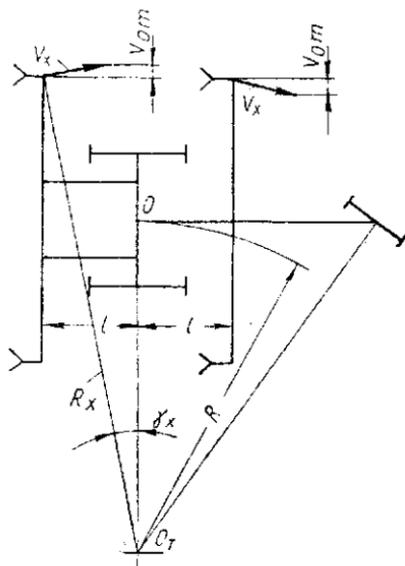
а

$$\omega = \frac{v}{R},$$

где v — скорость поступательного движения трактора;

R — радиус поворота точки O середины ведущей оси трактора, и подставляя эти выражения в уравнение (11), получим

$$v_{om} = -v \frac{l}{R}.$$



Фиг. 15. Схема к определению скорости отвода рабочих органов от рядков растений.

Аналогично можно установить, что скорость отвода у рабочих органов, расположенных на том же расстоянии l впереди оси ведущих колес трактора, равна по величине скорости v_{om} , но направлена в противоположную сторону.

Таким образом, имеем следующее общее уравнение скорости отвода любого рабочего органа

$$v_{om} = \pm v \frac{l}{R}. \quad (12)$$

Из уравнения (12) следует, что при заданных параметрах движения v и R скорость отвода по величине зависит от расстояния рабочего органа от оси ведущих колес трактора, а по направлению — от варианта навески.

Чем меньше расстояние l рабочего органа от оси ведущих колес трактора, тем меньше скорость отвода. Расположение рабочих органов по ширине машины на величину скорости отвода влияния не оказывает.

Знак плюс в уравнении (12) относится к рабочим органам, расположенным впереди оси ведущих колес трактора. Он показывает, что в случае передней навески рабочие органы пропашного культиватора при выправлении положения трактора в междурядьях удаляются от угрожаемых рядков.

Знак минус в уравнении (12) относится к рабочим органам, расположенным позади оси ведущих колес трактора. Он показывает, что при задней навеске рабочие органы в нужный момент не только не удаляются от угрожаемых рядков, а, наоборот, подходят к ним еще ближе. Это обстоятельство влечет за собой необходимость увеличивать защитные зоны растений при навеске пропашных культиваторов сзади трактора.

Влияние задней навески культиватора на размер защитной зоны

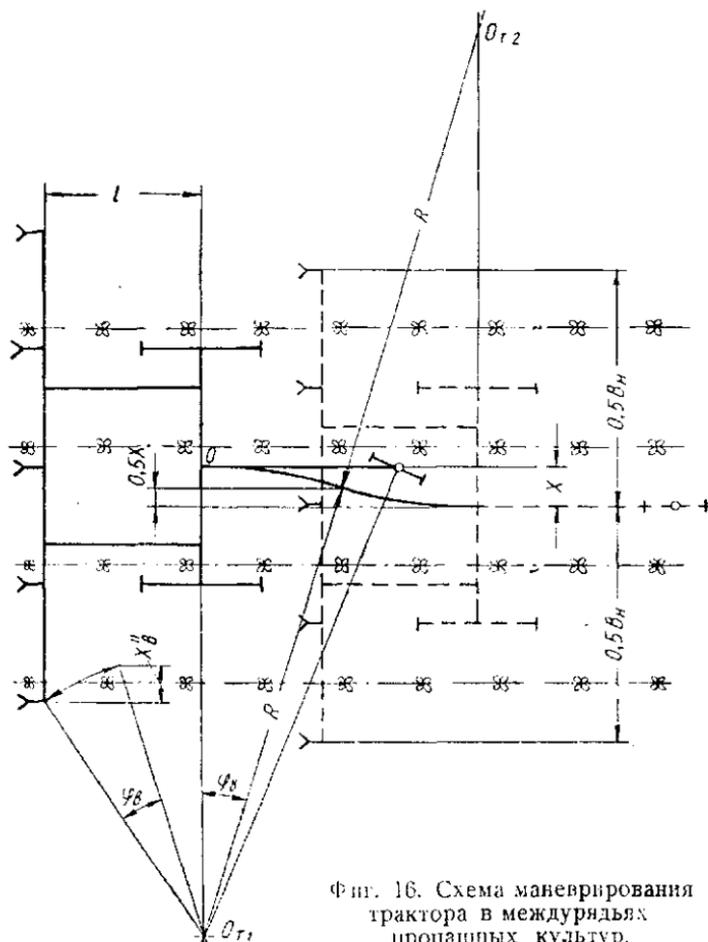
Выясним, какова должна быть величина дополнительной защитной зоны, необходимой при задней навеске культиватора, и какие факторы оказывают на нее влияние.

Допустим, что трактор в результате отклонения от правильного направления движения приблизился к рядкам, как это показано на фиг. 16 сплошными линиями.

Расстояние, на которое сместилась от середины междурядья точка O — середина ведущей оси трактора, обозначим через x .

По наблюдениям С. А. Богданова (НАТИ), проводившего в 1952 г. испытания тракторов с пропашными культиваторами в условиях междурядной обработки, процесс восстановления правильного положения трактора состоит из двух этапов. Вначале трактор поворачивается вокруг центра O_{T1} и двигается таким образом до тех пор, пока точка O не приблизится к середине междурядья на величину $0,5x$. После этого направление поворота меняется, и трактор начинает вращаться вокруг центра O_{T2} , расположенного по другую сторону от продольной оси трактора.

На первом этапе поворота трактора рабочие органы культиватора будут приближаться к угрожаемым рядкам. Обозначим угол поворота трактора на этом этапе через φ_0 . В соответствии с уравнением (3)



Фиг. 16. Схема маневрирования трактора в междурядьях пропашных культур.

зависимость между углом φ_0 и величиной $0,5x$ — отклонения точки O от середины междурядья — выразится соотношением

$$0,5x = 2R \sin^2 \frac{\varphi_0}{2},$$

откуда следует, что

$$\sin \frac{\varphi_0}{2} = 0,5 \sqrt{\frac{x}{R}}.$$

За время поворота трактора на угол φ_0 рабочие органы культиватора приблизятся к угрожаемым рядкам максимально на величину

$$x_0^* = 2l \sin \frac{\varphi_0}{2} - 2R \sin^2 \frac{\varphi_0}{2} + B_H \sin^2 \frac{\varphi_0}{2}.$$

Подставляя в это уравнение найденное выше значение $\sin \frac{\varphi_a}{2}$, получим после соответствующих преобразований

$$x_a'' = l \sqrt{\frac{x}{R}} - 0,5x \left(1 - \frac{B_n}{2R}\right). \quad (13)$$

Из уравнения (13) следует, что на величину x_a'' приближения рабочих органов к наиболее угрожаемому ряду влияют конструктивные параметры агрегата l и B_n и условия вождения трактора по междурядьям, характеризуемые значениями x и R .

Опасность повреждения растений рабочими органами тем значительней, чем дальше за осью ведущих колес трактора расположены рабочие органы, чем шире захват культиватора, чем больше отклонился трактор от заданного пути и чем круче тракторист производит поворот в междурядьях.

Если, например, принять $l = 1,5 \text{ м}$, $B_n = 2,8 \text{ м}$, $x = 6 \text{ см}$ и $R = 20 \text{ м}$ (более крутые повороты трактора в междурядьях обычно не применяются), то в соответствии с уравнением (13) получим

$$x_a'' = 150 \sqrt{\frac{6}{200}} - 0,5 \cdot 6 \left(1 - \frac{280}{4000}\right) \approx 5,4 \text{ см}.$$

Из этого следует, что при маневрировании трактора в междурядьях рабочие органы культиватора в случае задней навески могут приближаться к угрожаемым рядам на довольно значительную величину. Чем больше эта величина, тем соответственно больше должна быть защитная зона растений.

На основании изложенного может быть сделан вывод о предпочтительности расположения рабочих органов пропашных культиваторов между осями ведущих и направляющих колес трактора, а при невозможности такого расположения — о целесообразности их максимального приближения к оси ведущих колес.

Этот вывод подтверждается данными сравнительных испытаний навесных пропашных культиваторов, проведенных автором в 1953 г. на Центральной машиноиспытательной станции Министерства сельского хозяйства СССР. При передней навеске культиватора и расположении его рабочих органов в поле зрения тракториста первая культивация междурядий могла производиться при защитных зонах порядка 5—6 см. В тех же условиях на культиваторе, навешенном сзади трактора (культиватор КРН-2,8 на тракторе ХТЗ-7), такие результаты могли быть достигнуты только при установке на культиваторе самостоятельного рулевого механизма для регулирования хода рабочих органов в горизонтальной плоскости, управляемого отдельным рабочим. При отсутствии такого управления размер оставляемых защитных зон приходилось во избежание повреждения растений увеличивать до 12—15 см. Следует отметить, что передняя навеска культиватора не создавала никаких дополнительных затруднений при вождении трактора по междурядьям. В то же время испытания показали, что управление рабочими органами, применяемое при задней навеске культиватора, является весьма утомительной операцией, требующей от рабочего большого напряжения.

Расположение рабочих органов при передней навеске культиваторов

Чтобы рабочие органы культиватора при передней навеске быстрее реагировали на повороты трактора, совершаемые для управления агрегатом в междурядьях, их следует располагать в соответствии с уравнением (12) ближе к оси направляющих колес трактора. Однако слишком близкое расположение может привести к подрезанию растений при непроизвольных поворотах трактора. Действительно, при поворотах трактора его направляющие колеса имеют наибольшие боковые смещения по сравнению с другими частями трактора. Обозначим через x_{\max} максимально допустимое значение бокового смещения передних колес, при превышении которого колеса начинают повреждать растения. Через x'_{\max} обозначим соответственно максимально допустимое смещение рабочих органов культиватора, еще не опасное для растений. В соответствии с уравнением (5) и другими соотношениями, приведенными выше, имеем

$$\begin{aligned} x_{\max} &= 2L \sin \frac{\varphi_n}{2} + 2R \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} = L \sin \frac{\varphi_n}{2} \left(2 + \frac{R\varphi_n}{L} \right) = \\ &= (2l + vt_p) \sin \frac{\varphi_n}{2}, \end{aligned}$$

где vt_p — длина криволинейного пути, проходимого серединой ведущей оси трактора за время смещения его направляющих колес на максимально допустимую величину x_{\max} .

Чтобы исключить возможность подрезания растений рабочими органами культиватора, боковые смещения последних за указанное время должны быть меньше x'_{\max} . Это требование может быть выполнено при условии, что

$$2l \sin \frac{\varphi_n}{2} + 2R \sin^2 \frac{\varphi_n}{2} < x'_{\max}.$$

После соответствующих преобразований это условие выразится в виде уравнения

$$(2l + vt_p) \sin \frac{\varphi_n}{2} < x'_{\max};$$

разделив это уравнение на приведенное выше значение x_{\max} , получим

$$\frac{2l + vt_p}{2l + vt_p} < \frac{x'_{\max}}{x_{\max}}.$$

Отсюда можно вывести следующую зависимость для выбора месторасположения рабочих органов культиватора на тракторе:

$$l < L \frac{x'_{\max}}{x_{\max}} - 0,5vt_p \left(1 - \frac{x'_{\max}}{x_{\max}} \right). \quad (14)$$

Из выражения (14) следует, что при заданной продольной базе трактора расстояние l зависит прежде всего от отношения $\frac{x'_{\max}}{x_{\max}}$, опре-

деляемого размерами защитных зон. Чем меньше отношение $\frac{x'_{\max}}{x_{\max}}$, тем ближе к оси ведущих колес трактора следует располагать рабочие органы культиватора.

Разбираемый случай смещения направляющих колес трактора на максимальную величину x_{\max} реален только при очень быстрых поворотах, когда водитель не успевает своевременно реагировать на отклонение трактора от заданного пути. Допуская в уравнении (14) $vt_p = 0$, получим

$$l < L \frac{x'_{\max}}{x_{\max}}. \quad (15)$$

Уравнение (15) может служить основанием для выбора расположения пропашных культиваторов на тракторе. Иногда по конструктивным соображениям или требованиям общей динамики агрегата рабочие органы культиватора приходится располагать ближе к оси направляющих колес трактора, чем это вытекает из уравнения (15). В таком случае для устранения опасности подрезания растений могут быть применены специальные визиры, позволяющие более точно следить за отклонениями трактора от заданного пути, чем это может быть сделано по его направляющим колесам.

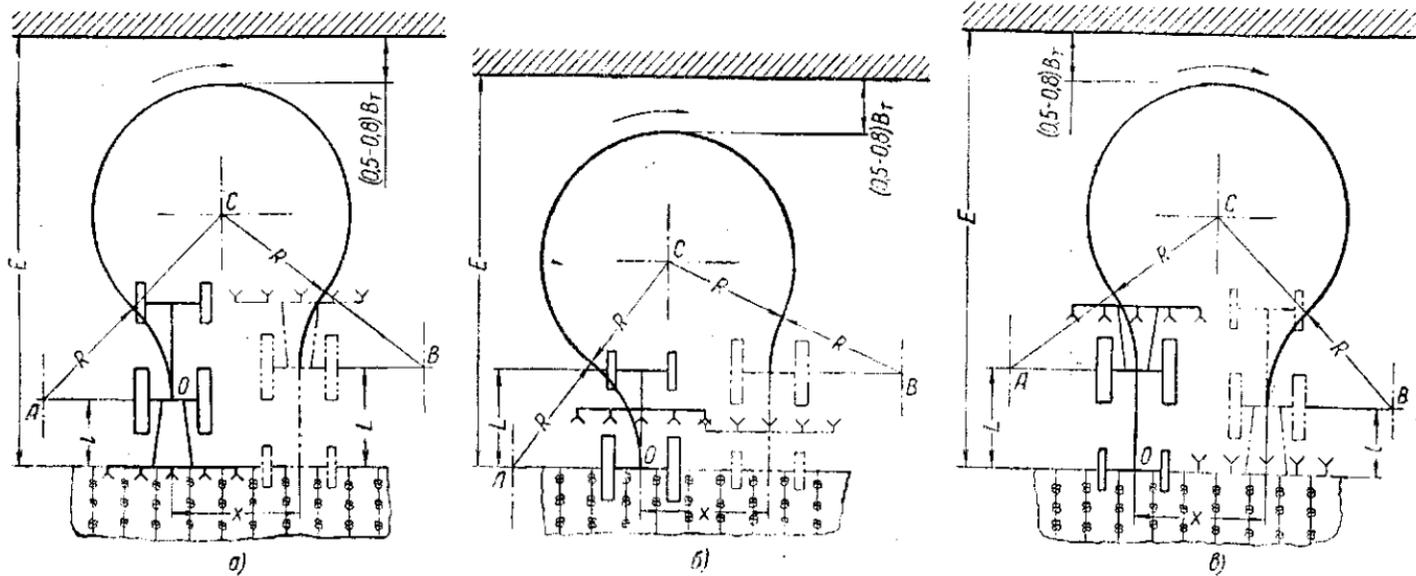
Пользование уравнением (15) затруднено тем, что числовое значение отношения $\frac{x'_{\max}}{x_{\max}}$ нельзя выбрать с достаточной определенностью, так как оно зависит от конструктивных особенностей агрегата и эксплуатационных условий. По опытам А. В. Чумака (ВИСХОМ), проведенным в 1935 г. в Средней Азии на культивации хлопчатника трактором „Универсал“, из нескольких проверенных вариантов расположения рабочих органов наименьшее нарушение защитных зон растений дали рабочие органы, расположенные на линии оси ведущих колес трактора и впереди нее на расстоянии, равном одной трети продольной базы трактора.

При устойчивости движения в горизонтальной плоскости и хорошей управляемости агрегата рабочие органы культиватора могут быть расположены несколько ближе к оси направляющих колес трактора. По данным Л. И. Воробьева и Г. К. Чирвы [5] удовлетворительная чувствительность управления и допустимые нарушения защитных зон были получены при расположении рабочих органов культиватора на расстоянии, равном, примерно, одной трети продольной базы трактора от оси направляющих колес.

§ 4. ПОВОРОТЫ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ НА КОНЦАХ ГОНОВ

Расположение навесной машины на тракторе оказывает влияние на ширину поворотной полосы, необходимой для заезда агрегата из одного гона в другой. На фиг. 17 даны теоретические схемы петлевых заездов на концах гонов при трех вариантах навески: задней (фиг. 17, а), передней (фиг. 17, б) и при движении трактора задним ходом с культиватором, толкаемым впереди ведущих колес трактора (фиг. 17, в).

Определим расчетную ширину E поворотной полосы, приняв следующие условия движения агрегата при заезде из одного гона в другой.



Фиг. 17. Схема заезда агрегата на поворотной полосе:

a — при задней навеске культиватора; *б* — при передней навеске культиватора; *в* — при движении трактора задним ходом с культиватором, толкаемым впереди трактора.

Поворот агрегата начинается, когда на границу обрабатываемого участка будут выведены: а) при задней навеске — рабочие органы культиватора, б) при передней навеске — ось ведущих колес трактора, в) при работе с толкаемым культиватором — ось направляющих колес трактора. Поворот заканчивается, когда ось направляющих колес трактора при задней и передней навесках и рабочие органы толкаемого культиватора при движении трактора задним ходом вернутся обратно на границу обрабатываемого участка.

Допустим далее, что петля поворота осуществляется с постоянным радиусом R и при поднятых рабочих органах. В соответствии со схемой на фиг. 18 определим ширину поворотной полосы E :

$$E \approx 0,5 \sum_{np} + h + R + (0,5-0,8) B_T, \quad (16)$$

где \sum_{np} — сумма прямолинейных участков пути точки O на поворотной полосе;

R — постоянный радиус поворота точки O середины ведущей оси трактора;

B_T — габаритная ширина трактора по наружным кромкам ходовых органов.

При передней навеске $\sum_{np} = L$, а при остальных вариантах навески $\sum_{np} = L + l$. Для узкой колеи передних колес коэффициент при B_T принимаем $\sim 0,5$, а для широкой $\sim 0,8$.

Входящая в уравнение (16) величина h определяется из треугольника ABC :

$$h = 2R \cos \frac{\psi}{2} \cos \eta = 2R \cos \frac{\psi}{2};$$

углы ψ и η показаны на фиг. 18.

Из того же треугольника ABC имеем

$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{\sqrt{(2R + X)^2 + \Delta_{np}^2}}{2 \cdot 2R},$$

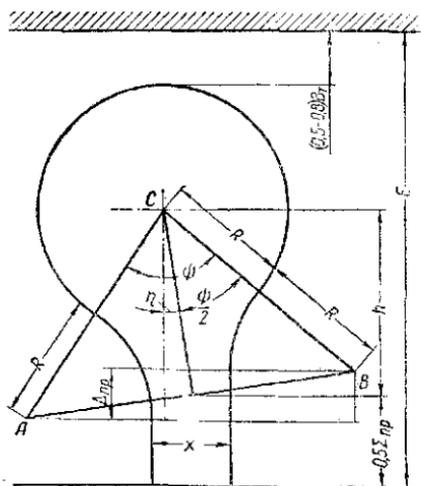
откуда

$$\cos \frac{\psi}{2} = \sqrt{1 - \frac{(2R + X)^2 + \Delta_{np}^2}{16R^2}}.$$

Здесь X — ширина засады агрегата, т. е. расстояние между продольными осями трактора в двух смежных гонгах;

Δ_{np} — разность прямолинейных участков пути точки O на поворотной полосе.

При передней навеске $\Delta_{np} = L$, а при остальных вариантах навески $\Delta_{np} = L - l$.



Фиг. 18. Схема к определению ширины поворотной полосы навесного агрегата.

Таким образом,

$$h = 2R \sqrt{1 - \frac{(2R + X)^2 + \Delta_{np}^2}{16R^2}} = R \sqrt{3 - \frac{X^2 + 4RX + \Delta_{np}^2}{4R^2}}$$

Подставив найденное значение h в уравнение (16), получим

$$E \approx 0,5 \sum_{np} + R(1 + \xi_n) + (0,5 - 0,8) B_T, \quad (17)$$

где

$$\xi_n = \sqrt{3 - \frac{X^2 + 4RX + \Delta_{np}^2}{4R^2}}$$

Из уравнения (17) следует, что при прочих равных условиях наименьшая ширина поворотной полосы может быть достигнута при передней навеске машины и при узкой колее передних колес трактора. При двух других вариантах навески ширина поворотной полосы получается больше, причем теоретически величина ее в обоих этих случаях имеет одинаковое значение.

Практически же ширина поворотной полосы при работе с культиватором, толкаемым впереди ведущих колес трактора, получается несколько больше, чем при задней навеске, так как в этом случае управление трактором менее удобно, чем при движении передним ходом, что приводит к увеличению радиуса поворота.

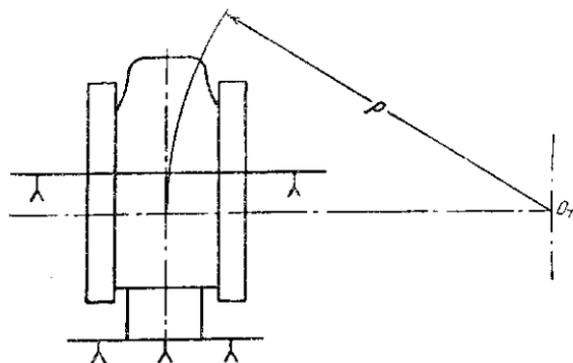
Формула (17) выведена без учета рабочих органов, устанавливаемых для рыхления следов ведущих колес трактора при передней навеске культиватора и следов направляющих колес трактора при работе с толкаемым культиватором, так как предполагалось, что подъем их производится одновременно с остальными рабочими органами. Если же рабочие органы, рыхлящие следы колес трактора, поднимать отдельно, после достижения ими границ обрабатываемого участка, то ширина поворотной полосы соответственным образом возрастет. Для ее подсчета следует в уравнении (17), принимать $\sum_{np} = L + l$ при передней навеске культиватора и $\sum_{np} = L + l + l_p$ при работе с толкаемым культиватором, где l_p — продольное расстояние от оси колес, след которых рыхлится, до рабочих органов, выполняющих эту операцию.

§ 5. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАВЕСКИ ПРОПАШНЫХ МАШИН НА ГУСЕНИЧНЫЕ ТРАКТОРЫ

У гусеничных тракторов центр поворота O_T лежит не в вертикальной плоскости, проходящей через ось ведущих звездочек гусениц, а расположен впереди нее. Поэтому при пользовании приведенными выше формулами для определения величины боковых смещений рабочих органов машин, навешенных на гусеничные тракторы, нужно вместо радиуса поворота $R = L \operatorname{ctg} \beta$ точки O (середины ведущей оси колесного трактора) брать радиус поворота ρ (фиг. 19) — точки пересечения продольной оси трактора с линией, проходящей через полюсы поворота гусениц. Положение рабочих органов в продольном направлении нужно в этом случае координировать относительно указанной линии.

При задней навеске машины на гусеничный трактор рабочие органы ее оказываются значительно удаленными от вертикальной плоскости,

проходящей через центр поворота трактора. В связи с этим они будут иметь соответственно повышенные боковые смещения. Наоборот, при передней навеске рабочие органы могут быть расположены на тракторе наиболее благоприятным образом и будут давать минимальные отклонения от прямолинейного пути. Эти выводы совпадают с данными наблюдений над работой гусеничных пропашных тракторов с секционными навесными машинами, подтвердившими, что передние рабочие органы идут в горизонтальной плоскости значительно более устойчиво, чем задние.



Фиг. 19. Схема секционной навески культиватора на гусеничном тракторе.

Осюда вытекает, что при размещении пропашных машин на гусеничных тракторах передняя навеска во всех случаях является более предпочтительной, чем задняя. Однако конструктивно оформить переднюю навеску на гусеничных тракторах весьма затруднительно и вопрос этот до сих пор еще не нашел решения. Поэтому в тех случаях, когда нет возможности избежать расположения машины или ее отдельной секции за трактором, нужно задние рабочие органы максимально приближать к оси ведущих звездочек.

ВЫВОДЫ

1. Основными параметрами, характеризующими кинематику навесных тракторных агрегатов, являются: а) размеры боковых смещений рабочих органов навесной машины, возникающих при отклонениях работающего агрегата от прямолинейного пути, б) размеры поворотной полосы, необходимой для заездов навесного агрегата из одного гона в другой.

2. Перечисленные кинематические параметры имеют наибольшее значение для пропашных тракторов, у которых они определяют агротехнические показатели работы агрегата: прямолинейность рядков при посеве, размер защитных зон при междурядной обработке и ширину поворотной полосы на концах участков.

3. Кинематика навесных агрегатов зависит от месторасположения навесной машины на тракторе. В связи с этим важно установить, при каких условиях то или иное расположение является наиболее рациональным.

4. При посеве наименьшие боковые смещения сошников навесных сеялок будут при расположении сеялки за осью ведущих колес трактора; относить сошники за ось ведущих колес трактора следует не дальше чем на $(0,5-0,75)v$ м, где v — поступательная скорость движения трактора на севе в м/сек.

5. Рабочие органы пропашных культиваторов целесообразно располагать между осями направляющих и ведущих колес трактора на расстоянии $(\frac{1}{3} - \frac{2}{3}) L$ от оси ведущих колес, где L — продольная база трактора. Чем менее устойчиво движение агрегата в горизонтальной плоскости, тем ближе к оси ведущих колес трактора следует располагать рабочие органы культиватора. В случае необходимости по каким-либо соображениям навешивать пропашной культиватор позади ведущих колес трактора, рабочие органы его следует максимально приближать к оси колес.

6. Наименьшая ширина поворотной полосы может быть достигнута при расположении рабочих органов навесной машины между осями направляющих и ведущих колес трактора. Наибольшая ширина поворотной полосы необходима при работе трактора задним ходом с культиватором, толкаемым впереди ведущих колес трактора.

7. Существующие колесные пропашные тракторы мало приспособлены для размещения навесных сельскохозяйственных машин между осями колес трактора. В связи с этим возникает необходимость в разработке новых конструкций колесных пропашных тракторов, не имеющих указанного недостатка, или в соответствующей модернизации существующих тракторов.

8. На гусеничных тракторах передняя навеска даст во всех случаях более устойчивый ход рабочих органов в горизонтальной плоскости, чем задняя. Рабочие органы следует приближать к вертикальной плоскости, проходящей через центр поворота трактора. Так как гусеницы не дают возможности выполнить это требование по отношению ко всем рабочим органам, то по крайней мере часть из них приходится размещать за трактором. Задние рабочие органы следует располагать как можно ближе к трактору.

ГЛАВА III

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НАВЕСНЫХ МАШИН НА ТРАКТОР

§ 1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Для анализа общей динамики навесных агрегатов, для выбора вариантов навески и способов управления машинами, а также для расчета навесных устройств и гидравлических механизмов необходимо знать величину, направление и точку приложения результирующей всех внешних сил, действующих на машину при различных сельскохозяйственных операциях. Между тем многочисленные динамометрические испытания сельскохозяйственных машин, производившиеся до сих пор, ограничивались за отдельными исключениями определением только тягового сопротивления машин, так как для основных динамических и энергетических расчетов прицепных агрегатов этих данных было достаточно. Чтобы получить более полные данные, необходимые для расчета навесных агрегатов, в НАТИ под руководством автора в 1947—1949 гг. были организованы экспериментальные исследования силового воздействия на трактор основных почвообрабатывающих навесных машин — плугов, культиваторов и культиваторов-рыхлителей.

Испытания имели целью определить следующие величины.

1. Тяговое сопротивление машины, точнее говоря, проекцию на вертикальную плоскость результирующей всех горизонтальных реактивных сопротивлений почвы, действующих на машину. Эта сила в дальнейшем обозначается через R_x .

2. Результирующую всех вертикальных сил, действующих на машину. В дальнейшем эта сила обозначается через $G_n \pm R_y$, где G_n — вес машины, а R_y — результирующая всех вертикальных реакций почвы, действующих на машину. Знак плюс указывает, что сила R_y направлена вниз, а знак минус — что она направлена вверх.

3. Величину ΔY_{1n} разгрузки передних колес трактора под действием опрокидывающего момента, создаваемого силами, приложенными к машине.

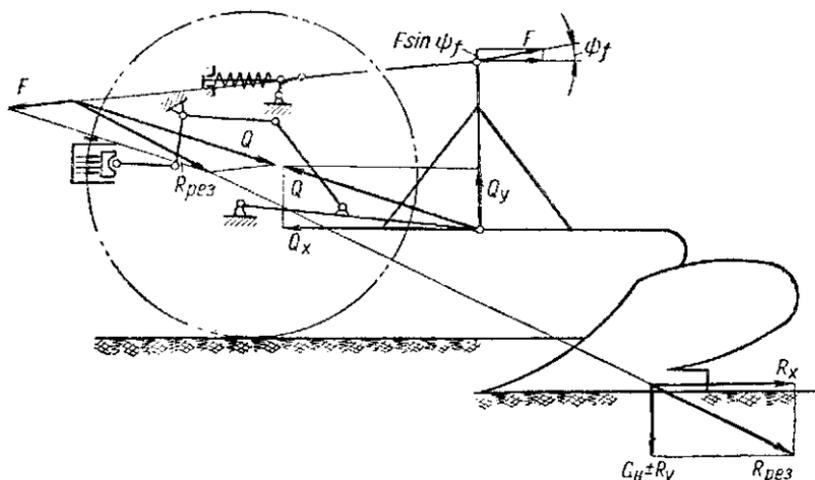
4. Величину ΔY_{2n} догрузки под действием указанных сил и моментов задних колес трактора.

Так как непосредственный замер усилий, действующих на навесную машину во время работы, представляет значительные трудности, то для проведения испытаний была разработана специальная методика и изготовлена соответствующая измерительная аппаратура.

§ 2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Методика, основанная на буксировке испытываемого навесного агрегата другим трактором

Впервые динамометрические исследования навесных агрегатов были организованы в 1947 г. Отличительная особенность методики испытаний, применявшейся на этом этапе, заключалась в том, что тяговое сопротивление R_x навесной машины замерялось путем буксировки испытываемого агрегата другим трактором с включенным между ними тяговым динамометром. Величина R_x подсчитывалась по разности показаний



Фиг. 20. Схема для составления уравнения равновесия навесной машины в вертикальной плоскости.

динамометра при рабочем ходе $P_{раб}$ и при перекатывании испытываемого агрегата на том же участке с машиной, поднятой в транспортное положение P_f :

$$R_x = P_{раб} - P_f \quad (18)$$

Вертикальная сила $G_H \pm R_y$ определялась путем на действующих в звеньях навесного устройства. В соотве приведенной на фиг. 20, условие равновесия навесной машины может быть выражено следующим уравнением:

$$(G_H \pm R_y) = Q_y \pm F \sin \psi_f \quad (19)$$

где Q_y — вертикальная составляющая силы, действующей на ось подвеса машины;

F — проекция на вертикальную плоскость силы, действующей на верхнее звено навесного устройства;

ψ_f — угол наклона силы F к горизонту.

Знак плюс перед $F \sin \psi_f$ показывает, что эта сила направлена в одну сторону с вертикальной составляющей Q_y , а знак минус — в обратную.

Сила F замерялась непосредственно, с помощью специального динамометрического звена, установленного взамен обычного верхнего звена навесного устройства.

Сила Q_y определялась по давлению в силовом цилиндре гидравлического механизма. Из уравнения равновесия поршня силового цилиндра (фиг. 21) имеем:

$$(q - q_0) F_u = Q_y i_y + Q_x i_x,$$

откуда

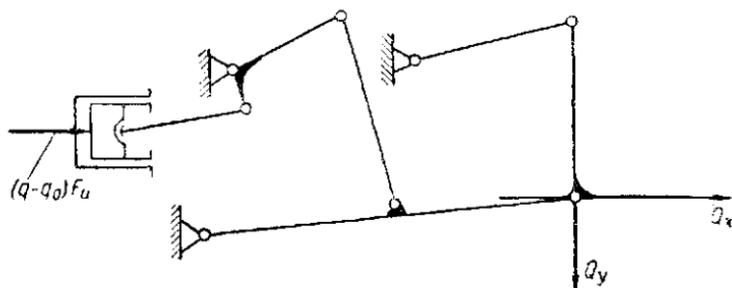
$$Q_y = \frac{(q - q_0) F_u - Q_x i_x}{i_y}, \quad (20)$$

где q — среднее (за опыт) давление в силовом цилиндре;
 q_0 — начальное давление в силовом цилиндре при ненавешенной машине;

F_u — рабочая площадь силового цилиндра;

Q_x — горизонтальная составляющая силы, действующей на ось подвеса машины;

i_x и i_y — передаточные числа рычагов подъемного устройства, характеризующие соотношения между нагрузками, действующими на поршень силового цилиндра, и вертикальными и горизонтальными силами, приложенными к оси подвеса машины.



Фиг. 21. Схема для составления уравнения равновесия поршня силового цилиндра.

Сила Q_x может быть определена по известным значениям сил R_x и F . Из условия равновесия машины (фиг. 20) между этими силами имеется следующая зависимость:

$$Q_x = R_x + F \cos \psi_f \approx R_x + F. \quad (21)$$

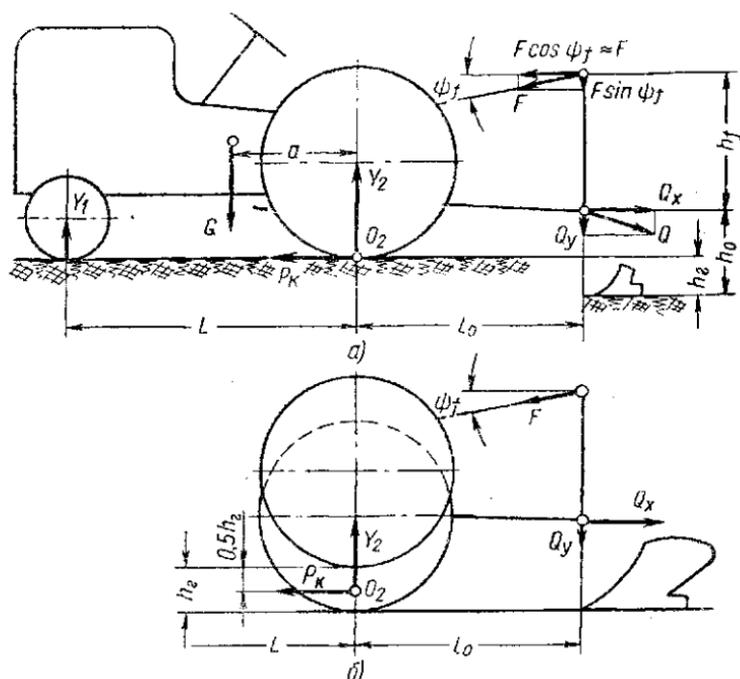
Подставив значение Q_x в уравнение (20), получим следующее выражение для определения искомой силы Q_y :

$$Q_y = \frac{(q - q_0) F_u - (R_x + F) i_x}{i_y}. \quad (20a)$$

Передаточное число i_x в уравнении (20a) должно быть взято со знаком плюс, когда горизонтальные силы, приложенные к оси подвеса, нагружают силовой цилиндр, что имеет место при наклоне нижних звеньев навесного устройства вверх от горизонтали, и со знаком минус,

когда нижние звенья отклонены от горизонтали вниз и силы Q_x разгружают силовой цилиндр.

Передаточные числа i_x и i_y , необходимые для подсчета величины Q_y по уравнению (20а), а также углы ψ_f наклона верхнего звена навесного устройства, необходимые для подсчета результирующей вертикальной силы $G_n \pm R_y$ по уравнению (19), определялись путем предварительной тарировки подъемного механизма в лаборатории. Для определения пере-



Фиг. 22. Схема для составления уравнения равновесия трактора при действии на него сил, приложенных к навесной машине:

а — положение точки O_2 при культивации; б — положение точки O_2 при пахоте.

дательных чисел i_x и i_y к оси подвеса машины прикладывались горизонтальные и вертикальные силы различной величины и замерялись давления, возникавшие при этом в силовом цилиндре гидравлического механизма. Тарировка производилась при различных положениях навесного устройства, соответствующих различной глубине обработки почвы. Для каждой испытывавшейся навесной машины тарировка производилась отдельно, применительно к схеме ее навесного устройства.

Определив таким образом силы R_x , F и $(Q_y \pm F \sin \psi_f)$, можно найти расчетным путем величину $\Delta Y_{1к}$ разгрузки передней оси трактора. Чтобы получить необходимую для этого расчетную формулу, напишем условие равновесия трактора при передаче на него сил, действующих на навесную машину. Заменив действие машины на трактор (фиг. 22) силами Q и F , составим уравнение моментов всех внешних сил отно-

сительно точки O_2 приложения результирующей реакций почвы на задние колеса трактора. Сопротивление перекачиванию трактора не учитываем и принимаем, что точка O_2 лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось задних колес.

Когда трактор во время работы идет всеми колесами по необработанному полю (верхняя схема на фиг. 22), уравнение моментов имеет следующий вид:

$$(Q_y \pm F \sin \psi_f) l_0 + Q_x (h_0 - h_2) - F (h_f + h_0 - h_2) - Ga + Y_1 L = 0,$$

где G — вес трактора;

L — продольная база трактора;

a — продольная координата центра тяжести трактора;

Y_1 — реакция почвы на передние колеса трактора при действии на трактор рассматриваемых сил;

l_0 — продольное расстояние от оси подвеса машины до оси ведущих колес трактора; при обработке материалов испытаний величина l_0 принималась одинаковой для всех рабочих положений машины;

h_2 — глубина обработки почвы;

h_0 — высота оси подвеса машины от опорной плоскости рабочих органов;

h_f — высота расположения верхней присоединительной точки машины от оси подвеса.

Заменив в последнем уравнении Ga на $Y_{1cm}L$, где Y_{1cm} — вертикальная реакция почвы на передние колеса трактора на горизонтальном участке в статическом положении при отсутствии навесной машины, получим:

$$\Delta Y_{1н} = \frac{(Q_y \pm F \sin \psi_f) l_0 + Q_x (h_0 - h_2) - F (h_f + h_0 - h_2)}{L}, \quad (22)$$

где $\Delta Y_{1н}$ — величина разгрузки передних колес трактора под влиянием сил, действующих на навесную машину, равная $Y_{1cm} - Y_1$.

Заменив далее согласно уравнению (21) Q_x на $R_x + F$, получим следующую расчетную формулу для определения величины $\Delta Y_{1н}$ по найденным опытным путем силам:

$$\Delta Y_{1н} = \frac{(Q_y \pm F \sin \psi_f) l_0 + R_x (h_0 - h_2) - F h_f}{L}, \quad (22a)$$

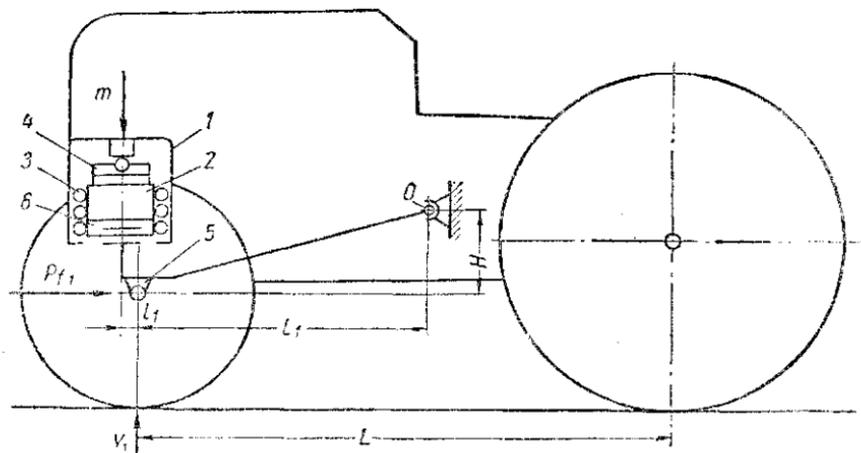
При пахоте точка O_2 расположена на высоте $0,5h_2$ от дна борозды (нижняя схема на фиг. 22). В этом случае расчетная формула для определения величины $\Delta Y_{1н}$ будет иметь следующий вид:

$$\Delta Y_{1н} = \frac{(Q_y \pm F \sin \psi_f) l_0 + R_x (h_0 - 0,5h_2) - F h_f}{L}. \quad (22б)$$

Методика, основанная на непосредственном замере усилий в звеньях навесного устройства

Эта методика, применявшаяся в 1948 г. и при последующих испытаниях, является более совершенной, чем методика, основанная на буксировке испытуемого агрегата другим трактором, хотя несколько более

сложной. По новой методике во время испытаний производился замер трех величин: силы F , действующей на верхнее звено навесного устройства, горизонтальной силы Q_x , действующей на ось подвеса машины, и давления на переднюю ось трактора. Для этой цели трактор был оборудован тремя гидравлическими динамографами. Один из них попеременно был включен в верхнее звено навесного устройства и измерял силу F . Второй был установлен между осью подвеса машины и нижними тягами навесного устройства и измерял силу Q_x . Третий динамограф был установлен между остом трактора и его передней осью и измерял давление на переднюю ось.



Фиг. 23. Схема установки динамографа для замера давлений на переднюю ось трактора.

Тяговое сопротивление машины определялось по уравнению (21) как разность сил Q_x и F .

Измерение давления на переднюю ось трактора дало возможность определить величину $\Delta Y_{1к}$ разгрузки ее под действием сил, приложенных к навесной машине, по разности показаний переднего динамографа при холостом ходе и при рабочем ходе навесного агрегата.

Чтобы установить зависимость между указанными величинами и вывести необходимые для подсчета величины $\Delta Y_{1к}$ формулы, рассмотрим условие равновесия передней оси относительно шарнира O , на котором она подвешена к остова трактора (фиг. 23). Действие на остов отброшенных передних колес заменим соответствующими силами — вертикальной реакцией почвы Y_1 на колеса, уменьшенной на величину веса колес G_k , и горизонтальной реакцией толкающей силы $P_{f1} = f_1 Y_1$, приложенной к оси колес, где f_1 — коэффициент сопротивления перекатыванию передних колес. Действие отброшенной передней части остова трактора заменяем силой давления m на динамограф. Приравняв нулю сумму моментов всех этих сил относительно оси шарнира O и, пренебрегая моментом сил трения в этом шарнире, получим

$$(Y_1 - G_k) L_1 - m (L_1 + l_1) - f_1 Y_1 H = 0,$$

откуда

$$Y_1 = \frac{m(L_1 + l_1)}{L_1 - f_1 H} + \frac{G_k L_1}{L_1 - f_1 H}, \quad (23)$$

где L_1 — продольное, а H — вертикальное расстояние от передней оси трактора до оси шарнира O ;

l_1 — продольное расстояние от оси динамографа до передней оси трактора.

Подставим полученное выражение для Y_1 в уравнение

$$\Delta Y_{1n} = Y_{x1} - Y_{p1}, \quad (24)$$

где Y_{x1} и Y_{p1} — соответственно вертикальные реакции почвы на передние колеса трактора при холостом его перекатывании без навесной машины и при рабочем ходе. Заменим m через m_x в выражении для Y_{x1} и через m_p в выражении для Y_{p1} , где m_x и m_p — показания динамографа соответственно при холостом и рабочем движениях трактора.

После соответствующих преобразований получим

$$\Delta Y_{1n} = (m_x - m_p) \left(\frac{L_1 + l_1}{L_1 - f_1 H} \right) = A (m_x - m_p), \quad (25)$$

где $A = \frac{L_1 + l_1}{L_1 - f_1 H}$ — поправочный коэффициент, на который нужно помножить разность показаний динамографа $m_x - m_p$, чтобы получить искомое значение разгрузки передней оси трактора ΔY_{1n} под действием сил, приложенных к навесной машине.

Величина поправочного коэффициента A , как видно из его выражения, зависит от конструктивных факторов и от величины f_1 — коэффициента сопротивления перекатыванию передних колес трактора. Влияние последнего относительно невелико, так как член $f_1 H$, куда входит этот коэффициент, мал по сравнению с L_1 . Поэтому при подсчете поправочного коэффициента A можно с достаточной для практических целей точностью принимать коэффициент f_1 сопротивления перекатыванию передних колес трактора равным коэффициенту f сопротивления перекатыванию всего трактора, а последний определять каким-либо доступным способом.

При испытаниях величина коэффициента f определялась двумя способами: 1) путем динамометрирования трактора с поднятой в транспортное положение машиной на поле, где проводились испытания; 2) по разности показаний динамографа, установленного в передней части трактора, при холостых переездах передним и задним ходом. В последнем случае величина f определялась с помощью следующей зависимости:

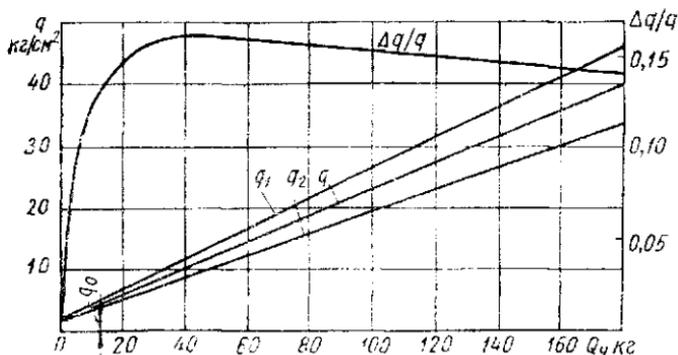
$$f Gr_k = \frac{Y'_{x1} - Y_{x1}}{2} L, \quad (26)$$

где Y'_{x1} и Y_{x1} — вертикальные реакции почвы на направляющие колеса трактора при холостых переездах соответственно задним и передним ходом;

r_k — радиус начальной окружности ведущих колес трактора.

Опорные реакции Y_{x1} и Y_{x2} подсчитывались по показаниям динамографа согласно изложенному выше, а радиус r_k определялся путем замера числа оборотов ведущих колес трактора при прохождении по заданному мерному гону, без учета буксования трактора на холостом ходу.

Знание величины ΔY_{1n} дает возможность определять величину результирующей вертикальной силы $G_n \pm R_y$, действующей на навесную машину, по уравнениям (22а) и (22б). Действительно, заменив в этих



Фиг. 24. Тарировочные кривые подъемного механизма.

уравнениях $Q_y \pm F \sin \psi_f$ на равную величину $G_n \pm R_y$, получим следующие выражения для подсчета искомой результирующей вертикальной силы:

а) при движении трактора всеми колесами по необработанному полю

$$G_n \pm R_y = \frac{\Delta Y_{1n} L - R_x (h_0 - h_2) + F h_f}{l_0}; \quad (27a)$$

б) при пахоте

$$G_n = R_y = \frac{\Delta Y_{1n} L - R_x (h_0 - 0,5 h_2) + F h_f}{l_0}. \quad (27б)$$

Прежний метод определения вертикальных сил, действующих на навесную машину (точнее силы Q_y), по давлениям в силовом цилиндре гидромеханизма, ввиду его недостаточной точности, был сохранен только в качестве контрольного. Погрешности, возникающие при пользовании этим методом, являются результатом наличия в механизме сил трения, оказывающих влияние на величину давления в цилиндре, причем силы эти действуют при подъеме и опускании в противоположных направлениях.

На фиг. 24 приведены кривые, характеризующие зависимости между давлениями в силовом цилиндре и вертикальными силами Q_y на оси подвеса. Указанные зависимости были получены в лаборатории при тарировке одного из испытывавшихся механизмов. Кривая для q_1 получена при подъеме оси подвеса, а для q_2 — при опускании. Начальное давление в цилиндре, представленное отрезком q_0 , остается в обоих случаях, примерно, одинаковым. На графике дана также кривая для

зависимости $q = 0,5(q_1 + q_2)$, по которой потом обрабатывались данные полевых замеров. Кривая $\frac{\Delta q}{q} = \frac{q_1 - q_2}{q}$ выражает относительную погрешность измерений. Как видно из этой кривой, относительная погрешность измерений достигает в рассматриваемом случае 14—16%, причем величина погрешности остается почти постоянной на всем протяжении диаграммы, снижаясь несколько при небольших давлениях в цилиндре.

Изменения, внесенные в методику исследований, позволили увеличить количество измеряемых параметров, так как в этом случае данные о величине ΔU_{12} разгрузки передней оси получаются экспериментальным путем, в то время как при первоначальной методике они определялись расчетным путем. В результате этого оказалось возможным составить дополнительное уравнение, связывающее величину разгрузки передней оси с расположением результирующей вертикальной силы, действующей на машину. Наличие этой зависимости позволило выяснить, какое расположение результирующей вертикальной силы, действующей на машину, можно принимать за расчетное при анализе динамики навесного агрегата.

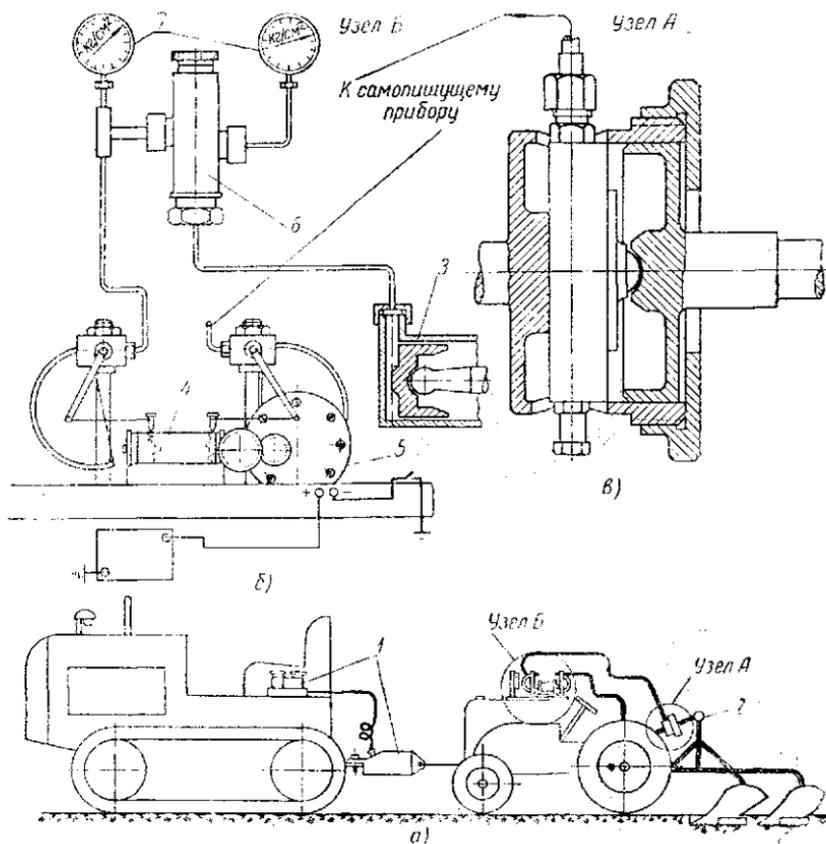
§ 3. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И СПЕЦИАЛЬНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ МАШИН НА ТРАКТОР

На фиг. 25 приведена схема полевого испытательного агрегата, который был применен на первом этапе исследований работы тракторов с навесными машинами. На схеме показана установленная на агрегате измерительная аппаратура: тяговый динамометр 1, верхнее динамометрическое звено 2 навесного устройства и самопишущий прибор 3 с широкой лентой для параллельной записи двух диаграмм — давлений в верхнем динамометрическом звене 2 и в силовом цилиндре 3 гидромеханизма. Самопишущий прибор приводился в движение электродвигателем 5, питаемым от аккумулятора. Давления регистрировались на лентах при помощи изогнутых манометрических трубок. Для предохранения трубок от поломок при случайных перегрузках гидромеханизма, масло из цилиндра подавалось к ним через клапан 6, автоматически отключавший трубку, когда давление поднималось выше допустимого предела. Для постоянного наблюдения за давлением масла в цилиндре в систему были включены манометры 7, из которых правый (высокого давления) сохранял сообщение с силовым цилиндром при любых положениях золотника клапана 6.

Конструкция верхнего динамометрического звена навесного устройства показана на фиг. 26. Звено состоит из трех частей: переднего наконечника 1, заднего наконечника 6 и средней динамометрической части, представляющей собой коробку с помещенным в ней гидравлическим динамометром 2. Корпус 3 коробки соединен с наконечником 1. С наконечником 6 соединен нажимной диск, через который динамометру передаются сжимающие усилия, действующие на верхнее звено. При работе верхнего звена на растяжение, например при транспортном положении навесной машины, динамометр выключается, а растягиваю-

щие усилия воспринимаются крышкой δ коробки динамометра. Давление, возникающее в динамометре, передается манометрической трубкой, установленной на самопишущем приборе.

Перед испытаниями приборы были протарированы. Верхнее динамометрическое звено тарировалось совместно с манометрической трубкой

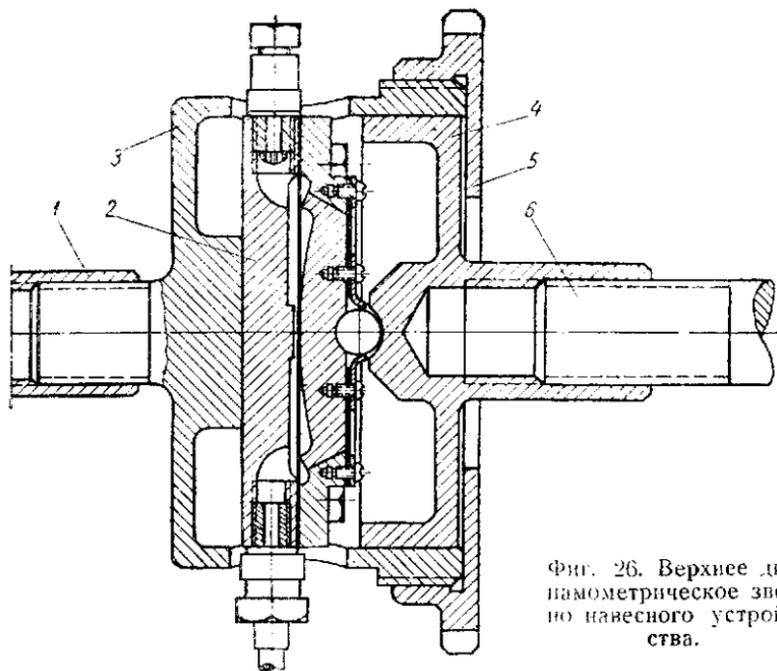


Фиг. 25. Схема установки приборов при буксировке испытываемого навесного агрегата другим трактором:

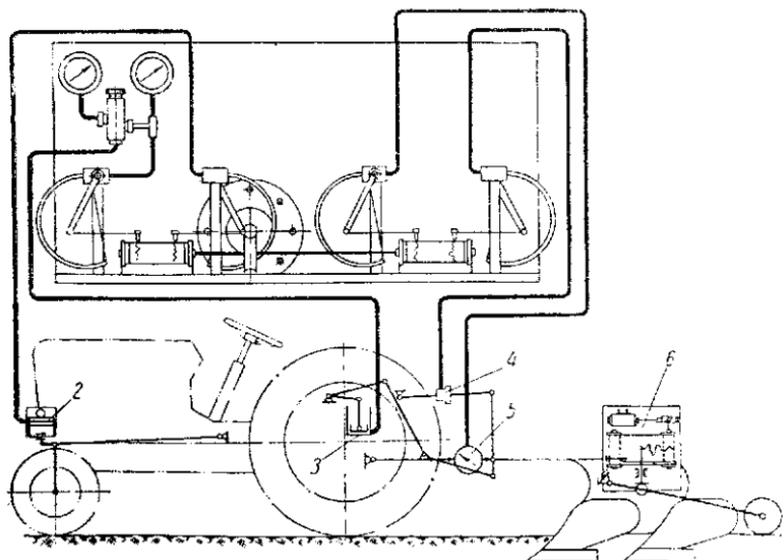
a — общая схема агрегата; *б* — самопишущий прибор; *в* — верхнее динамометрическое звено.

на тарировочном станке ВИСХОМ. Все остальные приборы тарировались в лаборатории навесных систем НАТИ. Манометрическая трубка, регистрирующая давление в цилиндре, тарировалась по параллельно подключенному к ней манометру 1-го класса. После проведения испытаний приборы были подвергнуты повторной тарировке, которая показала, что калибр манометрических трубок за это время не изменился.

Как следует из данных, полученных при тарировке приборов, неточности замеров из-за погрешностей аппаратуры не превышают $\pm 0,75\%$ для каждого прибора. Погрешности, получающиеся при использовании



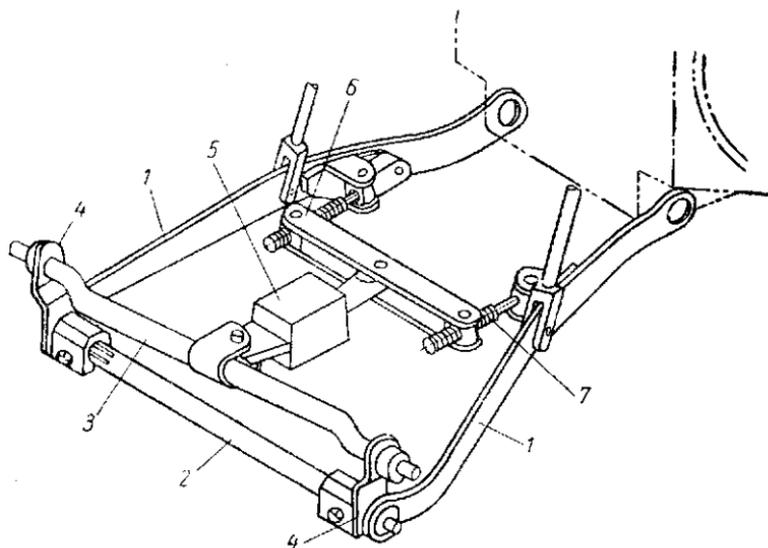
Фиг. 26. Верхнее динамометрическое звено навесного устройства.



Фиг. 27. Схема установки приборов при непосредственном замере усилий в звеньях навесного устройства.

силового цилиндра гидромеханизма в качестве измерительного прибора, были оценены выше (см. фиг. 24).

На фиг. 27 показана схема полевого испытательного агрегата, применявшегося при пользовании методикой исследования, основанной на непосредственном замере усилий в звеньях навесного устройства. На испытуемом агрегате была установлена следующая измерительная аппаратура: тяговый динамометр 5, верхнее динамометрическое звено 4, прибор 2 для замера давлений на переднюю ось трактора, пульт с приборами 1 и самопишущий глубиномер 6. Кроме того, для получения контрольных данных был сохранен в качестве измерительного прибора гидравлический силовой цилиндр 3.



Фиг. 28. Схема установки тягового динамометра в навесном устройстве трактора.

Верхнее динамометрическое звено было описано выше. Изменение методики исследований не отразилось на его конструкции.

Схема установки тягового динамометра в навесном устройстве трактора показана на фиг. 28. Динамометр предназначен для замера силы Q_x — горизонтальной составляющей тягового усилия, действующего на ось подвеса машины. Нижние звенья 1 навесного устройства имеют в этом случае специальную конструкцию. Задние концы их несколько отогнуты вниз и соединены между собой свободно посаженным поперечным валом 2, на шлицах которого смонтированы рычаги 4. В верхние концы рычагов вставляется обычным способом ось 3 подвеса машины. Между осью подвеса и траверсой 6, шарнирно присоединенной к нижним звеньям навесного устройства, установлен динамометр 5. Положение траверсы регулируется винтами 7 с таким расчетом, чтобы рычаги 4 занимали вертикальное положение. Это необходимо для того, чтобы на показания динамометра не влияли вертикальные составляющие тягового усилия, приложенного к оси подвеса машины.

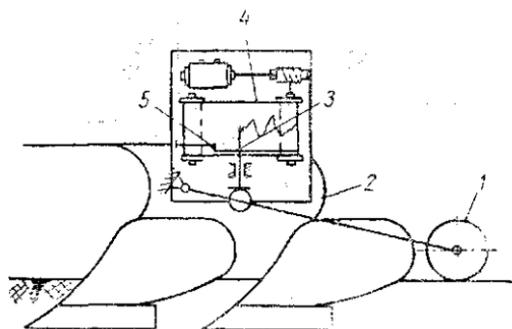
Между силой Q_x и показанием динамометра P_D имеется следующая зависимость:

$$Q_x = P_D \cos \psi_D,$$

где ψ_D — угол наклона оси динамометра к горизонту.

Значения углов ψ_D даже при самых больших глубинах обработки настолько невелики, что косинус их можно принять равным единице. Благодаря этому с достаточной точностью можно считать силу Q_x равной P_D .

Схема прибора для замера давлений на переднюю ось трактора видна на фиг. 23. Для установки прибора между остовом трактора и его передней осью кронштейн передней оси выполнен составным. Верх-



Фиг. 29. Схема самопишущего прибора для замера глубины обработки почвы.

няя часть кронштейна 1 закреплена на остова трактора, а нижняя 2 — на передней оси. Вертикальные перемещения указанных частей кронштейна осуществляются по четырем направляющим канавкам 3, заполненным шариками. Рабочая часть 1 динамографа помещена между верхней и нижней частями кронштейна. Передняя ось 5 трактора шарнирно посажена на пальце 6, закрепленном в нижней части кронштейна, и имеет возможность свободно перемещаться вдоль по пальцу.

На фиг. 29 показана принципиальная схема самопишущего прибора, применявшегося на испытаниях для замера глубины обработки почвы¹. Прибор позволил уменьшить трудоемкость замеров и увеличить их точность. Корпус прибора жестко закреплен на раме 2 машины. На корпусе шарнирно укреплен рычаг с колесом 1, которое во время работы свободно катится по необработанной поверхности поля. Вертикальные перемещения колеса относительно опорной поверхности рабочих органов машины определяют глубину обработки. Они передаются ползуну 3, снабженному серебряным или графитовым штифтом, и записываются в виде диаграммы на движущейся ленте 4. Глубина отсчитывается от нулевой линии, которая записывается отдельным карандашом 5, установленным в надлежащее положение при тарировке прибора. Скорость движения ленты была подобрана таким образом, чтобы масштаб пути на основной рабочей передаче составил, примерно, $1/200$. При таком масштабе мелкие неровности поля (комки земли, растительные остатки и т. п.) прибором не улавливались и на точности замеров не отражались.

¹ Схема прибора предложена инж. И. В. Фрумкисом.

§ 4. ДАННЫЕ ОПЫТОВ И АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Характеристика условий испытаний и порядок проведения опытов

Испытания проводились под Москвой в совхозах Красково на песчаных почвах и Вахромеево-Одинцово на суглинках. Некоторые дополнительные опыты с навесными культиваторами-рыхлителями были проведены на Московской областной плодово-ягодной станции. Во время испытаний навесные машины работали с колесными тракторами, оборудованными гидравлическими механизмами и силовыми регуляторами глубины обработки почвы.

Опыты проводились:

1) с экспериментальным двухкорпусным плугом конструкции ВИСХОМ; расчетная ширина захвата плуга 0,6 м, вес — 185 кг; плуг имел стандартные корпуса с культурными отвалами, предплужники и один дисковый нож, расположенный впереди заднего корпуса;

2) с импортным двухкорпусным плугом; расчетная ширина захвата 0,6 м, вес 140 кг; плуг имел корпуса с полувинтовыми отвалами, предплужники упрощенного типа и два дисковых ножа, по одному впереди каждого корпуса;

3) с экспериментальным паровым культиватором конструкции ВИСХОМ; ширина захвата культиватора 2,3 м; на культиваторе были установлены // стрельчатых лап шириной по 270 мм, жестко закрепленных на раме; вес культиватора 144 кг;

4) с экспериментальным культиватором-рыхлителем конструкции ВИСХОМ; ширина захвата культиватора 1,5 м; на культиваторе было установлено семь рыхлящих лап; вес его 160 кг.

Испытания проводились на нескольких почвенных фонах. Характеристика отдельных опытных делянок приведена в табл. 1. Там же имеются данные о влажности почвы во время испытаний. Влажность определялась в трех разных горизонтах ежедневно в конце рабочего дня. В таблице даны средние значения всех замеров. Делянки для опытов выбирались на участках с ровным микрорельефом. Уклоны не превышали за единичными исключениями 1°. Глубина обработки почвы задавалась соответствующей установкой рукоятки управления и в процессе работы автоматически поддерживалась силовым регулятором гидравлического механизма. При каждой установке рукоятки трактор проходил два гона в противоположных направлениях. В табл. 2 результатов испытаний направление движения обозначено индексом при номере опыта. В зависимости от длины поля опыты на каждом гоне повторялись дважды или трижды, для чего из общей длины гона выделялось соответствующее число мерных участков, расположенных на равных расстояниях один от другого. Полученные диаграммы планиметрировались и для каждого гона выводились средние значения из показаний диаграмм, снятых на отдельных его мерных участках.

Типовые выборочные результаты испытаний

Типовые выборочные данные из материалов, полученных при динамометрировании тракторов с навесными машинами, приведены в табл. 2.

Характеристика почв, на которых проводились динамометрические исследования тракторов с навесными машинами

Вид работы	Место испытаний	№ делянки	Почва	Фон	Влажность в % на глубине в см		
					0—10	10—15	15—20
Пахота	Совхоз Красково	1	Песчаная	Ржаная стерня	5,1	6,4	7,5
		2	То же	Клеверные	9,9	10,5	11,8
	Совхоз Вахромеево-Одинцово	1	Суглинок	То же	8,8	9,1	9,1
		2	То же	"	17,0	15,3	16,5
		3	"	Ржаная стерня	13,2	15,7	17,8
Культивация	Совхоз Красково	3	Песчаная	Овсяная стерня	7,3	8,4	9,2
	Совхоз Вахромеево-Одинцово	4	Суглинок	Вико-овсяная стерня	8,6	7,1	6,7
		5	То же	Паровое поле из-под картофеля	18,8	18,2	18,2
Глубокое рыхление	Совхоз Вахромеево-Одинцово	6	"	Междурядья виноградников	14,1	15,7	17,6
	Московская областная плодово-ягодная станция	—	"	Междурядья сада	16,2	16,3	16,8

Примечание. Поле из-под сильно изрезанной вико-овсяной смеси соответствовало среднесорельному пару.

В таблице даны значения сил R_x , R_y и $G_n \pm R_y$, действующих на машину, углы θ_p наклона к горизонту результирующей силы реактивных сопротивлений почвы, характеризуемые величиной $\operatorname{tg} \theta_p = \frac{R_y}{R_x}$, углы θ наклона к горизонту результирующей всех внешних сил, действующих на машину, характеризуемые величиной $\operatorname{tg} \theta = \frac{G_n \pm R_y}{R_x} = \theta + \frac{G_n}{R_x}$, и,

наконец, параметры силового воздействия навесных машин на трактор, характеризуемые значениями $\Delta Y_{1к}$ разгрузки передних колес трактора и $\Delta Y_{2к}$ догрузки задних колес трактора под действием сил, приложенных к навесной машине.

Анализ материалов испытаний

Анализируя полученные данные, можно отметить следующее. На пахоте результирующая реактивных сопротивлений почвы, действующих на плуг, оказалась направленной в большинстве случаев вверх и лишь в отдельных опытах была близка к горизонтали. Угол ее наклона к горизонту зависит от почвенных условий и от состояния рабочих органов плуга. При вспашке стерни на песчаных почвах влажностью 7,5—12% плугом с хорошо отточенными лемехами угол $\theta_p = -(2-3)^\circ$. На суглинке нормальной влажности величина угла θ_p при тех же условиях изменялась от 0 до -6° . Износ лемехов резко увеличивал отрицательное значение угла θ_p . В отдельных опытах с лемехами, у которых в результате износа на нижней части режущей кромки возникла фаска шириной 4—5 мм, углы θ_p на сухих песчаных почвах доходили до $-(18-25)^\circ$. На клеверище отрицательные значения углов θ_p были выше, чем на стерне, и, в зависимости от условий работы, колебались в пределах $-(5-11)^\circ$. При небольшой глубине пахоты углы θ_p на клеверище вследствие влияния верхнего травяного слоя возрастали в отдельных случаях до $-(12-18)^\circ$.

Эти результаты близко соответствуют данным, полученным ВИСХОМ при динамометрировании отдельных рабочих органов почвообрабатывающих машин. Опыты ВИСХОМ проводились на смежных полях параллельно с нашими исследованиями. Состояние рабочих органов, испытывавшихся ВИСХОМ и НАТИ, было, примерно, одинаковым. Замер усилий, действующих на рабочие органы, ВИСХОМ производил при помощи специальных динамометрических тележек конструкции Г. Н. Сицекова. Опыты ВИСХОМ подтвердили, что результирующие вертикальных реакций почвы, действующих на рабочие органы плугов, в большинстве случаев направлены вверх. К таким же выводам пришел позднее А. А. Плишкин (ВИМ), исследовавший силы, действующие на навесной плуг. Положительное значение углов θ_p он получал только в искусственных условиях при работе плуга на рыхлых легко крошащихся почвах в почвенном канале. При работе в полевых условиях углы θ_p были отрицательными. На почвах средней плотности в районе Краснодара углы $\theta_p = -(4-8)^\circ$, а на тяжелых сильно иссушенных почвах в районе Армавира доходили до значения $\theta_p = -15^\circ$.

Для динамических расчетов навесных агрегатов и для выбора параметров навесного устройства более важно знать значения углов θ , которые характеризуют направление к горизонту результирующих всех внешних сил, действующих на машину, включая сюда и вес самой машины.

Внеся в результаты испытаний небольшие коррективы, связанные с тем, что серийные навесные плуги несколько тяжелее испытывавшихся

Выборочные результаты динамометрирования тракторов с навесными машинами

Вид работы и машины	Место и условия опыта	№ опыта	Размер борозды в см		Силы, действующие на машину, в кг			Параметры силового воздействия на трактор в кг		$\lg \eta_p = \frac{R_y}{R_x}$	$\lg \eta = \frac{G_H = R_y}{R_x}$
			Ширина	Глубина	R_x	R_y	$G_H = R_y$	ΔY_{iH}	ΔY_{iH}		
Пахота, плуг ВИСХОМ	Совхоз Красково, стерня, деланка № 1	1а	72,3	14,6	446	-18	167	-140	307	-0,94	0,37
		1б	69,2	13,9	356	+14	199	-134	333	-0,94	0,36
		2а	68,9	16,9	451	-19	166	-100	266	-0,94	0,37
		2б	68,9	20,3	530	-16	169	-108	277	-0,93	0,32
		3а	62,7	24,4	690	-49	145	-131	276	-0,96	0,21
		3б	62,1	25,6	699	-26	159	-143	302	-0,94	0,23
Пахота, плуг импортный	Совхоз Красково, стерня, деланка № 1	1а	63,0	13,7	280	-83	57	59	96	-0,14	0,20
		1б	62,7	16,0	37	-107	33	-27	60	-0,38	0,11
		2а	54,0	17,0	274	-128	12	-18	30	-0,47	0,04
		2б	58,3	18,3	239	-131	9	-17	26	-0,55	0,04
		3а	63,2	19,3	381	-127	13	-36	49	-0,33	0,03
		3б	61,7	20,2	370	-125	15	-16	31	-0,34	0,04
Пахота, плуг ВИСХОМ	Совхоз Красково, клеверные, деланка № 2	1а	59,2	13,9	300	-100	40	-51	91	-0,33	0,13
		1б	62,6	13,2	292	-63	77	-61	138	-0,22	0,26
		2а	56,2	20,1	600	-82	58	-89	147	-0,14	0,10
		2б	64,6	16,5	556	-75	65	-76	141	-0,13	0,12
		3а	62,6	24,1	786	-110	30	-70	100	-0,14	0,04
		3б	65,3	24,5	894	-105	35	-90	125	-0,12	0,04

Пахота, плуг импортный	Совхоз Красково, клеверные, делянка № 2	1а	59,7	14,2	253	-103	37	-42	79	-0,41	0,12
		1б	72,3	14,0	272	-114	26	-37	63	-0,42	0,10
		2а	56,0	18,4	434	-83	57	-59	116	-0,19	0,13
		2б	56,8	20,7	594	-102	38	-56	94	-0,17	0,06
		3а	61,8	28,1	902	-88	52	-74	126	-0,10	0,06
		3б	61,0	27,3	990	-87	53	-102	155	-0,09	0,05
Пахота, плуг ВИСХОМ	Совхоз Вахромеево-Одинцово, клеверные, делянка № 1	1а	66	15	494	-70	115	-108	223	-0,14	0,23
		1б	55	14	504	-84	101	-78	179	-0,17	0,20
		2а	71	14	496	-88	97	-100	197	-0,18	0,20
		2б	72	15	496	-95	90	-74	164	-0,19	0,18
		3а	70	16	561	-113	72	-88	160	-0,18	0,13
		3б	71	16	620	-101	84	-68	152	-0,17	0,13
		4а	70	16	583	-110	75	-95	170	-0,19	0,13
		4б	75	15	620	-85	100	-97	197	-0,14	0,16
Пахота, плуг импортный	Совхоз Вахромеево-Одинцово, клеверные, делянка № 2	1а	45	12	342	+52	192	-100	292	+0,15	0,56
		1б	50	12	329	+21	161	-121	282	+0,06	0,49
		2а	59	11	327	+21	161	-107	268	+0,06	0,49
		2б	68	12	320	+15	155	-128	283	+0,05	0,51
		3а	65	17	505	-2	138	-100	238	~0	0,27
		3б	77	18	424	+7	147	-74	221	+0,02	0,35
		4а	58	19	474	+17	157	-110	267	+0,04	0,33
		4б	61	20	458	+7	147	-118	265	+0,02	0,32

Вид работы и машины	Место и условия опыта	№ опыта	Размер борозды в см		Силы, действующие на машину, в кг			Параметры силового воздействия на трактор в кг		$\operatorname{tg} \theta_p = \frac{R_y}{R_x}$	$\operatorname{tg} \theta = \frac{G_H \pm R_y}{R_x}$
			Ширина	Глубина	R_x	R_y	$G_H \pm R_y$	ΔY_{1H}	ΔY_{2M}		
Пахота, плуг импертный	Совхоз Вахромеево-Однцово, стерня, делянка № 3	1а	67	20	932	-49	91	-70	91	-0,05	0,1
		1б	68	21	808	-50	90	-56	90	-0,06	0,11
		2а	66	21	871	-40	100	65	100	-0,05	0,11
		2б	64	22	835	-43	97	-61	97	-0,05	0,11
		3а	66	20	602	-6	134	-79	134	-0,01	0,22
		3б	66	21	640	+13	153	-77	153	+0,02	0,24
		4а	63	19	489	+5	145	-74	145	+0,01	0,3
		4б	67	22	739	-45	95	-62	95	-0,06	0,13
Культивация, культиватор ВИСХОМ	Совхоз Красково, овсяная стерня, делянка № 3	1а	230	13,2	314	+20	164	-104	268	+0,06	0,52
		1б	230	13,8	330	+23	167	-113	280	+0,07	0,50
		2а	230	14,6	414	+48	192	-116	308	+0,12	0,46
		2б	230	14,8	382	+43	187	-107	294	+0,11	0,49
		3а	230	16,4	484	+35	179	-111	290	+0,07	0,47
		3б	230	16,0	478	+46	190	-104	304	+0,10	0,40
		4а	230	17,0	590	+88	232	-135	367	+0,15	0,40
		4б	230	16,7	490	+55	199	-101	300	+0,11	0,40
Культивация, культиватор ВИСХОМ	Совхоз Вахромеево-Однцово, вико-овсяная стерня, делянка № 4	1а	230	3,6	201	+48	192	-83	275	+0,24	0,95
		1б	230	4,7	246	+44	188	-86	274	+0,18	0,77
		2а	230	3,4	237	+33	177	-77	254	+0,14	0,75
		2б	230	5,0	245	+97	241	-97	338	+0,4	1,0
		3а	230	3,8	260	+75	219	-87	306	+0,29	0,85
		3б	230	5,0	258	+73	217	-85	302	+0,28	0,85

Культивация, культиватор ВИСХОМ	Совхоз Вахро- меево-Одинцово, пар. делянка № 5	1а	230	6,4	175	+54	198	-140	338	+0,31	1,13
		1б	230	7,3	181	+54	198	-147	345	+0,30	1,10
		2а	230	7,9	209	+55	199	-147	346	+0,26	0,93
		2б	230	9,2	228	+74	218	-135	353	+0,32	0,96
		3а	230	9,3	307	+127	271	-146	417	+0,41	0,89
		3б	230	10,0	292	+131	275	-154	429	-0,45	0,95
		4а	230	10,0	291	+120	264	-140	404	+0,41	0,91
		4б	230	10,8	303	+117	261	-156	417	+0,39	0,86
		5а	230	11,8	463	+163	307	-177	484	+0,35	0,66
5б	230	13,8	553	+170	314	-206	520	+0,31	0,57		
Глубокое рыхление, рыхлитель ВИСХОМ	Совхоз Вахро- меево-Одинцово, междурядья ягодников, де- лянка № 6	1а	150	16,9	729	+161	321	-152	473	+0,22	0,44
		1б	150	18,8	630	+182	342	-175	517	+0,29	0,54
		2а	150	17,1	785	+190	350	-175	525	+0,24	0,41
		2б	150	20,9	800	+228	388	-180	568	+0,29	0,48
Глубокое рыхление, рыхлитель ВИСХОМ	Московская плодово-ягодная станция, обра- ботка сада	1а	150	15,8	425	+66	226	-119	345	+0,15	0,53
		1б	150	18,5	603	+84	244	-185	429	+0,14	0,40
		2а	150	18,6	722	+77	237	-142	379	+0,10	0,33
		2б	150	17,3	687	+83	243	-172	415	+0,12	0,36

экспериментальных образцов, можно считать, что на основных наиболее распространенных почвах результирующая сила, действующая на навесной плуг, проходит под углом $\theta = (3 \div 15)^\circ$ к горизонту ($\text{tg } \theta = 0,06 \div 0,27$). Меньшие значения углов θ могут встречаться только при особо тяжелых почвенных условиях или сильно изношенных рабочих органах плуга.

На культивации и глубоком рыхлении результирующая вертикальных реактивных сопротивлений почвы всегда была направлена вниз, вследствие чего можно считать, что на этих операциях угол θ_p всегда имеет положительное значение. На величину угла θ_p влияет состояние почвы и глубина культивации. При мелкой культивации в условиях средне-засоренного пара угол $\theta_p = +(12 \div 18)^\circ$. На сухой песчаной почве при культивации на глубину 13—17 см углы θ_p были значительно меньше и равнялись $+(4 \div 9)^\circ$. На рыхлом пару при глубине культивации 6—10 см углы $\theta_p = +(18 \div 25)^\circ$.

На величину угла θ основное влияние оказывала глубина культивации. Это объясняется тем, что на величину $\text{tg } \theta$ в уравнении $\text{tg } \theta = \text{tg } \theta_p + \frac{G_H}{R_x}$ существенно влияет значение $\frac{G_H}{R_x}$, величина которого зависит от тягового сопротивления R_x . При небольших значениях тягового сопротивления влияние отношения $\frac{G_H}{R_x}$ на величину $\text{tg } \theta$ становится преобладающим. В соответствии с этим при мелкой культивации состояние почвы мало отражалось на величине углов θ и значения последних находились на обоих почвенных фонах, примерно, в одинаковых пределах $\theta = +(37 \div 45)^\circ$. При культивации на глубину 13—17 см на сухой песчаной почве углы $\theta = +(22 \div 27)^\circ$.

При глубоком рыхлении значения углов θ_p и θ колебались в значительно меньших пределах, чем при культивации. Величина их менялась, главным образом, в зависимости от состояния почвы. Глубина рыхления поддерживалась во время опытов, примерно, на постоянном уровне в соответствии с меньшим разнообразием агротехнических требований, предъявляемых к глубокому рыхлению.

Полученные при динамометрировании данные о разгрузке передних колес трактора под действием сил, приложенных к почвообрабатывающим навесным машинам, позволяют сделать вывод, что величина разгрузки ΔY_{1n} определяется в основном вертикальными силами, действующими на машину. Горизонтальная сила тягового сопротивления R_x оказывает незначительное влияние на перераспределение веса трактора между его передними и задними колесами, так как плечо этой силы относительно опорной поверхности колес трактора весьма незначительно по сравнению с его продольной базой. Особенно мало плечо силы R_x при работе колесных тракторов на пахоте, так как в этом случае правые колеса трактора идут по дну борозды и точка приложения результирующей реакции почвы, действующих на задние колеса трактора, расположена, примерно, посередине высоты борозды. На культивации плечо силы R_x уменьшается по причине погружения колес трактора в рыхлую почву. При глубоком рыхлении момент горизонтальных сил начинает оказывать более замет-

ное влияние, но и в этом случае роль его невелика по сравнению с моментом вертикальных сил.

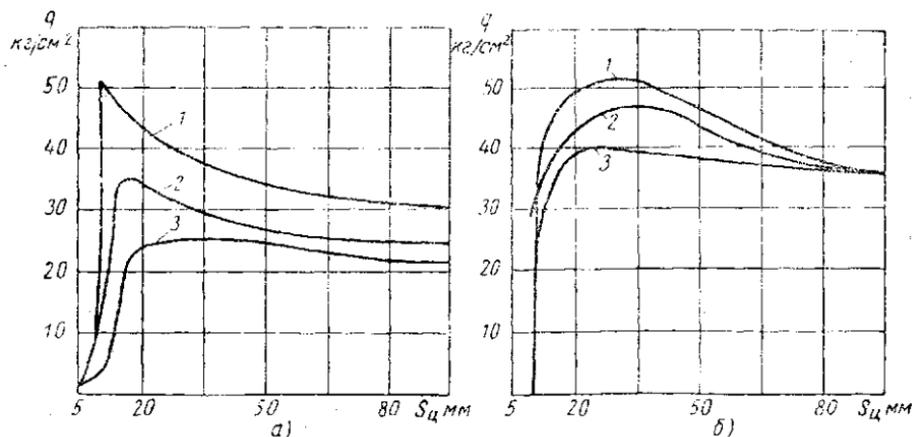
При анализе результатов динамометрирования экспериментальные данные о величине $\Delta Y_{1н}$, полученные путем замеров давлений на динамограф, установленный на передней оси трактора, сравнивались со значениями $\Delta Y_{1н.расч}$, полученными расчетным путем при допущении, что на машину действуют одни только вертикальные силы и что результирующая этих сил $G_n \pm R_y$ проходит через центр тяжести машины. Оказалось, что расчетные данные, подсчитанные в соответствии с указанными допущениями по уравнению

$$\Delta Y_{1н.расч} = \frac{(G_n \pm R_y) l_n}{L},$$

где l_n — продольное расстояние от центра тяжести машины в рабочем положении до оси ведущих колес трактора, мало отличаются от результатов фактических замеров. Максимальные расхождения между ними не превышали 40 кг. Таким образом, для практических расчетов сделанные допущения можно считать вполне приемлемыми.

Определение усилий, действующих на машину при выглублении рабочих органов

Для выяснения того, насколько могут возрастать вертикальные силы, действующие на машину при выглублении рабочих органов из почвы, были поставлены специальные опыты. Опыты заключались в замере



Фиг. 30. Диаграмма давлений в силовом цилиндре гидравлического механизма при подъеме навесных машин:

a — при подъеме плуга; *б* — при подъеме культиватора-рыхлителя.

давлений, возникающих в силовом цилиндре гидравлического механизма при свободном подъеме плуга и культиватора-рыхлителя и при выглублении их из борозды в различных условиях. Результаты опытов представлены в виде диаграммы, приведенных на фиг. 30.

На оси абсцисс диаграмм отложены перемещения $S_{\text{к}}$ поршня силового цилиндра при подъеме испытывавшейся машины в транспортное положение, а на оси ординат соответствующие значения давлений q в кг/см² в силовом цилиндре. Кривые 1 получены при выглублении машины с отрывом пласта при неподвижном тракторе, кривые 2 — при выглублении машины с отрывом пласта на ходу трактора и кривые 3 — при свободном подъеме машины. Как видно из фиг. 30, давления q в цилиндре, возникающие при подъеме плуга с отрывом пласта, в 1,5—2 раза больше давлений, имеющих место при свободном подъеме плуга. При выглублении из борозды культиватора-рыхлителя давления возрастают менее резко.

Так как рост давлений в цилиндре происходит в результате дополнительных вертикальных реакций почвы, возникающих при выглублении рабочих органов, то полученные диаграммы позволяют судить о величине этих дополнительных сил.

ВЫВОДЫ

1. Проведенные динамометрические исследования тракторов с навесными почвообрабатывающими машинами позволили получить основные исходные данные, необходимые для конструирования сельскохозяйственных навесных агрегатов.

2. При расчете величины вертикальных реакций почвы, действующих на колеса трактора, и при определении положения центра давления гусеничного трактора можно ограничиться учетом одних только вертикальных сил, действующих на навесную машину, и пренебречь влиянием горизонтальной силы тягового сопротивления. Учет этой силы становится необходимым на специальных операциях при большой глубине обработки, когда плечо силы относительно поверхности земли принимает значительные размеры.

3. Результирующую вертикальную силу, действующую на навесную машину, можно считать проходящей через центр тяжести машины.

4. Можно принимать следующие расчетные значения углов наклона к горизонту результирующей силы, действующей на навесную машину в вертикальной плоскости:

на пахоте	$\text{tg } \theta = 0,06 \div 0,27,$
„ культивации	$\text{tg } \theta = 0,5 \div 0,9,$
„ глубококом рыхлении	$\text{tg } \theta = 0,4 \div 0,5.$

5. При выглублении навесной машины из борозды действующие на нее вертикальные силы возрастают. Максимальные их значения могут доходить до величины, равной двойному весу плуга и полуторному весу культиватора.

ГЛАВА IV

ОБЩАЯ ДИНАМИКА КОЛЕСНЫХ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

§ 1. ПРОДОЛЬНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ С НАВЕСНЫМИ МАШИНАМИ

Общие соображения

Выше отмечалось, что основные виды почвообрабатывающих и ряд других машин навешиваются на трактор сзади. Задняя навеска снижает продольную устойчивость агрегата. В отдельных случаях это обстоятельство препятствует применению навесных агрегатов или вызывает необходимость принимать специальные меры для повышения их продольной устойчивости. Поэтому при конструировании навесных тракторных агрегатов одним из основных элементов расчета является проверка их продольной устойчивости.

Когда агрегат работает в борозде, трактор опрокинуться не может, так как при отрыве направляющих колес от земли он начинает опираться на рабочие органы машины. Отрицательное действие разгрузки передних колес может в этом случае сказаться только на нарушении управляемости агрегата. Опасным для продольной устойчивости агрегата является движение с поднятой навесной машиной. Этот вариант в дальнейшем принят в качестве расчетного.

В соответствии с критериями, применяемыми в теории трактора, проверка продольной устойчивости колесного трактора при переездах с навесными машинами, поднятыми в транспортное положение, может быть произведена путем определения так называемого критического угла подъема агрегата, т. е. угла подъема, при котором нормальная реакция почвы на направляющие колеса трактора снижается до нулевого значения. Профессор Е. Д. Львов в курсе „Теория трактора“ [14] рекомендует определять величину критического угла подъема навесного агрегата при равномерном его движении по исключительно плохой дороге. Критический угол определяется в этом случае с помощью так называемой характеристики продольной устойчивости трактора, метод построения которой приведен в указанном курсе.

Ниже, на основе анализа вопроса о допустимых минимальных значениях критических углов подъема, выведены соотношения, позволяющие судить о возможности навески машины на трактор, исходя из требований, предъявляемых к продольной устойчивости агрегата.

Поперечная устойчивость трактора при навеске на него сельскохозяйственных машин обычно не снижается или снижается незначительно. Поэтому проверка поперечной устойчивости навесных агрегатов в большинстве случаев не представляет практического интереса. В случае необходимости она может быть произведена обычными методами, применяемыми в теории трактора, учитывая при этом суммарный вес агрегата и положение общего центра тяжести трактора с машиной.

Понятие о коэффициенте использования запаса продольной устойчивости трактора

В качестве параметра, характеризующего влияние навесной машины на продольную устойчивость агрегата, может быть принят так называемый коэффициент использования запаса продольной устойчивости трактора. Этот коэффициент, обозначаемый в дальнейшем через χ_n , представляет собой отношение опрокидывающего момента M_n , создаваемого весом поднятой в транспортное положение машины, к моменту M_{lim} , способному вызвать отрыв от земли передних колес трактора. Коэффициент χ_n определяется при горизонтальном положении навесного агрегата.

В соответствии с указанным определением

$$\chi_n = \frac{M_n}{M_{lim}} \quad (28)$$

Величину коэффициента χ_n можно вывести пользуясь силовой схемой, представленной на фиг. 31. Уравнение равновесия трактора, находящегося в горизонтальном положении и подвергающегося действию внешнего опрокидывающего момента M , имеет следующий вид (фиг. 31, а):

$$M - Ga - Y_1 L,$$

где G — вес трактора;

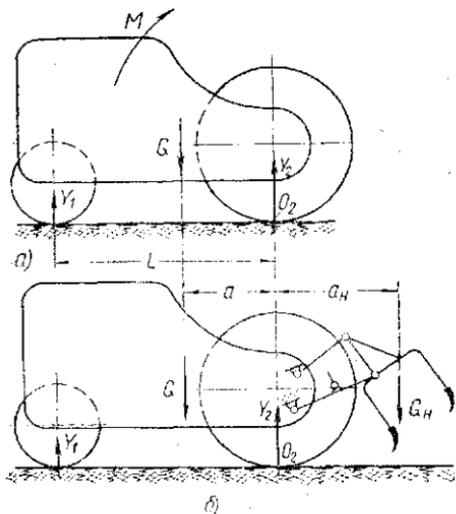
a — продольная координата центра тяжести трактора;

Y_1 — вертикальная реакция почвы на передние колеса трактора;

L — продольная база трактора.

При $M = M_{lim}$ вертикальная реакция $Y_1 = 0$. Уравнение равновесия трактора для этого случая принимает вид:

$$M_{lim} = Ga.$$



Фиг. 31. Схемы к определению коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора:

а — на трактор действует опрокидывающий момент M ; б — на трактор действует вес навесной машины.

Величина опрокидывающего момента M_n , создаваемого навесной машиной, в соответствии с фиг. 31, б равна

$$M_n = G_n a_n,$$

где G_n — вес навесной машины;

a_n — продольное расстояние центра тяжести машины, поднятой в транспортное положение, от ведущей оси трактора.

Подставив приведенные значения $M_{\text{шт}}$ и M_n в уравнение (28), находим, что

$$\chi_n = \frac{G_n a_n}{G a} = \delta_n \frac{a_n}{a}, \quad (29)$$

где

$$\delta_n = \frac{G_n}{G}.$$

Влияние коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора на величину критического угла подъема агрегата

Рассмотрим, как влияет величина χ_n на продольную устойчивость агрегата. Для этого определим величину критического угла подъема $\alpha_{к.н}$, при котором движущийся равномерно с поднятой навесной машиной трактор начнет опрокидываться.

При $Y_1 = 0$ уравнение моментов внешних сил, действующих на навесной агрегат, имеет относительно точки O_2 следующий вид (фиг. 32, б).

$$G a \cos \alpha_{к.н} = G h \sin \alpha_{к.н} + G_n a_n \cos \alpha_{к.н} + G_n h_n \cdot \sin \alpha_{к.н} + P_f r_k,$$

где h — высота расположения центра тяжести трактора;

h_n — высота расположения центра тяжести машины, поднятой в транспортное положение;

P_f — сопротивление перекачиванию трактора;

r_k — радиус начальной окружности ведущих колес трактора.

Принимая, для надежности расчетов, $h_n = h$ и учитывая, что в рассматриваемом случае $P_f = f(G + G_n) \cos \alpha_{к.н}$, где f — коэффициент сопротивления перекачиванию трактора, можно предыдущее уравнение представить в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \alpha_{к.н} = \frac{(G a - G_n a_n - f(G + G_n) r_k)}{(G + G_n) h}.$$

Допуская далее, что $r_k \approx h$ и заменяя G_n через $\delta_n G$, получаем после необходимых преобразований

$$\operatorname{tg} \alpha_{к.н} = \frac{1}{1 + \delta_n} \left[\frac{a}{h} - \frac{\delta_n a_n}{h} \right] - f.$$

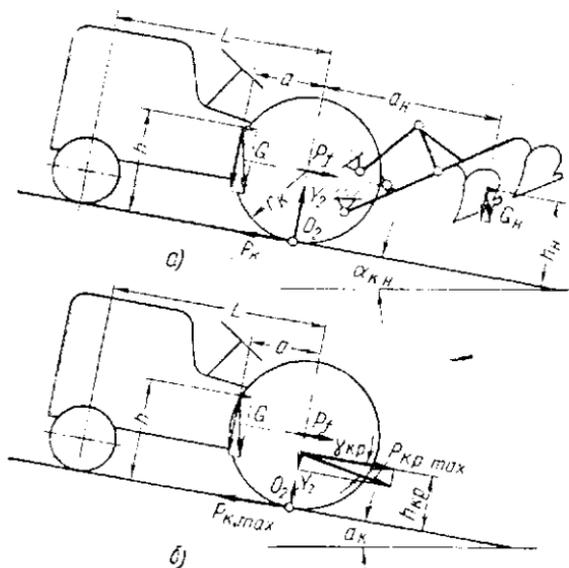
Входящее в это уравнение отношение $\frac{a}{h} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{шт}}$, где $\alpha_{\text{шт}}$ — предельный угол подъема, на котором, не опрокидываясь, может стоять

заторможенный трактор без прицепа и без навесных машин. Согласно уравнению (29)

$$\delta_n \frac{a_n}{a} = \gamma_n.$$

После подстановки этого значения в уравнение для $\text{tg } \alpha_{к.н}$ получим

$$\text{tg } \alpha_{к.н} = \frac{\text{tg } \alpha_{\text{lim}} (1 - \gamma_n)}{1 + \delta_n} - f. \quad (30)$$



Фиг. 32. Схемы к определению критических углов подъема колесных тракторов:

a — трактор с навесной машиной равномерно движется в подъем под углом $\alpha_{к.н}$; *б* — трактор, нагруженный силой тяги на крюке, равномерно движется в подъем под углом $\alpha_{к.н}$.

Как видно из уравнения (30), критический угол подъема трактора, движущегося с поднятой навесной машиной, всегда меньше угла α_{lim} . Величина его зависит, помимо дорожных условий, от величины коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора γ_n . Чем больше этот коэффициент, тем меньше будет при прочих равных условиях угол $\alpha_{к.н}$. Некоторое дополнительное влияние на величину $\alpha_{к.н}$ оказывает вес машины — величина δ_n в уравнении (30). Чем тяжелее машина, тем меньше угол $\alpha_{к.н}$ при одном и том же значении коэффициента γ_n .

Если задаться допустимым минимальным значением угла $\alpha_{к.н}$, то можно определить соответствующее ему численное значение коэффициента γ_n . Таким образом, величина γ_n может служить измерителем, характеризующим допустимость навески машины на трактор, исходя из условия сохранения достаточной продольной устойчивости агрегата.

Допустимое максимальное значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора

Рассмотрим, какие минимальные значения критических углов подъема встречаются у колесных тракторов, рассчитанных на работу с прицепными машинами, и примем, что такие же значения могут быть при прочих равных условиях допущены для навесных агрегатов. Поскольку тракторы с такими значениями критических углов подъема имеют применение, то можно считать, что их практическая приемлемость является в известной степени эксплуатационно проверенной.

Обозначим критический угол подъема трактора, работающего с прицепной машиной, через α_k . Для вывода формулы, определяющей величину этого угла, напишем уравнение моментов внешних сил, действующих на трактор, относительно точки O_2 (фиг. 32, б) при равномерном его движении с максимальной силой тяги на крюке в подъем, угол которого α_k . Как известно из теории трактора, такой случай движения является наиболее опасным для продольной устойчивости трактора. Искомое уравнение имеет следующий вид:

$$Ga \cos \alpha_k = P_{кр. \max} \cos \gamma_{кр} h_{кр} + Gh \sin \alpha_k + P_f r_k,$$

где $P_{кр. \max}$ — максимальная сила тяги на крюке;

$h_{кр}$ — высота расположения так называемой условной точки прицепа, т. е. точки прицепа, перенесенной в вертикальную плоскость, проходящую через ось ведущих колес трактора;

$\gamma_{кр}$ — угол наклона силы тяги к горизонту.

При рассматриваемых условиях движения сила $P_{кр. \max} \cos \gamma_{кр}$ может быть представлена в виде разности:

$$P_{кр. \max} \cos \gamma_{кр} = P_{к. \max} - G \sin \alpha_k - P_f,$$

где $P_{к. \max}$ — максимальная касательная сила тяги трактора.

У современных колесных тракторов, работающих на пневматических шинах, величина $P_{к. \max}$ обычно ограничивается сцеплением ведущих колес с почвой. Поэтому при движении трактора в подъем с углом α_k

$$P_{к. \max} = \varphi_{\max} (G \cos \alpha_k + P_{кр. \max} \sin \gamma_{кр}) \approx \varphi_{\max} G \cos \alpha_k,$$

где φ_{\max} — максимальное значение коэффициента сцепления ведущих колес трактора с почвой.

Учитывая, что в рассматриваемом случае

$$P_f = f (G \cos \alpha_k + P_{кр. \max} \sin \gamma_{кр}) \approx f G \cos \alpha_k,$$

можно написать, что

$$P_{кр. \max} \cos \gamma_{кр} = \varphi_{\max} G \cos \alpha_k - G \sin \alpha_k - f G \cos \alpha_k.$$

Подставив это значение $P_{кр. \max} \cos \gamma_{кр}$ в основное уравнение равновесия трактора, после соответствующих преобразований получим

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{a - \varphi_{\max} h_{кр} - f (r_k - h_{кр})}{h - h_{кр}}. \quad (31)$$

Если пренебречь членом $f(r_k - h_{kp})$ ввиду его относительной малости, то уравнение (31) можно представить в следующем упрощенном виде:

$$\operatorname{tg} \alpha_k \approx \frac{a - \varphi_{\max} h_{kp}}{h_{kp}}. \quad (32)$$

Из уравнения (32) видно, что величина критического угла подъема трактора при работе с прицепными машинами зависит от величины предельного угла подъема трактора α_{lim} (значений a и h), от величин коэффициента сцепления φ_{\max} и от высоты h_{kp} расположения условной точки прицепа на тракторе.

При $\varphi_{\max} < \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}$ продольная устойчивость трактора обеспечена при любых условиях движения. Опрокидывание трактора становится возможным, когда $\varphi_{\max} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}$. В этом случае критический угол подъема имеет максимальное значение, $\alpha_k = \alpha_{\text{lim}}$, в чем нетрудно убедиться, если подставить в уравнение (32) $\varphi_{\max} = \frac{a}{h}$. Опрокидывание трактора до достижения им предельного угла подъема, т. е. $\alpha_k < \alpha_{\text{lim}}$, может иметь место только при условии, что $\varphi_{\max} > \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}$. Величина критического угла подъема будет в этом случае тем меньше, чем выше расположена на тракторе условная точка прицепа, т. е. чем больше h_{kp} .

Таким образом, для того, чтобы можно было использовать уравнение (31) для определения минимальных критических углов $\alpha_{k, \text{min}}$, нужно ввести в него определенность в отношении величины h_{kp} . Примем $h_{kp} = 0,5h$, что близко подходит к практически встречающимся значениям. Допустим далее, что $r_k \approx h$. После указанного уточнения уравнение (31) примет вид

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{a - 0,5 \varphi_{\max} h - f(r_k - 0,5h)}{0,5h} = 2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}} - \varphi_{\max} - f. \quad (33)$$

Перейдем теперь к нахождению углов $\alpha_{k, \text{min}}$. Для этого подставим в уравнение (33) вместо α_{lim} наименьшее значение предельного угла подъема, которое встречается у колесных тракторов, а вместо φ_{\max} — наиболее высокое значение коэффициента сцепления с почвой, которое бывает при движении по хорошей дороге. На основании практических данных можно для подсчета угла $\alpha_{k, \text{min}}$ принять $\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}} = 0,6$ ($\alpha_{\text{lim}} \approx 30^\circ$), а $\varphi_{\max} = 0,8$. После соответствующих подстановок получаем из уравнения (33)

$$\operatorname{tg} \alpha_{k, \text{min}} = 0,4 - f. \quad (34)$$

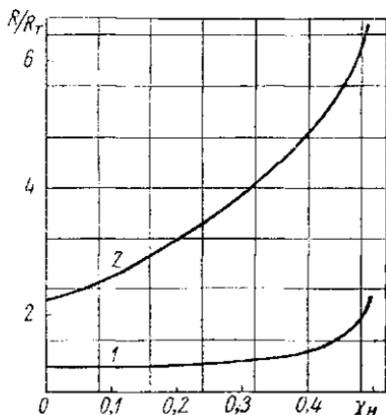
Найденное значение $\operatorname{tg} \alpha_{k, \text{min}}$ подставим в уравнение (30) вместо $\operatorname{tg} \alpha_{k, \text{н}}$. Поскольку нами было принято, что критические углы подъема трактора при движении с поднятыми навесными машинами не должны быть ниже значений $\alpha_{k, \text{min}}$, которые встречаются у тракторов, работающих с прицепными машинами, то значению $\operatorname{tg} \alpha_{k, \text{н}} = \operatorname{tg} \alpha_{k, \text{min}}$ соответствует максимальная допустимая величина коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора $\chi_{k, \text{lim}}$. После соответствующих подстановок в уравнение (30) получаем

$$\chi_{k, \text{lim}} = 1 - \frac{(\operatorname{tg} \alpha_{k, \text{min}} + f)(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}} = 1 - \frac{0,4(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}} \quad (35)$$

Из уравнения (35) следует, что величина $\gamma_{н. \text{lim}}$ зависит от веса навесной машины (значения β_n) и от степени продольной устойчивости трактора (значения $\text{tg } \alpha_{\text{lim}}$). Увеличение веса машины уменьшает, а увеличение угла α_{lim} , наоборот, увеличивает допустимое значение коэффициента $\gamma_{н. \text{lim}}$. Поэтому тракторы, предназначенные для работы с навесными машинами, должны обладать повышенной продольной устойчивостью.

Опытная проверка влияния величины коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора на управляемость агрегата

Снижение продольной устойчивости агрегата связано с ухудшением его управляемости. На подмосковной испытательной станции НАТИ в 1952 г. под руководством автора были проведены опыты по выяснению влияния на управляемость агрегата величины γ_n — коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора. Во время опытов замерялись радиусы поворота трактора при различных условиях работы. Оценка управляемости производилась по отношению фактического радиуса поворота R , полученного при данных условиях опыта, к теоретическому радиусу R_T поворота, определяемому уравнением $R_T = L \text{ctg } \beta$, где β — принятый во время опыта угол установки осей направляющих колес трактора относительно положения, занимаемого ими при прямолинейном движении.



Фиг. 33. Характеристика влияния коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора на его управляемость на рыхлом грунте:

1 — повороты производились без навесной машины; 2 — повороты производились с навесным культиватором во время работы.

Испытания проводились с трактором ХТЗ-7 на двух почвенных фолах: на твердом грунте в условиях, близких к нормальным дорожным, и на взрыхленной стерне, соответствующей состоянию поля при культивации. Величина коэффициента γ_n регулировалась во время опытов при помощи сменных грузов, накладывавшихся в определенном порядке на платформу, установленную сзади трактора. На рыхлом грунте управляемость агрегата проверялась также при поворотах с работающим навесным культиватором, соединенным с трактором посредством стандартного навесного устройства. В этих случаях учитывалось дополнительное влияние на разгрузку передней оси трактора сил, действующих на культиватор. Для уменьшения этого влияния культиватор был оборудован опорными колесами. Работа культиватора производилась со стрельчатыми лапами на глубину 8—10 см.

Как показали испытания, на твердом грунте при $\gamma_n < 0,4$ радиус поворота $R \approx R_T$. По мере дальнейшего роста значения γ_n отношение $\frac{R}{R_T}$

постепенно плавно увеличивается, а при $\chi_n \geq 0,6$ управляемость начинает резко ухудшаться.

Результаты испытаний на рыхлом грунте приведены на фиг. 33. Кривая 1 получена при поворотах трактора без навесной машины, а кривая 2 — при поворотах с работающим культиватором. При поворотах без навесной машины отношение $\frac{R}{R_T}$ сохраняет почти постоянное значение, близкое к единице, до $\chi_n \leq 0,4$. При дальнейшем повышении χ_n отношение $\frac{R}{R_T}$ быстро растет, а при $\chi_n \approx 0,5$ трактор теряет управляемость. Во всех перечисленных опытах отношение $\frac{R}{R_T}$ почти не меняется при широком диапазоне значений радиусов поворота.

Во время работы культиватора управляемость агрегата значительно ухудшится вследствие момента сопротивления повороту, создаваемого погруженными в почву рабочими органами культиватора. В этом случае даже при незначительной разгрузке передней оси трактора отношение $\frac{R}{R_T}$ заметно увеличивается, причем при малых углах β поворота осей направляющих колес трактора радиус поворота неустойчив и меняется в значительных пределах.

Хотя управляемость трактора зависит от ряда его конструктивных особенностей, однако полученные данные можно считать достаточно типичными для четырехколесных тракторов на пневматических шинах. Они показывают, что в тех случаях, когда поворот навесного агрегата происходит без участия погруженных в почву рабочих органов навесной машины, управляемость нарушается при значениях $\chi_n > \chi_{n, \text{lim}}$.

Таким образом, если $\chi_n < \chi_{n, \text{lim}}$, т. е. если соблюдено требование, предъявляемое к продольной устойчивости агрегата, то управляемость его при переездах с навесными машинами в нормальных дорожных условиях и при поворотах на концах гонов будет удовлетворительной. В тех случаях, когда трактор поворачивается с работающими навесными машинами, как это, например, имеет место при культивации междурядий пропашных культур, следует принимать меры к тому, чтобы разгрузка его передней оси во время работы не имела места или была бы минимальной.

§ 2. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОДОЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ НАВЕСНЫХ КОЛЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

Общие соображения

Колесные тракторы отечественной конструкции обладают хорошей продольной устойчивостью и могут быть поэтому широко использованы для работы с навесными машинами. В табл. 3 приведены значения коэффициентов использования запаса продольной устойчивости χ_n при применении их с различными навесными машинами. Приведенные в таблице данные по тракторам взяты из отчетов по испытаниям или получены путем специальных замеров. Во всех случаях тракторы были оборудованы навесными устройствами и гидравлическими механизмами, имели

нормальный комплект добавочных грузов (у трактора ХТЗ-7 на направляющих колесах, у трактора „Беларусь“ — на ведущих) и находились в заправленном состоянии. Параметры навесных машин даны ориентировочно по справочным материалам, полученным от соответствующих проектных организаций. Значения коэффициента $\gamma_{н}$ подсчитывались по уравнению (29), а коэффициента $\gamma_{н, \text{lim}}$ — по уравнению (35). Для случая реверсивного движения трактора ХТЗ-7 с волокушей коэффициент $\gamma_{н, \text{lim}}$ определялся по приводимому ниже уравнению (39).

Таблица 3

Значения коэффициентов $\gamma_{н}$

Трактор и его параметры	Навесная машина		Коэффициенты		Примечание	
	Наименование	$G_{н}$ в кг	$a_{н}$ в мм	$\gamma_{н}$		$\gamma_{н, \text{lim}}$
ХТЗ-7 (ого- родная моди- фикация): $G = 1550 \text{ кг}$ $L = 1650 \text{ мм}$ $a = 540 \text{ мм}$ $h = 700 \text{ мм}$ $\text{tg } \alpha_{\text{lim}} = 0,77$	Плуг однокорпус- ный	130	1250	0,19	0,43	С запасом семян весом 60 кг
	Культиватор-окуч- ник двухрядный	200	1100	0,26	0,41	
	Свеклоподъемник двухрядный	100	1050	0,13	0,45	
	Сеялка овощная	460	1150	0,63	0,33	
	Культиватор-ра- стениягатель	480	1300	0,75	0,32	
	Волокуша	350	1650	0,68	0,67	С копной весом 200 кг
Универсал-2: $G = 2180 \text{ кг}$ $L = 2100 \text{ мм}$ $a = 675 \text{ мм}$ $h = 815 \text{ мм}$ $\text{tg } \alpha_{\text{lim}} = 0,83$	Плуг двухкорпус- ный	215	1265	0,19	0,47	С балла- стом весом 100 кг
	Культиватор па- ровой с шириной захвата 3 м	400	1400	0,38	0,43	
	Культиватор-рых- литель с шириной захвата 1,5 м	160	1200	0,13	0,48	
	Культиватор-окуч- ник четырехрядный	250	1450	0,25	0,46	
	Дисковый лущиль- ник с шириной за- хвата 2,4 м	400	1400	0,38	0,43	
„Беларусь“ $G = 3390 \text{ кг}$ $L = 2345 \text{ мм}$ $a = 730 \text{ мм}$ $h = 870 \text{ мм}$ $\text{tg } \alpha_{\text{lim}} = 0,84$	Плуг трехкорпус- ный	390	1650	0,26	0,47	С балла- стом весом 150 кг
	Культиватор па- ровой с шириной захвата 4 м	525	1670	0,35	0,45	
	Культиватор-рых- литель с шириной захвата 2,5 м	325	1300	0,17	0,47	
	Дисковый лущиль- ник с шириной за- хвата 3,2 м	550	1325	0,3	0,44	
	Свеклоподъемник шестирядный	260	1200	0,13	0,49	

По мере расширения сферы применения навесных агрегатов, начинают создаваться сложные навесные машины — посевные, посадочные, уборочные и т. д. Такие машины имеют большой вес и при работе с ними коэффициент использования запаса продольной устойчивости трактора выходит иногда за допустимые пределы. Из данных, приведенных в табл. 3, видно, что такие случаи имеют место, например, при работе трактора ХТЗ-7 с овощной сеялкой и культиватором-растениепитателем. С появлением широкозахватных навесных машин, многие из которых предназначены для комбинированного выполнения нескольких операций, вопрос о необходимости повышения продольной устойчивости возникает также и в отношении более мощных тракторов.

Рассмотрим ряд мероприятий, которые могут быть применены для повышения продольной устойчивости навесных колесных агрегатов.

Изменение положения центра тяжести трактора

Простым способом изменения положения центра тяжести трактора, повышающим его продольную устойчивость, является установка на передних направляющих колесах добавочных грузов. Возможность их установки следует предусматривать на всех тракторах, предназначенных для работы с навесными машинами.

Потребный вес дополнительных грузов ΔG_1 может быть определен, исходя из требования, чтобы после установки грузов величина коэффициента использования запаса продольной устойчивости χ_n трактора была снижена до допустимых пределов.

Обозначим через G , G_1 , a , h , α_{lim} , δ_n и $\chi_{n, \text{lim}}$ соответственно вес трактора, нагрузку, передаваемую на почву его передними колесами в статическом состоянии, продольную и вертикальную координаты центра тяжести трактора, предельный угол подъема трактора, отношение веса навесной машины к весу трактора и, наконец, допустимое значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора до установки дополнительных грузов, а через G' , G'_1 , a' , h' , α'_{lim} , δ'_n и $\chi'_{n, \text{lim}}$ — значения тех же величин после установки дополнительных грузов.

Принятое выше исходное положение для выбора веса дополнительных грузов может быть выражено следующим уравнением:

$$\frac{M_n}{G'a'} = \chi'_{n, \text{lim}} = 1 - \frac{0,4(1 + \delta'_n)}{\text{tg } \alpha'_{\text{lim}}}$$

В этом уравнении величина $\text{tg } \alpha'_{\text{lim}} = \frac{a'}{h'}$. Для надежности расчета допустим, что вертикальная координата центра тяжести трактора, несмотря на установку дополнительных грузов на передние колеса, сохраняет свое первоначальное значение. Тогда

$$\text{tg } \alpha'_{\text{lim}} \approx \frac{a'}{h} \approx \text{tg } \alpha_{\text{lim}} \frac{a'}{a}$$

Подставим значение $\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}$ в предыдущее уравнение. Учитывая, что $M_n = \gamma_n G a$, где γ_n — первоначальное значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора, получим

$$\frac{\gamma_n G a}{G' a'} = 1 - \frac{0,4(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}} \cdot \frac{a}{a'}$$

$$\text{Так как } a = L \frac{G_1}{G}, \text{ а } a' = L \frac{G'_1}{G'},$$

где L — продольная база трактора, то отношение $\frac{a}{a'}$ может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{a}{a'} = \frac{G_1}{G'_1} \cdot \frac{G'}{G}$$

Сделав соответствующую подстановку, получим

$$\gamma_n \frac{G_1}{G'_1} = 1 - \frac{0,4 \left(\frac{G' + G_n}{G'} \right)}{\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}} \cdot \frac{G_1}{G'_1} \cdot \frac{G'}{G} = 1 - \frac{0,4 \left(\frac{G' + G_n}{G} \right)}{\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}} \cdot \frac{G_1}{G'_1}$$

С некоторым приближением примем $\frac{G'}{G} = 1$. После необходимых преобразований получим

$$G'_1 = G_1 \left[\gamma_n + \frac{0,4 \left(\frac{G' + G_n}{G} \right)}{\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}} \right] \approx G_1 \left[\gamma_n + \frac{0,4(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}} \right]$$

Искомый вес требуемых дополнительных грузов может быть теперь определен по следующему уравнению:

$$\Delta G_1 = G'_1 - G_1 = G_1 \left[\gamma_n + \frac{0,4(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}} \right] - G_1 = G_1 (\gamma_n - \gamma_{n, \text{lim}}) \quad (36)$$

Вторым способом, с помощью которого можно изменить положение центра тяжести трактора, является изменение длины его продольной базы. На тракторе ХТЗ-7, например, это осуществляется путем поворота конечных передач вперед или назад от вертикального положения и соответствующей перестановки направляющих колес (фиг. 34). Для повышения продольной устойчивости трактора имеет значение второй вариант поворота конечных передач (см. фиг. 34, в), который дает увеличение продольной координаты a и уменьшение вертикальной координаты h центра тяжести.

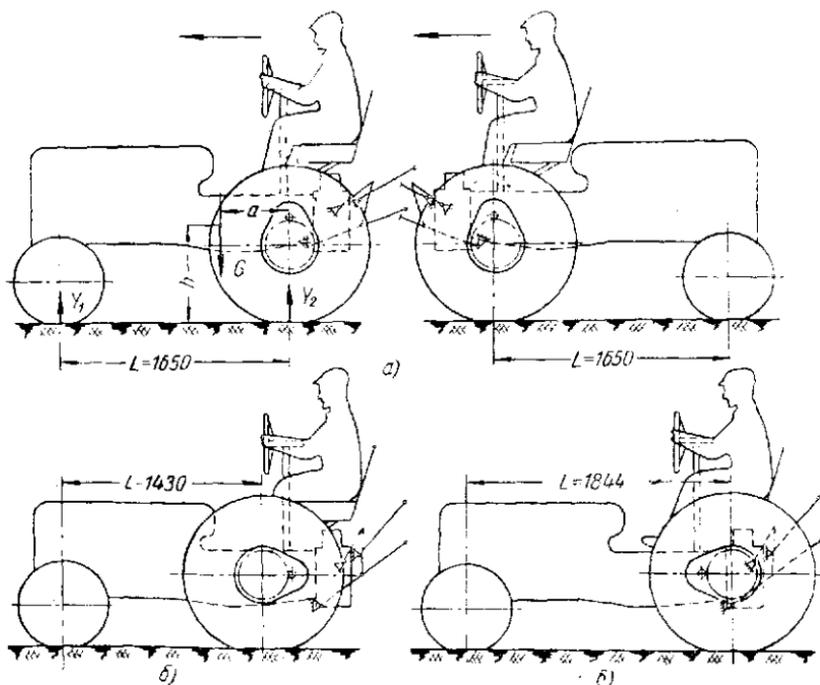
Влияние переналадки ходовой системы трактора ХТЗ-7 на положение его центра тяжести характеризуется данными, приведенными в табл. 4. Данные приведены для двух возможных вариантов посадки водителя, соответствующих двум способам движения — передним и задним ходом, применяемым на тракторе ХТЗ-7 в связи с наличием у него реверсивной трансмиссии.

Из табл. 4 видно, что в результате переналадки положения колес $\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}}$ у трактора ХТЗ-7 может быть повышен почти на 70%.

Координаты центра тяжести трактора ХТЗ-7

Положение оси конечных передач трактора	Посадка водителя	Продольная база трактора L в мм	Координаты центра тяжести трактора в мм		$\text{tg}^2 \alpha_{\text{lim}} = \frac{a}{h}$
			a	h	
Вертикальное	Для движения передним ходом	1650	540	700	0,77
	Для движения задним ходом		580	700	0,83
Горизонтальное	Для движения передним ходом	1845	715	555	1,29
	Для движения задним ходом		755	555	1,36

Переналадка снижает вертикальный просвет под трактором. Поэтому применение ее возможно лишь на тех сельскохозяйственных операциях,



Фиг. 31. Схемы переналадок трактора ХТЗ-7:

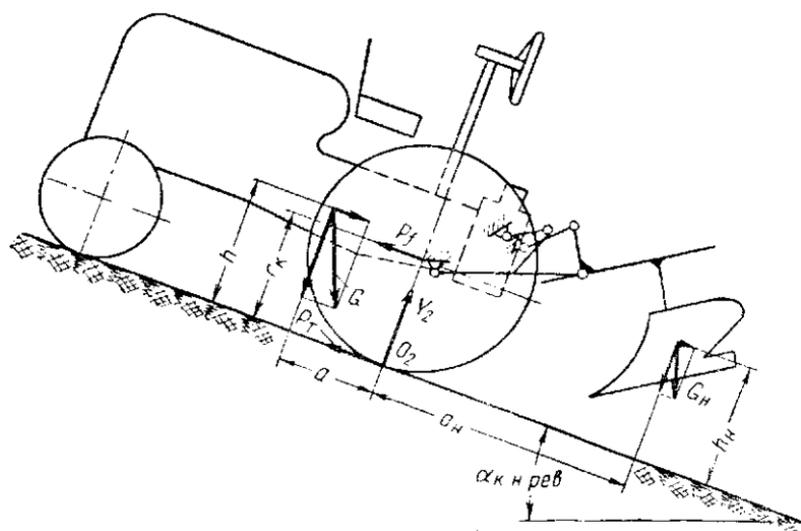
a — огорошая модификация; $б$ — модификация с уменьшенной продольной базой; $в$ — модификация с увеличенной продольной базой.

где по условиям проходимости агрегата высокий вертикальный просвет под трактором не нужен, например при работе с посевными и посадочными машинами или при междурядной обработке низкорослых культур.

тур. Для повышения продольной устойчивости трактора ХТЗ-7 без существенного снижения у него величины вертикального просвета следовало бы предусмотреть возможность поворота конечных передач назад еще в одно промежуточное положение.

Изменение положения центра давления трактора

Положение центра давления трактора, т. е. точки приложения результирующей вертикальных реакций почвы, действующих на его колеса во время движения, зависит от того, идет ли трактор передним или



Фиг. 35. Схема к определению критических углов продольной устойчивости навесного агрегата при равномерном движении под уклон задним ходом.

задним ходом. При заднем ходе передние колеса трактора разгружаются меньше, чем при переднем. Поэтому у трактора ХТЗ-7 эффективным способом повышения продольной устойчивости навесного агрегата может явиться движение с навесными машинами задним ходом.

Чтобы выяснить влияние этого фактора, сравним значения критических углов продольной устойчивости, получаемые при движении трактора задним ходом, с подсчитанными выше значениями критических углов при движении передним ходом. Для определения интересующей нас величины критического угла рассмотрим случай движения навесного агрегата под уклон, так как при движении задним ходом такой случай является более опасным для продольной устойчивости, чем движение на подъем.

Схема внешних сил, действующих на навесной агрегат при спуске задним ходом, показана на фиг. 35. Принимаем, что скорость движения трактора посредством торможения его силой P_T поддерживается равномерной. Составив уравнение моментов относительно точки O_2 ,

можно аналогично предыдущему найти величину критического угла $\alpha_{к. н. rev}$ при движении задним ходом.

Эта величина выражается уравнением

$$\operatorname{tg} \alpha_{к. н. rev} = \frac{\operatorname{tg} z_{lim} (1 - \gamma_n)}{1 + \delta_n} + f. \quad (37)$$

Уравнение (37) отличается от полученного выше уравнения (30) знаком коэффициента сопротивления перекачиванию f . При движении передним ходом момент сопротивления перекачиванию разгружает направляющие колеса трактора, в соответствии с чем f входит в уравнение (30) со знаком минус. При движении задним ходом момент сопротивления перекачиванию направлен в обратную сторону и догружает направляющие колеса трактора. Поэтому в уравнение (37) f входит со знаком плюс. Указанное обстоятельство позволяет повышать при движении задним ходом величину коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора.

Подсчитаем, до какого значения $\gamma_{н. rev}$ она может быть повышена без снижения продольной устойчивости навесного агрегата, т. е. при условии, что $\alpha_{к. н. rev} = \alpha_{к. н.}$ Для этого приравняем одну к другой правые части уравнений (30) и (37), заменив в последнем коэффициент γ_n на $\gamma_{н. rev}$. При этом принимаем, что знаменатель $1 + \delta_n$ в обоих уравнениях имеет одинаковое значение. В соответствии с этими положениями можно написать, что

$$\frac{\operatorname{tg} z_{lim} (1 - \gamma_n)}{1 + \delta_n} = \frac{\operatorname{tg} z_{lim} (1 - \gamma_{н. rev})}{1 + \delta_n} + 2f,$$

откуда, после необходимых преобразований, получаем, что

$$\gamma_{н. rev} = \gamma_n + \frac{2f(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} z_{lim}}. \quad (38)$$

Из уравнения (38) вытекает, что допустимое максимальное значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости может быть при движении задним ходом повышено до значения

$$\begin{aligned} \gamma_{н. lim. rev} &= \gamma_{н. lim} + \frac{2f(1 - \delta_n)}{\operatorname{tg} z_{lim}} = 1 - \frac{0,4(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} z_{lim}} + \\ &+ \frac{2f(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} z_{lim}} = 1 - \frac{(0,4 - 2f)(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} z_{lim}}. \end{aligned} \quad (39)$$

Помимо увеличения продольной устойчивости агрегата, движение задним ходом улучшает обзорность и позволяет трактористу наблюдать одновременно за дорогой и за навесной машиной. При движении задним ходом устраняется также возможность отрыва направляющих колес трактора от земли под действием инерционных сил, возникающих при трогании с места и других случаях разгона. Еще больше можно повысить продольную устойчивость трактора, если комбинировать движение задним ходом с движением передним ходом, используя последний на крутых спусках.

В табл. 5 приведены данные, показывающие, как растут допустимые максимальные значения $\gamma_{н. \text{lim}}$ коэффициента использования запаса продольной устойчивости у трактора ХТЗ-7 в результате применения рассмотренных выше мер по повышению его продольной устойчивости. Значения $\gamma_{н. \text{lim}}$ подсчитаны для работы трактора ХТЗ-7 с наиболее тяжелой машиной из числа перечисленных в табл. 3 (культиватором-растениепитателем). При подсчете величины $\gamma_{н. \text{lim}}$ для случая движения задним ходом по уравнению (39) коэффициент сопротивления перекатыванию f принимался равным 0,1. Наряду со значениями $\gamma_{н. \text{lim}}$

Таблица 5

Значения $\gamma_{н. \text{lim}}$ и $M_{н. \text{max}}$ для трактора ХТЗ-7 при работе с наиболее тяжелыми машинами

Положение оси конечных перелач и продольная база трактора L в мм	Способ движения	$\gamma_{н. \text{lim}}$	$M_{н. \text{max}}$ в кгм
Вертикальное; $L = 1650$	Передним ходом	0,32	270
	Задним ходом	0,58	610
Горизонтальное; $L = 1845$	Передним ходом	0,6	665
	Задним ходом	0,81	940

в табл. 5 приведены соответствующие им значения допустимых максимальных опрокидывающих моментов $M_{н. \text{max}}$, подсчитанные по формуле

$$M_{н. \text{max}} = \gamma_{н. \text{lim}} G a. \quad (40)$$

Данные, приведенные в табл. 5, показывают, что наибольший эффект получится при комбинировании обоих способов повышения продольной устойчивости трактора, т. е. при удлинении продольной базы трактора и движении задним ходом. В рассматриваемом конкретном случае в результате применения обеих указанных мер допустимая величина опрокидывающего момента $M_{н. \text{max}}$ повысилась с 270 до 940 кгм, т. е. почти в 3,5 раза. Эффективность применения заднего хода оказалась более значительной до переналадки продольной базы трактора. С повышением продольной устойчивости трактора эффект от движения задним ходом становится меньше.

Применение секционной навески машин

Продольная устойчивость агрегата может быть также повышена, если уменьшить величину опрокидывающего момента, создаваемого машиной, путем применения секционной навески, когда за трактором располагается только часть рабочих органов, остальные же располагаются впереди его ведущей оси. Величина опрокидывающего момента в этом случае подсчитывается по уравнению

$$M_{н. 2} = G_{н. 2} a_{н. 2} - G_{н. 1} a_{н. 1}, \quad (41)$$

где $G_{н. 2}$ — вес задней секции;

$a_{н. 2}$ — продольное расстояние центра тяжести задней секции навесной машины от ведущей оси трактора;

$G_{н.1}$ — вес передних секций;

$a_{н.1}$ — продольное расстояние центра тяжести передних секций от ведущей оси трактора.

Величины $a_{н.2}$ и $a_{н.1}$ берутся при транспортном положении навесной машины.

В остальном расчет продольной устойчивости навесного агрегата при секционной навеске остается таким же, как при задней навеске.

§ 3. ИЗМЕНЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ПОЧВЫ НА КОЛЕСА ТРАКТОРА ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ АГРЕГАТА

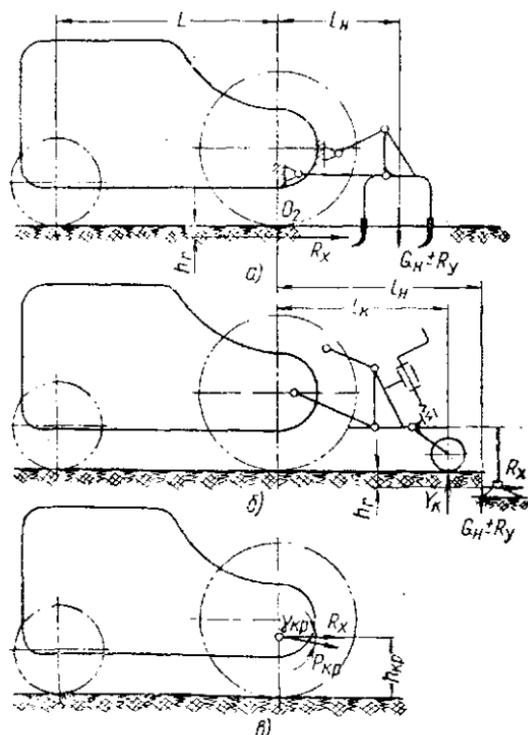
Изменение нормальных реакций при работе с машинами без опорных колес

Во время работы навесной машины на нее действуют, помимо веса, еще реактивные сопротивления почвы. В

рассматриваемом случае их можно свести к двум равнодействующим — горизонтальной силе R_x , представляющей собой тягосов сопротивление машины, и вертикальной силе R_y , являющейся результирующей вертикальных реакций почвы. Как показали динамометрические испытания различных навесных почвообрабатывающих машин, силу R_y можно с достаточной для практических целей точностью считать проходящей через центр тяжести машины.

Допустим, что под действием внешних сил, приложенных к навесной машине, вертикальные реакции почвы на передние колеса трактора изменяются на величину $\Delta Y_{1н}$, а на задние — на величину $\Delta Y_{2н}$. Определим их значения для установившегося равномерного движения навесного агрегата на горизонтальном участке.

При отсутствии на машине опорных колес (фиг. 36, а) искомые значения $\Delta Y_{1н}$ и $\Delta Y_{2н}$ определяются по следующим формулам:



Фиг. 36. Схемы к определению величины разгрузки передней оси и догрузки задней оси трактора под действием сил, приложенных к машине во время работы:

а — при работе с навесной машиной, не имеющей опорных колес; б — при работе с навесной машиной, имеющей опорные колеса; в — при работе с прицепной машиной.

$$\left. \begin{aligned} \Delta Y_{1\kappa} &= \frac{(G_n \pm R_y) l_n - R_x h_r}{L} \approx \frac{(G_n \pm R_y) l_n}{L}; \\ \Delta Y_{2\kappa} &= (G_n \pm R_y) + \Delta Y_{1\kappa} = (G_n \pm R_y) \left(1 + \frac{l_n}{L}\right), \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

где l_n — плечо силы $G_n \pm R_y$, а h_r — плечо силы R_x относительно точки O_2 , в которой приложена результирующая горизонтальных реакций почвы, действующих на задние колеса трактора.

Сила R_y входит в уравнение (42) со знаком \pm , так как она может иметь разное направление, в зависимости от почвенных условий и конструкции рабочих органов. Знак плюс соответствует ее направлению вниз, а знак минус — вверх. Моментом $R_x h_r$ ввиду малости плеча h_r пренебрегаем.

Изменение нормальных реакций при работе с машинами, имеющими опорные колеса

При наличии на машине опорных колес значения $\Delta Y_{1\kappa}$ и $\Delta Y_{2\kappa}$ определяются следующими выражениями (фиг. 36, б):

$$\left. \begin{aligned} \Delta Y_{1\kappa} &= \frac{(G_n \pm R_y) l_n - Y_{\kappa} l_{\kappa} - R_x h_r}{L} \approx \frac{(G_n \pm R_y) l_n - Y_{\kappa} l_{\kappa}}{L}; \\ \Delta Y_{2\kappa} &= (G_n \pm R_y) + \Delta Y_{1\kappa} - Y_{\kappa} = \\ &= (G_n \pm R_y) \left(1 + \frac{l_n}{L}\right) - Y_{\kappa} \left(1 + \frac{l_{\kappa}}{L}\right), \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

где Y_{κ} — вертикальная реакция почвы на опорные колеса машины;

l_{κ} — плечо силы Y_{κ} относительно точки O_2 .

Сравнение уравнений (42) и (43) показывает, что навесные машины, не имеющие опорных колес, вызывают при прочих равных условиях более значительные изменения вертикальных реакций на колеса трактора, чем машины, снабженные опорными колесами, и что наличие последних уменьшает догрузку трактора $\Delta Y_n = \Delta Y_{1\kappa} + \Delta Y_{2\kappa}$ на величину Y_{κ} .

Величина Y_{κ} может быть определена из условия равновесия машины относительно ее мгновенного центра вращения O_b в вертикальной плоскости (фиг. 37, б).

Пренебрегая сопротивлением перекатыванию колес, имеем из уравнения моментов внешних сил, действующих на машину относительно точки O_b , следующее выражение для определения величины Y_{κ}

$$Y_{\kappa} = \frac{(G_n \pm R_y) l_{n, в} - R_x h_{r, в}}{l_{\kappa, в}}, \quad (44)$$

где $l_{n, в}$, $l_{\kappa, в}$ и $h_{r, в}$ — плечи сил, показанные на схеме (фиг. 37).

При параллельности осей навесного устройства (фиг. 37, а) мгновенный центр вращения O_b уходит в бесконечность, вследствие чего уравнение (44) становится непригодным для определения величины Y_{κ} . Уравнения равновесия навесной машины можно в этом случае напи-

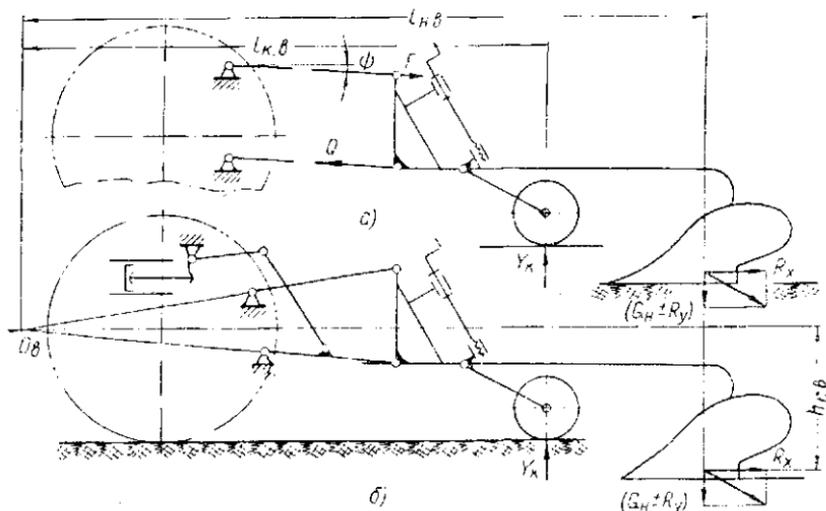
сать, отбросив трактор и заменив его действие силами Q и F , направленными по звеньям параллелограмма. Приравняв нулю сумму проекций на горизонтальную и вертикальную оси всех сил, приложенных к машине, получим

$$\begin{aligned}\sum X &= F \cos \psi - Q \cos \psi + R_x = 0; \\ \sum Y &= \pm (Q \sin \psi - F \sin \psi) + (G_n \pm R_y) - Y_k = 0,\end{aligned}$$

откуда

$$Y_k = (G_n \pm R_y) \pm (Q - F) \sin \psi,$$

где ψ — угол наклона звеньев навесного устройства к горизонту.



Фиг. 37. Схемы к определению нагрузки на опорные колеса навесной машины:

a — при параллельных звеньях навесного устройства; b — при непараллельных звеньях навесного устройства.

Подставляя сюда вместо $(Q - F)$ его значение из уравнения проекций на ось X , т. е. $\frac{R_x}{\cos \psi}$, получим

$$Y_k = (G_n \pm R_y) \pm R_x \operatorname{tg} \psi. \quad (45)$$

Знак плюс перед $R_x \operatorname{tg} \psi$ соответствует наклону звеньев навесного устройства вверх от горизонталей, проведенных через их шарниры на тракторе, а знак минус — наклону вниз.

Таким образом, величина Y_k при непараллельности звеньев навесного устройства зависит от того, где установлены на машине опорные колеса. В случае параллельности звеньев положение опорных колес не влияет на величину Y_k и последняя при заданных внешних силах зависит только от угла ψ — наклона звеньев к горизонту.

Сравнительная оценка при работе с навесными и прицепными машинами

Обозначим через ΔY_1 и ΔY_2 соответственно разгрузку передних и догрузку задних колес трактора при работе с прицепными машинами в результате наличия на крюке тягового сопротивления $P_{кр}$. В соответствии со схемой на фиг. 36, в. имеем

$$\left. \begin{aligned} \Delta Y_1 &= -\frac{R_x h_{кр}}{L}; \\ \Delta Y_2 &= \Delta Y_1 + R_x \operatorname{tg} \gamma_{кр} = \frac{R_x h_{кр}}{L} + R_x \operatorname{tg} \gamma_{кр} \approx \frac{R_x h_{кр}}{L}. \end{aligned} \right\} (46)$$

Для сравнительной оценки величины изменения нормальных реакций почвы на колеса трактора при работе с навесными и прицепными машинами могут служить следующие коэффициенты:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \frac{\Delta Y_{1н}}{\Delta Y_1}; \\ \xi_2 &= \frac{\Delta Y_{2н}}{\Delta Y_2}. \end{aligned} \right\} (47)$$

Подставляя в выражение (47) значения $\Delta Y_{1н}$ и $\Delta Y_{2н}$ из уравнений (42) и значения ΔY_1 и ΔY_2 из уравнений (46), получим для случая, когда на навесных машинах отсутствуют опорные колеса,

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \frac{(G_n \pm R_y) l_n}{L} : \frac{R_x h_{кр}}{L} = \frac{l_n}{h_{кр}} \cdot \frac{G_n \pm R_y}{R_x} = C_1 \operatorname{tg} \theta; \\ \xi_2 &= (G_n \pm R_y) \left(1 + \frac{l_n}{L}\right) : \frac{R_x h_{кр}}{L} = \frac{L + l_n}{h_{кр}} \cdot \frac{G_n \pm R_y}{R_x} = C_2 \operatorname{tg} \theta, \end{aligned} \right\} (48)$$

где $C_1 = \frac{l_n}{h_{кр}}$, $C_2 = \frac{L + l_n}{h_{кр}}$ — постоянные величины для сравниваемых агрегатов;

θ — угол наклона к горизонту результирующей силы, действующей на навесную машину.

Аналогично, используя уравнения (43), находим, что при наличии на навесных машинах опорных колес

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \frac{(G_n \pm R_y) l_n - Y_k l_k}{L} : \frac{R_x h_{кр}}{L} = \frac{l_n}{h_{кр}} \cdot \frac{G_n \pm R_y}{R_x} - \\ &\quad - \frac{l_k}{h_{кр}} \cdot \frac{Y_k}{R_x} = C_1 \operatorname{tg} \theta - \frac{l_k}{h_{кр}} \cdot \frac{Y_k}{R_x}; \\ \xi_2 &= \frac{(G_n \pm R_y) (L + l_n) - Y_k (L + l_k)}{L} : \frac{R_x h_{кр}}{L} = \\ &= \frac{L + l_n}{h_{кр}} \cdot \frac{G_n \pm R_y}{R_x} - \frac{L + l_k}{h_{кр}} \cdot \frac{Y_k}{R_x} = C_2 \operatorname{tg} \theta - \frac{L + l_k}{h_{кр}} \cdot \frac{Y_k}{R_x}. \end{aligned} \right\} (49)$$

Навесное устройство обычно конструируется с таким расчетом, чтобы при рабочих положениях навесной машины звенья его были, примерно, параллельны друг другу. Это делается для того, чтобы перемещения рабочих органов во время работы, получающиеся в результате неизбежных колебаний глубины обработки почвы, не вызывали значительных изменений углов установки рабочих органов по отношению к дну борозды. В соответствии с этим заменим Y_k в уравнениях (49) его значением из уравнения (45), в результате чего получим

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= C_1 \operatorname{tg} \theta - \frac{l_k}{h_{kp}} \left[\frac{(G_H \pm R_y) \pm R_x \operatorname{tg} \psi}{R_x} \right] = C_1 \operatorname{tg} \theta - \\ &- \frac{l_k}{h_{kp}} (\operatorname{tg} \theta \pm \operatorname{tg} \psi) = C_1 \operatorname{tg} \theta - C_1 \frac{l_k}{l_H} (\operatorname{tg} \theta \pm \operatorname{tg} \psi); \\ \xi_2 &= C_2 \operatorname{tg} \theta - \frac{L + l_k}{h_{kp}} \left[\frac{(G_H \pm R_y) \pm R_x \operatorname{tg} \psi}{R_x} \right] = C_2 \operatorname{tg} \theta - \\ &- \frac{L + l_k}{h_{kp}} (\operatorname{tg} \theta \pm \operatorname{tg} \psi) = C_2 \operatorname{tg} \theta - C_2 \frac{L + l_k}{L + l_H} (\operatorname{tg} \theta \pm \operatorname{tg} \psi). \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

В тех случаях когда оси опорных колес расположены недалеко от вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести навесной машины, т. е. когда $l_k \approx l_H$, уравнения (50) можно представить в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \pm C_1 \operatorname{tg} \psi; \\ \xi_2 &= \pm C_2 \operatorname{tg} \psi. \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

Знак плюс в уравнениях (51) соответствует наклону звеньев навесного устройства вниз от горизонталей, проведенных через их шарниры на тракторе. Он показывает, что изменения вертикальных реакций почвы на колеса трактора происходят в одних и тех же направлениях при работе с навесными и прицепными машинами. Знак минус должен ставиться, когда звенья навесного устройства наклонены вверх; в этом случае работа навесных и прицепных машин будет вызывать разнозначное изменение вертикальных реакций почвы на колеса трактора.

Таким образом, при наличии на навесных машинах опорных колес значения коэффициентов ξ_1 и ξ_2 можно регулировать путем выбора соответствующих параметров навесного устройства. При отсутствии опорных колес значения этих коэффициентов лишь в ограниченной степени зависят от конструктивных факторов. В основном величина их определяется силовой характеристикой выполняемой сельскохозяйственной операции.

В табл. 6 приведены значения коэффициентов ξ_1 и ξ_2 для колесных тракторов разных мощностей при их работе с навесными машинами, не имеющими опорных колес, на пахоте, культивации пара и глубоком рыхлении. Для подсчета коэффициентов ξ_1 и ξ_2 значения углов θ были взяты по приведенным выше данным динамометрических испытаний навесных почвообрабатывающих машин, согласно которым $\operatorname{tg} \theta$ находится в пределах 0,1—0,27 на пахоте, 0,5—0,9 на культивации и 0,4—0,5 при глубоком рыхлении. Постоянные C_1 и C_2 подсчитывали, принимая для

Значения коэффициентов ξ_1 и ξ_2 при работе тракторов с навесными машинами, не имеющими опорных колес

Марки тракторов	Параметры	Значения параметров на		
		пахоте	культивации пара	глубоком рыхлении
ХТЗ-7	C_1	2,6	2,7	—
	C_2	6,7	6,8	—
	ξ_1	0,26—0,7	1,35—2,4	—
	ξ_2	0,67—1,8	3,4—6,1	—
„Универсал—2“	C_1	3,9	3,5	3,0
	C_2	9,1	8,8	8,25
	ξ_1	0,39—1,0	1,75—3,15	1,2—1,5
	ξ_2	0,91—2,45	4,4—7,9	3,3—4,1
„Беларусь“	C_1	4,65	4,0	3,25
	C_2	10,3	9,8	9,1
	ξ_1	0,46—1,24	2,0—3,6	1,3—1,6
	ξ_2	1,0—2,7	4,9—8,8	3,6—4,5

всех указанных тракторов $h_{кр} = 400$ мм. Значения L и I_n взяты по техническим характеристикам тракторов и соответствующих навесных машин.

Как видно из табл. 6, на пахоте величина коэффициента ξ_2 доходит до 2,7. В обычных условиях $\xi_2 > 1$. Случай, когда $\xi_2 < 1$, т. е. когда догрузка ведущих колес трактора при работе с навесными плугами меньше, чем при работе с прицепными, имеют место лишь в особо неблагоприятных условиях (сухая, плотная почва, тупые рабочие органы). Величина коэффициента ξ_1 на пахоте в большинстве случаев меньше единицы. Таким образом, на пахоте динамические показатели колесных тракторов с навесными плугами лучше, чем с прицепными. Сцепной вес у них увеличивается при сохранении удовлетворительной управляемости.

На культивации разгрузка направляющих колес трактора при работе с навесными машинами может быть в 2—3 раза больше, чем при работе с аналогичными прицепными машинами. Управляемость трактора в результате этого ухудшается, причем нередко значительно. Это обстоятельство явилось одной из причин, почему при задней навеске на трактор культиваторы без опорных колес не получили распространения.

ВЫВОДЫ

1. Задняя навеска машин, имеющая наибольшее применение, снижает продольную устойчивость навесного агрегата. В качестве параметра, характеризующего допустимость навески машины на трактор, с точки зрения продольной устойчивости агрегата, может быть принят коэффи-

циент γ_n использования запаса продольной устойчивости трактора. Он представляет собой отношение опрокидывающего момента, создаваемого весом машины, поднятой в транспортное положение, к опрокидывающему моменту, способному вызвать отрыв направляющих колес от земли. Навеска машины может быть допущена, если

$$\gamma_n < 1 - \frac{0,4(1 + \delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}}},$$

где α_{lim} — предельный угол подъема, на котором может не опрокидываясь стоять трактор без машины, а δ_n — отношение веса навесной машины к весу трактора.

2. Соблюдение требований, предъявляемых к продольной устойчивости навесного агрегата, одновременно обеспечивает удовлетворительную управляемость при переездах с навесными машинами в нормальных дорожных условиях и при поворотах на концах гона. Однако в случае навески пронасных машин, с которыми трактору приходится поворачиваться при погруженных в почву рабочих органах, следует принимать меры к тому, чтобы разгрузка передней оси трактора во время работы не имела места или была бы минимальной, иначе маневренность агрегата в междурядьях будет снижаться.

3. Для повышения продольной устойчивости агрегата при работе с тяжелыми навесными машинами можно применять ряд мер, как-то: устанавливать дополнительные грузы на направляющих колесах, увеличивать продольную базу трактора, снижать положение его центра тяжести и совершать переезды с навесными машинами задним ходом. Продольная устойчивость навесного агрегата может быть также повышена применением секционной навески, при которой часть рабочих органов машины располагается за ведущей осью трактора, а часть впереди нее.

4. На пахоте динамические показатели колесных тракторов с навесными плугами лучше, чем с прицепными, поэтому навесные плуги к колесным тракторам могут работать без опорных колес. На культиваторах же и других машинах, у которых на рабочие органы действуют значительные вертикальные реактивные сопротивления почвы, приходится устанавливать опорные колеса; без них разгрузка передней оси трактора при работе с навесными машинами может быть в 2—3 раза больше, чем при работе с аналогичными прицепными машинами. Помимо этого, для обеспечения управляемости колесные тракторы, предназначенные для работы с навесными машинами, должны снабжаться тормозами поворота.

ГЛАВА V

ОБЩАЯ ДИНАМИКА ГУСЕНИЧНЫХ НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

§ 1. СМЕЩЕНИЕ ЦЕНТРА ДАВЛЕНИЯ ТРАКТОРА ПРИ НАВЕСКЕ МАШИН

Понятие о коэффициенте смещения центра давления

В качестве параметра, характеризующего влияние навесной машины на общую динамику гусеничного навесного агрегата, может быть принят так называемый коэффициент смещения центра давления трактора. Этот коэффициент, обозначаемый в дальнейшем через γ_n , представляет собой отношение продольного смещения центра давления трактора относительно середины его опорной поверхности, происходящего под влиянием сил, действующих на машину, к длине опорной поверхности гусениц. Выбор указанного параметра обуславливается тем, что положение центра давления у гусеничного трактора является важнейшим динамическим фактором, определяющим распределение вертикальных давлений на грунт под гусеницами.

Примем, что критерием оценки допустимости навески машин на гусеничный трактор является величина коэффициента смещения центра давления трактора под действием веса машины, поднятой в транспортное положение, аналогично тому, как это было принято в отношении коэффициента использования запаса продольной устойчивости у колесных тракторов.

На фиг. 38 приведена силовая схема гусеничного навесного агрегата с машиной, расположенной сзади трактора и поднятой в транспортное положение. Из уравнения моментов относительно центра давления D трактора имеем

$$Ga_{\partial, n} = G_n(a_n + a - a_{\partial, n}) = \delta_n G(a_n + a - a_{\partial, n}),$$

откуда

$$a_{\partial, n} = \frac{\delta_n}{1 + \delta_n}(a + a_n), \quad (52)$$

где $a_{\partial, n}$ — продольное смещение центра давления трактора относительно его центра тяжести под действием веса машины.

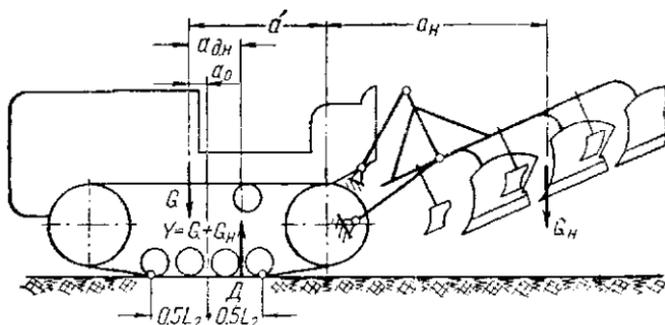
В соответствии с принятым выше определением

$$\gamma_n = \frac{a_{\partial, n} - a_0}{L_2} = \frac{\delta_n(a_n + a)}{(1 + \delta_n)L_2} - \frac{a_0}{L_2}, \quad (53)$$

где a_0 — продольное расстояние от центра тяжести трактора до середины его опорной поверхности;

l_2 — длина опорной поверхности гусениц.

При выводе уравнения (53) было принято, что центр тяжести трактора расположен впереди середины опорной поверхности гусениц. Для гусеничных тракторов, рассчитанных на работу с навесными машинами, это условие следует считать обязательным, чтобы таким путем несколько расширить возможности применения задней навески машин.



Фиг. 38. Схема к определению коэффициента смещения центра давления γ_N у гусеничного трактора с навесной машиной, расположенной сзади трактора и поднятой в транспортное положение.

О максимальном коэффициенте смещения центра давления

В теории трактора принято, что у сельскохозяйственных тракторов с обычной полужесткой системой подвески остова эпюра давлений на грунт превращается из трапеции в треугольник, когда коэффициент смещения центра давления достигает величины $\gamma = 1/6$. При дальнейшем увеличении этого коэффициента часть опорной поверхности гусениц перестает участвовать в передаче давлений на грунт.

Если еще учесть, что при передвижении трактора с навесной машиной передним ходом величина смещения центра давления дополнительно возрастает под действием момента сопротивления передвижению агрегата, то на основании указанного положения следует считать, что отношение $1/6$ является максимально допустимым значением коэффициента γ_N , т. е. что

$$\gamma_N \leq 1/6. \quad (54)$$

Необходимо, однако, отметить, что исходные положения теории трактора, принятые при выводе уравнения (54), носят в известной степени условный характер, так как они основываются на ряде допущений. Поэтому полученный вывод следует рассматривать как ориентировочный, подлежащий уточнению на основании соответствующих опытных и эксплуатационных данных.

В табл. 7 приведены значения величины γ_N коэффициента смещения центра давления у трактора КД-35 при навеске на него различных

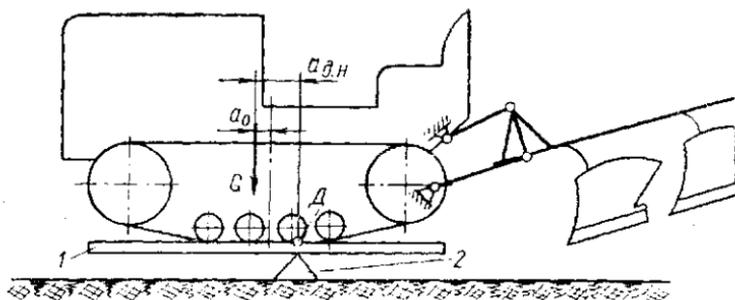
видов плугов. Таблица составлена по материалам испытаний трактора КД-35 с навесными машинами на Центральной машиноиспытательной станции МСХ СССР в 1949 г.

Таблица 7

Значения коэффициента γ_n для трактора КД-35 с различными навесными плугами (см. фиг. 38)

Плуг	G_n в кг	$a \div a_n$ в мм	$a_{0,н} - a_0$ в мм	$\gamma_n = \frac{a_{0,н} - a_0}{L_2}$
Трехкорпусный общего назначения	389	2335	170	0,195
Виноградниковый для вспашки в свал и развал	390	2195	165	0,19
Для укривания виноградников	317	2235	130	0,15
Для открывания виноградников	400	2375	175	0,2

Положение центра давления определялось экспериментальным путем. Для этого гусеничный агрегат с поднятой машиной въезжал на платформу 1 (фиг. 39), свободно качающуюся на металлической призме 2, и перемещался на ней до тех пор, пока платформа не устанавливалась



Фиг. 39. Схема приспособления для определения положения центра давления гусеничного трактора.

в положение равновесия, как показано на фигуре. Предварительно тем же способом определялось положение следа центра тяжести трактора без навесной машины.

Приведенные в таблице данные о плугах были получены путем взвешивания и определения положения их центра тяжести прибором академика В. П. Горячкина. При подсчете коэффициента γ_n длина опорной поверхности гусениц была принята равной длине звеньев, укладываемых под опорными катками трактора (пять звеньев общей длиной $L_2 = 865$ мм).

Из данных, приведенных в табл. 7, видно, что величина коэффициента γ_n в большинстве случаев превышает $1/6$, т. е. выше значения, допускаемого по уравнению (54). Тем не менее работа со всеми пере-

численными навесными плугами проходила в основном нормально. В борозде существенной разницы в ходе трактора с навесными и прицепными плугами не было. Заметные на глаз смещения центра давления, которые сопровождались отрывом передних опорных катков от гусениц, можно было наблюдать только при выглублении плугов, а также при случайном возрастании вертикальных реакций почвы на рабочие органы. Последнее иногда имело место при работе с виноградниковыми плугами, когда масса земли и растительные остатки скапливались впереди рабочих органов и забивали пространство между ними. Некоторые неудобства имели место во время холостых переездов по неровным дорогам, вследствие значительных продольных угловых раскачиваний агрегата. Однако в результате проведенных за последние годы мероприятий по улучшению ходовой системы трактора КД-35, в частности в результате уменьшения углов наклона передних и задних ветвей гусениц к горизонту, продольное раскачивание трактора уменьшилось и ход его с навесными машинами стал более спокойным.

Таким образом, практический опыт использования трактора КД-35 с навесными машинами позволяет сделать вывод о возможности некоторого повышения допускаемой величины коэффициента γ_n по сравнению с его максимальным значением по уравнению (54).

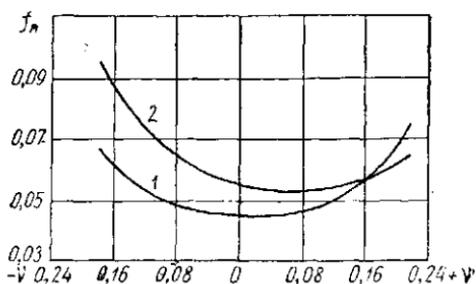
Для полноты суждения о допустимой величине коэффициента γ_n рассмотрим результаты исследований В. Н. Тюляева [31] по определению влияния положения центра давления на сопротивление движению гусеничного трактора. Опыты проводились на тракторах, оборудованных специальными экспериментальными шасси. Различные положения центра давления получались путем смещения центра тяжести трактора при сохранении неизменным его веса. Во время опытов определялись усилия P_n , затрачиваемые трактором на деформацию почвы при различных условиях движения и различных вариантах компоновки его шасси. По ним были подсчитаны значения так называемого коэффициента f_n сопротивления движению, вызываемого деформацией почвы, по уравнению $f_n = \frac{P_n}{G}$. Коэффициент f_n учитывает влияние на сопротивление движению трактора только факторов, имеющих непосредственное отношение к взаимодействию гусениц с грунтом. Остальные факторы, как, например, потери на перематывание гусениц, на трение опорных катков о беговую дорожку гусениц и др., были при определении коэффициента f_n исключены. Благодаря этому указанный коэффициент является удобным измерителем для оценки интересующего нас влияния положения центра давления на сопротивление движению трактора.

Результаты опытов с трактором КД-35 представлены двумя кривыми на фиг. 40. Здесь на оси абсцисс отложены значения γ коэффициента смещения центра давления, а на оси ординат — соответствующие им значения коэффициента f_n . Знак плюс у коэффициента γ означает смещение центра давления назад, а знак минус — вперед от середины опорной поверхности гусениц. Кривая 1 получена при работе на стерне, а кривая 2 — на поле, подготовленном под посев. Из приведенных данных видно, что смещение центра давления увеличивает коэффициент f_n , причем на стерне более значительно, чем на почве, подготовленной под

полев. При наибольших смещениях центра давления, с которыми приходилось встречаться во время работы трактора КД-35 с навесными машинами, т. е. при $\nu_n \approx 0,2$, коэффициент f_n повышается по сравнению с его минимальным значением почти на 50% на стерне и на 25% на рыхлой почве. Однако по абсолютной величине коэффициент f_n возрастает незначительно, всего лишь немногим более чем на 0,02 при самых неблагоприятных условиях, встречавшихся при проведении испытаний навесных гусеничных агрегатов.

Упомянутыми опытами было установлено, что влияние смещения центра давления трактора на величину коэффициента f_n зависит также от углов наклона задних и передних ветвей гусениц к горизонту. При снижении углов наклона ветвей коэффициент f_n соответственно уменьшается.

На основании всех приведенных данных можно прийти к выводу, что для сельскохозяйственных тракторов обычного типа, имеющих низкое расположение ведущих и направляющих колес гусениц, допустимая максимальная величина коэффициента смещения центра давления может быть повышена до предельного значения $\nu_{n. \text{шт}} \approx 0,2$.

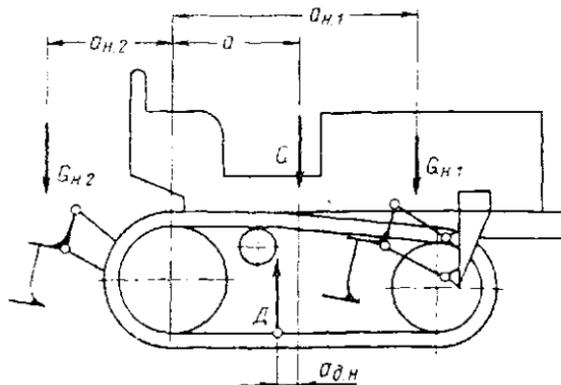


Фиг. 40. Влияние коэффициента смещения центра давления на сопротивление движению трактора КД-35 по опытам В. И. Тюляева:

1 — по опытам на стерне; 2 — по опытам на поле, подготовленном под посев.

Коэффициент смещения центра давления при секционной навеске

При секционной навеске могут быть получены более приемлемые значения ν_n коэффициента смещения центра давления трактора. Пользуясь схемой, приведенной на фиг. 41, составим аналогично предыду-



Фиг. 41. Схема к определению величины смещения центра давления при секционной навеске.

шему уравнение моментов всех внешних сил, действующих на навесной агрегат, относительно центра давления D

$$Ga_{D, n} = G_{n, 2}(a_{n, 2} + a - a_{D, n}) - G_{n, 1}(a_{n, 1} - a + a_{D, n}),$$

откуда

$$a_{D, n} = \frac{G_n a + G_{n, 2} a_{n, 2} - G_{n, 1} a_{n, 1}}{G + G_n}, \quad (55)$$

где G_n — общий вес навесной машины;

$G_{n, 2}$ — вес задней секции;

$a_{n, 2}$ — продольное расстояние центра тяжести задней секции от ведущей оси трактора;

$G_{n, 1}$ — вес передних секций;

$a_{n, 1}$ — продольное расстояние центра тяжести передних секций от ведущей оси трактора.

Величины $a_{n, 2}$ и $a_{n, 1}$ берутся при транспортном положении навесной машины.

Из уравнения (55) следует, что положение центра давления может корректироваться путем надлежащего размещения отдельных секций машины на тракторе.

Коэффициент смещения центра давления при полунавесных машинах

Рассмотрим, какое влияние на величину смещения центра давления трактора может оказать применение полунавесных машин. В качестве примера возьмем упомянутый выше полунавесной агрегат конструкции НАТИ (см. фиг. 8); схема его приведена на фиг. 42.

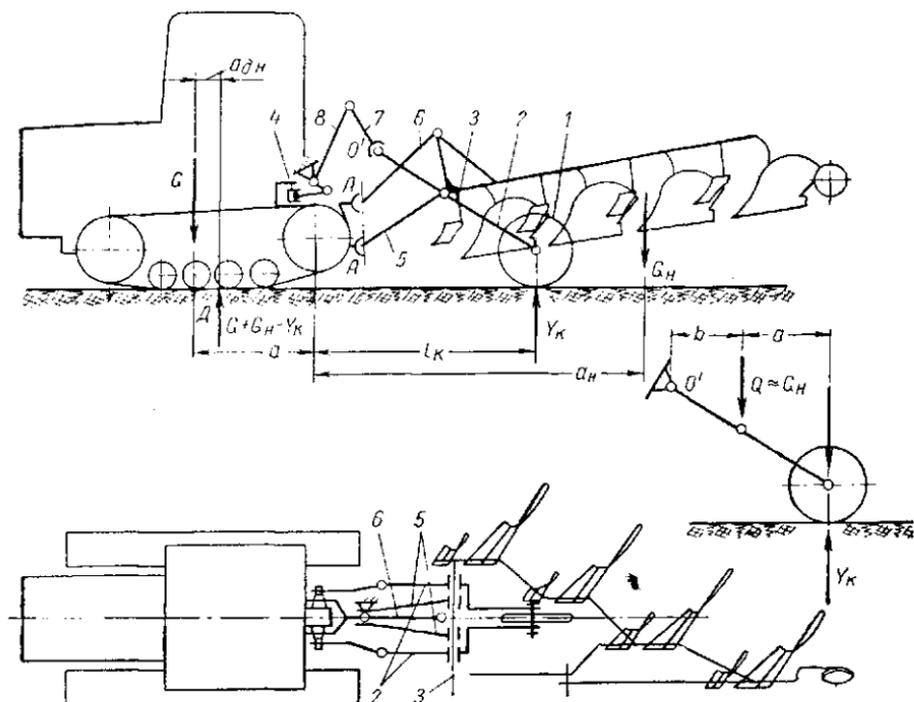
Четырехкорпусный плуг соединяется с трактором КД-35 в четырех точках посредством дышла 5, верхнего звена 6 и двух подъемных тяг 7. Опорное колесо 1 сидит на заднем конце балансира 2, ось которого 3 расположена на раме плуга, а передний конец связан подъемными тягами 7 с рычагами 8 гидромеханизма 4. Опорное колесо расположено между корпусами и идет по необработанному полю. Глубина пахоты определяется высотой расположения колеса над опорной плоскостью лемехов. При транспортировке плуга корпуса его поднимаются выше опорной поверхности колеса, как показано на фиг. 42. Установка колеса по высоте осуществляется с помощью гидравлического механизма путем поворота балансира 2 вокруг его оси 3.

Так как плуг может свободно перемещаться относительно трактора в вертикальной плоскости, то опорное колесо его копирует профиль поля и, таким образом, поддерживает глубину пахоты, примерно, на постоянном уровне.

Повороты трактора и плуга в горизонтальной плоскости возможны вокруг вертикальной оси АА. Чтобы колесо плуга было при этом разгружено от поперечных сил, подъемные тяги 7 соединены с балансиром 2 и рычагами 8 шарнирами, имеющими две степени свободы.

Определим величину смещения центра давления у трактора КД-35 при движении его с рассмотренным полунавесным плугом, поднятым

в транспортное положение. Для этого предварительно определим величину реакции Y_K , действующей на опорное колесо. Напишем уравнение равновесия балансира, на котором сидит колесо, относительно шарнира O' , соединяющего балансир с подъемными тягами (отдельно вынесенная схема в правой части фиг. 42). Заменим действие плуга силой Q , приложенной к оси балансира. Как видно из схемы, звенья 5 и 6 навесного устройства плуга в транспортном положении почти параллельны.



Фиг. 42. Схема трактора КД-35 с полунавесным плугом.

В этом случае, как было доказано выше, нагрузка на опоры транспортируемой машины всегда равна весу машины, независимо от положения опоры. Примем в соответствии с этим $Q = G_N$. Пренебрегая сопротивлением качению колеса плуга, находим из уравнения равновесия балансира, что

$$Y_K \approx \frac{G_N b}{a + b} \approx \lambda G,$$

где a и b — плечи балансира, а $\lambda = \frac{b}{a + b}$.

Величина смещения центра давления трактора под действием сил, приложенных к полунавесному плугу в транспортном положении, может быть найдена из уравнения моментов указанных сил относительно центра давления D трактора:

$$G a_{д.н} = G_N (a_n + a - a_{д.н}) - Y_K (l_K + a - a_{д.н}).$$

Подставив в полученное выражение вместо Y_k его значение λG_n и сделав необходимые преобразования, найдем искомую величину смещения:

$$a_{\partial.к} = \frac{\delta_k}{1 + \delta_k(1 - \lambda)} [a + a_n - \lambda(a + l_k)]. \quad (56)$$

Сравнение полученного уравнения (56) с уравнением (52), выведенным для случая применения навесного плуга, показывает, что наличие опорного колеса в полунавесном плуге уменьшает величину смещения центра давления трактора.

Для рассматриваемой схемы полунавесного плуга влияние опорного колеса будет тем значительней, чем дальше оно отнесено назад и чем больше коэффициент λ , характеризующий соотношение плеч балансира.

Несмотря на указанные преимущества, полунавесные агрегаты не получили до сих пор распространения, так как по своей маневренности, возможному минимальному радиусу поворота, требуемой ширине поворотной полосы и т. п. они значительно уступают навесным агрегатам.

§ 2. СМЕЩЕНИЕ ЦЕНТРА ДАВЛЕНИЯ ТРАКТОРА ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ НАВЕСНОГО АГРЕГАТА

Сравнительная оценка прицепных и навесных машин без опорных колес

Рассмотрим, как смещается центр давления гусеничного трактора при работе с навесными машинами в полевых условиях, когда на машину, помимо веса действуют еще реактивные сопротивления почвы.

При отсутствии у машин опорных колес величина смещения центра давления трактора может быть подсчитана при помощи силовой схемы, приведенной на фиг. 43, а. Обозначим через $a'_{\partial.к}$ величину смещения центра давления трактора под действием сил, указанных на схеме. Из уравнения моментов относительно точки D центра давления трактора находим, что

$$a'_{\partial.к} = \frac{(G_n \pm R_y)(l_n + a) - R_x h_r}{G + G_n \pm R_y}, \quad (57)$$

где l_n — плечо силы $G_n \pm R_y$ относительно оси ведущих звездочек гусениц;

h_r — плечо силы R_x относительно равнодействующей горизонтальных реакций почвы, действующих на гусеницы.

Остальные обозначения имеются на фиг. 43, а.

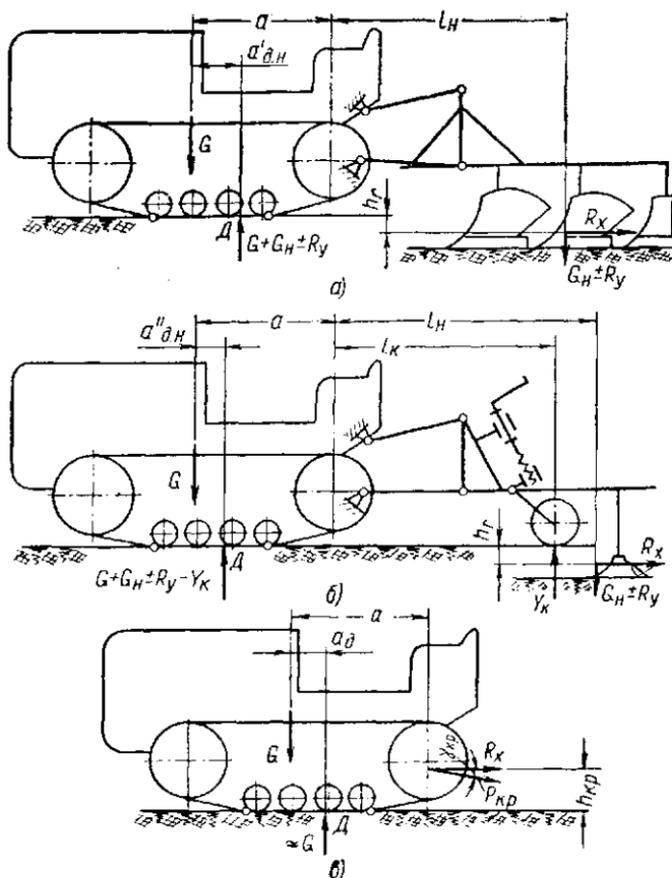
Сравним навесные и прицепные машины с точки зрения влияния их на величину смещения центра давления гусеничного трактора при работе в полевых условиях, аналогично тому, как это было сделано для колесных агрегатов.

В качестве сравнительного измерителя возьмем отношение величины смещения центра давления трактора под влиянием сил, действующих во время работы на навесную машину, к смещению центра давления, вызываемому тяговым сопротивлением прицепной машины при работе в тех

же условиях. Обозначив это отношение для навесных машин без опорных колес через ξ' , имеем

$$\xi' = \frac{a'_{\partial.н.}}{a_{\partial}}, \quad (58)$$

где a_{∂} — величина смещения центра давления трактора под действием тягового сопротивления прицепной машины.



Фиг. 43. Схемы к определению коэффициента ξ у гусеничных тракторов:

- а — при работе с навесной машиной, не имеющей опорных колес;
 б — при работе с навесной машиной, имеющей опорные колеса;
 в — при работе с прицепной машиной.

На фиг. 43, в приведена силовая схема для определения величины a_{∂} . Составив обычным путем уравнение моментов относительно точки Д, центра давления трактора, находим, что

$$a_{\partial} \approx \frac{R_x h_{кр}}{G}. \quad (59)$$

Таким образом,

$$\xi' = \frac{a'_{д.н}}{a_0} = \frac{G_n - R_y \cdot (l_n + a)}{R_x \cdot \frac{h_r}{h_{кр}}} \cdot \frac{h_r}{h_{кр}} = \frac{G_n \pm R_y}{1 + \frac{G}{G}} = \frac{C \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{h_r}{h_{кр}}}{1 + \frac{G}{G}} = \frac{C \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{h_r}{h_{кр}}}{1 + \varphi_{кр} \operatorname{tg} \theta}, \quad (60)$$

где $C = \frac{l_n + a}{h_{кр}}$ — величина, постоянная для данного агрегата;
 θ — угол наклона к горизонту результирующей внешних сил, действующих на машину во время работы;
 $\varphi_{кр}$ — так называемый коэффициент использования сцепления трактора, принимаемый равным $\frac{R_x}{G}$;

Из уравнения (60) следует, что $\xi' < 1$, т. е. смещение центра давления при работе с навесными машинами меньше, чем при работе с аналогичными прицепными машинами, если

$$\operatorname{tg} \theta < \frac{1 + \frac{h_r}{h_{кр}}}{C - \varphi_{кр}}. \quad (61)$$

Отношение $\frac{h_r}{h_{кр}}$ практически может меняться в пределах 0,25 — 0,5. Учитывая это и пренебрегая величиной $\varphi_{кр}$, ввиду ее относительной малости по сравнению с величиной C , можно уравнение (61) переписать в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \theta < \frac{1,25 \div 1,5}{C}. \quad (62)$$

Чем мощнее навесной агрегат, тем больше величина C и тем, следовательно, труднее удовлетворить условию, выраженному уравнением (62).

Как показывают имеющиеся данные о значениях коэффициента C для ряда агрегатов, неравенство (62) может быть соблюдено только у тракторов средней мощности при работе на пахоте с плугами общего назначения с числом плужных корпусов не больше трех, а с плугами, применяемыми для обработки междурядий виноградников и ягодников, работающими в свал и развал, — при числе корпусов не больше четырех. У более мощных пахотных агрегатов углы θ по уравнению (62) получаются меньше значений, фактически имеющих место при пахоте. На культивации и других операциях, близких к ней по характеру реактивных сопротивлений почвы, углы θ обычно значительно больше допускаемых по уравнению (62).

Таким образом, при работе гусеничных тракторов с навесными машинами, не имеющими опорных колес, значение $\xi' < 1$ может быть получено только у тракторов средней мощности при работе на пахоте. На-

весные плуги, предназначенные для работы с более мощными гусеничными тракторами, и все другие навесные машины, независимо от мощности гусеничных тракторов, с которыми они агрегируются, создают значения коэффициента ξ' , превышающие допустимые. Поэтому они должны снабжаться опорными колесами.

Сравнительная оценка прицепных и навесных машин с опорными колесами

Для подсчета величины смещения центра давления трактора при наличии у машин опорных колес воспользуемся силовой схемой, приведенной на фиг. 43, б. Обозначим величину смещения в этом случае через $a''_{д.н}$. Аналогично предыдущему находим из уравнения моментов сил, показанных на фиг. 43, б, относительно точки D центра давления трактора, что

$$a''_{д.н} = \frac{(G_n \pm R_y)(l_n + a) - Y_k(l_k + a) - R_x h_r}{G + G_n \pm R_y - Y_k} \quad (63)$$

Обозначив $\frac{a''_{д.н}}{a_0}$ через ξ'' , имеем

$$\begin{aligned} \xi'' &= \frac{(G_n \pm R_y)(l_n + a) - Y_k(l_k + a) - R_x h_r}{G + G_n \pm R_y - Y_k} \cdot \frac{R_x h_{кр}}{G} = \\ &= \frac{\frac{G_n \pm R_y}{R_x} \cdot \frac{l_n + a}{h_{кр}} - \frac{Y_k}{R_x} \cdot \frac{l_k + a}{h_{кр}} - \frac{h_r}{h_{кр}}}{1 + \frac{G_n \pm R_y}{G} - \frac{Y_k}{G}} = \\ &= \frac{C \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{Y_k}{R_x} \left(\frac{l_k + a}{h_{кр}} \right) - \frac{h_r}{h_{кр}}}{1 + \varphi_{кр} \operatorname{tg} \theta - \frac{Y_k}{G}} \quad (64) \end{aligned}$$

Коэффициент ξ'' может быть меньше единицы при условии, что

$$\operatorname{tg} \theta < \frac{1 + \frac{h_r}{h_{кр}}}{C - \varphi_{кр}} + \frac{\frac{Y_k}{R_x} \left(\frac{l_k + a}{h_{кр}} - \varphi_{кр} \right)}{C - \varphi_{кр}} \quad (65)$$

Сравнивая полученное значение $\operatorname{tg} \theta$ по уравнению (65) с его значением по уравнению (61), видим, что при наличии на навесных машинах опорных колес коэффициент ξ может быть меньше единицы при более значительных углах θ , чем в случае, когда машина не имеет опорных колес. В соответствии с этим эпюра давлений на грунт у гусеничного трактора, работающего с навесными машинами, имеющими опорные колеса, в большинстве случаев получится более равномерной, чем при работе с аналогичными прицепными машинами в тех же условиях.

уравнение моментов этой силы и силы G — веса трактора относительно центра давления D :

$$Ga''_{д.н} + R_x \operatorname{tg} \theta (x_1 + a''_{д.н}) - R_x h_1 = 0,$$

откуда

$$a''_{д.н} = \frac{R_x (h_1 - x_1 \operatorname{tg} \theta)}{G + R_x \operatorname{tg} \theta}, \quad (66)$$

где R_x — тяговое сопротивление канавокопателя, равное горизонтальной составляющей силы $R_{рез}$;

θ — угол наклона силы $R_{рез}$ к горизонту;

x_1 и h_1 — соответственно продольная и вертикальная координаты оси I относительно точки пересечения силы веса трактора с равнодействующей горизонтальных реакций почвы, действующих на гусеницы трактора.

Входящая в уравнение (66) величина $\operatorname{tg} \theta$ может быть найдена из условия равновесия канавокопателя относительно оси I , выражаемого соотношением

$$R_x \operatorname{tg} \theta l_1 = R_x (h_1 + h_r),$$

откуда

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{h_1 + h_r}{l_1},$$

где l_1 — плечо вертикальной составляющей силы $R_{рез}$ относительно оси I ;

h_r — плечо горизонтальной составляющей силы $R_{рез}$ относительно равнодействующей горизонтальных реакций почвы, действующих на гусеницы трактора.

Подставив найденное значение $\operatorname{tg} \theta$ в уравнение (66), находим искомую величину

$$a''_{д.н} = \frac{R_x \left[h_1 - (h_1 + h_r) \frac{x_1}{l_1} \right]}{G + R_x \frac{h_1 + h_r}{l_1}}. \quad (67)$$

Из полученного выражения следует, что при рассматриваемом способе навески машины на трактор, можно путем выбора положения оси I влиять на величину смещения центра давления. Для уменьшения величины смещения основное значение имеет снижение оси I . Некоторое значение может иметь также координата x_1 . Ее нужно выбирать таким образом, чтобы ось I находилась впереди вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести трактора.

§ 3. УСТОЙЧИВОСТЬ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ НЕЦЕНТРАЛЬНОЙ НАВЕСКЕ

Понятие о нецентральной навеске

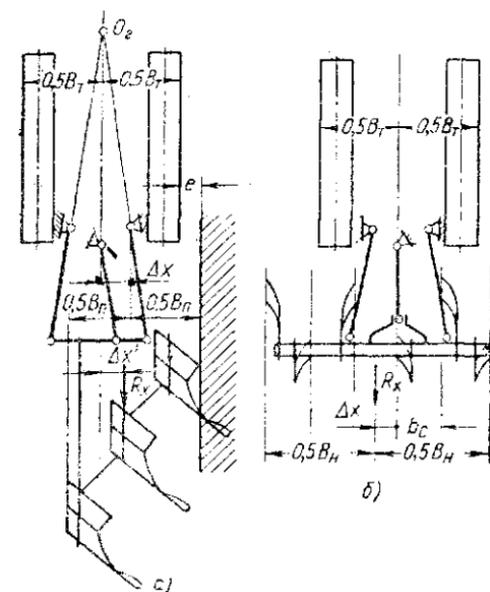
Нецентральной навеской условимся в дальнейшем называть такое расположение навесной машины, при котором продольная составляющая ее тягового сопротивления проходит вне средней продольной оси трактора. Нецентральная навеска встречается и на колесных и на гусеничных тракторах.

ничных тракторах, но для последних она более характерна, так как гусеничные тракторы не имеют переменной ширины колеи, которую можно было бы регулировать применительно к ширине захвата машины.

Нецентральная навеска широко применяется при работе гусеничных тракторов с навесными плугами. Соотношения между шириной гусеничных тракторов и шириной захвата навесных плугов, с которыми они работают, обычно таковы, что когда трактор идет обеими гусеницами по необработанному полю, то линия тягового сопротивления плуга про-

ходит правее средней продольной оси трактора. Величина смещения линии тягового сопротивления возрастает при тяжелых условиях работы, например при вспашке целинных земель или при работе с почвоуглубителями, когда приходится уменьшать число работающих корпусов. Значительные смещения линии тягового сопротивления имеют место также при навеске плугов на гусеничные пропашные тракторы, у которых ширина колеи увеличена соответственно условиям прохождения по междурядьям.

На фиг. 45, *a* приведена схема гусеничного трактора с навесным плугом. Как видно из схемы, для того чтобы передний корпус плуга занимал правильное положение относительно стенки борозды, обработанной за предыдущий про-



Фиг. 45. Схемы нецентральной навески машин на гусеничный трактор:

a — нецентральная навеска трехкорпусного плуга;
b — нецентральная навеска шестирильного свеклопольезника.

ход, середина ширины его захвата должна быть смещена вправо от продольной оси трактора на следующую величину:

$$\Delta x = (0,5B_T + e) - 0,5B_{П}, \quad (68)$$

где B_T — габаритная ширина трактора по наружным кромкам гусениц;

$B_{П}$ — ширина захвата плуга;

e — расстояние от наружной кромки правой гусеницы до стенки предыдущей борозды.

При дальнейших расчетах принимаем $e = 150$ мм. Опыт показал, что выдерживать расстояние e ниже указанной величины нецелесообразно, так как это приводит к повышенному буксованию правой гусеницы.

В табл. 8 приведены значения Δx для навесных плугов к гусеничным тракторам, подсчитанные по формуле (68).

Так как продольная составляющая тягового сопротивления плужного корпуса обычно проходит не по середине его захвата, а несколько

Значения Δx для навесных плугов к гусеничным тракторам

Трактор	Плуг	Исходные расчетные данные в мм		Δx в мм
		V_r	V_{II}	
КД-35	Трехкорпусный общего назначения	1370	1075	300
КД-35	Двухкорпусный с почвоуглубителями	1370	725	475
КДП-35	Трехкорпусный общего назначения	1560	1075	395
КДП-35	Двухкорпусный с почвоуглубителями	1560	725	570
ДТ-54	Четырехкорпусный общего назначения	1815	1425	335
ДТ-54	Трехкорпусный с почвоуглубителями	1815	1075	510

ближе к полевому обрезу, то плечо продольной составляющей тягового сопротивления плуга $\Delta x'$ относительно средней продольной оси трактора будет меньше, чем Δx .

Если принять, как это обычно делается при расчете плугов, что продольная составляющая тягового сопротивления проходит на расстоянии $\frac{1}{3}$ ширины захвата корпуса от полевого обреза, то

$$\Delta x' \approx \Delta x - \frac{1}{6} b_n, \quad (69)$$

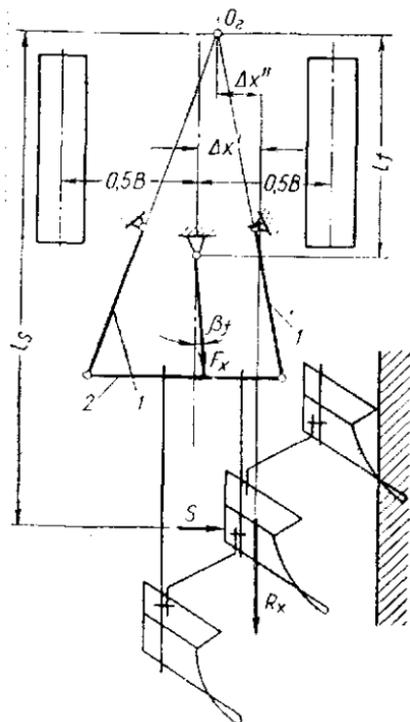
где b_n — ширина захвата одного плужного корпуса.

Нецентральная навеска может потребоваться не только для плугов. В качестве еще одного примера нецентральной навески на фиг. 45, б показана схема расположения навесного шестирядного свеклоподъемника на тракторе КДП-35. Соответственно условиям прохождения трактора по междурядьям три ряда свеклы располагаются под трактором, а три — вне габаритов его гусениц. В связи с этим лапы свеклоподъемника должны быть размещены несимметрично относительно продольной оси трактора. При этом середина рабочего захвата свеклоподъемника оказывается смещенной относительно продольной оси трактора на величину $\Delta x = 0,5b_c$, где b_c — ширина междурядья свеклы.

Определение величины отклоняющего момента при нецентральной навеске

Рассмотрим, от каких факторов зависит величина отклоняющего момента, возникающего при работе трактора с нецентрально навешенным плугом, и чему может равняться величина этого момента. Для этого заменим действие плуга на трактор соответствующими внешними силами. Чтобы выяснить эти силы, рассмотрим предварительно условия равновесия плуга в горизонтальной плоскости при нецентральной навеске.

Изобразим схему навесного устройства плуга в плане в виде шарнирного четырехзвенника (фиг. 46), образованного горизонтальными проекциями нижних звеньев 1 навесного устройства и оси подвеса 2 машины. Верхнее звено навесного устройства отбрасываем и заменяем его силой F_x , являющейся горизонтальной проекцией реакции верхнего звена, действующей на машину.



Фиг. 46. Силовая схема равновесия навесного плуга в горизонтальной плоскости.

Устойчивый ход плуга по ширине может быть получен в том случае, когда результирующая всех внешних сил, действующих на него в горизонтальной плоскости, проходит через мгновенный центр вращения O_2 четырехзвенника.

Для уравнивания плуга в горизонтальной плоскости применяются следующие способы.

1. Перенос мгновенного центра вращения O_2 с продольной оси трактора ближе к линии тягового сопротивления плуга. Это осуществляется путем перемещения оси подвеса плуга по его раме в поперечном направлении. В результате плечо силы R_x относительно центра O_2 уменьшается до величины $\Delta x''$. Соответственно уменьшается момент, стремящийся нарушить правильное положение плуга в горизонтальной плоскости.

2. Перекос плуга в горизонтальной плоскости с поворотом его корпусов носками в сторону борозды. Поворот осуществляется изменением угла установки оси подвеса 2 на раме плуга к направлению движения

трактора. Влияние перекоса плуга на его равновесие в горизонтальной плоскости заключается в следующем. Равнодействующая реактивных сопротивлений почвы, действующих на плуг в горизонтальной плоскости, может быть разложена на две составляющие — продольную R_x и поперечную. Последняя уравнивается боковыми реакциями почвы, действующими на полевые доски плуга и на полевые обрезы его корпусов и предплужников. Когда плуг работает без перекосов, боковые реакции почвы создают почти равномерное давление по всей длине полевых досок. При перекосе плуга в указанном выше направлении боковое давление на стенки борозды увеличивается. В результате этого возникают дополнительные боковые реакции почвы S , создающие уравнивающий момент, препятствующий отклонению плуга в горизонтальной плоскости. Величина уравнивающего момента равна Sl_3 , где l_3 — плечо силы S относительно центра O_2 . Достаточных экспериментальных

данных о влиянии перекоса плуга на его тяговое сопротивление нет. Можно лишь считать установленным, что перекосы плуга следует допускать в ограниченных пределах.

3. Расположение верхнего звена навесного устройства таким образом, чтобы действующая на плуг горизонтальная проекция F_x реакции верхнего звена препятствовала отклонению плуга от правильного положения в горизонтальной плоскости.

Перечисленные способы уравновешивания плуга могут быть применены независимо один от другого или в том или ином сочетании.

Примем для более общей постановки вопроса, что уравновешивание плуга в горизонтальной плоскости достигнуто с помощью всех трех перечисленных мероприятий. В этом случае действие навесного плуга на трактор в горизонтальной плоскости может быть представлено следующими силами (фиг. 47).

1. Силой, приложенной в центре O_2 . В соответствии с изложенным она является равнодействующей сил R_x , F_x и S . Продольная составляющая ее равна $R_x + F_x \cos \beta_f$, а поперечная равна $S + F_x \sin \beta_f$, где β_f — угол наклона верхнего звена навесного устройства к направлению движения трактора.

2. Силой F_x , передаваемой на трактор верхним звеном навесного устройства.

Отклоняющий момент M_o , действующий на трактор, может быть подсчитан как сумма моментов, создаваемых всеми указанными силами относительно полюса O_n поворота трактора. Принимаем, что полюс поворота расположен на продольной оси трактора. Таким образом,

$$M_o = (R_x + F_x \cos \beta_f) (\Delta x' - \Delta x'') + F_x \sin \beta_f l_f + S l_n, \quad (70)$$

где l_f — продольное расстояние от точки пересечения верхнего звена навесного устройства с продольной осью трактора до центра O_2 ;

l_n — продольное расстояние от полюса O_n поворота трактора до центра O_2 .

Из условий равновесия плуга относительно центра O_2 (фиг. 46) имеем

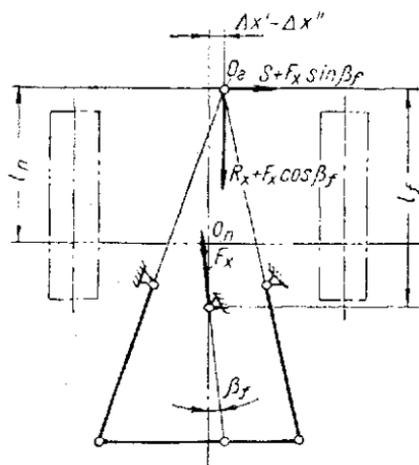
$$R_x \Delta x'' - S l_s - F_x \cos \beta_f (\Delta x' - \Delta x'') - F_x \sin \beta_f l_f = 0, \quad (71)$$

откуда

$$F_x \cos \beta_f (\Delta x' - \Delta x'') + F_x \sin \beta_f l_f = R_x \Delta x'' - S l_s.$$

Подставляя это соотношение в уравнение (70), получим, после соответствующих преобразований

$$M_o = R_x \Delta x' - S (l_s - l_n). \quad (72)$$



Фиг. 47. Схема к определению отклоняющего момента, возникающего на гусеничном тракторе при работе с нецентрально навешенным плугом.

Разность $l_s - l_n$, входящую в уравнение (72), можно считать для данного агрегата величиной постоянной, так как положение полюса O_n поворота трактора и положение точки приложения результирующей боковой реакции S почвы могут меняться в сравнительно небольших пределах. Таким образом, из уравнения (72) следует, что при заданных значениях R_x и $\Delta x'$ единственным средством уменьшения величины отклоняющего момента, действующего на трактор, является создание путем перекоса плуга в горизонтальной плоскости боковой реактивной силы S .

В тех случаях, когда уравнивание плуга в горизонтальной плоскости производится без использования боковой реакции почвы S , отклоняющий момент будет иметь максимальное значение $M_{o, \max}$. Подставив в уравнение (72) $S = 0$, получим

$$M_{o, \max} = R_x \Delta x'. \quad (73)$$

Рассмотрим теперь другой частный случай: чему будет равна величина отклоняющего момента, если не пользоваться для уравнивания плуга реакцией F_x верхнего звена навесного устройства. Как показали экспериментальные исследования, сила, действующая на верхнее звено навесного устройства, не стабильна по величине и ее отношение к тяговому сопротивлению R_x может колебаться во время работы в значительных пределах. Поэтому уравнивающее действие момента, создаваемого силой F_x , недостаточно устойчиво.

Если сила F_x не участвует в уравнивании плуга, то в уравнении (70) можно принять

$$F_x \cos \beta_f (\Delta x' - \Delta x'') + F_x \sin \beta_f l_f = 0.$$

В этом случае

$$M_o = R_x (\Delta x' - \Delta x'') + S l_s. \quad (74)$$

Величину силы S , входящей в уравнение (74), найдем из условий равновесия плуга относительно центра O_2 . Для рассматриваемого случая уравнение равновесия плуга имеет следующий вид:

$$R_x \Delta x'' - S l_s = 0, \quad (75)$$

откуда

$$S = \frac{R_x \Delta x''}{l_s}.$$

Подставив полученное значение силы S в уравнение (74), находим, что

$$M_o = R_x (\Delta x' - \Delta x'') + R_x \Delta x'' \frac{l_n}{l_s}. \quad (76)$$

Величина отклоняющего момента по уравнению (76) зависит от отношения $\frac{l_n}{l_s}$, т. е. от положения центра O_2 .

Когда центр O_2 и полюс поворота O_n находятся в одной поперечной плоскости, то $l_n = 0$ и отклоняющий момент

$$M_o = R_x (\Delta x' - \Delta x''). \quad (77)$$

Если центр O_2 и полюс поворота O_n находятся в одной точке на средней продольной оси трактора, то $M_o = 0$, так как в уравнении (77) в этом случае $\Delta x' - \Delta x'' = 0$.

По мере удаления точки O_2 за полюс поворота трактора величина M_o растёт. Максимального значения она достигает при удалении точки O_2 в бесконечность, т. е. когда нижние звенья навесного устройства становятся в плане параллельными друг другу. В этом случае $M_o = R_x \Delta x'$, так как при удалении точки O_2 в бесконечность отношение $\frac{l_n}{l_s} \rightarrow 1$.

Действительно отношение $\frac{l_n}{l_s}$ при удалении точки O_2 в бесконечность превращается в неопределённость вида $\frac{\infty}{\infty}$.

Для раскрытия этой неопределённости применим известное правило, согласно которому предел отношения двух функций, каждая из которых стремится к бесконечности при определенном значении аргумента, равен пределу отношения их производных при тех же значениях аргумента. Чтобы воспользоваться этим правилом, представим переменные величины l_n и l_s , входящие в уравнение (74), как функции от угла α наклона нижних звеньев навесного устройства к оси подвеса плуга (фиг. 48). Если не учитывать влияния на угол α некоторого возможного смещения мгновенного центра вращения O_2 относительно продольной оси трактора, ввиду его незначительности, то можно написать следующие зависимости

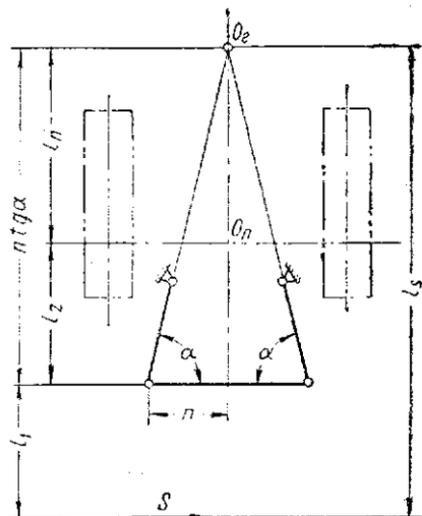
$$\begin{aligned} l_n &= n \operatorname{tg} \alpha - l_2; \\ l_s &= n \operatorname{tg} \alpha + l_1, \end{aligned}$$

где n , l_1 и l_2 — отрезки постоянной длины, показанные на фиг. 48.

Пользуясь приведенным выше правилом раскрытия неопределённостей, напишем

$$\lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{n \operatorname{tg} \alpha - l_2}{n \operatorname{tg} \alpha + l_1} = \lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{n}{\cos^2 \alpha} : \frac{n}{\cos^2 \alpha} = 1.$$

Таким образом, величина отклоняющего момента, действующего на трактор при работе с нецентрально навешенным плугом, зависит от схемы навесного устройства и применяемых способов уравнивания плуга в горизонтальной плоскости. В зависимости от выбора тех и других параметров величина отклоняющего момента может колебаться от минимального значения $M_o = 0$ до максимального значения $M_o, \max = R_x \Delta X'$.



Фиг. 48. Схема к выводу значения отношения $\frac{l_n}{l_s}$ при удалении центра O_2 в бесконечность.

О допустимой величине отклоняющего момента

Отклоняющий момент, действующий на трактор при нецентральной навеске плуга, не должен превышать величину, допустимую с точки зрения условий сохранения трактором устойчивого прямолинейного движения:

Опыты В. Н. Тюляева [32] по изучению механизмов поворота гусеничных машин показали, что величина результирующего момента сопротивления повороту трактора в большой степени зависит от радиуса поворота. Если при радиусе поворота 10 м коэффициент сопротивления повороту возрастал в указанных опытах до значения $\mu = 0,65$, то при увеличении радиуса поворота до 20 м коэффициент μ снижался до 0,35, а при радиусах поворота 80—100 м коэффициент μ не превышал 0,2. Такой характер изменений момента сопротивления повороту объясняется повышенным прессованием грунта шпорами при крутых поворотах.

Аналогичные результаты были получены А. А. Мухиным [19] при исследовании вопроса о влиянии расположения точки прицепа на эксплуатационные показатели трактора КД-35. Смещая точку прицепа на разную величину вправо от средней продольной оси трактора и забюбая при этом за частотой выключения муфт поворота, требуемой для выпрямления хода трактора, А. А. Мухин установил, что величина допустимого отклоняющего момента для трактора КД-35 не должна превышать 15 000 кгс·м. При более значительных отклоняющих моментах устойчивое направления движения трактора ухудшается. Чтобы трактор не отклонялся в сторону, трактористу часто приходится подправлять его движение при помощи механизмов поворота. Пользуясь обычными в теории трактора формулами, нетрудно подсчитать, что момент сопротивления повороту, соответствующий указанной величине отклоняющего момента, возникает у трактора КД-35 при $\mu \approx 0,2$.

Таким образом, при определении допустимой величины отклоняющего момента следует рассчитывать на момент сопротивления повороту, получающийся при указанных минимальных значениях коэффициента μ .

На основании приведенных опытных данных можно считать, что при такой величине отклоняющего момента устойчивость направления движения трактора будет удовлетворительной.

ВЫВОДЫ

1. В качестве параметра, характеризующего возможность навески сельскохозяйственных машин на гусеничные тракторы, может быть принят коэффициент γ_n смещения центра давления трактора. Он представляет собой отношение смещения центра давления трактора от середины опорной поверхности гусениц, вызываемого весом навесной машины, к длине этой поверхности. Навеска машины может быть допущена, если $\gamma_n < \frac{1}{5} \div \frac{1}{6}$.

2. Динамические качества существующих гусеничных тракторов не благоприятствуют применению навесных машин ввиду большого смещения центра давления, получающегося при навеске их сзади трактора. Попытки создания полунавесных машин, у которых вертикальные

силы во время работы и при транспортировке передавались бы полностью или частично на опорные колеса, пока не увенчались успехом. Более благоприятные значения коэффициента смещения центра давления трактора могут быть получены при секционной навеске машин.

Существенное значение для улучшения условий работы гусеничных тракторов с навесными машинами могла бы иметь рационализация ходовой части трактора, направленная на уменьшение величины коэффициента γ_k .

3. При задней навеске работа гусеничных тракторов с машинами, не имеющими опорных колес, возможна только на пахоте при числе корпусов не более трех, а в случае пахоты в свал и развал, применяемой для обработки междурядий виноградников и ягодников, при числе корпусов не более четырех. Более мощные плуги и все другие навесные машины, независимо от мощности гусеничного трактора, с которыми они агрегируются, должны иметь опорные колеса.

4. При нецентральной навеске, характерной для работы гусеничных тракторов с плугами, возникает отклоняющий момент, стремящийся нарушить устойчивость направления движения трактора. Величина отклоняющего момента зависит от схемы навесного устройства и применяемых способов уравнивания плуга в горизонтальной плоскости. При рациональном выборе указанных параметров величина отклоняющего момента может быть снижена до допустимых пределов.

5. При определении допустимой величины отклоняющего момента следует рассчитывать на момент сопротивления трактора повороту, получающийся при коэффициенте сопротивления повороту $\mu \geq 0,2$. При более высоких значениях отклоняющих моментов направление движения трактора будет недостаточно устойчивым.

ГЛАВА VI

ТЕОРИЯ НАВЕСКИ МАШИН НА ТРАКТОР И РАСЧЕТ НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К НАВЕСНЫМ УСТРОЙСТВАМ

Расположение точек навески на тракторе и на машинах и длина звеньев навесного устройства оказывают существенное влияние на работу всего навесного агрегата. Поэтому при конструировании навесных устройств следует учитывать факторы, определяющие нормальную работу трактора и навесных машин. Основными из них являются:

- а) возможность заглубления рабочих органов в почву без принудительного внешнего воздействия;
- б) быстрота заглубления (путь заглубления);
- в) проходимость агрегата при переездах с поднятой навесной машиной;
- г) величина нагрузки на гидравлический механизм трактора или, соответственно, на опорные колеса навесной машины;
- д) возможность получения нормальной ширины захвата машины и устойчивого прямолинейного движения трактора.

§ 2. ВЫБОР ПОЛОЖЕНИЯ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ВРАЩЕНИЯ НАВЕСНОЙ МАШИНЫ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Общие соображения

Схема навесного устройства в вертикальной плоскости может быть выполнена в виде параллелограмма (фиг. 49, а) или в виде четырехзвенника с непараллельными звеньями; во втором случае мгновенный центр вращения машины в вертикальной плоскости O_0 может находиться впереди (фиг. 49, б), или позади оси подвеса (фиг. 49, в). Испытания навесных почвообрабатывающих машин показали, что для сокращения пути заглубления рабочих органов и уменьшения таким образом огрехов в начале борозды нужно, чтобы при входе рабочих органов в почву их опорная плоскость была наклонена под некоторым углом γ к поверхности поля. На основании исследований Г. Н. Синеокова [30] путь заглубления $S_{заг}$ при свободном погружении в почву рабочего органа может быть выражен следующей формулой:

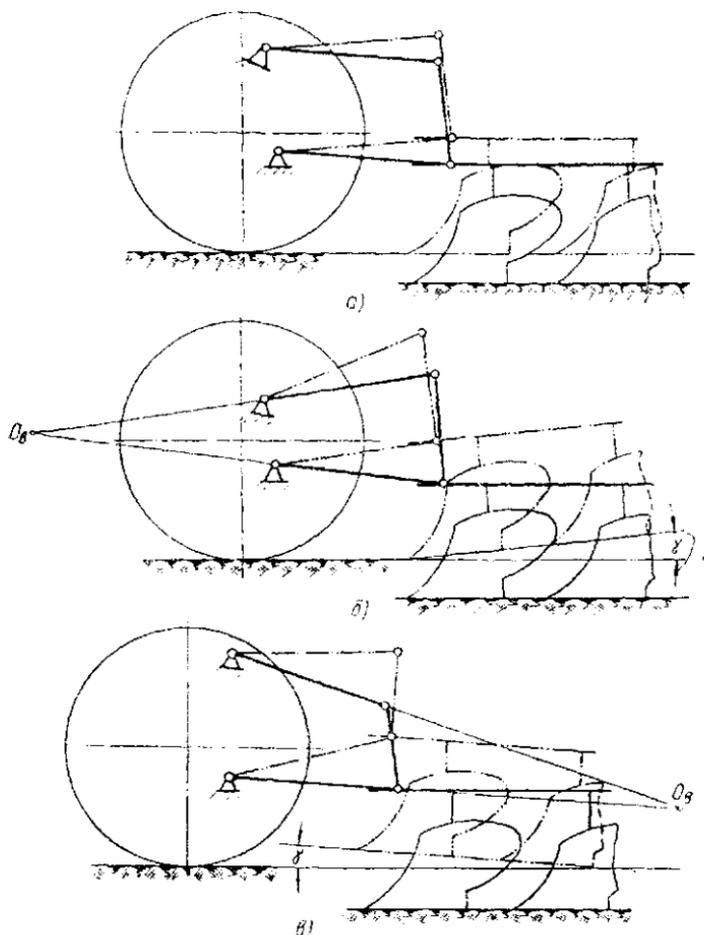
$$S_{заг} = h_z \operatorname{ctg} (\gamma + \gamma_0),$$

где h_z — глубина обработки;

γ — угол входа рабочего органа в почву;

γ_0 — угол зазора.

Для плугов γ_0 — это угол наклона к горизонту прямой, соединяющей нос лемеха с концом полевой доски; для долотообразной рыхлительной лапы угол зазора равен заднему углу резания.



Фиг. 49. Схемы навесных устройств в вертикальной плоскости:

α — параллелограммный механизм; б — мгновенный центр вращения $O_{в}$ расположен впереди оси подвеса; в — мгновенный центр вращения $O_{в}$ расположен позади оси подвеса.

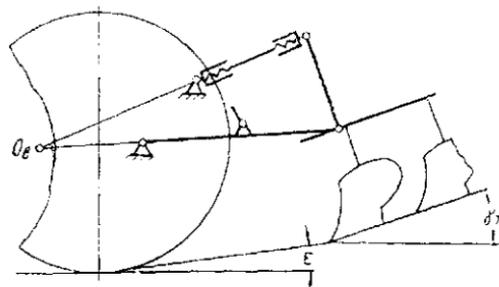
Из приведенной формулы следует, что наличие положительного угла входа рабочих органов в почву является необходимым условием для сокращения пути их заглубления в почву. Для плугов, например, проф. Н. В. Щучкин [44] рекомендует иметь угол γ в пределах 3—5°.

На фиг. 49 показаны положения навесного плуга в работе и в момент заглубления в почву при указанных трех схемах навесного устройства. Во всех случаях навесное устройство отрегулировано таким образом,

что в работе опорная плоскость корпусов плуга параллельна поверхности земли. Как видно из схем, угол входа рабочих органов в почву может быть положительным только при схеме навески, показанной на фиг. 49, б. Когда схема навесного устройства выполнена в виде параллелограмма, угол $\gamma = 0$.

Если мгновенный центр вращения O_B находится позади оси подвеса, угол γ имеет отрицательное значение.

Угол наклона опорной плоскости рабочих органов к горизонту должен быть положительным также при транспортном положении навесной машины. Величина его γ_T должна быть не меньше заднего угла проходимости ε навесного агрегата (фиг. 50), определяемого транспортным просветом под носком переднего рабочего органа. В этом случае задние рабочие органы не будут снижать проходимости агрегата при переездах с поднятой машиной.



Фиг. 50. Схема проходимости навесного агрегата.

В свою очередь, угол ε должен быть, примерно, равен критическому углу подъема навесного агрегата $\alpha_{к.н}$ для того, чтобы проходимость агрегата находилась в соответствии с его продольной устойчивостью. Исходя из обычно принимаемых значений транспортного просвета под рабочими органами сельскохозяйственных машин в 250—300 мм и допустимых значений углов $\alpha_{к.н}$, можно считать, что изложенное требование к проходимости агрегата будет удовлетворено, если $\gamma_T \geq 18 \dots 20^\circ$.

Такие высокие значения углов γ_T в условиях полевой работы, при засадах из одной борозды в другую, не обязательны. Они нужны главным образом при дальних переездах навесного агрегата с поднятой машиной.

В этих случаях увеличение углов γ_T может быть достигнуто путем соответствующего укорочения верхнего звена навесного устройства, конструкция которого всегда выполняется регулируемой по длине.

Уравнение заглубляемости рабочих органов

Способность рабочих органов навесной машины к погружению в почву без принудительного заглубления, под влиянием действующих на машину внешних сил, определяется положением точки O_B мгновенного центра вращения машины в вертикальной плоскости. Положение этой точки должно быть выбрано таким образом, чтобы момент, создаваемый относительно нее весом машины и реакциями почвы, действующими на рабочие органы, имел при любых условиях работы положительное значение (фиг. 51). Когда этот момент становится равным нулю, т. е. когда результирующая $R_{рез}$ внешних сил, приложенных к машине, проходит через точку O_B , тогда наступает предел заглубляемости, и рабочие органы машины теряют способность к дальнейшему самостоятельному погружению в почву.

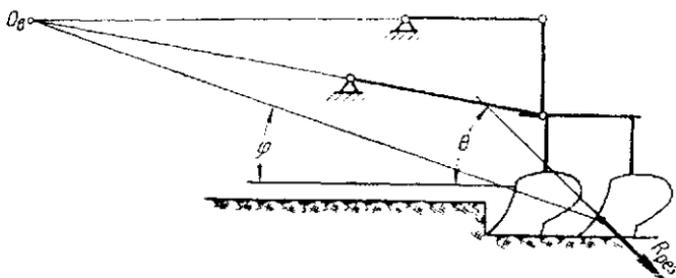
Пусть (фиг. 51) φ — полярный угол точки O_a в полярной системе координат, центр которой расположен в точке приложения силы $R_{рез}$, а полярная ось горизонтальна; θ — угол наклона к горизонту силы $R_{рез}$. В соответствии с изложенным, условие возможности погружения рабочих органов в почву на глубину, соответствующую агротехническим требованиям, без применения принудительного заглубления, определяется следующим уравнением:

$$\varphi_{\max} \leq \theta_{\min}, \quad (78)$$

где φ_{\max} — значение полярного угла φ при максимальной глубине обработки, заданной агротехническими требованиями;

θ_{\min} — минимальное значение угла θ , которое практически встречается при рассматриваемой операции.

Вопрос о заглубляемости рабочих органов имеет значение, главным образом, для плугов, у которых результирующая вертикальных реак-



Фиг. 51. Схема к выводу уравнения заглубляемости рабочих органов навесной машины.

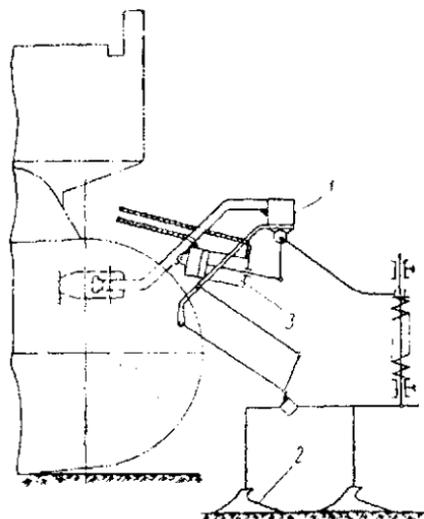
тивных сопротивлений почвы в большинстве случаев направлена вверх. На основании приведенных выше данных, полученных при динамометрических исследованиях навесных плугов, можно принять для пахоты $\theta_{\min} = 3 \div 6^\circ$. Чем плотнее и суше почва и чем тупее рабочие органы плуга, тем меньше углы θ .

Корректирование положения мгновенного центра

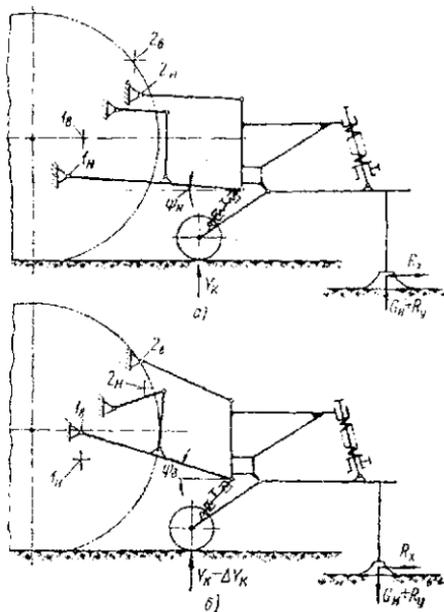
На культивации вопрос заглубляемости рабочих органов возникает, главным образом, в тех случаях, когда культиватор имеет конструкцию, показанную на фиг. 52. Рама 1 культиватора закреплена неподвижно на тракторе, и вес ее, таким образом, для заглубления рабочих органов не используется. Чтобы не портить растений при междурядной обработке, она расположена высоко над землей. Рабочие органы 2 шарнирно подвешены к раме и оси их подвеса также находятся на значительном расстоянии от земли. При такой конструкции культиватора заглубляющий момент, создаваемый весом рабочих органов и действующими на них вертикальными реакциями почвы, не всегда достаточен для преодоления момента от тягового сопротивления, препятствующего заглублению. Поэтому при тяжелых почвенных условиях такие культиваторы применяются с принудительным заглублением рабочих органов в почву. Это может быть осуществлено, как показано на фиг. 52,

применением для управления культиватором гидравлического силового цилиндра 3 двустороннего действия.

Для других конструкций культиваторов и рыхлителей условия за-
глубляемости являются более благоприятными. Как показали динамо-
метрические испытания навесных паровых культиваторов и рыхли-
телей, углы θ_{min} на выполняемых ими операциях значительно выше,
чем на плуге. Поэтому положение мгновенного центра вращения O_a
у них целесообразно изменить по сравнению с плугами. Если мгно-
венный центр вращения оставить на том же месте, что и у плугов,



Фиг. 52. Схема пропашного культиватора с неподвижно закрепленной на тракторе рамой.



Фиг. 53. Схемы перестановки на тракторе „Беларусь“ точек навески парового культиватора КПН-4А: а — навесное устройство подвешено на нижних точках 1_a и 2_a ; б — навесное устройство подвешено на верхних точках 1_b и 2_b .

то будут возникать значительные заглубляющие моменты, повышающие нагрузку на гидравлический механизм трактора или на опорные колеса навесной машины, смотря по тому, что из них ограничивает заглубление.

Уменьшение величины заглубляющих моментов, действующих на культиваторы и рыхлители, проще всего может быть достигнуто путем расположения у этих машин оси подвеса на меньшей высоте от опорной плоскости рабочих органов, чем у плугов. Однако, как показывают опытные данные, одно это мероприятие в ряде случаев является недостаточным и при работе на мягких рыхлых почвах не предохраняет опорные колеса культиватора от перегрузки.

Для более полного решения вопроса необходимо предусмотреть возможность перестановки точек навески на тракторе, как это показано на фиг. 53. На фиг. 53, а дана схема навески парового культиватора КПН-4А на тракторе „Беларусь“ до введения на последнем дополнительных верхних присоединительных точек 1_b и 2_b . При такой навеске

опорные колеса культиватора на рыхлом пару зарывались в землю. Глубина культивации получалась больше требуемой и трактор соответственно перегружался. На фиг. 53, б показана навеска культиватора после перестановки на тракторе шарниров навесного устройства из положений 1_n и 2_n в новые верхние положения 1_v и 2_v .

Учитывая, что при рабочих положениях культиватора навесное устройство остается в обоих вариантах, показанных на фиг. 53, близким к параллелограмму, можно на основании уравнения (45) сделать вывод, что при переносе на тракторе точек навески вверх нагрузка на опорные колеса культиватора снижается на величину

$$\Delta Y_K \approx R_x (\operatorname{tg} \psi_v - \operatorname{tg} \psi_n),$$

где ψ_v и ψ_n — углы наклона к горизонту звеньев навесного устройства, соответственно, при верхнем и нижнем вариантах навески.

В рассматриваемом случае навески культиватора КПН-4А на трактор „Беларусь“ нагрузка на опорные колеса культиватора была снижена в результате изменения положения точек навески на тракторе на величину $\Delta Y_K \approx 0,3 R_x$.

Таким образом, положение точки O_g — мгновенного центра вращения машины в вертикальной плоскости — нужно выбирать с учетом силовой характеристики выполняемых машиной операций.

§ 3. ВЫБОР ПОЛОЖЕНИЯ ТОЧЕК НАВЕСКИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Общие соображения

Возможность получения нормальной и устойчивой ширины захвата машины и сохранения прямолинейности движения трактора определяется схемой навесного устройства в плане.

Мгновенный центр вращения O_2 четырехзвенника, изображающего схему навесного устройства в плане, должен быть расположен впереди оси подвеса машины, что способствует автоматической стабилизации ширины захвата машины и обеспечивает устойчивое равновесие ее в горизонтальной плоскости.

В процессе работы, в результате изменения реактивных сопротивлений почвы, возникают моменты, стремящиеся отклонить машину от положения, занимаемого ею в горизонтальной плоскости.

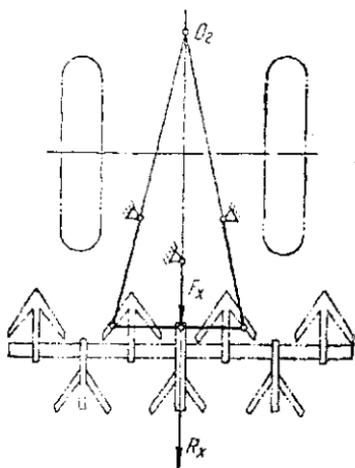
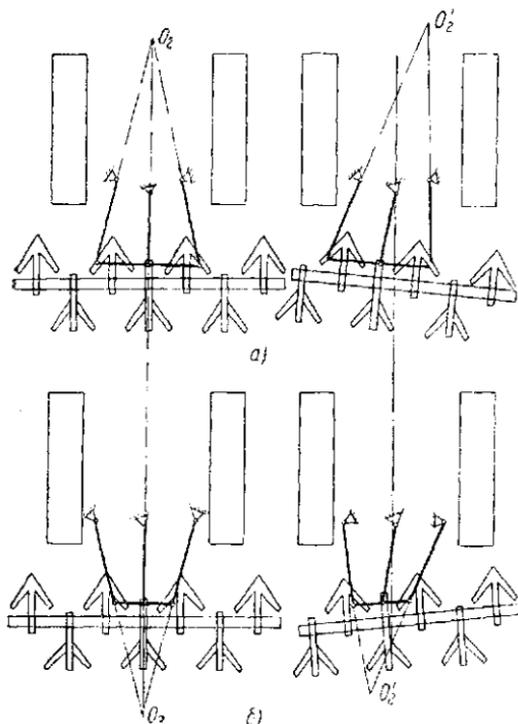
Если мгновенный центр вращения O_2 находится впереди оси подвеса, то при отклонении машины в какую-либо сторону от положения, занимаемого ею в горизонтальной плоскости при установившейся работе, центр O_2 , как видно из схемы на фиг. 54, а, перемещается в противоположную сторону — в точку O'_2 . По мере смещения центра O_2 плечо момента, вызвавшего отклонение машины, уменьшается, а на рабочих органах появляются боковые реакции почвы, препятствующие дальнейшему изменению ширины захвата. В результате этого равновесие машины в горизонтальной плоскости быстро восстанавливается.

Если мгновенный центр вращения O_2 находится позади оси подвеса, то условия равновесия машины в горизонтальной плоскости ухудшаются.

В этом случае, как видно из схемы на фиг. 54, б, отклонение машины в сторону от заданного направления вызывает смещение мгновенного центра O_2 в ту же сторону — точку O'_2 . В результате, плечо отклоняющего момента еще больше увеличивается, ход машины в горизонтальной плоскости становится неустойчивым и ширина захвата машины меняется в значительных пределах.

Положение точек навески при центральном расположении машины

При центральной навеске (фиг. 55) тяговое сопротивление машины R_x



Фиг. 54. Схемы навесных устройств в горизонтальной плоскости:

a — мгновенный центр вращения O_2 расположен впереди оси подвеса; *b* — мгновенный центр вращения O_2 расположен позади оси подвеса.

Фиг. 55. Схема равновесия навесного агрегата в горизонтальной плоскости при центральной навеске.

лежит в одной вертикальной плоскости с продольной осью трактора. Можно считать, что такое направление сила R_x имеет у машин с симметричной конструкцией рабочих органов, при расположении последних на одинаковых расстояниях от продольной оси трактора.

На схеме навесного агрегата в плане мгновенный центр вращения O_2 при центральной навеске должен лежать на продольной оси трактора, а верхняя присоединительная точка — на средней продольной оси навесной машины, как показано на фиг. 55. В этом случае трактор и навесная машина находятся в горизонтальной плоскости в равновесии.

Положение точек навески при нецентральной рас­положении машины

Как отмечалось выше, нецентральная навеска является наиболее характерной для гусеничных тракторов при работе на пахоте. Вопрос о нецентральной навеске плугов на гусеничные тракторы был частично рассмотрен в § 3 предыдущей главы при анализе общей динамики навесных агрегатов. Теперь рассмотрим этот вопрос применительно к выбору положения точек навески на плуге.

Чтобы установить, какое положение мгновенного центра вращения O_2 является в данном случае наиболее приемлемым, воспользуемся уравнениями (72) и (75).

Исходя из того, что при работе трактора с нецентрально-навешенным плугом действующий на трактор отклоняющий момент не должен превышать допустимую величину, определяемую значением $M_{o. доп}$, уравнение (72) можно представить в следующем виде:

$$R_x \Delta x' = M_{o. доп} + S_{min} (l_s - l_n), \quad (79)$$

где S_{min} — минимальная боковая реактивная сила, которая должна быть создана при уравновешивании плуга для того, чтобы снизить отклоняющий момент, действующий на трактор, до величины $M_{o. доп}$.

Пользуясь уравнением (79), можно подсчитать требуемую величину силы S_{min} .

Исходя из тех же предпосылок, представим уравнение (75) в следующем виде:

$$R_x \Delta x'' = S_{min} l_s. \quad (80)$$

Вычитая уравнение (80) из уравнения (79), получаем следующее выражение для определения величины смещения мгновенного центра вращения O_2 относительно продольной оси трактора:

$$\Delta x' - \Delta x'' = \frac{M_{o. доп} - S_{min} l_n}{R_x}. \quad (81)$$

В уравнение (81) входят две координаты $(\Delta x' - \Delta x'')$ и l_n , которые определяют положение мгновенного центра вращения O_2 . Одной из этих координат приходится задаваться.

В соответствии с уравнением (81) величина смещения $\Delta x' - \Delta x''$ мгновенного центра O_2 в основном зависит от величины допускаемого отклоняющего момента $M_{o. доп}$. Чем меньше его величина, тем меньше расстояние, на которое можно относить центр O_2 от продольной оси трактора. В тех случаях, когда по уравнению (81) получается, что $\Delta x' - \Delta x'' < 0$, нужно мгновенный центр вращения O_2 оставить на продольной оси трактора, а уравновешивание плуга в горизонтальной плоскости производить при помощи боковой реактивной силы S .

При составлении уравнения (81) предполагалось, что реакция F_x верхнего звена навесного устройства не участвует в уравновешивании плуга, так как использование ее для этой цели было признано нецелесо-

сообразным. Поэтому, определив положение центра O_2 с помощью уравнения (81), нужно расположить верхнее звено навесного устройства таким образом, чтобы сила F_x проходила, примерно, через центр O_2 .

§ 4. ОСОБЕННОСТИ НАВЕСКИ ПЛУГОВ

Общие соображения

Особенности навески плугов определяются следующими агротехническими требованиями, выявленными в процессе эксплуатационных испытаний тракторов с навесными машинами.

1. Навесной плуг должен быть приспособлен для работы с тракторами любых типов, могущих рационально агрегатироваться с ним по своим энергетическим показателям, независимо от того, каков тип трактора — колесный или гусеничный, пропашной или общего назначения.

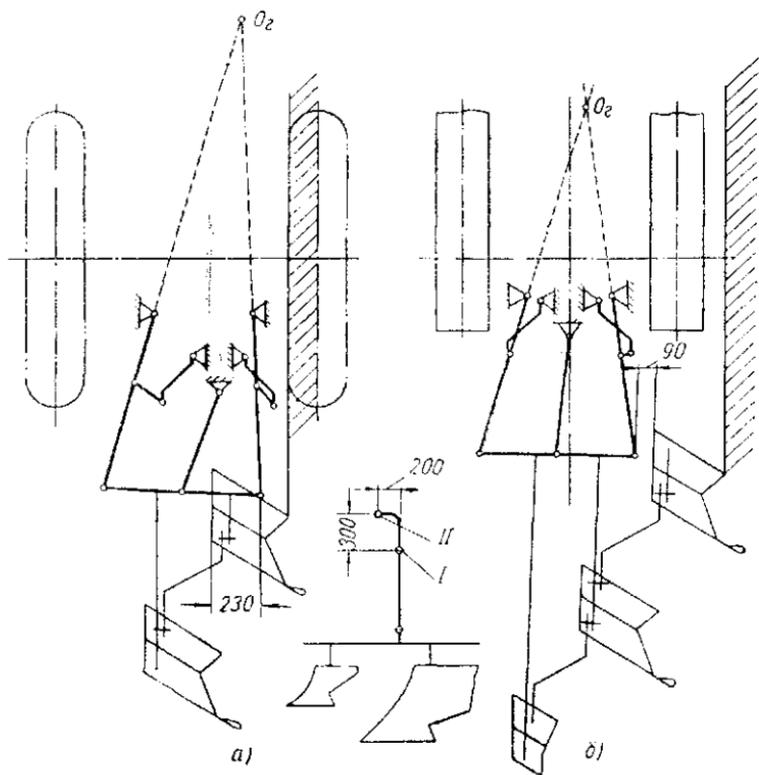
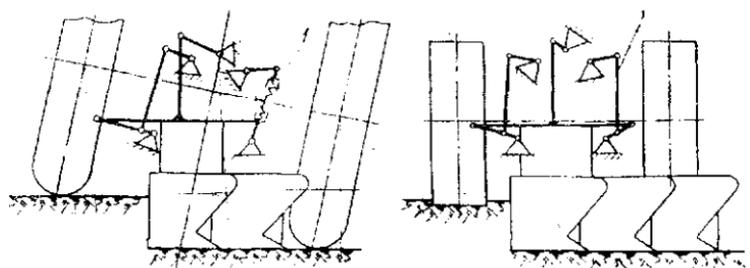
2. Навесной плуг, аналогично прицепному, должен быть приспособлен для работы со сменным числом корпусов, в зависимости от почвенных условий, глубины пахоты и других эксплуатационных факторов.

3. При работе навесных плугов с пропашными тракторами желательно сохранять на пахоте ту же ширину колеи трактора, что и на междурядной обработке, чтобы в случае необходимости можно было чередовать междурядную обработку и пахоту, не прибегая к переналадке колеи трактора.

Возможности создания унифицированного навесного плуга

При работе на пахоте тракторы, в зависимости от своей конструкции, могут занимать различные положения относительно борозды, образованной за предыдущий проход. Колесные тракторы идут правыми колесами по дну борозды, а левыми — по необработанному полю и поэтому имеют наклон в поперечной плоскости. Гусеничные тракторы работают на пахоте без поперечного наклона, обе их гусеницы движутся по необработанному полю, причем наружная кромка правой гусеницы проходит на некотором расстоянии от стенки предыдущей борозды. Положение трактора зависит также от размера его колеи и ширины гусениц. В то же время плуг при пахоте должен занимать совершенно определенное положение относительно предыдущей борозды, независимо от того, с каким трактором он работает. Поэтому до последнего времени для каждой марки трактора создавался свой навесной плуг.

Вопрос о создании единого унифицированного навесного плуга, приспособленного для работы с тракторами разных марок, может быть решен, если предусмотреть возможность переналадок навесного устройства плуга применительно к конструктивным особенностям каждой марки трактора. Чтобы переналадка была простой и возможной в полевых условиях, она должна состоять из минимального количества операций. Такими операциями должны быть, во-первых, перестановка присоеди-



Фиг. 56. Схемы переналадок навесного устройства плуга:
 а — для работы с колесными тракторами, б — для работы с гусеничными тракторами.

тельных точек на плуге применительно к положению, которое он должен занимать на данном тракторе во время работы, и, во-вторых, регулировка навесного устройства с целью сохранения горизонтального положения рамы плуга, независимо от того, имеет ли трактор наклон в поперечной плоскости или нет.

На фиг. 56 показана схема переналадки навесного устройства, разработанная под руководством автора в НАТИ и принятая на унифицированных двух-трехкорпусных навесных плугах, предназначенных для работы с тракторами средней мощности. На фиг. 56, *а* показана схема наладки для работы с колесными, а на фиг. 56, *б* — с гусеничными тракторами.

Ось подвеса плуга имеет прямолинейную форму и во всех случаях занимает по высоте одинаковое положение, параллельное опорной плоскости корпусов плуга. Установка рамы плуга в горизонтальное положение достигается регулировкой длины правого раскоса l навесного устройства. При работе с колесными тракторами правый раскос должен быть короче левого. При работе с гусеничными тракторами он должен иметь одинаковый размер с левым раскосом.

Присоединительные точки на плуге расположены в одном узле, который может перемещаться в поперечном направлении и занимать на раме плуга два положения: одно для работы с колесными (фиг. 56, *а*), другое — с гусеничными тракторами (фиг. 56, *б*). Для работы с пропашным трактором КДП-35, у которого остов вместе с верхним шарниром навесного устройства приподнят над землей выше, чем у тракторов общего назначения, предусматривается на плуге дополнительная, более высоко расположенная верхняя присоединительная точка (на фиг. 56 эта точка показана на отдельно вынесенной схеме — точка II для КДП-35, точка I для остальных тракторов).

Таким образом, переналадки навесного плуга дают возможность эксплуатировать его со всеми марками тракторов, применительно к которым выбраны различные положения присоединительных точек. В рассматриваемом конкретном случае переналадки унифицированного плуга рассчитаны на работу его с колесными тракторами ВТЗ и „Беларусь“ и с гусеничными тракторами КД-35 и КДП-35.

Работа навесного плуга со сменным числом корпусов

Работа навесного плуга со сменным числом корпусов в случае постоянной ширины колеи трактора возможна только при соответствующей регулировке плуга. Регулировка необходима в связи с тем, что изменение числа работающих корпусов нарушает равновесие плуга в горизонтальной плоскости, так как при этом изменяются величина и расположение реактивных сопротивлений почвы, действующих на плуг.

Регулировку плуга при уменьшении числа работающих корпусов целесообразно производить путем поворота оси подвеса в горизонтальной плоскости, т. е. путем увеличения боковой реактивной силы S . Этот способ является наиболее доступным в полевых условиях. Увеличение силы S в этом случае необходимо также для сохранения устойчивости направления движения трактора.

Таким образом, работа навесного плуга со сменным числом корпусов создает необходимость увеличивать диапазон регулирования боковой силы S . Соответственно этому должен быть увеличен возможный угол поворота оси подвеса плуга $\alpha_{пл}$ в горизонтальной плоскости. Необходимая величина $\alpha_{пл}$ может быть подсчитана следующим образом.

Необходимую для уравнивания плуга боковую силу представим соответственно уравнению (79) в следующем виде:

$$\frac{S_{\min}}{R_x} = \frac{M_{o, \max} - M_{o, \text{дон}}}{R_x (l_s - l_n)} = \frac{M_{o, \max} - M_{o, \text{дон}}}{M_{o, \max}} \cdot \frac{\Delta x'}{l_s - l_n},$$

где $M_{o, \max} = R_x \Delta x'$ — максимальный отклоняющий момент, который может быть создан при нецентральной навеске плуга (при $S = 0$).

По опытам А. А. Плишкина (ВИМ) перекокс плуга в горизонтальной плоскости на 1° создает боковую реактивную силу $S = (0,02 \div 0,03) R_x$. В соответствии с этой зависимостью можно написать, что

$$\begin{aligned} \alpha_{пл} &= \frac{S_{\min}}{(0,02 \div 0,03) R_x} \approx (35 \div 50) \frac{S_{\min}}{R_x} \approx \\ &\approx (35 \div 50) \frac{M_{o, \max} - M_{o, \text{дон}}}{M_{o, \max}} \cdot \frac{\Delta x'}{l_s - l_n}. \end{aligned} \quad (82)$$

Входящие в уравнение (82) величины $M_{o, \max}$ и $l_s - l_n$ должны быть взяты для случая работы плуга с минимальным числом корпусов.

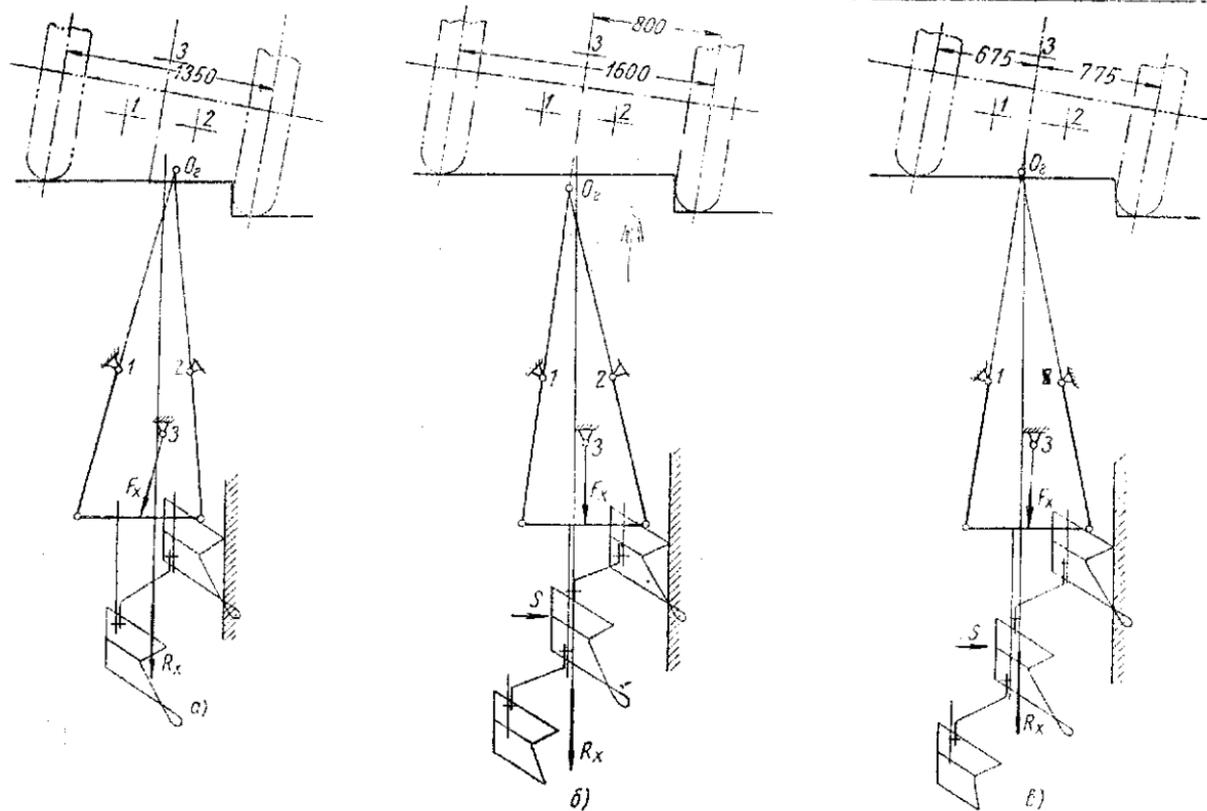
Работа навесных плугов с пропашными тракторами

Пропашные колесные тракторы новейших конструкций имеют регулируемую ширину колеи. Это дает возможность устанавливать размер колеи трактора соответственно числу корпусов плуга. Таким путем могут быть получены наиболее благоприятные условия для работы навесного пахотного агрегата. Лишь при работе с однокорпусным плугом требуемая ширина колеи трактора обычно меньше минимальных размеров, допускаемых регулировкой, что не позволяет осуществлять в этом случае центральную навеску плуга.

При эксплуатации пропашных тракторов не всегда можно использовать указанные преимущества регулируемой ширины колеи. Пропашные тракторы значительную часть полевого сезона заняты на междурядной обработке и переключаются на пахоту только в ночное время, когда междурядная обработка не производится. Так как изменение ширины колеи требует значительных затрат времени, то практически тракторы пускаются на пахоту при той же расстановке колес, с которой они работали в междурядьях.

Для междурядной обработки колея трактора в большинстве случаев устанавливается на ширину $B = 1350 \div 1400$ мм, удовлетворяющую условиям проходимости трактора по междурядьям основных пропашных культур. Рассмотрим, соответствует ли эта ширина колеи условиям работы на пахоте.

На фиг. 57, а приведена схема навески на пропашной трактор с шириной колеи $B = 1350$ мм описанного выше унифицированного навесного плуга в двухкорпусной модификации. Как видно на схеме,



Фиг. 57. Схемы к выбору:

a — числа корпусов плуга при сохранении на тракторе пропашной колес $B = 1350$ мм; *б* — ширины колес трактора при работе с трехкорпусным плугом; *в* — положения колес трактора для работы с трехкорпусным плугом при несимметричной расстановке колес.

тяговое сопротивление R_x плуга проходит на незначительном расстоянии от мгновенного центра вращения O_2 ; это создает благоприятные условия для равновесия плуга в горизонтальной плоскости. Испытаниями установлено, что работа такого агрегата протекает нормально как в отношении постоянства ширины захвата плуга, так и в отношении устойчивости прямолинейного движения трактора. Таким образом, при работе с двухкорпусным плугом переналадка пропашной колеи трактора не требуется.

При той же ширине колеи трактора работа с трехкорпусным навесным плугом протекает неудовлетворительно. Левое ведущее колесо трактора буксует больше правого, а ширина захвата плуга получается меньше расчетной. Такие результаты вызываются тем, что при ширине колеи трактора $B = 1350$ мм тяговое сопротивление трехкорпусного плуга проходит значительно левее мгновенного центра вращения O_2 и ближе к левому ведущему колесу трактора. Последнее же находится в худших условиях сцепления с почвой, чем правое, так как оно передает на почву меньшую нагрузку.

Чтобы улучшить условия работы, нужно при применении трехкорпусного плуга увеличить размер колеи трактора до 1600 мм, как показано на схеме 57, б. В этом случае нормальная ширина захвата плуга может быть легко достигнута посредством обычной регулировки.

Еще более благоприятные результаты дает переналадка колеи трактора, показанная на фиг. 57, в. Здесь левое колесо трактора оставлено на том же месте, которое оно занимает при пропашной колее, а правое отодвинуто от оси трактора на 100 мм. Сохраняя для плуга те же условия работы, что на схеме 57, б, несимметричная расстановка колес способствует более равномерному распределению нормальных реакций почвы между ними, нарушенному из-за поперечного наклона трактора. В результате этого, как показали испытания, разница в буксовании правого и левого ведущих колес трактора становится меньше. Кроме того, несимметричное расположение колес упрощает переход с пропашной колеи на пахотную и обратно.

§ 5. РАСЧЕТ НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ

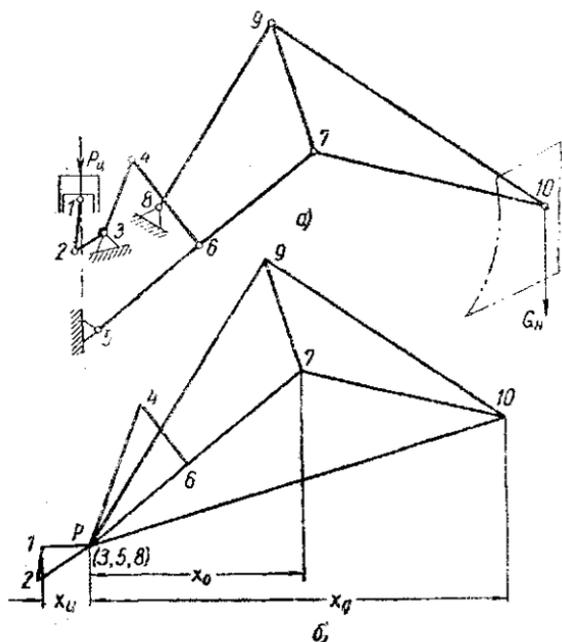
Кинематический расчет

Кинематический расчет навесного устройства заключается в определении скоростей подъема отдельных точек навесной машины — обычно оси подвеса и центра тяжести, — высоты подъема этих точек за время перемещения поршня силового цилиндра гидравлического механизма из одного крайнего положения в другое и, наконец, в выборе крайних положений оси подвеса относительно поверхности земли.

Скорости подъема отдельных точек навесной машины можно определить при помощи ее плана скоростей. Порядок построения плана и способ пользования им показаны на фиг. 58.

Построение плана производится в следующей последовательности. Вначале строится план скоростей кривошипного механизма 1—2—3, образуемого поршнем силового цилиндра 1, штоком (шатунном) 1—2 и внутренним подъемным рычагом гидравлического механизма 2—3. Для этого задаются в произвольном масштабе скоростью поршня $P-1$ и обычным способом находят скорость $P-2$ точки 2.

Затем строится план скоростей четырехзвенника 3—4—5—6, образуемого наружным подъемным рычагом гидравлического механизма 3—4, раскосом 4—6 и нижним звеном навесного устройства 5—6. План скоростей этого четырехзвенника строится по скорости точки 4, его ведущего звена, направление и величина которой известны. На плане



Фиг. 58. План скоростей навесной машины:
а — схема навесной машины; б — план скоростей.

навесного устройства к длине его отрезка 5—6.

Наконец, для получения скорости точки 10 центра тяжести машины на плане скоростей строится треугольник, подобный треугольнику 7—9—10 на схеме навесной машины. Поскольку точки 7, 9 и 10 занимают на машине неизменное взаимное положение, то скорость точки 10 изображается на плане вектором $P-10$.

Интересующие нас скорости подъема отдельных точек навесной машины являются вертикальными составляющими результирующих скоростей движения этих точек. Так как на плане векторы скорости повернуты на 90° относительно действительных скоростей, то искомые скорости подъема могут быть получены на плане как горизонтальные проекции соответствующих векторов. В соответствии с изложенным скорости подъема v_n центра тяжести машины и v_0 — оси подвеса машины могут быть выражены следующими уравнениями:

$$v_n = v_4 \frac{x_g}{x_n};$$

$$v_0 = v_4 \frac{x_0}{x_u},$$

скорость точки 4 изображается вектором $P-4$. Он параллелен звену 3—4 и больше вектора $P-2$ во столько раз, во сколько наружный рычаг гидромеханизма длиннее внутреннего.

Следующим этапом является построение плана скоростей четырехзвенника 5—7—8—9, образуемого нижним звеном навесного устройства 5—7, верхним звеном этого устройства 8—9 и колонкой навесной машины 9—7. План может быть построен, с учетом, что вектор скорости $P-7$ точки 7 должен лежать на продолжении вектора $P-6$ и быть больше его в отношении всей длины 5—7 нижнего звена на-

где v_u — скорость движения поршня в силовом цилиндре гидро-механизма;

x_g , x_0 и x_u — соответственно векторы скоростей v_n , v_0 и v_u на плане скоростей.

Отношения $\frac{x_g}{x_u}$ и $\frac{x_0}{x_u}$ являются передаточными числами, характеризующими отношения вертикальных скоростей перемещений центра тяжести и оси подвеса машины к скорости перемещения поршня силового цилиндра при рассматриваемом положении навесной машины.

Обозначив $\frac{x_g}{x_u}$ через i_n , а $\frac{x_0}{x_u}$ через i_0 , получаем следующие выражения для определения скоростей подъема центра тяжести и оси подвеса машины:

$$\left. \begin{aligned} v_n &= v_u i_n, \\ v_0 &= v_u i_0. \end{aligned} \right\} \quad (83)$$

Если не учитывать пульсации подачи масла и принять, что при заданном числе оборотов насоса скорость перемещения поршня силового цилиндра $v_u = \text{const}$, то, как видно из уравнений (83), значения скоростей v_n и v_0 будут зависеть от величины передаточных чисел i_n и i_0 . При различных положениях навесной машины передаточные числа могут иметь различные значения. Кривые, характеризующие их изменения за время подъема машины, изображают в соответствующем масштабе скорости подъема v_n и v_0 .

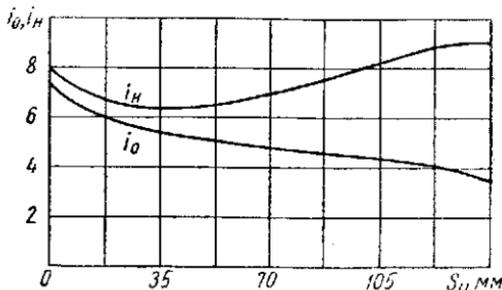
На фиг. 59 приведена диаграмма передаточных чисел i_n и i_0 , полученная при испытаниях одной из навесных машин. Она построена в функции от перемещений S_u поршня силового цилиндра. Нулевое значение S_u соответствует нижнему положению навесной машины, а максимальное — транспортному положению.

Наиболее желательным является пологий характер кривых передаточных чисел. Значительное возрастание величины передаточных чисел на крайних участках диаграммы может привести к перегрузке гидравлического механизма в начальный момент подъема машины при отрыве пласта от земли и к повышенным давлениям в силовом цилиндре при переездах с поднятой машиной.

Ход оси подвеса S_0 и ход центра тяжести машины S_n , получающиеся при перемещении поршня силового цилиндра из одного крайнего положения в другое, подсчитываются по уравнениям

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= S_u i_{0. \text{cp}}, \\ S_n &= S_u i_{n. \text{cp}}, \end{aligned} \right\} \quad (84)$$

где $i_{0. \text{cp}}$ и $i_{n. \text{cp}}$ — средние значения передаточных чисел i_0 и i_n на диаграмме.



Фиг. 59. Диаграмма передаточных чисел.

Необходимая величина S_0 хода оси подвеса может быть определена, исходя из желательности обеспечить возможность работы трактора с различными машинами без переналадки навесного устройства.

Обозначим через H_{\max} (фиг. 60) расстояние оси подвеса от земли при транспортном положении машины, а через H_{\min} — расстояние ее от земли в крайнем нижнем положении, когда поршень гидромеханизма упирается в днище силового цилиндра. Чтобы получить необходимый транспортный просвет под машиной в наиболее неблагоприятных условиях, т. е. при подъеме машин, у которых расстояние от опорной плоскости рабочих органов до оси подвеса имеет максимальное встречающееся значение $h_{o, \max}$, нужно, чтобы (фиг. 60, а)

$$H_{\max} = h_{o, \max} + k_{np} \quad (85)$$

где k_{np} — значение транспортного просвета под рабочими органами машины, соответствующее агротехническим требованиям.

При составлении уравнения (85) не учитывалось некоторое изменение транспортного просвета, получающиеся в результате поворота машины во время подъема вокруг оси подвеса.

Для возможности получения требуемой максимальной глубины обработки $h_{z, \max}$ при наиболее неблагоприятных условиях, т. е. когда расстояние от опорной плоскости рабочих органов до оси подвеса имеет минимальное встречающееся значение, нужно, чтобы (фиг. 60, б)

$$H_{\min} = h_{o, \min} - h_{z, \max} \quad (86)$$

Вычитая уравнение (86) из уравнения (85), получим

$$H_{\max} - H_{\min} = h_{o, \max} - h_{o, \min} + k_{np} + h_{z, \max}$$

или, так как

$$H_{\max} - H_{\min} = S_0,$$

$$\text{то } S_0 = h_{z, \max} + k_{np} + \Delta h_o \quad (87)$$

где $\Delta h_o = h_{o, \max} - h_{o, \min}$ — диапазон, в пределах которого меняются расстояния от опорной плоскости рабочих органов до оси подвеса у различных навесных машин.

При конструировании навесных устройств следует предусматривать некоторый дополнительный запас хода оси подвеса для уменьшения величины H_{\min} по сравнению с ее расчетным значением по уравнению (86). Такое уменьшение необходимо для избежания ударов поршня гидромеханизма в днище силового цилиндра при работе на полях с неровным рельефом. Можно рекомендовать следующие расчетные значения хода оси подвеса: для колесных тракторов $S_0 = 600 \div 700$ мм, а для гусеничных $S_0 = 700 \div 800$ мм.

Более высокие значения хода оси подвеса у гусеничных тракторов рекомендуются для увеличения транспортного просвета под рабочими органами машины. Повышение его необходимо для того, чтобы сохранить фактическую минимальную величину транспортного просвета на допустимом уровне, несмотря на продолжные угловые колебания гусеничного трактора во время движения.

Силовой расчет

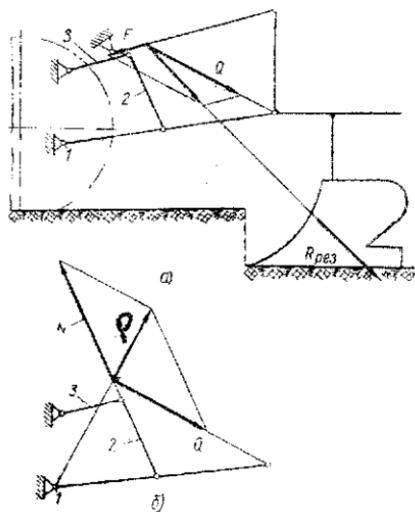
Определение усилий, действующих в звеньях навесного устройства, может быть произведено графическим путем.

Для этого разложим равнодействующую $R_{рез}$ (фиг. 61, а) всех внешних сил, приложенных к машине в вертикальной плоскости, на две составляющие — F и Q . Первая из них направлена по верхнему звену навесного устройства и определяет усилие, действующее на это звено, а вторая проходит через ось подвеса машины и определяет усилие, приложенное к концам нижних звеньев навесного устройства.

Переносим дальше силу Q , как показано на фиг. 61, б, до пересечения с линией, изображающей на схеме раскосы 2, соединяющие нижние звенья с подъемными рычагами 3 гидравлического механизма. Усилие N , действующее на раскосы, может быть найдено из условия, что результирующая сил Q и N должна проходить через шарнир 1 нижних звеньев, поскольку под действием этих сил звенья находятся в равновесии. Зная направление результирующей силы, можно построить параллелограмм сил, составляющая N которого является искомой.

Дальнейшее определение усилий, действующих на подъемные рычаги и другие детали гидравлического механизма, затруднений не встречает.

При наличии на машине опорных колес определение усилий, действующих в звеньях навесного устройства, производится следующим

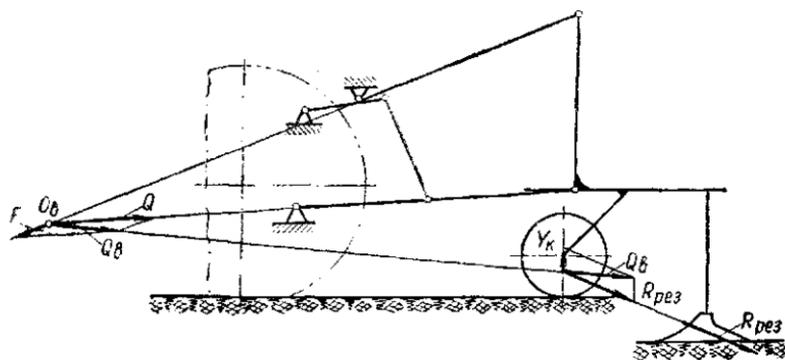


Фиг. 61. Графический способ определения усилий в звеньях навесного устройства:

а — схема навесного устройства и определение сил Q и F ; б — определение сил N .

образом. Сила $R_{рез}$ (фиг. 62) переносится по своему направлению до пересечения с реакцией почвы Y_K , действующей на опорные колеса. Если пренебречь сопротивлением перекачиванию колес, то можно принять, что сила Y_K направлена вертикально вверх и проходит через центр колес. Равнодействующая сил $R_{рез}$ и Y_K должна проходить через центр O_a мгновенного вращения машины в вертикальной плоскости, так как в рассматриваемом случае усилие в раскосах $N=0$ и равновесие машины в вертикальной плоскости определяется силами $R_{рез}$ и Y_K .

Исходя из этих соображений строим параллелограмм сил, сторонами которого являются силы $R_{рез}$ и Y_K , а диагональ Q_a проходит через центр O_a . Разложив результирующую силу Q_a по звеньям навесного устройства, определяем усилия, действующие по этим звеньям.



Фиг. 62. Графический способ определения усилий в звеньях навесного устройства при наличии на машине опорных колес.

Если учитывать сопротивление перекачиванию опорных колес машины, то силу Y_K следует направить к вертикали под углом, тангенс которого равен коэффициенту сопротивления перекачиванию.

При параллельности звеньев навесного устройства центр мгновенного вращения O_a уходит в бесконечность. В этом случае усилия Q и F , действующие по звеньям, могут быть определены из условия, что их равнодействующая должна быть параллельна звеньям, иначе навесное устройство не будет в равновесии.

Для нахождения указанной равнодействующей поступаем следующим образом. Переносим силу $R_{рез}$ (фиг. 63) по направлению ее действия до пересечения с раскосами навесного устройства, если машина удерживается в заданном положении гидравлическим механизмом трактора (фиг. 63, а), или до пересечения с вертикальной реакцией почвы Y_K , если машина снабжена опорными колесами (фиг. 63, б). По силе $R_{рез}$ и направлению силы N , действующей по раскосам, в первом случае и по силе $R_{рез}$ и направлению силы Y_K во втором случае строим параллелограммы сил, у которых одна из диагоналей параллельна звеньям навесного устройства. Указанные диагонали являются искомыми равнодействующими Q_a сил Q и F в соответствующих случаях.

Дальнейшее определение параллельных составляющих сил Q и F по их равнодействующей может быть произведено обычным способом с учетом направления указанных сил.

Графические методы определения усилий в звеньях навесного устройства не всегда удобны, а в тех случаях, когда центр мгновенного вращения O_v выходит за пределы чертежа, пользование ими становится затруднительным.

Более универсальным является графо-аналитический метод расчета, основанный на известной теореме Н. Е. Жуковского, согласно которой силовой расчет механизма может быть сведен к исследованию равновесия жесткой фермы, представляющей собой план скоростей механизма относительно полюса плана.

Рассматривая в соответствии с изложенным план скоростей навесной машины (фиг. 64, б) как план-ферму (схема навесной машины дана на фиг. 64, а), можно определить усилие P_u , действующее на поршень гидравлического механизма, пользуясь следующим уравнением:

$$P_u = R_{рез} \frac{x_p}{x_u}, \quad (88)$$

где x_p и x_u — соответственно плечи сил $R_{рез}$ и P_u относительно полюса плана.

Усилие N , действующее на раскосы навесного устройства, можно аналогично определить по уравнению

$$N = R_{рез} \frac{x_p}{x_n}, \quad (89)$$

где x_n — плечо силы N относительно полюса плана.

Для определения усилия в верхнем звене навесного устройства можно воспользоваться тем очевидным положением, что если вместо навесной машины приложить к оси подвеса действующую на машину силу — внешнюю $R_{рез}$ и реакцию F верхнего звена навесного устройства, то нагрузка гидравлического механизма должна остаться без изменений. План-ферма для такого варианта примет вид, показанный на фиг. 64, в. Из условия равновесия плана-фермы относительно полюса имеем

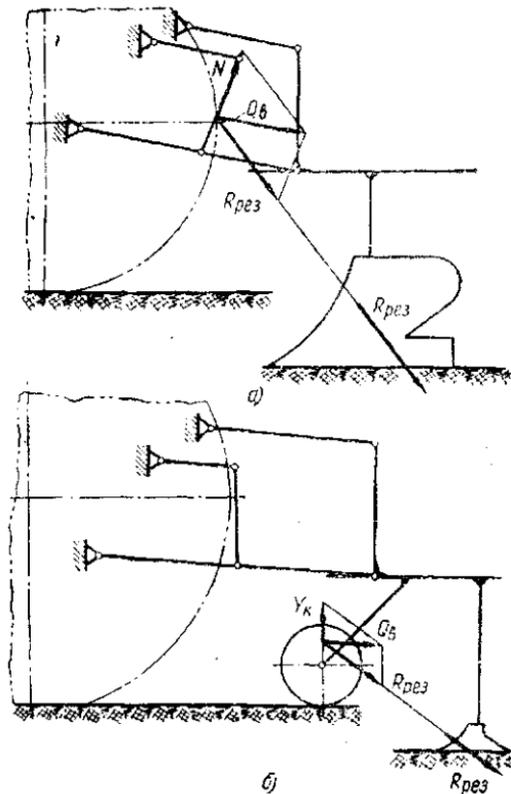
$$F = \frac{R_{рез}x'_p - P_u x_u}{x_f}, \quad (90)$$

где x'_p и x_f — соответственно плечи сил $R_{рез}$ и F , приложенных к оси подвеса, относительно полюса плана.

Подставив в уравнение (90) вместо P_u его значение из уравнения (88), получим

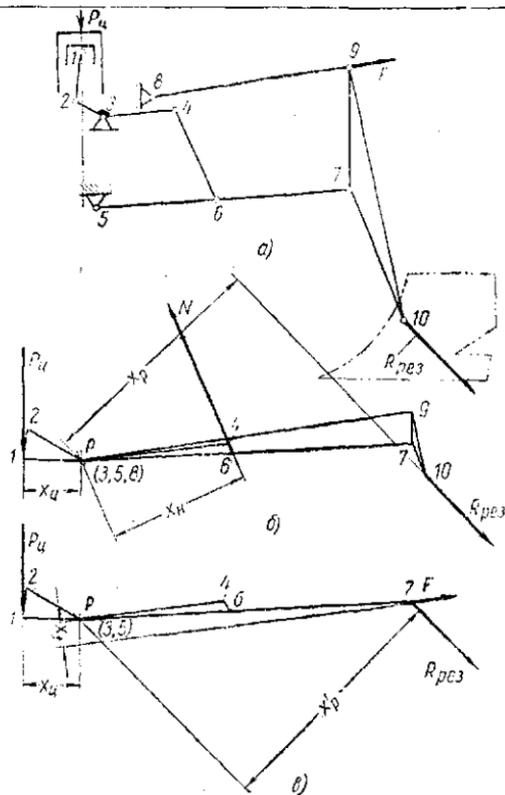
$$F = \frac{R_{рез}(x'_p - x_p)}{x_f}. \quad (91)$$

Уравнение (90) составлено для случая, когда моменты сил $R_{рез}$ и F относительно полюса плана скоростей направлены в противоположные стороны. При одинаковом направлении указанных моментов сила F будет иметь в уравнениях (90) и (91) отрицательное значение. Поэтому



Фиг. 63. Графический способ определения усилий в звеньях навесного устройства при параллельности верхнего и нижних звеньев:

a — машина удерживается в заданном положении гидравлическим механизмом трактора; *б* — машина снабжена опорными колесами.



Фиг. 64. Графо-аналитический способ определения усилий в звеньях навесного устройства:

a — схема навесной машины; *б* — план-ферма для определения усилий $P_{и}$ и N ; *в* — план-ферма для определения силы P .

при получении отрицательного значения силы F нужно на фиг. 64 изменить ее направление.

В случае параллельности верхнего и нижнего звеньев навесного устройства все вершины треугольника 7—9—10 (фиг. 65, б) располагаются на плане скоростей в одной точке. Таким образом, плечо силы $R_{рез}$ относительно полюса плана имеет в этом случае постоянное значение $x_p = x'_p$, независимо от того, где находится точка приложения силы $R_{рез}$.

Отсюда, согласно уравнениям (88) и (89), следует, что при параллельности звеньев навесного устройства нагрузка гидромеханизма и усилия в раскосах не зависят от того, где расположена результирующая внешних сил, действующих на машину. Они меняются только в зависимости от параметров и расположения навесного устройства.

Уравнение (88) для рассматриваемой схемы навесного устройства может быть представлено в следующем виде (фиг. 65):

$$P_u = \frac{R_{y,рез}x_0 \pm R_x x_0 \operatorname{tg} \psi}{x_u} = (R_{y,рез} \pm R_x \operatorname{tg} \psi) i_0, \quad (92)$$

где $R_{y,рез}$ — вертикальная, а R_x — горизонтальная составляющая силы $R_{рез}$;

x_0 — плечо силы $R_{y,рез}$ относительно полюса плана скоростей; на плане оно изображает вектор скорости подъема оси подвеса машины;

ψ — угол наклона звеньев навесного устройства к горизонту;

$$i_0 = \frac{x_0}{x_u}.$$

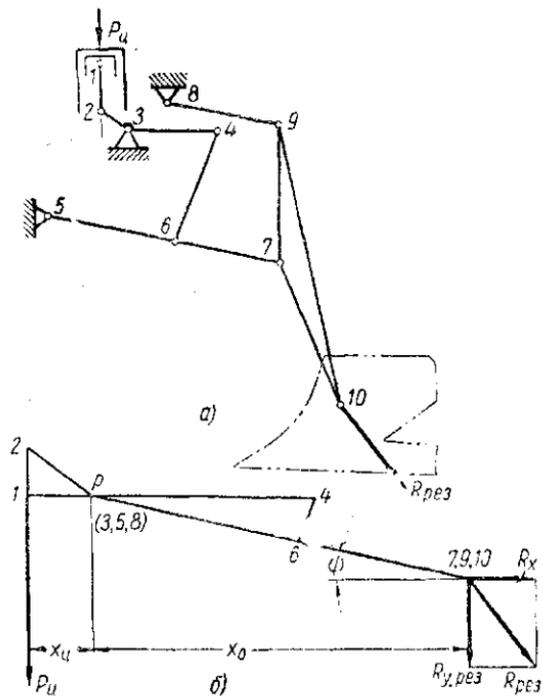
Знак плюс перед $R_x \operatorname{tg} \psi$ в уравнении (92) соответствует наклону звеньев навесного устройства вверх от горизонталей, проведенных через их передние шарниры, а знак минус — наклону звеньев вниз.

Определить силу F по уравнениям (90) и (91) в рассматриваемом случае невозможно, так как в этих уравнениях плечо $x_f = 0$. Поэтому при параллельности звеньев навесного устройства сила F должна определяться непосредственно из условий равновесия машины относительно оси подвеса.

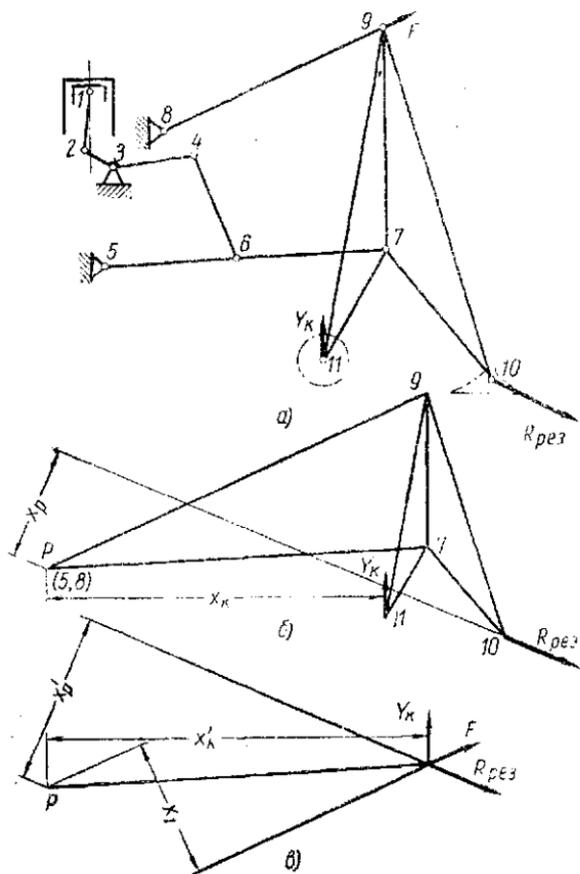
Применение графо-аналитического метода для определения усилий в звеньях навесного устройства при наличии на машине опорных колес показано на фиг. 66. Схема машины приведена на фиг. 66, а. План скоростей строится в этом случае только для четырехзвенника 5—7—8—9, так как при наличии опорных колес остальные звенья навесного устройства в работе не участвуют. Рассматриваем план скоростей как жесткую ферму, на которую действуют две внешние силы — $R_{рез}$, приложенная к машине, и вертикальная реакция почвы Y_k , действующая на опорные колеса. Из условия равновесия плана-фермы относительно полюса плана (фиг. 66, б) имеем

$$Y_k = \frac{R_{рез}x_p}{x_k}, \quad (93)$$

где x_k — плечо реакции Y_k относительно полюса плана.



Фиг. 65. Графо-аналитический способ определения усилий в звеньях навесного устройства при параллельности верхнего и нижних звеньев: а — схема навесной машины; б — план-ферма для определения усилий.



Фиг. 66. Графо-аналитический способ определения усилий в звеньях навесного устройства при наличии на машине опорных колес:

а — схема навесной машины; б — план-ферма для определения реакции Y_k ; в — план-ферма для определения силы F .

Далее находим силу F , для чего аналогично предыдущему вместо навесной машины приложим к оси подвеса внешние силы $R_{рез}$, $Y_{к}$ и реакцию F верхнего звена навесного устройства (фиг. 66, в). Из уравнения моментов указанных сил относительно полюса P имеем

$$F = \frac{R_{рез}x'_p - Y_{к}x'_k}{x_f} \quad (94)$$

Если реакция F по уравнению (94) имеет положительное значение, то направление ее на фиг. 66 выбрано правильно. Если ее значение получается отрицательным, то взятое направление силы F нужно изменить на противоположное.

Зная величину и направление сил $R_{рез}$, $Y_{к}$ и F , можно определить результирующую силу Q , действующую на ось подвеса, как равнодействующую всех трех указанных сил.

При параллельности верхнего и нижнего звеньев навесного устройства (фиг. 67) реакция F верхнего звена проходит на плане скоростей через полюс и, таким образом, не влияет на равновесие плана-фермы. Уравнение равновесия плана-фермы имеет в этом случае следующий вид:

$$R_{y,рез}x_0 - Y_{к}x_0 \pm R_{x}x_0 \operatorname{tg} \psi = 0,$$

откуда

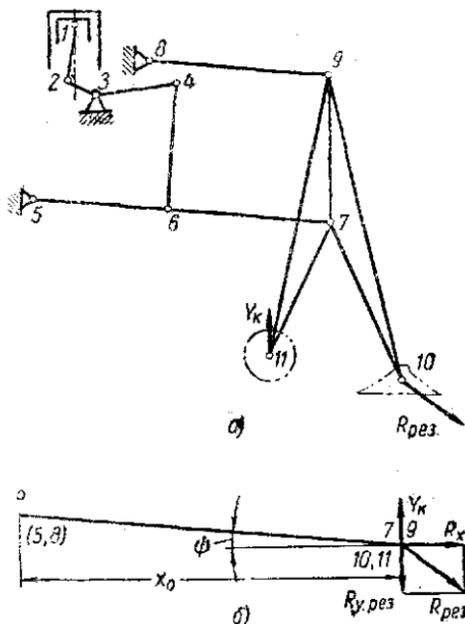
$$Y_{к} = R_{y,рез} \pm R_{x} \operatorname{tg} \psi. \quad (95)$$

Полученное уравнение было выведено раньше аналитическим путем. Знак перед $R_{x} \operatorname{tg} \psi$ зависит от наклона звеньев навесного устройства к горизонту.

Сравнение уравнения (95) с уравнением (92) показывает, что при параллельности звеньев навесного устройства положение внешней результирующей силы, действующей на машину, не оказывает влияния на величину нагрузки поддерживающих органов, будь то гидравлический механизм трактора или опорные колеса машины.

Зная величину внешних сил $R_{рез}$ и $Y_{к}$, приложенных к машине, можно определить усилия в звеньях навесного устройства описанными выше способами: силу F , действующую в верхнем звене, из условия равновесия машины относительно оси подвеса, а силу Q , действующую на ось подвеса, как равнодействующую сил $R_{рез}$, F и $Y_{к}$.

При подъеме навесной машины, помимо приложенных к ней внешних сил, приходится преодолевать еще сопротивление сил трения, воз-



Фиг. 67. Графо-аналитический способ определения силы $Y_{к}$ при параллельности звеньев навесного устройства:

а — схема навесной машины; б — план-ферма для определения силы $Y_{к}$.

никающих в шарнирах навесного устройства и в силовом цилиндре гидравлического механизма. В соответствии с этим уравнение (88) для случая подъема машин должно быть представлено в следующем виде:

$$P_{ц} = \frac{R_{рез} \frac{x_p}{x_{ц}}}{\eta_{м}}, \quad (96)$$

где $\eta_{м}$ — механический к. п. д., учитывающий указанные потери.

Результирующая внешних сил при подъеме машины равна весу машины $G_{м}$. В начальный момент подъема в состав силы $R_{рез}$ могут входить, кроме веса машины, дополнительные сопротивления, возникающие при отрыве и подъеме пласта земли. Заменяя в уравнении (96) силу $R_{рез}$ весом машины $G_{м}$, нужно плечо x_p заменить соответствующим плечом силы $G_{м}$. Последнее равно вектору x_g , изображающему на плане скоростей навесного устройства скорость подъема центра тяжести машины. Сделав указанные подстановки и заменив отношение $\frac{x_g}{x_{ц}}$ передаточным числом $i_{н}$, получим

$$P_{ц} = \frac{G_{м} \frac{x_g}{x_{ц}}}{\eta_{м}} = \frac{G_{м} i_{н}}{\eta_{м}}. \quad (97)$$

Когда машина находится в поднятом положении, силы трения препятствуют ее опусканию. Поэтому после подъема, а также во время транспортировки и опускания машины давление в силовом цилиндре гидравлического механизма будет меньше, чем при подъеме. Величина его снизится до значения

$$P'_{ц} = G_{м} i_{н} \eta_{м} = P_{ц} \eta_{м}^2. \quad (98)$$

Усилия, возникающие при центральной навеске машины, можно считать распределенными поровну между правыми и левыми звеньями навесного устройства. При нецентральной навеске на неравномерность нагрузок правых и левых звеньев оказывают влияние моменты, возникающие в вертикально-поперечной плоскости в случае действия на машину боковых сил.

Во время испытаний навесных плугов было, например, выявлено, что на пахоте имеют место случаи, когда усилия в раскосах навесного устройства получаются разнозначными — правый раскос работает на растяжение, а левый — на сжатие. Поэтому для надежности расчетов нужно принимать, что при нецентральной навеске действующие усилия могут полностью передаваться на одну сторону навесного устройства. Это обстоятельство следует учитывать при расчете таких деталей, как нижние звенья, раскосы навесного устройства и подъемные рычаги гидравлического механизма.

В тех случаях, когда при работе машины в раскосах навесного устройства могут возникать разнозначные усилия, в частности при работе с навесными плугами, раскосы должны быть в осевом направлении зафиксированы в подъемных рычагах гидравлического механизма; иначе

ход машины в вертикально-поперечной плоскости будет неустойчив. Наоборот, в других случаях, в частности при работе с машинами, снабженными для регулирования глубины обработки опорными колесами, раскосы должны иметь свободные осевые перемещения в подъемных рычагах для того, чтобы опорные колеса могли приспособляться к неровностям поля. В связи с таким разнообразием требований, в конструкции раскосов следует предусматривать возможность их наладки как на фиксированное, так и на свободное соединение с подъемными рычагами гидравлического механизма.

При конструировании навесных устройств приходится считаться с возможностью их использования в самых разнообразных условиях и с различными сельскохозяйственными машинами. Поэтому расчет на прочность деталей навесного устройства должен производиться с учетом максимальных усилий, которые могут возникать при самых тяжелых условиях работы. Вертикальные усилия должны подсчитываться по максимальной грузоподъемности гидравлического механизма, а горизонтальные — по максимальному тяговому усилию трактора. При расчете нижних звеньев навесного устройства нужно, кроме того, учитывать возможность действия на них боковых сил, возникающих в случае блокировки навесного устройства в горизонтальной плоскости при повороте навесного агрегата в борозде и при других аналогичных условиях.

ВЫВОДЫ

1. Схема навесного устройства в вертикальной плоскости должна представлять собой шарнирный четырехзвенник с непараллельными звеньями, у которого мгновенный центр вращения при работе с машиной расположен впереди оси подвеса.

2. Положение мгновенного центра вращения навесной машины в вертикальной плоскости должно быть выбрано в соответствии с конструктивными особенностями машины и силовой характеристикой выполняемых ею операций. На пахоте мгновенный центр должен быть расположен таким образом, чтобы рабочие органы плуга могли заглубляться в почву без принудительного внешнего воздействия. Наоборот, на культивации выбор положения мгновенного центра может быть в ряде случаев подчинен задаче уменьшить нагрузку на гидравлический механизм трактора или, соответственно, на опорные колеса машины. Изменение положения мгновенного центра может быть достигнуто путем корректировки положения точек навески на машине или их перестановки на тракторе.

3. Мгновенный центр вращения четырехзвенника, изображающего схему навесного устройства в плане, должен быть расположен впереди оси подвеса. При центральной навеске он должен лежать на продольной оси трактора. При нецентральной навеске, характерной для гусеничных тракторов с навесными плугами, он может быть смещен по направлению к линии действия тягового сопротивления машины. Величина смещения не должна, однако, выходить за пределы, допустимые с точки зрения сохранения устойчивости прямолинейного направления движения трактора.

4. К навесному устройству плугов предъявляется требование обеспечить возможность работы единого унифицированного плуга с трак-

торами разных марок. Требование это может быть удовлетворено путем переналадки навесного устройства и его регулировки. Переналадка должна заключаться в перестановке присоединительных точек на плуге, а регулировка — в установке рамы плуга в горизонтальное положение, независимо от того, работает ли трактор на пахоте с поперечным наклоном (колесные тракторы) или без него (гусеничные тракторы).

5. Для регулирования ширины захвата навесных плугов конструкция их навесного устройства должна давать возможность перемещать ось подвеса по раме плуга в поперечном направлении и изменять угол ее установки по отношению к направлению движения трактора.

6. Величина хода оси подвеса машины должна быть достаточна для того, чтобы работа трактора могла производиться с машинами разных конструкций без переналадки навесного устройства. Для колесных тракторов величина хода оси подвеса может быть рекомендована в пределах 600—700 мм, а для гусеничных — 700—800 мм.

7. Конструкция раскосов навесного устройства должна предусматривать возможность переналадки их соединения с подъемными рычагами гидравлического механизма. В одних случаях может оказаться необходимым, чтобы раскосы были в осевом направлении зафиксированы в подъемных рычагах, в других они должны иметь в них свободные осевые перемещения.

8. Верхнее звено навесного устройства должно быть расположено таким образом, чтобы создаваемая этим звеном реактивная сила не оказывала существенного влияния на равновесие навесной машины в горизонтальной плоскости. Длина верхнего звена должна быть регулируемой.

ГЛАВА VII

АНАЛИЗ СХЕМ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ НАВЕСНЫМИ МАШИНАМИ

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Классификация гидравлических механизмов

Механические подъемники, устанавливавшиеся до недавнего времени на тракторах для управления навесными сельскохозяйственными машинами, были в состоянии только перемещать машину из одного крайнего положения в другое. Гидравлические механизмы обладают более универсальными возможностями, которые в той или иной степени используются для управления сельскохозяйственными машинами. Они могут обеспечивать установку и фиксацию машины в промежуточных положениях, применение выносных силовых цилиндров, управление несколькими объектами независимо один от другого или в определенной последовательности, автоматическое регулирование глубины обработки почвы путем соединения какого-либо датчика, отражающего изменение глубины обработки, с распределительным устройством гидравлического механизма. Вследствие указанных преимуществ гидравлические механизмы получили в настоящее время на сельскохозяйственных тракторах широкое применение и полностью вытеснили механические подъемники.

В соответствии с выполняемыми функциями гидравлические механизмы сельскохозяйственных тракторов могут быть следующих типов: 1) подъемники, 2) механизмы с позиционным управлением, 3) механизмы с автоматическим силовым регулятором глубины обработки почвы и 4) механизмы универсального типа.

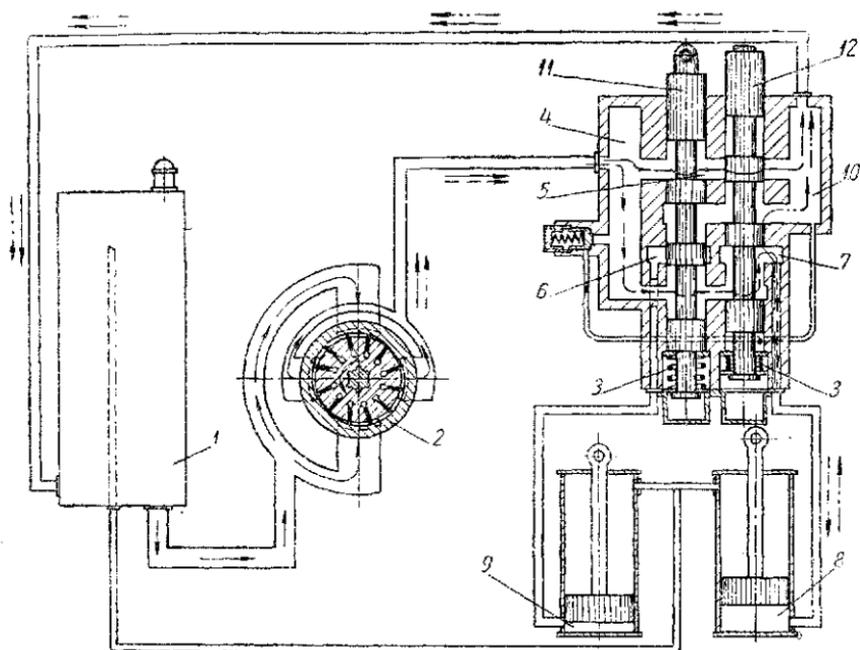
Схемы гидравлических подъемников

На фиг. 68 приведена схема гидравлического подъемника простейшего типа. Насос 2 засасывает масло из бака 1 и подает его в приемную полость 4 распределительного устройства. Две другие полости 6 и 7 распределителя соединены каналами соответственно с рабочими камерами силовых цилиндров 8 и 9. Сливная полость 10 распределителя соединена каналом с масляным баком 1. Направление потока масла, поступающего в распределитель, регулируется золотниками. Число золотников

равно числу применяемых силовых цилиндров, так как каждый цилиндр обслуживается отдельным золотником. На схеме изображены два золотника 11 и 12. Пружины 3 автоматически устанавливают золотники в среднее (нейтральное) положение.

Золотники могут устанавливаться в трех положениях: среднем, верхнем и нижнем.

При среднем положении (на схеме в этом положении показан золотник 11) приемная полость 4 распределителя соединяется каналом 5 со



Фиг. 68. Схема гидравлического подъемника простейшего типа:

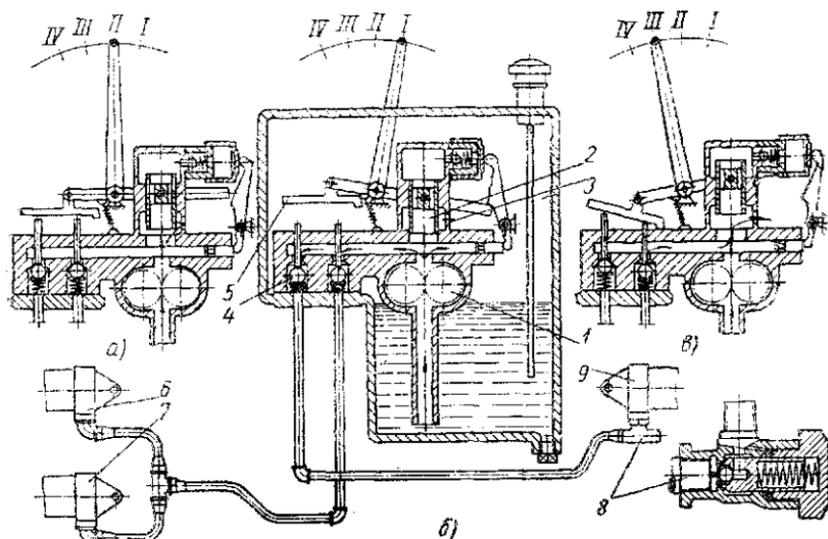
- путь масла из насоса в бак при нейтральном положении золотника;
- - - путь масла из насоса в силовой цилиндр при подъеме машины;
- · - · путь масла из цилиндра в бак при опускании машины.

сливной полостью 10. В этом случае все масло, нагнетаемое насосом, поступает обратно в бак по пути, показанному на схеме сплошными стрелками. Полости 6 и 7 в это время закрыты, вследствие чего силовые цилиндры разобщены от остальных магистралей гидравлического механизма и масло в них не циркулирует.

Для подъема машины нужно обслуживающий ее золотник перевести вверх. На фиг. 68 в верхнем положении находится золотник 12. В этом положении он перекрывает поступление масла в сливную полость 10 распределителя и открывает маслу, нагнетаемому насосом, выход через полость 7 в рабочую камеру силового цилиндра 8 по пути, показанному на схеме пунктирными стрелками. Под давлением масла поршень перемещается в цилиндре и через систему рычагов

поднимает машину. Механизм управления снабжен устройством для автоматического перевода золотника в нейтральное положение после окончания подъема.

При переводе золотника вниз приемная полость 4 распределителя сообщается со сливной полостью 10, в результате чего насос работает на перепуск. Со сливной полостью 10 сообщается также рабочая камера соответствующего цилиндра. Под действием веса машины масло вытесняется из рабочей камеры цилиндра и перетекает в бак, в результате чего происходит опускание машины (путь масла из цилиндра в бак



Фиг. 69. Схема гидравлического подъемника для работы с навесными машинными секционного типа:

а — насос работает вхолостую; *б* — последовательный подъем сначала передней, потом задней секции; *в* — опускание передней секций.

показан штрих-пунктирными стрелками). Установка машины при подъеме или опускании в промежуточных положениях производится возвратом в нужный момент рукоятки управления в нейтральное положение.

На фиг. 69 приведена схема гидравлического подъемника, предназначенного для работы с секционными навесными машинами. Подъемник имеет три силовых цилиндра 6, 7 и 9, каждый из которых управляет отдельной секцией машины. Обычно секции размещаются на тракторе в такой последовательности: две передние располагаются по бокам трактора впереди его ведущей оси, а третья занимает среднее положение и расположена позади ведущей оси. Рассматриваемый гидроподъемник дает возможность поднимать и опускать передние секции раньше задних, а боковые независимо одна от другой; это имеет значение для уменьшения огрезов на концах гонов и для обработки участков неправильной конфигурации.

Работа гидроподъемника протекает следующим образом.

Когда рукоятка управления находится в положении II (фиг. 69, а), насос I работает вхолостую и нагнетаемое им масло поступает через перепускное отверстие 3 обратно в резервуар. При перемещении рукоятки управления в положение I (фиг. 69, б) золотник 2 перекрывает отверстие 3; тогда масло отжимает вниз шариковые клапаны 4 и выходит в магистрали силовых цилиндров. Масло поступает в цилиндры 6 и 7, обслуживающие передние секции; в задний цилиндр 9 доступ маслу преграждает клапан последовательного включения 8. В момент, когда поршни в цилиндрах 6 и 7 доходят до упора в днища цилиндров, подъем передних секций прекращается, а масло, нагнетаемое насосом, открывает клапан 8 и поступает в задний цилиндр 9. Подъемник имеет приспособление для автоматического перевода рукоятки управления в нейтральное положение после окончания подъема задней секции.

Для опускания секций рукоятка управления должна быть установлена в положение III или IV. Когда рукоятка занимает положение III (фиг. 69, в), толкатель 5 открывает шариковый клапан магистрали передних цилиндров и дает маслу выход из этих цилиндров в корпус подъемника. В этом случае происходит опускание передних секций. При дальнейшем перемещении рукоятки управления в положение IV открывается второй шариковый клапан, перекрывающий магистраль заднего цилиндра, в результате чего начнет опускаться задняя секция. Если рукоятку управления переместить из нейтрального положения в положение IV сразу, то произойдет одновременное опускание всех секций — передних и задней.

Независимое управление боковыми секциями достигается включением в конструкцию передних цилиндров запорных клапанов (на схеме они не показаны). Когда запорный клапан закрыт, цилиндр отключен от остальной системы и обслуживаемая им секция остается на месте, независимо от перестановки рукоятки управления.

Путь, по которому движется масло, показан на схемах стрелками.

При наличии каких-либо специальных требований могут применяться и другие варианты гидравлических подъемников, имеющие те или иные конструктивные особенности.

Все гидроподъемники, независимо от их конструкции, служат только для подъема и опускания машин, и не приспособлены для установки и регулирования глубины обработки почвы. В случае их применения операции регулирования глубины обработки должны выполняться при помощи соответствующих приспособлений, устанавливаемых непосредственно на машинах (опорные колеса, нажимные пружины и т. д.).

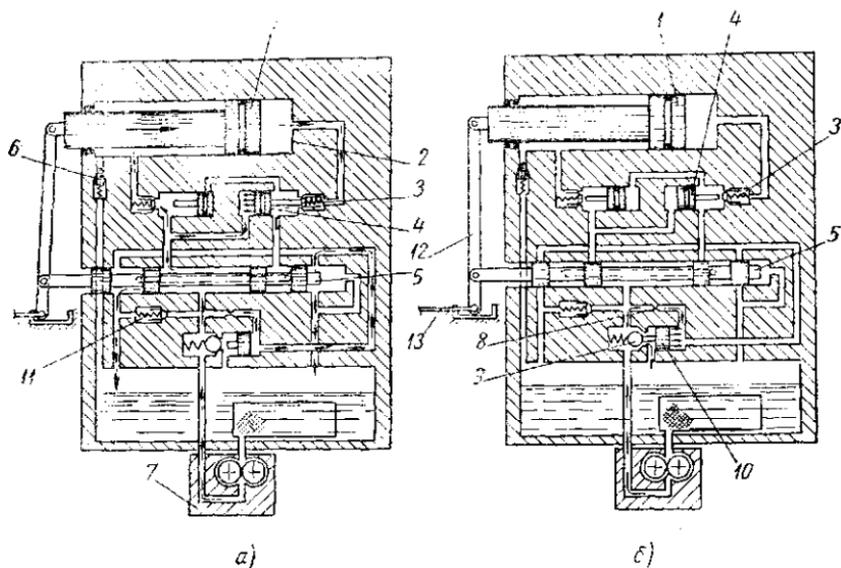
Гидравлические механизмы других типов в отличие от гидроподъемников имеют тот или иной следящий элемент, при помощи которого эти механизмы могут влиять на глубину хода рабочих органов.

Схемы гидравлических механизмов с позиционным управлением

У гидравлических механизмов с позиционным управлением следящий элемент позволяет задавать и менять положение (позицию) оси подвеса машины по высоте. Простейшая схема гидравлического механизма подобного типа с силовым цилиндром двустороннего действия приведена на фиг. 70. На схеме, приведенной на фиг. 70, б, распределительный золот-

ник 5 занимает нейтральное положение и перекрывает каналы, идущие к силовому цилиндру 2. Масло, нагнетаемое насосом 7, проходит через калиброванное отверстие 8 в камеру гидравлического усилителя 10. Так как площадь поршенька гидравлического усилителя в несколько раз больше площади сливного шарикового клапана 9, то давление масла, действующее на поршень, оказывается достаточным для открытия сливного клапана 9. Через образовавшееся в результате этого проходное сечение масло, подаваемое насосом, поступает обратно в резервуар.

При переводе золотника в положение, показанное на фиг. 70, а, открываются каналы, идущие к силовому цилиндру. Этим же движением



Фиг. 70. Схема гидравлического механизма с позиционным управлением:
а — рабочее положение золотника; б — нейтральное положение золотника.

золотника рабочая камера усилителя 10 сообщается со сливным каналом, вследствие чего давление в камере падает и сливной клапан 9 закрывается. Масло, нагнетаемое насосом, открывает левый обратный клапан 3, поступает в левую полость силового цилиндра и заставляет поршень 1 двигаться по направлению, показанному на схеме стрелкой. Одновременно с этим правый поршень 4 открывает под давлением масла правый обратный клапан 3, в результате чего масло, вытесняемое из силового цилиндра движущимся поршнем, получает выход в резервуар.

Если передвинуть золотник из нейтрального положения вправо, то поршень силового цилиндра будет двигаться в направлении, обратном предыдущему. Путь масла показан на схемах стрелками.

Гидравлический механизм оборудован двумя предохранительными клапанами 11 и 6. Первый из них предохраняет механизм от перегрузок при подъеме и опускании машины, а второй служит для защиты сило-

вого цилиндра от перегрузок во время работы агрегата, когда распределительный золотник занимает нейтральное положение.

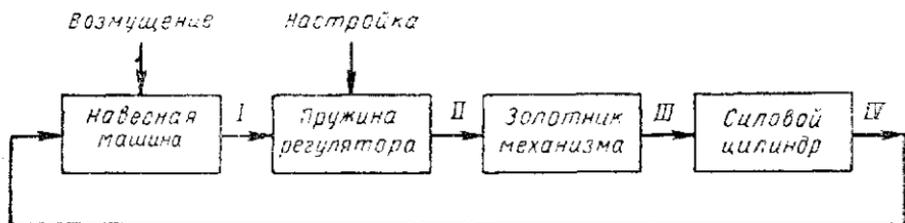
Позиционное управление достигается путем введения следящего элемента между поршнем силового цилиндра и распределительным золотником. Следящий элемент выполнен в виде рычага 12. Когда поршень движется в силовом цилиндре, рычаг 12 перемещает золотник в нейтральное положение, после достижения которого движение поршня в силовом цилиндре прекращается и навесная машина останавливается. Нижний конец следящего рычага соединен тягой 13 с рукояткой управления. Положение, при котором прекращается движение поршня в силовом цилиндре, зависит от установки рукоятки управления. Таким образом, каждому положению рукоятки соответствует определенное положение навесной машины.

Аналогичная схема гидравлического механизма может быть применена также при установке двух силовых цилиндров. В этом случае нагнетательная магистраль насоса разветвляется и подводит масло к двум распределительным золотникам, каждый из которых управляется отдельной рукояткой и обслуживает один силовой цилиндр.

Применение механической связи поршней с золотниками предопределяет компоновку силовых цилиндров в одном агрегате с распределительным устройством. При необходимости иметь позиционное управление выносными цилиндрами, удаленными от распределительного устройства, непосредственная механическая связь поршней с золотниками заменяется дистанционным следящим элементом обычно гидравлического типа.

Схема силового регулятора гидравлического механизма

Гидравлические механизмы, устанавливаемые на тракторах Универсал-2 и ХТЗ-7, снабжены автоматическим силовым регулятором глубины



Фиг. 71. Структурная схема регулирования глубины обработки почвы при помощи силового регулятора гидромеханизма трактора:

I — усилие, действующее на пружину регулятора; *II* — перемещение распределительного золотника гидромеханизма; *III* — движение поршня силового цилиндра; *IV* — перемещение оси подвеса машины.

обработки почвы. На фиг. 71 приведена структурная схема регулирования с помощью такого регулятора. Схема является типичной для систем непрямого регулирования.

Внешние силы, действующие на машину во время работы, передаются в виде сжимающего усилия на чувствительный элемент регулятора, представляющий собой спиральную пружину. В свою очередь,

деформация пружины через систему рычагов передается распределительному золотнику гидромеханизма. Золотник является управляющим элементом регулируемой системы. При определенном усилии пружины он занимает нейтральное положение и запирает объем масла, находящийся в силовом цилиндре гидромеханизма. В этом случае рабочие органы машины занимают определенное установившееся положение по глубине. При изменении величины реактивных сопротивлений почвы навесная машина создает возмущение на входе в регулятор путем соответствующего изменения усилия, действующего на его пружину. Регулятор преобразует это возмущение в движение распределительного золотника, который включает силовой цилиндр гидромеханизма.

Поршень силового цилиндра является регулирующим органом системы. Он связан при помощи рычагов навесного устройства с машиной и при своем перемещении оказывает соответствующее воздействие на глубину хода рабочих органов. Изменение глубины будет продолжаться до тех пор, пока не исчезнет возмущение на входе в регулятор, т. е. пока усилие, действующее на пружину регулятора, не примет первоначального значения.

Таким образом, усилие, действующее на пружину, является в рассматриваемой системе регулируемым параметром. В системе предусмотрена возможность настройки регулятора на разные усилия пружины, чтобы задавать таким путем различные значения глубины обработки почвы.

Конструктивная схема механизма приведена на фиг. 72.

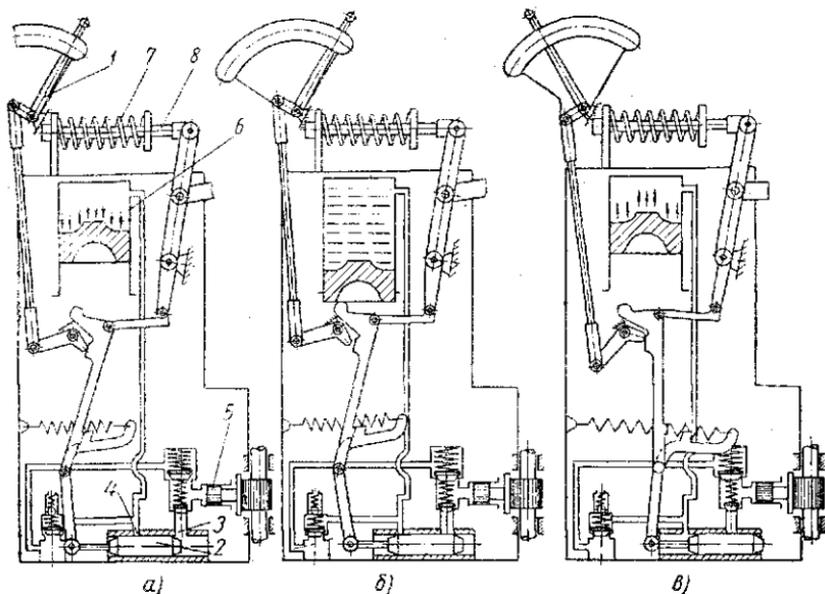
Управление механизмом осуществляется при помощи распределительного золотника 2. В положении, показанном на фиг. 72, а, золотник открывает всасывающий канал 3 насоса и закрывает спускной канал 4 силового цилиндра. При таком положении золотника насос 5 нагнетает масло в цилиндр 6 и поднимает навесную машину. Подъем прекращается автоматически, когда поршень силового цилиндра доходит до положения, показанного на фиг. 72, б, и переводит золотник 2 в нейтральное положение. Когда золотник занимает положение, показанное на фиг. 72, в, он открывает спускной канал 4 цилиндра, в результате чего машина под собственным весом опускается, вытесняя масло из цилиндра.

Перестановка золотника в нужное положение может быть осуществлена водителем вручную при помощи рукоятки 1, связанной с золотником системой рычагов. Этой же системой рычагов распределительный золотник 2 связан со штоком 8 пружины 7 силового регулятора. В связи с этим перемещения золотника 2 могут также происходить в результате деформаций пружины регулятора 7.

При въезде в борозду золотник устанавливается водителем в положение, необходимое для опускания машины; когда рабочие органы достигают заданной глубины, пружина регулятора возвращает золотник обратно в нейтральное положение и прекращает дальнейшее опускание машины.

Величина деформации пружины, при которой золотник возвращается в нейтральное положение, зависит от установки рукоятки управления 1. Таким путем осуществляется настройка регулятора на разную глубину обработки.

Если выключить силовой регулятор, то гидромеханизм превращается в простой подъемник. Глубина обработки почвы регулируется в этом случае при помощи приспособлений, устанавливаемых на машинах.



Фиг. 72. Конструктивная схема гидравлических механизмов тракторов „Универсал-2“ и ХТЗ-7:

а — подъем машины; *б* — нейтральное положение золотника; *в* — опускание машины.

Если отключить силовой цилиндр, то масло из насоса может быть направлено в выносные цилиндры, установленные за пределами гидромеханизма.

Схема гидравлического механизма универсального типа

Разнообразие сельскохозяйственных работ, выполняемых в настоящее время при помощи навесных машин, выдвигает задачу дальнейшего расширения функций гидравлических механизмов в области управления машинами.

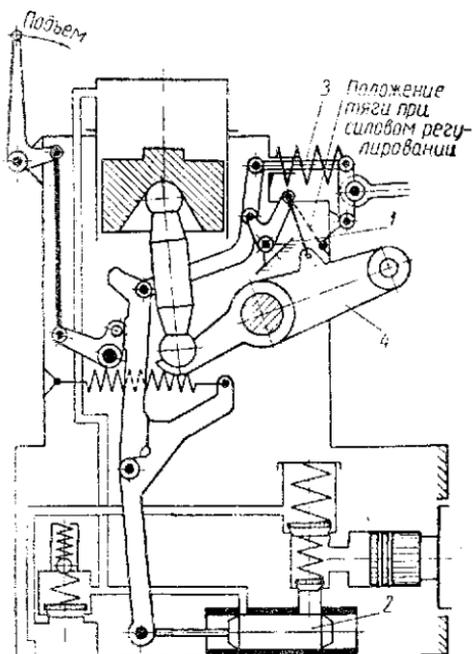
На фиг. 73 приведена схема гидравлического механизма трактора „Беларусь“, являющаяся дальнейшим развитием схемы механизмов, устанавливаемых на тракторах „Универсал-2“ и ХТЗ-7. Она отличается от последних большей универсальностью, так как, помимо силового регулирования, дает возможность применять позиционное управление машинами.

Получение различных способов регулирования глубины обработки почвы достигается у гидромеханизма трактора „Беларусь“ переналадкой привода управления. Переналадка осуществляется изменением положения тяги 1. Когда тяга 1 закреплена неподвижно на корпусе гидромеханизма, как изображено на схеме пунктиром, то золотник 2 связан со штоком 3 пружины силового регулятора и последний включен в работу.

Можно выключить силовой регулятор, затянув, например, его пружину, а тягу 1 оставить на месте. Тогда гидромеханизм перестает участвовать в регулировании глубины обработки и последняя должна регулироваться при помощи тех или иных приспособлений, устанавливаемых на машине.

Если затянуть пружину силового регулятора, а тягу 1 соединить с подъемным рычагом 4, как показано на схеме сплошной линией, то гидромеханизм палаживается на позиционное управление. В этом случае каждому положению рукоятки управления соответствует определенная установка подъемных рычагов гидромеханизма и высота оси подвеса машины.

Несмотря на указанное расширение функций, гидравлический механизм трактора „Беларусь“ все же не обладает достаточной универсальностью. Для того чтобы он мог удовлетворить всем выявившимся к настоящему времени требованиям в области управления навесными машинами, он должен быть дополнительно приспособлен для раздельного управления передними и задними секциями навесных машин и для работы с выносными силовыми цилиндрами двустороннего действия.



Фиг. 73. Схема переделки привода управления гидравлического механизма трактора „Беларусь“.

§ 2. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГЛУБИНЫ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ И ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЛЯ ЭТОГО ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Классификация применяемых способов

В настоящее время применяются следующие способы регулирования глубины обработки почвы.

1. Позиционный способ, при котором задается положение (позиция) рамы машины по высоте относительно остова трактора.

2. Силовой способ, при котором глубина обработки поддерживается на заданном уровне по усилию, действующему на рабочие органы машины.

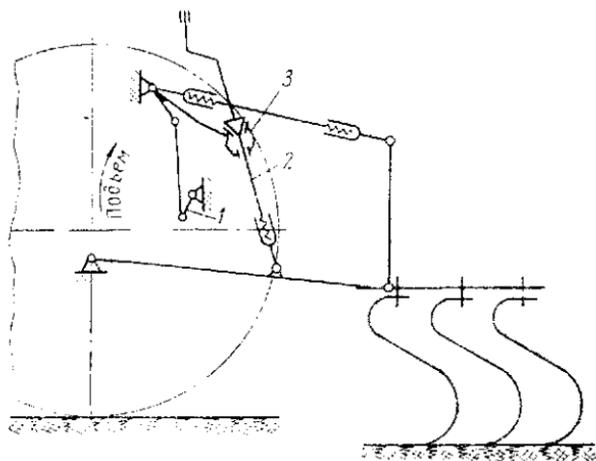
3. Высотный способ, при котором глубина обработки поддерживается опорными колесами навесной машины, установленными в зависимости от требуемой глубины на той или иной высоте от опорной поверхности рабочих органов.

4. Различные варианты комбинированного регулирования, когда нужная глубина обработки достигается совокупным действием двух разных способов регулирования, например высотного и силового или высотного и позиционного.

Простейшая схема позиционного регулирования

В простейшем виде позиционное управление может быть применено для регулирования глубины обработки у навесных машин, рабочие органы которых жестко закреплены на их раме.

Глубина хода рабочих органов в этом случае меняется с изменением положения рамы по высоте. Вариант такого регулирования показан на фиг. 74.



Фиг. 74. Простейший вариант позиционного регулирования глубины обработки почвы.

Фиксируется в определенном положении относительно остова трактора, и в этом положении остается во время работы. Фиксация односторонняя, она ограничивает опускание машины, но не мешает ее выглублению в случае наезда на какое-либо препятствие. В последнем случае подъем происходит в результате перемещения раскосов в верхних шаровых шарнирах подъемных рычагов 3. Подъем и опускание рычагов осуществляются при помощи механического подъемника 1.

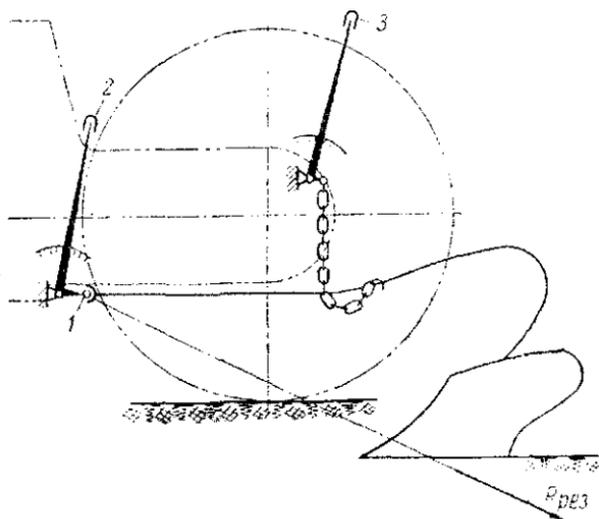
Испытания показали, что в рассмотренном виде позиционный способ регулирования может иметь ограниченное применение. Его можно использовать только при малом вылете рабочих органов машины относительно ведущей оси трактора и небольшой ширине захвата машины, притом на операциях, не требующих большой точности глубины обработки.

На таких операциях, как культивация, этот способ оказался непригодным. Во время испытаний лапы культиватора то чрезмерно заглублялись, когда трактор наезжал на гребень борозды или какой-либо другой бугорок, то, наоборот, выглублялись, когда трактор попадал передними колесами в ложбинку. Поперечные колебания трактора, в свою очередь, создавали неравномерность глубины хода правых и левых лап

культиватора. В такой форме способ позиционного регулирования глубины хода рабочих органов нашел применение только на навесном свеклоподъемнике ЗНС к трактору „Универсал“ при работе с механическим автоматом.

Силовой способ. Сфера применения силового регулятора гидравлического механизма

Силовой способ регулирования глубины обработки применяется в разных вариантах. Простейший из них показан на фиг. 75. Однокорпусный плуг свободно висит на шарнире (оси подвеса) 1, расположен-



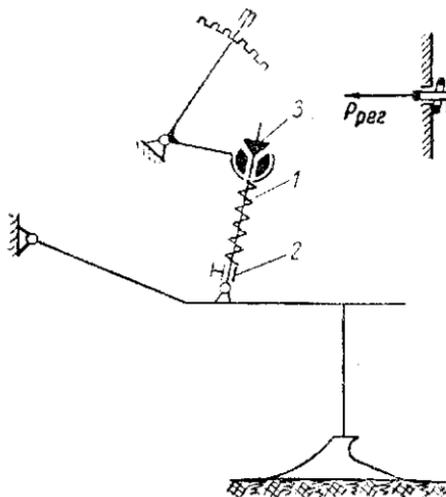
Фиг. 75. Простейшая схема силового регулирования глубины обработки почвы.

ном под трактором, и находится в равновесии, когда действующая на него результирующая внешняя сила $R_{рез}$ проходит через ось подвеса 1. Изменение глубины обработки достигается перемещением оси подвеса посредством рычага 2. При опускании оси подвеса глубина обработки увеличивается, а при поднимании — уменьшается. Во время работы сила $R_{рез}$ автоматически поддерживается на постоянном уровне. Если по каким-либо причинам эта сила отклоняется от своего установившегося значения и перестает проходить через ось подвеса, то плуг будет перемещаться до тех пор, пока его силовое равновесие вновь не восстановится. Подъем плуга в транспортное положение осуществляется посредством рычага 3 вручную с использованием сервопружины для облегчения работы водителя (на схеме сервопружины не показаны).

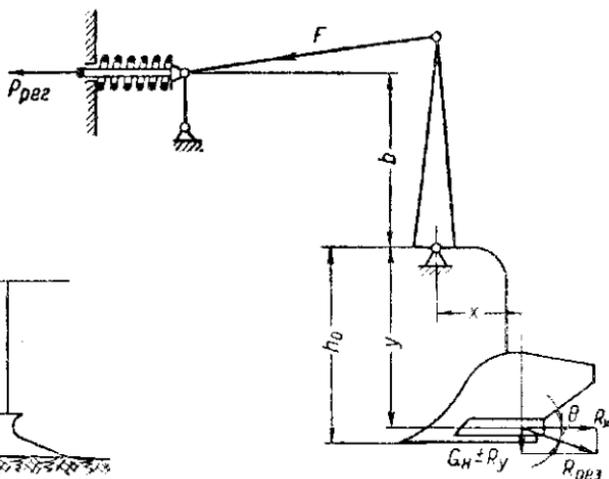
Рассмотренный способ силового регулирования применим лишь в тех случаях, когда положение точки приложения силы $R_{рез}$ и ее направление могут меняться в относительно небольших пределах.

Другой вариант силового регулирования, применяемый на культиваторах, приведен на фиг. 76. Рама культиватора неподвижно закреплена

на тракторе и к ней шарнирно подвешены секции с рабочими органами. Глубина хода рабочих органов регулируется нажимными пружинами 1. Сила нажатия пружин может изменяться при помощи подвижного унора 2. Произвольному увеличению глубины хода рабочих органов препятствует верхний унор 3. При установившейся работе момент, создаваемый относительно оси подвеса секции реактивными сопротивлениями почвы, действующими на рабочие органы, равен сумме моментов относительно этой оси, создаваемых весом секции и усилием нажимной пружины. Это силовое равновесие автоматически поддерживается во время работы культиватора.



Фиг. 76. Схема силового регулирования глубины хода лап культиватора.



Фиг. 77. Схема к определению усилия, действующего на пружину силового регулятора.

Рассмотрим теперь, какова возможная сфера применения силового регулятора гидравлического механизма. Для этого проанализируем более подробно вопрос о том, в какой мере регулируемый параметр, применяемый в этой системе, обеспечивает надлежащее качество регулирования на различных сельскохозяйственных операциях.

Пусть усилие, действующее на пружину силового регулятора, равно номинальному значению $P_{рег}$, на которое настроен регулятор, а соответствующее ему тяговое сопротивление машины равно номинальному значению R_x . Между ними имеется следующая зависимость (фиг. 77):

$$P_{рег} = \frac{R_x y - (G_H \pm R_y) x}{b} = \frac{R_x (y - x \operatorname{tg} \theta)}{b}, \quad (99)$$

где x , y и b — плечи сил, показанные на схеме.

Степенью неравномерности тягового сопротивления машины при силовом регуляторе назовем отношение

$$\delta_c = \frac{2\Delta R_x}{R_x}, \quad (100)$$

где ΔR_x — изменение тягового сопротивления машины в ту или иную сторону от установившегося номинала, необходимое для того, чтобы вызвать реакцию регулятора.

Обозначим через $\Delta P_{рег}$ изменение силы сжатия пружины регулятора, получающееся в результате изменения тягового сопротивления машины на величину ΔR_x . Допуская, что в процессе регулирования действующая на машину результирующая внешняя сила $R_{рег}$ сохраняет свое направление, определяемое углом θ ее наклона к горизонту, можно написать следующую зависимость:

$$P_{рег} + \Delta P_{рег} = \frac{(R_x + \Delta R_x)y - (R_x + \Delta R_x) \operatorname{tg} \theta x}{b}$$

Вычитая из приведенного уравнения уравнение (99), получим

$$\Delta P_{рег} = \frac{\Delta R_x (y - x \operatorname{tg} \theta)}{b} = \Delta R_x \frac{y}{b} \left(1 - \frac{x}{y} \operatorname{tg} \theta\right),$$

откуда

$$\Delta R_x = \frac{\Delta P_{рег}}{\frac{y}{b} \left(1 - \frac{x}{y} \operatorname{tg} \theta\right)}$$

Подставив найденное значение ΔR_x в уравнение (100), имеем

$$\delta_c = \frac{2\Delta P_{рег}}{R_x \frac{y}{b} \left(1 - \frac{x}{y} \operatorname{tg} \theta\right)}. \quad (101)$$

Анализируя уравнение (101), мы видим, что степень неравномерности тягового сопротивления машины при силовом регуляторе зависит от ряда факторов, в частности от конструкции регулятора, от тягового сопротивления машины, от силовой характеристики выполняемой операции и от конструктивных параметров навесной машины.

Влияние конструкции регулятора отражено в уравнении (101) членом $\Delta P_{рег}$, характеризующим степень нечувствительности регулятора. Если не применять смешных пружин или каких-либо других переналадок гидромеханизма, то величина $\Delta P_{рег}$ является для данного регулятора величиной постоянной, сохраняющей свое значение независимо от назначения навесной машины, ее конструкции и условий работы.

Влияние тягового сопротивления машины характеризуется тем, что, чем больше установленное регулятором номинальное тяговое сопротивление R_x , тем при прочих равных условиях меньше степень неравномерности тягового сопротивления. Наоборот, при выполнении легких работ, требующих небольших тяговых усилий, степень неравномерности повышается.

Влияние силовой характеристики выполняемой операции и конструктивных параметров навесной машины представлено в уравнении (101) величиной $\frac{y}{b} \left(1 - \frac{x}{y} \operatorname{tg} \theta\right)$. Чем меньше значение $\frac{x}{y} \operatorname{tg} \theta$, тем лучше качество регулирования. Поэтому силовой регулятор дает наиболее удовлетворительные результаты в тех случаях, когда результирующая

навесная сила, действующая на машину, имеет небольшой наклон к горизонту, а отношение $\frac{x}{y}$ невелико. Некоторое влияние на качество регулирования может оказывать также отношение $\frac{y}{b}$.

Из изложенного следует, что силовой регулятор гидромеханизма может быть в первую очередь применен на пахоте, где тяговые сопротивления значительны, а углы θ невелики. Однако с увеличением числа корпусов плуга качество регулирования должно ухудшаться из-за роста отношения $\frac{x}{y}$. Практически работа силового регулятора проверялась и дала удовлетворительные результаты при числе корпусов до трех.

В настоящее время накоплен большой экспериментальный и эксплуатационный материал о качестве пахоты навесными плугами при силовом регулировании. В качестве типичных показателей в табл. 9 приведены сравнительные данные о равномерности глубины пахоты навесными и прицепными плугами, полученные при испытаниях трехкорпусных плугов на центрально-черноземной машиноиспытательной станции в 1950 г. Испытания проводились по методике полевых испытаний плугов, установленной ГОСТ 2911-45. Оценка равномерности глубины пахоты делалась на основании замеров продольных и поперечных профилей борозды и глубины хода третьего корпуса плуга. Результаты замеров обрабатывались методами вариационной статистики.

Таблица 9

Данные сравнительных испытаний равномерности глубины пахоты навесными и прицепными плугами

Плуг	Вариант замеров	Средняя глубина пахоты в см	Среднее квадратическое отклонение глубины в см	Вариационный коэффициент в %
Навесной	Поперечное профилирование	25,34	1,93	7,7
Прицепной	То же	22,75	2,72	11,6
Навесной	Продольное профилирование	24,45	1,64	6,7
Прицепной	То же	22,55	1,84	8,2
Навесной	Глубина хода третьего корпуса	27,4	1,37	5,0
Прицепной	То же	23,96	1,59	5,65

Приемлемые результаты работы силового регулятора гидромеханизма были в ряде случаев получены также на глубоком рыхлении при небольшой ширине захвата культиватора. На других видах культивации, при меньшей глубине обработки и более высоких требованиях к равномерности глубины, качество регулирования, обеспечиваемое силовым регулятором гидромеханизма, оказалось недостаточным. Следует отметить, что возможность применения силового регулятора гидромеханизма исключается в тех случаях, когда усилие $P_{рег}$ может во время работы снижаться до значений, близких к усилию предварительной затяжки пружины регулятора.

Высотный способ регулирования

При высотном способе регулирования глубины обработки почвы машина реагирует на изменение рельефа поля под ее опорными колесами. На навесных плугах обычно ставится одно опорное колесо. На широкозахватных навесных машинах при жестком закреплении рабочих органов на раме чаще всего применяются два опорных колеса, устанавливаемые по краям рамы.

Как показали испытания, отклонения от заданной глубины обработки почвы вызываются при высотном способе регулирования следующими факторами:

1) разницей в профиле поля под опорными колесами и рабочими органами; чем больше расстояние между рабочими органами и опорными колесами, тем эта разница может быть больше;

2) погружением опорных колес в почву; этот фактор оказывает влияние при работе на рыхлых почвах, когда глубина колеи, образуемой колесами, может быть довольно значительной и притом неодинаковой на разных участках по длине гона вследствие неодинаковой рыхлости поля.

В рассмотренном виде высотный способ регулирования применяется, главным образом, на простейших машинах с небольшой шириной захвата (двухрядный культиватор-окучник, свеклоподъемник и некоторые другие).

Высотный способ регулирования применяется также для индивидуального регулирования глубины хода отдельных секций машин, шарнирно подвешенных к раме. В этом случае на каждой секции ставится свое опорное колесо. Чаще всего индивидуальное высотное регулирование отдельных секций является одним из элементов комбинированной системы регулирования.

Комбинированные способы

Один из возможных вариантов комбинированного способа регулирования представлен на фиг. 78. Здесь рабочие органы шарнирно подвешены к раме 2 отдельными секциями с помощью параллелограммов 3. Каждая секция имеет свое опорное колесо 4 (на схеме показана одна из секций), ограничивающее глубину погружения рабочих органов в почву. Рама машины подвешена к трактору посредством навесного устройства обычного типа, верхнее звено которого связано с пружиной 1 силового регулятора, установленного на тракторе. Таким образом, силовой регулятор включен в общую систему регулирования.

Чтобы выяснить роль силового регулятора в рассматриваемой комбинированной системе, определим усилие $P_{рег}$, действующее на его пружину. Из уравнения моментов относительно оси подвеса O_n имеем

$$P_{рег} = \frac{R_{xy} + Y_k x_k + f_0 Y_k (y - h_r - r) - (G_c + R_y) x_c}{b}, \quad (102)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления перекатыванию опорных колес машины;

r — радиус качения опорного колеса;

G_c — вес секции;

x_k и x_c — соответственно плечи относительно оси подвеса реакции Y_k , действующей на опорные колеса, и результирующей силы $(G_c \pm R_y)$.

Остальные обозначения показаны на схеме.

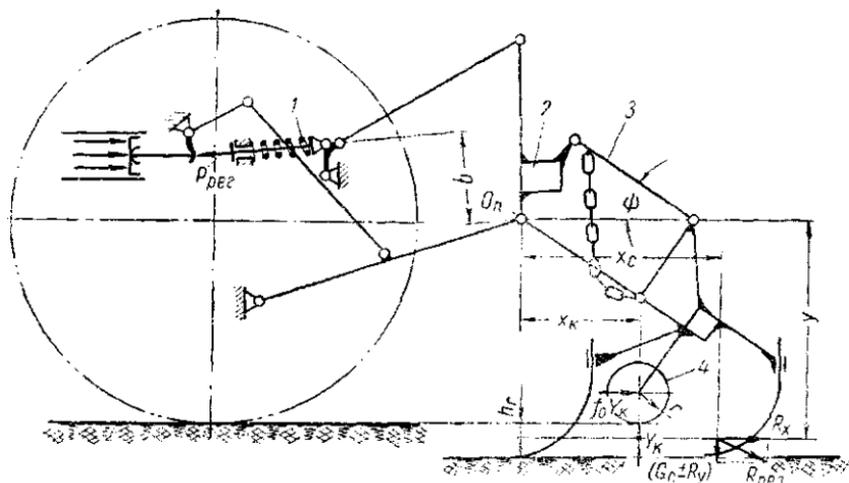
В соответствии с ранее приведенным уравнением (45) величина реакции Y_k может быть выражена следующим соотношением:

$$Y_k = (G_c \pm R_y) - (R_x + f_0 Y_k) \operatorname{tg} \psi,$$

откуда

$$Y_k = \frac{(G_c \pm R_y) - R_x \operatorname{tg} \psi}{1 + f_0 \operatorname{tg} \psi} \approx (G_c \pm R_x) \operatorname{tg} \psi,$$

где ψ — угол наклона к горизонту звеньев параллелограмма.



Фиг. 78. Схема комбинированного способа регулирования глубины обработки почвы с использованием силового регулятора гидромеханизма.

Подставляя это значение Y_k во второй член числителя уравнения (102), получим

$$\begin{aligned} P_{рег} &= \frac{R_x(y - x_k \operatorname{tg} \psi) + f_0 Y_k(y - h_r - r) - (G_c \pm R_y)(x_c - x_k)}{b} = \\ &= \frac{R_x(y - x_k \operatorname{tg} \psi) + f_0 Y_k(y - h_r - r)}{b} = \xi'_c R_x + \xi''_c f_0 Y_k. \end{aligned} \quad (103)$$

В уравнении (103) член $(G_c \pm R_y)(x_c - x_k)$ приравнен нулю, так как обычно разность $x_c - x_k$ относительно невелика; множитель $\frac{y - x_k \operatorname{tg} \psi}{b}$ заменен постоянным коэффициентом ξ'_c , а множитель $\frac{y - h_r - r}{b}$ коэффициентом ξ''_c .

Как видно из уравнения (103) усилие, действующее на пружину силового регулятора, зависит в рассматриваемой системе от горизонтальных сил R_x и $f_0 Y_k$, действующих на рабочие органы. Указанная

зависимость может быть использована для ограничения глубины погружения опорного колеса в почву путем соответствующей настройки силового регулятора. Действительно, увеличение погружения опорных колес в почву вызывает повышение тягового сопротивления машины, поскольку при этом увеличивается глубина хода рабочих органов и возрастает сопротивление опорных колес перекатыванию. При повышении же тягового сопротивления сверх заданного значения рама машины под действием силового регулятора будет подниматься, в результате чего наклон звеньев параллелограмма увеличится, а нагрузка на опорные колеса соответственно уменьшится. Ограничение погружения опорных колес в почву обеспечивает получение установленной глубины хода рабочих органов.

Разновидностью комбинированного способа регулирования является вариант, при котором силовое регулирование высоты положения рамы машины заменено позиционным. Независимо от того, какой применен способ регулирования высоты положения рамы — силовой или позиционный, корректирующее действие этой дополнительной регулировки заключается в уменьшении нагрузки на опорные колеса машины. Во всех случаях рама должна быть установлена на такой высоте, чтобы опорные колеса шли по полю, не оставляя заметной колеи.

Еще один вариант комбинированного способа регулирования приведен на фиг. 79. Здесь глубина обработки регулируется натяжением нажимных пружин 2 и корректируется изменением высоты положения рамы 1 машины. Приравняв нулю сумму проекций на вертикальную ось внешних сил, действующих на секцию, получим уравнение равновесия секции

$$G_c + R_y + P_{np} = R_x \operatorname{tg} \psi, \quad (104)$$

где P_{np} — сила натяжения нажимной пружины.

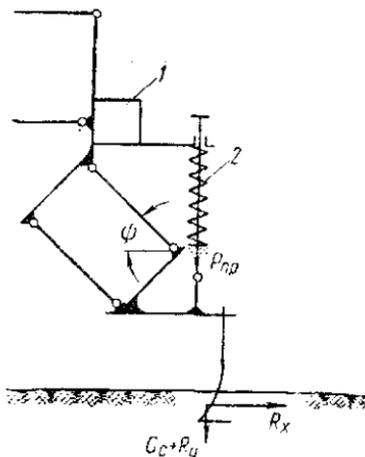
Изменим теперь положение рамы машины по сравнению с ее первоначальной установкой. Условие равновесия секции при новом положении рамы будет иметь следующий вид:

$$G_c + R_y + P'_{np} = R'_x \operatorname{tg} \psi'. \quad (105)$$

В этом уравнении сохранены те же обозначения, что и в предыдущем. Знак штриха указывает на изменение численных значений параметров при перестановке рамы. Допущено, что сила R_y сохранила свое прежнее значение.

Подставляя в уравнение (105) значение $G_c + R_y$ из уравнения (104), получим

$$R'_x \operatorname{tg} \psi' = R_x \operatorname{tg} \psi - (P'_{np} - P_{np}) = R_x \operatorname{tg} \psi - \Delta P_{np},$$



Фиг. 79. Схема комбинированного способа регулирования глубины обработки почвы с использованием позиционной системы управления гидравлического механизма.

$$R'_x = R_x \frac{\operatorname{tg} \phi}{\operatorname{tg} \phi'} - \frac{\Delta P_{np}}{\operatorname{tg} \phi'}, \quad (106)$$

где ΔP_{np} — величина, на которую изменилось давление нажимной пружины при перестановке рамы.

При подъеме рамы входящее в уравнение (106) отношение $\frac{\operatorname{tg} \phi}{\operatorname{tg} \phi'}$ становится меньше единицы, поскольку при этом угол наклона к горизонту звеньев параллелограмма увеличивается. Разность ΔP_{np} имеет в этом случае положительное значение, так как нажимное усилие пружины при подъеме рамы становится меньше. Таким образом, подъем рамы вызывает уменьшение тягового сопротивления машины и влечет за собой уменьшение глубины хода ее рабочих органов.

Аналогично можно доказать, что при опускании рамы глубина хода рабочих органов увеличится.

Из изложенного можно сделать вывод о сфере применения гидравлических механизмов с позиционным управлением. Позиционное управление можно эффективно использовать на пропашных культиваторах и на других навесных машинах с шарнирной подвеской рабочих органов в качестве одного из элементов комбинированного способа регулирования глубины обработки почвы, главным образом при наличии у рабочих органов опорных колес.

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Расчет потребной мощности гидравлического механизма

Мощность гидравлического механизма должна быть рассчитана на подъем любых навесных машин, с которыми трактор может агрегатироваться, притом со скоростью подъема, удовлетворяющей агротехническим требованиям. При задней навеске, имеющей наибольшее применение, допустимый вес машины лимитируется динамическими качествами трактора. опрокидывающий момент, создаваемый весом машины у колесного трактора, не должен нарушать продольной устойчивости или ухудшать управляемость, а у гусеничного — смещать центр давления трактора больше допустимого. Анализ ряда схем навесных устройств показал, что при одной и той же величине опрокидывающего момента, создаваемого весом поднимаемой машины, нагрузка гидравлического механизма получается выше при подъеме более тяжелых машин, имеющих соответственно меньший вылет центра тяжести. Поэтому для надежности расчета мощности гидравлического механизма примем, что центр тяжести машин расположен в вертикальной плоскости, проходящей через ось подвеса.

При определении расчетной мощности гидравлического механизма нужно, помимо этого, учитывать возможность применения более тяжелых машин при установке дополнительных грузов на передней части трактора или размещении части рабочих органов впереди его ведущей оси.

Необходимо учитывать также возрастание сопротивления подъему при отрыве пласта от земли и наличие других факторов, способных увеличить нагрузку гидравлического механизма. Влияние всех этих факторов может быть учтено введением в формулу расчетной мощности гидравлического механизма соответствующего коэффициента запаса. На основании практических данных принимаем его равным 1,5.

В соответствии с изложенным определение расчетной мощности N_p гидравлического механизма трактора следует производить по формуле

$$N_p = \frac{1,5 G_{н. \max} v_{о. ср}}{\eta_o \eta_{м} \eta_5} \text{ л. с.}, \quad (107)$$

где $G_{н. \max}$ — вес наиболее тяжелой машины, которая может быть навешена на трактор сзади, в кг;

$v_{о. ср}$ — средняя скорость подъема оси подвеса в м/сек;

η_o — объемный к. п. д. гидравлического механизма;

$\eta_{м}$ — механический к. п. д. гидравлического цилиндра и навесного устройства.

На основании соотношений, установленных выше при исследовании общей динамики навесных агрегатов, величина $G_{н. \max}$ для колесных тракторов может быть определена из уравнения

$$G_{н. \max} = \frac{G_{\lambda_{н. \lim}}}{l_0}, \quad (108)$$

где l_0 — продольный вылет оси подвеса машины относительно оси ведущих колес трактора.

Входящая в уравнение (108) величина $\lambda_{н. \lim}$ характеризует максимально допустимое значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора, которое может быть реализовано при навеске машины без нарушения продольной устойчивости и управляемости агрегата.

Помимо веса машины, мощность гидравлического механизма зависит от скорости его подъема. Скорость подъема определяет длину пути, на протяжении которого происходит выглубление рабочих органов машины из земли. Для уменьшения огрехов на краях гонов подъем машины должен совершаться с достаточной быстротой. В соответствии с существующими агротехническими требованиями можно считать, что при применяемых в настоящее время рабочих скоростях трактора время выглубления не должно превышать одной секунды.

Для выполнения указанного условия подъем оси подвеса машины должен производиться со средней скоростью в секунду

$$V_{о. ср} \geq h_{z. \max}, \quad (109)$$

где $h_{z. \max}$ — максимальная глубина обработки почвы, предусмотренная агротехническими требованиями. Для колесных тракторов можно принимать $h_{z. \max} = 0,25$ м.

Подсчитаем, в каких пределах находится необходимая мощность гидравлических механизмов колесных тракторов. Для этого подставим в уравнение (107) значение $G_{н. \max}$ из уравнения (108) и значение $V_{о. ср}$ из уравнения (109). Примем далее, что продольная координата центра

тяжести трактора a в среднем равна одной трети его продольной базы L , а допустимое максимальное значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости $\chi_{н. \text{п.м}} = 0,4$. После соответствующих подстановок и преобразований уравнение (107) применительно к колесным тракторам получит следующий вид:

$$N_{z. \text{кол}} \approx \frac{G \frac{L}{l_0} v_{o. \text{ср}}}{375 \eta_o \eta_{\mu}}, \quad (110)$$

где $N_{z. \text{кол}}$ — мощность гидравлического механизма колесных тракторов.

Выразим вес трактора G в функции от мощности N_e его двигателя. Анализ весовых показателей большого количества современных колесных тракторов позволяет сделать вывод, что у колесных тракторов удельный вес на 1 л. с. мощности двигателя находится в пределах 75—120 кг. Таким образом, $G = (75 \div 120) N_e \text{ кг}$.

На основании соотношений, существующих у ряда тракторов, работающих с навесными машинами, можно принять $\frac{L}{l_0} = 1,6 \div 2$.

Подставив указанные пределы значений G и $\frac{L}{l_0}$ в уравнение (110) и приняв в этом уравнении скорость подъема $v_{o. \text{ср}} = 0,25 \text{ м/сек}$, а значения коэффициентов полезного действия $\eta_o = 0,8$ и $\eta_{\mu} = 0,85$, получим после преобразований

$$N_{z. \text{кол}} = (0,12 \div 0,2) N_e. \quad (111)$$

В соответствии с динамическими соотношениями, установленными для гусеничных тракторов, допустимый максимальный вес машины при задней навеске может быть определен по уравнению

$$G_{н. \text{max}} \approx \chi_{н. \text{п.м}} G \left(1 - \frac{G_{н. \text{max}}}{G} \right) \frac{L_z}{a + l_0}. \quad (112)$$

Величина $\chi_{н. \text{п.м}}$ в уравнении (112) характеризует предельное значение коэффициента смещения центра давления трактора, которое может быть допущено при навеске машины на гусеничный трактор.

Подставив в уравнение (107) значение $G_{н. \text{max}}$ из уравнения (112) и приняв $\chi_{н. \text{п.м}} = 0,2$, получим

$$N_{z. \text{гус}} = \frac{G \left(1 + \frac{G_{н. \text{max}}}{G} \right) \frac{L_z}{a + l_0} v_{o. \text{ср}}}{250 \eta_o \eta_{\mu}}, \quad (113)$$

где $N_{z. \text{гус}}$ — мощность гидравлического механизма гусеничных тракторов.

У гусеничных тракторов удельный вес на 1 л. с. мощности двигателя обычно равен 90—110 кг. На основании соотношений, существующих у ряда тракторов, можно принять $\frac{L_z}{a + l_0} = 0,5 \div 0,75$. Скорость подъема навесных машин следует иметь у гусеничных тракторов несколько более высокой, чем у колесных, так как у них ход оси подвеса, согласно сделанным выше рекомендациям, должен быть больше.

В связи с этим принимаем для гусеничных тракторов $v_{o.ср} = 0,3$ м/сек. Принимаем далее $1 + \frac{G_{н. max}}{G} = 1,2$, что соответствует максимальным встречающимся значениям, поскольку потребная мощность гидравлических механизмов определяется для случая навески наиболее тяжелых машин.

Подставив в уравнение (113) указанные значения отдельных его членов и принимая величины коэффициентов полезного действия η_0 и η_m такими же, как прежде, получим после соответствующих преобразований следующее выражение для определения потребной мощности гидравлических механизмов гусеничных тракторов:

$$N_{z, зус} \approx (0,1 \div 0,17) N_e. \quad (114)$$

Как видно из приведенных формул, удельная мощность гидравлических механизмов, отнесенная к мощности двигателя, у гусеничных тракторов может быть при отсутствии каких-либо специальных требований несколько меньше, чем у колесных. Это отражает динамические особенности гусеничных тракторов, ограничивающие возможность их работы с навесными машинами.

Чем больше у трактора удельный вес на 1 л. с., тем больше должно быть отношение $\frac{N_z}{N_e}$.

При применении гидравлических насосов, имеющих более высокие объемные потери, чем это было принято при расчете, мощность гидравлических механизмов должна быть соответственно повышена по сравнению с их значениями по уравнениям (111) и (114).

Выведенные расчетные формулы хорошо согласуются с практическими данными о мощности гидравлических механизмов, установленных на ряде тракторов.

Определение производительности насоса и размеров силового цилиндра

Расчетная производительность насоса гидравлического механизма подсчитывается по обычной формуле:

$$Q_n = \frac{N_z 450}{q_{расч}} \text{ л/мин}, \quad (115)$$

где $q_{расч}$ — давление масла в кг/см² при расчетном режиме работы гидромеханизма.

Величина $q_{расч}$ назначается в соответствии с типом и конструкцией насоса.

Насос должен обеспечивать заполнение рабочего объема силового цилиндра за время t , установленное для подъема машины из крайнего нижнего в верхнее транспортное положение

$$t = \frac{S_0}{v_{o.ср}}, \quad (116)$$

Зная производительность насоса Q_n и время подъема машины t , можно определить рабочий объем W_u силового цилиндра из соотношения

$$W_u = \frac{Q_n t}{60} = \frac{Q_n S_0}{v_{o.ср} 60}. \quad (117)$$

Ход поршня силового цилиндра определяется по формуле

$$S_u = \frac{W_u}{i_{o.ср}}, \quad (118)$$

где $i_{o.ср}$ — среднее за время подъема машины значение передаточных чисел рычагов навесного устройства, соединяющих поршень с осью подвеса машины.

При известных W_u и S_u определение диаметра силового цилиндра не представляет труда.

Гидравлический механизм может обеспечить определенную скорость заглубления рабочих органов машины в почву лишь при условии применения силовых цилиндров двустороннего действия. В случае применения цилиндров одностороннего действия длина пути заглубления зависит от условий погружения рабочих органов в почву. Возможная максимальная скорость опускания машины определяется пропускной способностью спускных каналов силового цилиндра. На основании опытных данных можно принять, что при средних давлениях в цилиндре и температуре масла 35—40°С спускные каналы должны пропускать весь рабочий объем масла, заполняющего силовой цилиндр, за время 0,6—0,8 сек.

§ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

При испытаниях гидравлических механизмов их оценка в соответствии с методикой, предложенной ВИМ, производится по двум экспериментальным характеристикам: внешней характеристике насоса и грузоподъемной характеристике оси подвеса машин.

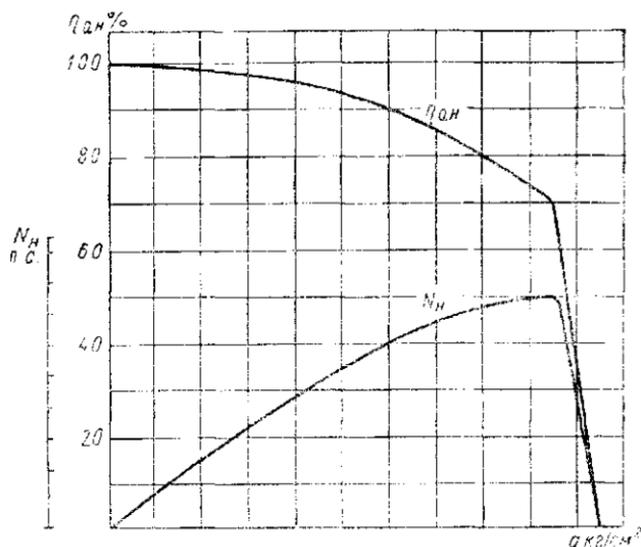
Внешняя характеристика насоса приведена на фиг. 80. На оси абсцисс характеристики откладываются значения q давлений в нагнетательной магистрали насоса, а на оси ординат соответствующие значения $\eta_{o.н}$ и N_n , где $\eta_{o.н}$ — объемный коэффициент полезного действия насоса, а N_n — мощность, развиваемая насосом.

В зависимости от условий испытаний величина $\eta_{o.н}$ может быть определена с помощью соотношений

$$\eta_{o.н} = \frac{Q_{н.факт}}{Q_{н.теор}} = \frac{n_{теор}}{n_{факт}}.$$

По первому соотношению величина объемного к. п. д. насоса определяется как отношение $Q_{н.факт}$ — фактической производительности насоса, полученной во время испытаний на соответствующем режиме, к его теоретической производительности $Q_{н.теор}$ при том же числе оборотов. По второму соотношению величина объемного к. п. д.

насоса определяется как отношение $n_{теор}$ — теоретического числа оборотов насоса, необходимого для заполнения мерного бачка определенного объема, к фактическому числу оборотов $n_{факт}$, которое пришлось при испытаниях сообщить насосу, чтобы заполнить этот объем. Входящие в приведенные соотношения расчетные величины $Q_{н. теор}$ и $n_{теор}$ определяются по обычным формулам гидравлики для насосов соответствующих типов.



Фиг. 80. Внешняя характеристика насоса гидравлического механизма при $n_{н.} = const$.

Мощность $N_{н.}$, развиваемая насосом, подсчитывается по уравнению

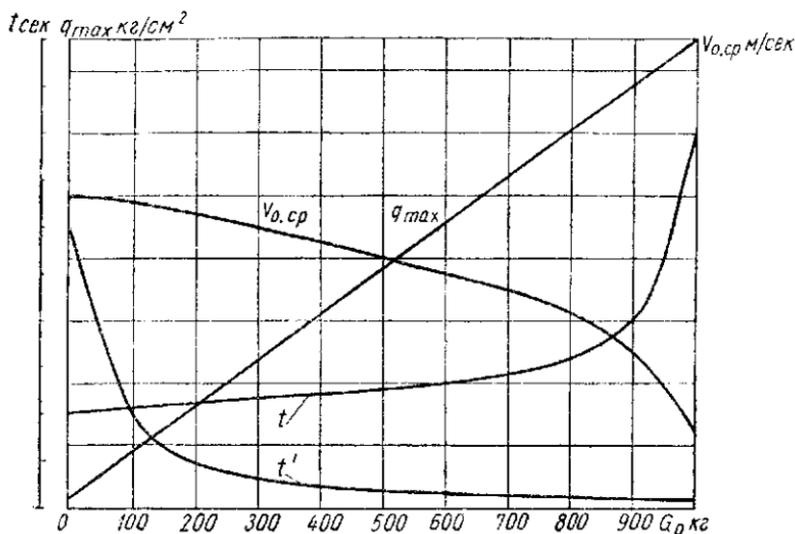
$$N_{н.} = \frac{Q_{н. факт} q}{450} \text{ л. с.},$$

где значения $Q_{н. факт}$ и q берутся при соответствующих режимах работы насоса и имеют размерность: первые в $л/мин$, вторые в $кг/см^2$.

Кривые, нанесенные на фиг. 80, должны быть получены при заданном расчетном числе оборотов насоса и определенной вязкости масла (или определенной температуре масла, если указана его марка). Иногда внешние характеристики насоса снимаются при нескольких температурных режимах. В таких случаях на диаграмме наносится несколько кривых $\eta_{0, н.}$ и $N_{н.}$ с указанием температур, при которых они получены.

Грузоподъемная характеристика оси подвеса приведена на фиг. 81. Она снимается при различных грузах, приложенных к оси подвеса. На оси абсцисс характеристики откладываются веса G_0 указанных грузов, а на оси ординат — соответствующие значения средней скорости $v_{ср.}$ подъема оси подвеса в $м/сек$, максимального давления q_{max} , возникающего в силовом цилиндре гидромеханизма при подъеме груза, в $кг/см^2$, времени t и t' в секундах, необходимого соответственно для подъема и опускания оси подвеса из одного крайнего положения в другое.

Грузоподъемная характеристика оси подвеса снимается при расчетном числе оборотов насоса гидравлического механизма и при определенной вязкости (или соответственно температуре) масла.



Фиг. 81. Грузоподъемная характеристика оси подвеса навесной машины.

Для более подробных исследований грузоподъемные характеристики могут сниматься при разных числах оборотов насоса и разных температурах масла.

§ 5. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Диаграмма настройки системы регулирования. Анализ различных характеристик диаграмм настройки

В тех случаях, когда гидравлический механизм не является простым подъемником, а выполняет также функции регулирования глубины обработки почвы, одной из основных его характеристик является так называемая диаграмма настройки системы регулирования. Диаграмма настройки выражает зависимость между установкой рукоятки управления и величиной регулируемого параметра. При силовом способе регулирования диаграмма настройки представляет собой кривую $P_{рег} = f(a_p)$, где $P_{рег}$ — номинальная сила сжатия пружины регулятора, соответствующая данному положению рукоятки управления, а a_p — угол установки рукоятки относительно положения, занимаемого ею при подъеме машины. При позиционном способе регулирования диаграмма настройки должна давать зависимость между положениями рукоятки управления и положениями подъемных рычагов гидромеханизма или, соответственно, оси подвеса машины.

Рассмотрим вопрос о диаграмме настройки применительно к работе гидравлического механизма с силовым регулятором. Назовем диапазоном настройки силового регулятора разность

$$d_{рег} = P_{рег. макс} - P_{рег. мин}, \quad (119)$$

где $P_{рег. макс}$ — максимальное, а $P_{рег. мин}$ — минимальное значение сил сжатия пружины регулятора при крайних положениях рукоятки управления.

Диапазон настройки должен обеспечивать всерезжимную работу регулятора, т. е. он должен быть рассчитан на возможность получения любого значения регулируемого параметра, которое может потребоваться при данных тяговых показателях трактора.

Максимальное усилие сжатия пружины регулятора $P_{рег. макс}$ должно быть определено для случая, когда трактор развивает максимальную силу тяги $P_{кр. макс}$, а вертикальные силы, действующие на машину, создают относительно оси подвеса момент, равный нулю. Такой случай можно, например, считать приближающимся к условиям работы при вспашке сухих плотных почв. Кроме того, для надежности расчетов примем, что тяговое сопротивление машины приложено к носкам его рабочих органов. В соответствии с указанными положениями имеем

$$P_{рег. макс} = P_{кр. макс} \frac{h_0}{b}, \quad (120)$$

где h_0 и b — плечи, показанные на фиг. 77. В тех случаях, когда верхнее звено навесного устройства воздействует на пружину регулятора непосредственно, а через рычажную передачу (как это, например, имеет место в конструкциях гидравлических механизмов, выпускаемых в настоящее время тракторной промышленностью), в формулу (120) должно быть введено передаточное число рычажной передачи.

Минимальное усилие сжатия пружины регулятора $P_{рег. мин}$, которое может быть установлено настройкой, определяется следующим уравнением

$$P_{рег. мин} = P_{рег. пред} + K \Delta f_{мин}, \quad (121)$$

где $P_{рег. пред}$ — усилие предварительной затяжки пружины регулятора;

K — коэффициент жесткости пружины регулятора;

$\Delta f_{мин}$ — деформация пружины регулятора, необходимая для того, чтобы переместить распределительный золотник гидравлического механизма на величину минимального начального хода регулирования.

Из уравнения (121) следует, что для расширения диапазона настройки силового регулятора нужно давать его пружине минимальную предварительную затяжку.

Назовем характеристикой настройки отношение $\frac{dP_{рег}}{d\alpha_p}$, где $dP_{рег}$ — приращение номинального значения регулируемого параметра при повороте рукоятки управления на элементарный угол $d\alpha_p$.

При постоянном значении характеристики дифференциальное уравнение диаграммы настройки имеет следующий вид (кривая 1 на фиг. 82):

$$\frac{dP_{рег}}{d\alpha_p} = a \operatorname{tg} \alpha_0 = \text{const}, \quad (122)$$

где α_0 — угол наклона к оси абсцисс прямой, изображающей диаграмму настройки;

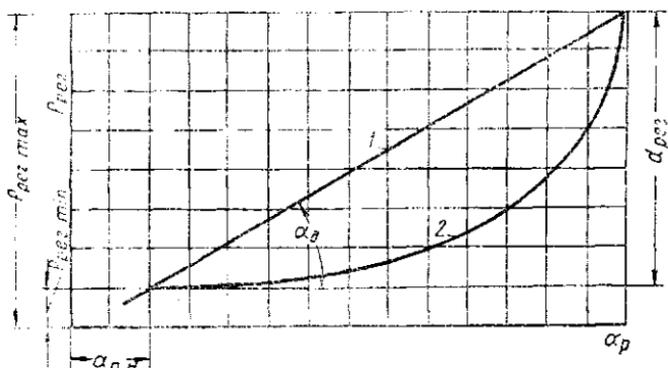
a — постоянный масштабный коэффициент.

Интегрируя, получаем

$$P_{рег} = a \operatorname{tg} \alpha_0 \int_{\alpha_{p.н}}^{\alpha_p} d\alpha_p = a \operatorname{tg} \alpha_0 (\alpha_p - \alpha_{p.н}) + C,$$

где α_p — угол установки рукоятки управления в рассматриваемый момент;

$\alpha_{p.н}$ — угол установки рукоятки управления, соответствующий минимальному значению регулируемого параметра.



Фиг. 82. Диаграммы настройки силового регулятора: 1 — при линейной характеристике; 2 — при пропорциональной характеристике.

Постоянная интегрирования C определяется из условия, что при $\alpha_p = \alpha_{p.н}$ номинальная величина регулируемого параметра $P_{рег} = P_{рег. \min}$, откуда $C = P_{рег. \min}$.

Таким образом, при постоянном значении характеристики диаграмма настройки представляет собой прямую линию и уравнение ее имеет следующий вид:

$$P_{рег} = P_{рег. \min} + a \operatorname{tg} \alpha_0 (\alpha_p - \alpha_{p.н}). \quad (123)$$

Недостатком линейной диаграммы настройки является то, что по мере уменьшения величины регулируемого параметра настройка делается все более грубой, так как за один и тот же угол поворота рукоятки управления величина регулируемого параметра меняется все в большей степени по отношению к установленному номинальному значению.

Указанный недостаток может быть устранен применением диаграммы настройки с так называемой пропорциональной характеристикой. В этом случае при повороте рукоятки управления на некоторый угол от любого исходного положения величина регулируемого параметра меняется пропорционально своему значению при исходной установке рукоятки.

Дифференциальное уравнение диаграммы настройки имеет при пропорциональной характеристике следующий вид:

$$\frac{dP_{рег}}{d\alpha_p} = aP_{рег} \quad \text{или} \quad \frac{dP_{рег}}{P_{рег}} = a d\alpha_p, \quad (124)$$

где a — коэффициент пропорциональности.

Интегрируя, получаем

$$\ln P_{рег} = a \int_{\alpha_{p.н}}^{\alpha_p} d\alpha_p = a(\alpha_p - \alpha_{p.н}) + \ln C,$$

откуда

$$P_{рег} = C \cdot e^{a(\alpha_p - \alpha_{p.н})}.$$

Аналогично предыдущему найдем из граничных условий, что постоянная интегрирования

$$C = P_{рег. мин}.$$

Таким образом, при пропорциональной характеристике диаграмма настройки представляет собой показательную кривую (кривая 2 на фиг. 82) и уравнение ее имеет следующий вид:

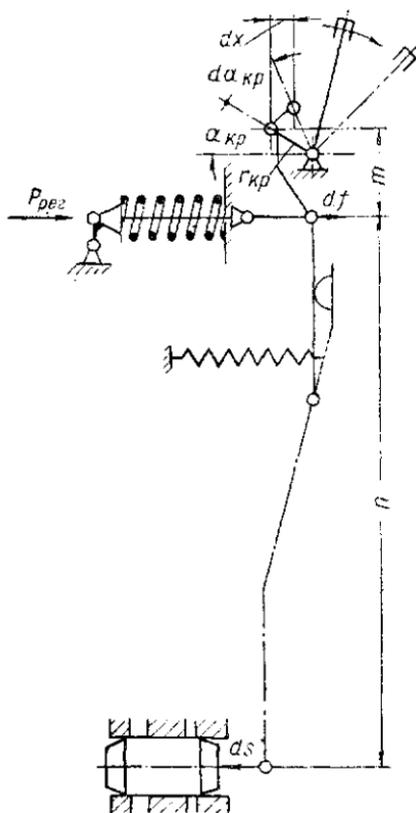
$$P_{рег} = P_{рег. мин} e^{a(\alpha_p - \alpha_{p.н})}. \quad (125)$$

Рассмотрим, какая диаграмма настройки силового регулятора может быть получена при схеме привода управления, изображенной на фиг. 83. Эта схема принципиально соответствует схеме привода управления гидравлических механизмов, выпускаемых в настоящее время тракторной промышленностью.

Обозначим через $\alpha_{кр.н}$ угол наклона оси кривошипа управления к горизонту при положении рукоятки управления, соответствующем минимальному значению регулируемого параметра, а через $\alpha_{кр}$ — при положении рукоятки управления в рассматриваемый момент. При повороте кривошипа управления на элементарный угол $d\alpha_{кр}$ верхний конец двуплечего рычага,двигающего распределительный золотник гидравлического механизма, переместится в горизонтальном направлении на величину

$$dx = r_{кр} \{ \cos \alpha_{кр.н} - \cos(\alpha_{кр.н} + d\alpha_{кр}) \} \approx r_{кр} \sin \alpha_{кр.н} d\alpha_{кр},$$

где $r_{кр}$ — радиус кривошипа.



Фиг. 83. Схема к анализу диаграммы настройки при кривошипном приводе управления.

Распределительный золотник при этом отойдет от нейтрального положения на величину

$$ds \approx dx \frac{n}{m},$$

где n и m — плечи приводного рычага распределительного золотника, показанные на схеме.

Чтобы восстановить нейтральное положение золотника, нужно изменить деформацию пружины регулятора на величину

$$df \approx ds \frac{m}{n+m} \approx dx \frac{n}{n+m}.$$

В результате этого номинальное значение регулируемого параметра изменится на элементарную величину

$$dP_{рег} = Kdf = K \frac{n}{n+m} dx.$$

Подставив сюда вместо dx его значение, выведенное выше, и сделав некоторые преобразования, получим дифференциальное уравнение диаграммы настройки силового регулятора при рассматриваемой схеме привода управления

$$\frac{dP_{рег}}{d\alpha_{кр}} = K \frac{n}{n+m} r_{кр} \sin \alpha_{кр} = A \sin \alpha_{кр}, \quad (126)$$

где $A = K \frac{n}{n+m} r_{кр}$ — множитель, который можно с достаточной степенью точности считать постоянным для любых положений рукоятки управления.

Как видно из полученного уравнения, характеристика диаграммы настройки в данном случае имеет синусоидальный характер.

Проинтегрировав уравнение (126), получаем

$$P_{рег} = A \int_{\alpha_{кр, н}}^{\alpha_{кр}} \sin \alpha_{кр} = A (\cos \alpha_{кр, н} - \cos \alpha_{кр}) + C.$$

Заменив аналогично предыдущему постоянную интегрирования через $P_{рег, мин}$, находим, что при синусоидальной характеристике уравнение диаграммы настройки имеет следующий вид:

$$P_{рег} = P_{рег, мин} + A (\cos \alpha_{кр, н} - \cos \alpha_{кр}). \quad (127)$$

При синусоидальной характеристике вид диаграммы настройки зависит от того, на каком участке и в каких пределах происходит поворот кривошипа управления при изменении регулируемого параметра от минимального до максимального значений. Если на этом участке величина $\cos \alpha_{кр}$ меняется при различных положениях кривошипа в относительно небольших пределах, то диаграмма настройки будет приближаться к прямой линии. Если по мере увеличения регулируемого параметра величина $\cos \alpha_{кр}$ соответственно возрастает, то характеристика диаграммы настройки будет в некоторой степени приближаться к пропорциональной.

Выбор параметров пружины силового регулятора

Одним из ответственных элементов в системе органов управления гидравлического механизма, снабженного силовым регулятором глубины обработки почвы, является пружина регулятора. Некоторые параметры ее были установлены выше при рассмотрении вопроса о диаграмме настройки. Чтобы полностью определить параметры, необходимые для ее конструирования, остается еще рассмотреть вопрос о выборе коэффициента жесткости пружины.

Величина K коэффициента жесткости пружины должна быть выбрана исходя из требований, предъявляемых к степени неравномерности тягового сопротивления машины. Зависимость между коэффициентом жесткости и степенью неравномерности может быть получена из уравнения (101), если величину $2\Delta P_{рег}$ заменить в нем выражением

$$2\Delta P_{рег} = K\Delta f = K\Delta s \frac{m}{n+m},$$

где Δf — деформация пружины регулятора, необходимая для того, чтобы выбрать так называемый холостой ход Δs распределительного золотника гидравлического механизма;

$\frac{m}{n+m}$ — отношение плеч приводного рычага золотника, показанного на фиг. 83. Как было выведено выше, это соотношение характеризует зависимость между деформациями пружины регулятора и перемещениями золотника.

Под холостым ходом золотника имеется в виду расстояние между двумя его положениями, в пределах которых регулятор не реагирует на изменение регулируемого параметра от заданного значения. Величина холостого хода зависит от размеров перекрытия золотником всасывающих и спускных каналов в нейтральном положении и от величины открытия указанных каналов, необходимой для того, чтобы вызвать достаточно быстрый подъем или опускание машины.

Подставив указанное значение $2\Delta P_{рег}$ в уравнение (101), получим следующее выражение для коэффициента жесткости пружины силового регулятора:

$$K = \frac{\partial_c R_x \frac{y}{b} \left(1 - \frac{x}{y} \operatorname{tg} \theta\right) \frac{n+m}{m}}{\Delta s} = \frac{\xi_p \partial_c R_x}{\Delta s}, \quad (128)$$

где ξ_p — постоянный коэффициент, равный $\frac{y}{b} \cdot \frac{n+m}{m}$.

При выводе уравнения (128) величина $\frac{x}{y} \cdot \operatorname{tg} \theta$ принята равной нулю, поскольку силовой регулятор, как было установлено выше, применим, главным образом, в тех случаях, когда углы наклона к горизонту результирующей внешней силы невелики.

Регулирование глубины обработки почвы по силовому способу основано на предположении, что тяговое сопротивление машины меняется в процессе работы, главным образом, в результате изменения глубины хода его рабочих органов. Силовой регулятор, поддерживая постоянство

тягового сопротивления. сохраняет, таким образом, заданную глубину обработки.

Между тем в действительности на тяговое сопротивление машины оказывают существенное влияние другие переменные факторы, из которых одни действуют более или менее закономерно, другие же не имеют явно выраженной закономерности. Основные факторы, от которых зависит величина тягового сопротивления на пахоте и которые могут оказывать влияние на ее неравномерность, отражены в рациональной формуле силы тяги плуга академика В. П. Горячкина. За последние годы проведен ряд исследований в области динамики тягового сопротивления сельскохозяйственных машин (В. Н. Болтинский, И. Н. Киселев, Ю. К. Киртбая). Все они показывают, что известные колебания тягового сопротивления неизбежны даже при самых благоприятных условиях работы. На тяговой диаграмме плуга всегда имеются отчетливо выраженные «микроколебания» высокой частоты, обусловленные особенностями технологии работы плуга. На тяговых диаграммах, снятых при вспашке полей с ровным рельефом, можно, кроме того, выделить довольно закономерно повторяющиеся колебания с более значительными амплитудой и периодом. Эти колебания являются следствием небольшой, непрерывно чередующейся волнистости поверхности поля и неоднородности физико-химических и механических свойств почвы. Как показывают наблюдения, даже на культурных почвах по указанным причинам отклонения тягового сопротивления от своего среднего значения составляют $\pm (8-10)\%$. На плотных или неоднородных почвах их значения бывают еще больше. Наконец, наряду с периодическими колебаниями на тяговых диаграммах можно всегда наблюдать временные, иногда продолжительные, отклонения тягового сопротивления от предыдущего среднего значения.

Силовой регулятор реагирует на отклонение регулируемого параметра от заданного значения только путем изменения глубины хода рабочих органов машины. Между тем, как было сейчас установлено, колебания тягового сопротивления происходят иногда в довольно значительных пределах под влиянием других факторов. Если бы в таких случаях силовой регулятор менял глубину обработки почвы, то равномерность глубины от этого только бы снизилась. Наблюдения над работой силового регулятора с пружинами различной жесткости подтвердили, что реакция регулятора на отклонения тягового сопротивления меньше, чем $6-7,5\%$ от установленного номинала, нецелесообразна.

В соответствии с изложенным значение степени неравномерности тягового сопротивления машин при силовом регуляторе δ_c в уравнении (128) принимаем равным $0,12-0,15$. Считая, что такая степень неравномерности должна быть обеспечена при нормальной загрузке трактора, получаем следующее выражение для подсчета коэффициента жесткости пружины силового регулятора:

$$K = \frac{(0,12 \div 0,15) \cdot P_{кр. раб}}{\Delta s}, \quad (129)$$

где $P_{кр. раб}$ — расчетное тяговое усилие, развиваемое трактором на основной рабочей передаче.

Входящая в уравнение (129) величина Δs холостого хода распределительного золотника зависит от целого ряда конструктивных особенностей гидравлического механизма и поэтому может быть определена с достаточной достоверностью только опытным путем.

ВЫВОДЫ

1. К механизмам управления навесными машинами могут предъявляться следующие требования: они должны производить подъем и опускание (иногда принудительное) машины, удерживать ее в промежуточных положениях, управлять несколькими объектами — каждым раздельно и независимо друг от друга или в определенной последовательности, управлять объектами, удаленными от месторасположения механизма управления, и, наконец, регулировать глубину обработки почвы. В связи с таким разнообразием функций управление навесными машинами осуществляется в настоящее время исключительно при помощи гидравлических механизмов.

2. В соответствии с выполняемыми функциями для управления навесными машинами применяются гидравлические механизмы следующих типов: подъемники, механизмы с позиционным управлением, механизмы с автоматическим силовым регулятором глубины обработки почвы и механизмы универсального типа, приспособленные для выполнения более разнообразных функций, чем каждый из ранее указанных типов в отдельности.

3. В зависимости от особенностей различных сельскохозяйственных операций и предъявляемых к ним агротехнических требований регулирование глубины обработки почвы осуществляется у навесных машин различными способами: позиционным, когда глубина обработки задается установкой машины в определенное положение по высоте относительно остова трактора; силовым, когда глубина обработки поддерживается на заданном уровне по усилию, действующему на рабочие органы машины; высотным, когда глубина обработки определяется высотой расположения опорных колес машины относительно опорной плоскости ее рабочих органов, и, наконец, комбинированным регулированием с использованием совместного действия различных способов.

4. Как показывают теоретический анализ и экспериментальные данные, силовой регулятор, включенный в состав гидравлического механизма, может быть применен для тракторов малой и средней мощности и дает удовлетворительные результаты, главным образом, на пахоте. На других работах при меньшей глубине обработки и более высоких требованиях к равномерности глубины силовой регулятор гидромеханизма при современной его конструкции не обеспечивает надлежащего качества регулирования.

5. Позиционное управление может быть использовано, главным образом, в качестве одного из элементов комбинированного способа регулирования глубины обработки почвы в сочетании с теми или иными устройствами для регулирования глубины обработки, установленными непосредственно на машине.

6. Мощность гидравлического механизма должна быть достаточной для подъема любых навесных машин, с которыми трактор может работать

по своим энергетическим и динамическим данным, и обеспечивать скорость подъема, удовлетворяющую агротехническим требованиям. В соответствии с этим на колесных тракторах должны устанавливаться гидравлические механизмы мощностью $(0,12 \div 0,2) N_e$, а на гусеничных — мощностью $(0,1 \div 0,17) N_e$, где N_e — расчетная мощность тракторного двигателя.

7. Параметры системы управления и регулирования у гидравлических механизмов с силовым регулятором должны обеспечивать всережимную работу регулятора, рациональную характеристику диаграммы настройки величины регулируемого параметра и требуемую степень неравномерности тягового сопротивления машин. Исходя из особенностей динамики тягового сопротивления плугов и наблюдений над работой силового регулятора с пружинами различной жесткости, можно принимать при расчете силового регулятора степень неравномерности тягового сопротивления

$$\delta_e = (0,12 \div 0,15) P_{кр. \text{ раб}},$$

где $P_{кр. \text{ раб}}$ — расчетное тяговое усилие трактора на основной рабочей передаче.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАВЕСНЫХ СИСТЕМ
ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

(выпуск 1953 г.)

Параметры	Навесная система трактора		
	ХТЗ-7	„Универсал-2“	„Беларусь“
Марка навесной системы	НС52-М	НС52-В	НС-37
Место установки гидравлического механизма	На задней стенке трансмиссии трактора		
Насос:	Плунжерный		
тип	Плунжерный		
число плунжеров	4	4	4
диаметр плунжера в мм	25	25	30
ход плунжера в мм	15	15	20
привод	От продольного вала пониженной передачи	От вала отбора мощности	От промежуточного вала коробки передач
расчетное число оборотов в минуту	545	536	520
теоретическая производительность в л/мин при расчетном числе оборотов	16	16,8	29,5
максимальное давление в кг/см ² , регулируемое предохранительным клапаном	85—95	85—95	100—105
Распределительное устройство:	Золотниковый		
тип распределителя	Золотниковый		
способ перевода насоса на холостую работу	Перекрытием всасывающих каналов		

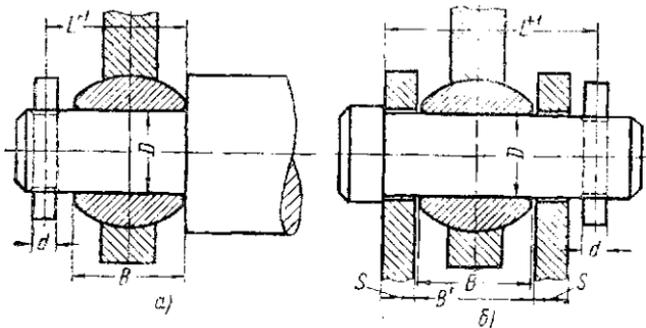
Параметры	Навесная система трактора		
	ХТЗ-7	„Универсал-2“	„Беларусь“
Силовые цилиндры:			
а) основной:			
расположение	Вертикальное, на корпусе гидравлического механизма		
тип	Одностороннего действия		
диаметр поршня в мм	90	90	100
ход поршня в мм	90	130	140
рабочий объем в см ³	572	825	1100
способ выключения при достижении транспортного положения	Автоматический		
б) выносные:			
применение	В специальных случаях (в стандартное оборудование гидравлического механизма не входят)		
тип	Одностороннего действия		
способ присоединения к гидравлическому механизму	При помощи резиновых шлангов высокого давления		
место присоединения	Нижняя крышка гидравлического механизма		
диаметр резьбового хвостовика присоединительного штуцера	Резьба грубая, коническая $\frac{3}{8}$ "		
Механический привод подъема передних секций	Предусмотрена возможность установки системы толкающих тяг с приводом от наружных рычагов гидромеханизма		
Заправка гидравлического механизма:			
рабочая жидкость	Масло, применяемое для смазки тракторного двигателя в соответствующий период года		
емкость в л	4,5	4,5	5,0

Параметры	Навесная система трактора		
	ХТЗ-7	„Универсал-2“	„Беларусь“
Органы управления: включение и выключение насоса	Горизонтальной рукояткой на плите гидромеханизма	Рычагом вала отбора мощности трактора	
перемещение распределительного золотника	Вертикальной рукояткой на плите гидромеханизма	Рукояткой на кронштейне гидромеханизма	Рукояткой на руле трактора
Автоматическое регулирование	Силовой регулятор обработки почвы	Регулятор глубины	Регулятор комбинированный, для силового регулирования и позиционного управления
Навесное устройство: тип	Шарнирно-рычажный механизм, устанавливаемый на тракторе		
присоединение навесных машин	В трех точках		
ход оси подвеса машин в мм	≈ 500	≈ 685	≈ 700
положение шарниров навесного устройства на тракторе	Одно для огородной модификации трактора, другое — для садовой	Одно, постоянное	Одно верхнее, другое — нижнее
возможные варианты перемещений нижних тяг навесного устройства в вертикальной плоскости	Совместно или независимо одна от другой	Только совместно	Совместно или независимо одна от другой
дополнительное оборудование	Приспособления для устранения качания навесного устройства в горизонтальной плоскости и для работы с прицепными машинами		Приспособления для устранения качания навесного устройства в горизонтальной плоскости

**РАЗМЕРЫ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ ТРАКТОРОВ И НАВЕСНЫХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

Указанными ниже размерами можно руководствоваться до утверждения соответствующего государственного стандарта, проект которого разрабатывается. Приведенные размеры относятся к шарнирным четырехзвенным навесным устройствам, устанавливаемым на тракторах, и к навесным сельскохозяйственным машинам, располагаемым сзади трактора и присоединяемым к нему в трех точках.

Размеры сведены в помещенную ниже таблицу и соответствуют обозначениям, указанным в схеме к ней. Они даны применительно к двум встречающимся конструкциям присоединительных элементов: консольной и двух-



Марка трактора	Обозначение размеров	Размеры в мм							
		B	B'	D	d		S (максимум)	L	
					отверстие	щека		по схеме а	по схеме б
ХТЗ-7	Для нижних присоединительных точек . . .	35	37	24	14	13	16	42	76
	Для верхней присоединительной точки . . .	44	46	20	14	13	14	—	80
„Универсал-2“ и „Беларусь“	Для нижних присоединительных точек . . .	38	40	28	14	13	20	45	90
	Для верхней присоединительной точки . . .	58	60	22	14	13	15	—	97

опорной. В консольном варианте, показанном на схеме *а*, тяги навесного устройства трактора надеваются на консольные цапфы оси подвеса машины. В двухопорном варианте, показанном на схеме *б*, тяги навесного устройства соединяются с навесной машиной посредством пальцев, имеющих на машине по две опоры. Нижние соединительные элементы выполняются по обоим вариантам. Для верхнего соединительного элемента применяется только двухопорная конструкция.

Для того чтобы цапфы и пальцы могли свободно заходить в отверстия шарниров тяг навесного устройства, диаметры их должны выполняться с допусками $Ш_4$ для широкоходовой посадки по четвертому классу точности или иметь номинальные размеры, несколько меньше указанных в таблице.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский И. И., Определение усилий в звеньях механизмов. Сборник „Теория, конструкция и производство с.-х. машин“, т. 1, Сельхозгиз, М. 1935.
2. Башта Т. М., Самолетные гидравлические приводы и агрегаты, Оборонгиз, М. 1951.
3. Блох З. Ш., Регулирование машин, Издательство технико-теоретической литературы, 1950.
4. Болтинский В. Н., Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке, Сельхозгиз, М. 1949.
5. Воробьев Л. И. и Чирва Г. К., О расстановке рабочих органов навесных машин, журнал „Сельскохозяйственная машина“ № 10—11, 1939.
6. Высоккий А. А., Динамометрирование сельскохозяйственных машин, Машгиз, 1949.
7. Горячкин В. П., Об устойчивости пахотных орудий, Собр. соч. Сельхозгиз, 1937.
8. Горячкин В. П., Рациональная формула силы тяги плугов. Сборник „Теория, конструкция и производство с.-х. машин“, т. IV, Сельхозгиз, 1936.
9. Гусяцкий М. Л., Влияние установки прицепа на тяговое сопротивление тракторного плуга П-5-35. Труды ВИМ, вып. 13, Сельхозгиз, 1951.
10. Дронг И. И., Трактор „Беларусь“. Заводское руководство, Минск, 1953.
11. Кацевич Н. А. и др., Трактор ХТЗ-7, Машгиз, 1953.
12. Киртбая Ю. К., Исследование динамики тягового сопротивления сельскохозяйственных машин и орудий, „Сельхозмашина“ № 12, 1952.
13. Левыкин Н. Н., Навесные сельскохозяйственные машины, Сельхозгиз, 1952.
14. Львов Е. Д., Теория трактора, издание IV, Машгиз, 1952.
15. Лучинский В. Н., Метод динамометрирования колесных тракторов с навесными с.-х. машинами, „Сельхозмашина“ № 9, 1952.
16. Лучинский В. Н., Графический расчет продольного равновесия плуга. Труды ВИМ, вып. 13, Сельхозгиз, 1951.
17. Любимов Б. А. и Паллон Ю. Н., Навесная система трактора „Беларусь“, „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 1, 1954.
18. Матюхов Г. Ф., Продольные угловые перемещения гусеничного трактора при работе с навесными орудиями, „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 4, 1953.
19. Мухин А. А., Изменение тяговых свойств трактора и тягового сопротивления плуга в зависимости от направления линии тяги в горизонтальной плоскости, „Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства“ № 1, 1953.
20. Ниннов А. Н., Устойчивость направления движения пропанного трактора „Универсал-1“, „Сельскохозяйственная машина“ № 9, 1935.

21. Нинов А. Н., Устойчивость и маневренность движения гусеничного пропашного трактора. Сборник „Вестник сельскохозяйственной науки“, „Механизация и электрификация“, вып. 2, Сельхозгиз, 1940.

22. Нинов А. Н., Траектория движения трехколесного трактора с передним и задним расположением направляющих колес „Сельхозмашина“ № 1, 1952.

23. Раевский Н. П., О расположении рабочих органов навесных орудий. „Сельскохозяйственная машина“ № 1, 1938.

24. Рощановский Б. В., К вопросу о повышении силы тяги трактора С-80 на тяжелых работах. „Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства“ № 3, 1952.

25. Сабликов М. В., Пропашные культиваторы. Глава из статьи „Сельскохозяйственные машины“. Сборник „Комплексная механизация хлопководства“, Ташкент, Госиздат, 1950.

26. Свиришевский Б. С., Эксплуатация машинно-тракторного парка. Сельхозгиз, 1950.

27. Синеоков Г. Н., Навесные почвообрабатывающие и посевные машины к колесным тракторам с гидравлическим управлением. Сборник „Новые типы сельскохозяйственных машин“, Машгиз, 1948.

28. Синеоков Г. Н., Экспериментальное определение сопротивления рабочих органов плугов и культиваторов. Сборник научно-исследовательских работ ВИСХОМ № 4, Машгиз, 1949.

29. Синеоков Г. Н., Навесные сельскохозяйственные машины. „Сельхозмашина“ № 1, 1951.

30. Синеоков Г. Н., Движение в почве рабочих органов почвообрабатывающих машин в начальный момент работы. „Сельхозмашина“ № 3, 1952.

31. Тюляев В. Н., Влияние характера пути на тяговые качества трактора. Труды НАТИ, вып. 41, Машгиз, 1940.

32. Тюляев В. Н., Исследование механизмов управления сельскохозяйственных гусеничных тракторов. Труды НАТИ, вып. 4, Машгиз, 1949.

33. Чудаков Д. А., Механизация и автоматизация управления сельскохозяйственным инвентарем. „МТС“ № 12, 1946.

34. Чудаков Д. А., Рабочее оборудование трактора. Энциклопедический справочник „Машиностроение“ т. II, Машгиз, 1948.

35. Чудаков Д. А., Системы для работы тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями. „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 1, 1950.

36. Чудаков Д. А., Тракторы „Универсал“ с навесными системами. „МТС“ № 5, 1950.

37. Чудаков Д. А., Общая динамика тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями. „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 2, 1951.

38. Чудаков Д. А., Исследование работы тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями. Труды НАТИ, вып. 5, Машгиз, 1951.

39. Чудаков Д. А., Любимов Б. А., Фрумкин И. В., Навесная система НС52-В трактора „Универсал-2“, Сельхозгиз, 1951.

40. Чудаков Д. А., Любимов Б. А., Основные вопросы конструирования навесных тракторных агрегатов. „Сельхозмашина“ № 1, 1952.

41. Чудаков Д. А., Продольная устойчивость трактора ХТЗ-7 с навесными сельскохозяйственными машинами. „Автомобильная и тракторная промышленность“ № 5, 1953.

42. Чудаков Д. А., Схемы и параметры гидравлических механизмов для управления навесными сельскохозяйственными орудиями. „Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства“ № 5, 1953.

43. Чудаков Д. А., Теория навески сельскохозяйственных орудий на трактор и расчет навесных устройств. „Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства“ № 6, 1953.

44. Щучкин Н. В., Система навесных почвообрабатывающих машин к тракторам с гидравлическим подъемником, „Сельхозмашина“ № 6, 1950.
 45. ГОСТ 2911-45, Методика полевых испытаний плугов.
 46. ГОСТ 3019-45, Методика полевых испытаний культиваторов.
 47. Clyde A. W., Mounted plows and their effects on the tractor, „Agricultural engineering“ № 5, 1940.
 48. Heitshu D. G., Load reactions, weight transfer and operational effects resulting from the mounting of implements on tractors. Доклад на сессии SAE, Сентябрь, 1946.
 49. Henry A., Ferguson, Hydraulic control systems for farm tractor implements. Доклад на сессии SAE, Сентябрь, 1950.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

Приятые основные обозначения	3
Введение	7
 <i>Глава I. Классификация и основные типы навесных агрегатов</i>	11
 <i>Глава II. Кинематика навесных агрегатов</i>	22
§ 1. Общие соображения	22
§ 2. Боковые смещения рабочих органов машины при отклонении трактора от прямолинейного движения	23
Уравнения	23
Величина и направление смещений при задней навеске машины	26
Положение машины при минимальных боковых смещениях	27
§ 3. Управляемость рабочих органов культиваторов в условиях междурядной обработки	29
Скорость и направление отвода рабочих органов от угрожаемых рядков	29
Влияние задней навески культиватора на размер защитной зоны	30
Расположение рабочих органов при передней навеске культиваторов	33
§ 4. Повороты навесных агрегатов на концах гонов	34
§ 5. Некоторые особенности навески пропашных машин на гусеничные тракторы	37
Выводы	38
 <i>Глава III. Экспериментальное исследование силового воздействия навесных машин на трактор</i>	40
§ 1. Общие соображения	40
§ 2. Методика исследования	41
Методика, основанная на буксировке испытываемого навесного агрегата другим трактором	41
Методика, основанная на непосредственном замере усилий в звеньях навесного устройства	44
§ 3. Испытательные установки и специальная аппаратура для исследования силового воздействия машины на трактор	48
§ 4. Данные опытов и анализ полученных результатов	53
Характеристика условий испытаний и порядок проведения опытов	53
Типовые выборочные результаты испытаний	53
Анализ материалов испытаний	55
Определение усилий, действующих на машину при выглублении рабочих органов	61
Выводы	62

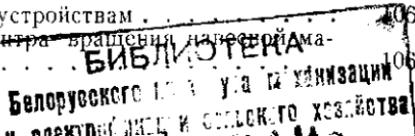
<i>Глава IV. Общая динамика колесных навесных агрегатов</i>	<i>63</i>
§ 1. Продольная устойчивость колесных тракторов с навесными машинами	63
Общие соображения	63
Понятие о коэффициенте использования запаса продольной устойчивости трактора	64
Влияние коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора на величину критического угла подъема агрегата	65
Допустимое максимальное значение коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора	67
Опытная проверка влияния величины коэффициента использования запаса продольной устойчивости трактора на управляемость агрегата	69
§ 2. Способы повышения продольной устойчивости навесных колесных агрегатов	70
Общие соображения	70
Изменение положения центра тяжести трактора	72
Изменение положения центра давления трактора	75
Применение секционной навески машин	77
§ 3. Изменение нормальных реакций почвы на колеса трактора во время работы агрегата	78
Изменение нормальных реакций при работе с машинами без опорных колес	78
Изменение нормальных реакций при работе с машинами, имеющими опорные колеса	79
Сравнительная оценка при работе с навесными и прицепными машинами	81
Выводы	83

Глава V. Общая динамика гусеничных навесных агрегатов 85

§ 1. Смещение центра давления трактора при навеске машин	85
Понятие о коэффициенте смещения центра давления	85
О максимальном коэффициенте смещения центра давления	86
Коэффициент смещения центра давления при секционной навеске	89
Коэффициент смещения центра давления при полунавесных машинах	90
§ 2. Смещение центра давления трактора во время работы навесного агрегата	92
Сравнительная оценка прицепных и навесных машин без опорных колес	92
Сравнительная оценка прицепных и навесных машин с опорными колесами	95
Смещение центра давления при навесном устройстве кривошипно-шатунного типа с качающимся цилиндром	96
§ 3. Устойчивость прямолинейного движения гусеничного трактора при нецентральной навеске	97
Понятие о нецентральной навеске	97
Определение величины отклоняющего момента при нецентральной навеске	99
О допустимой величине отклоняющего момента	104
Выводы	104

Глава VI. Теория навески машин на трактор и расчет навесных устройств 106

§ 1. Основные требования к навесным устройствам	106
§ 2. Выбор положения мгновенного центра вращения навесной машины в вертикальной плоскости	106



Общие соображения	106
Уравнение заглубляемости рабочих органов	108
Корректирование положения мгновенного центра	109
§ 3. Выбор положения точек навески в горизонтальной плоскости	111
Общие соображения	111
Положение точек навески при центральном расположении машины	112
Положение точек навески при нецентральной расположении машины	113
§ 4. Особенности навески плугов	114
Общие соображения	114
Возможности создания унифицированного навесного плуга	114
Работа навесного плуга со сменным числом корпусов	116
Работа навесных плугов с пропашными тракторами	117
§ 5. Расчет навесных устройств	119
Кинематический расчет	119
Силовой расчет	123
Выводы	131

Глава VII. Анализ схем и выбор параметров гидравлических механизмов для управления навесными машинами

§ 1. Классификация и основные схемы гидравлических механизмов	133
Классификация гидравлических механизмов	133
Схемы гидравлических подъемников	133
Схемы гидравлических механизмов с позиционным управлением	136
Схема силового регулятора гидравлического механизма	138
Схема гидравлического механизма универсального типа	140
§ 2. Способы регулирования глубины обработки почвы и возможность использования для этого гидравлических механизмов	141
Классификация применяемых способов	141
Простейшая схема позиционного регулирования	142
Силовой способ. Сфера применения силового регулятора гидравлического механизма	143
Высотный способ регулирования	147
Комбинированные способы	147
§ 3. Определение основных параметров гидравлических механизмов	150
Расчет потребной мощности гидравлического механизма	150
Определение производительности насоса и размеров силового цилиндра	153
§ 4. Экспериментальные характеристики гидравлических механизмов	154
§ 5. Элементы расчета органов управления гидравлических механизмов	156
Диаграмма настройки системы регулирования. Анализ различных характеристик диаграмм настройки	156
Выбор параметров пружины силового регулятора	161
Выводы	163

Приложение 1. Технические характеристики навесных систем отечественных тракторов (вып. 1953 г.)

165

Приложение 2. Размеры присоединительных элементов навесных устройств тракторов и навесных сельскохозяйственных машин

168

Литература

170

Технический редактор *Е. Н. Матвеева*
Корректор *Э. А. Гаврилова*
Обложка художника *Е. В. Бекетова*

Сдано в производство 8/V 1954 г.
Подписано к печати 18/IX 1954 г.
Т-06396. Тираж 2000 экз. Печ. л. 11.
Уч.-изд. л. 12. Бум. л. 5,5.
Формат бумаги 6 $\frac{1}{2}$ ×9 $\frac{1}{2}$ в. Заказ 633.

1 я типография Машигиз.
Ленинград, ул. Монсеенко, 10.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
24	26-я сверху	$= 2R_b'' \sin\left(\gamma_b - \frac{\varphi n}{2}\right) =$	$= 2R_b'' \sin\left(\gamma_b'' - \frac{\varphi n}{2}\right) \sin \frac{\varphi n}{2} =$
54	1-я снизу	$\theta + \frac{G_n}{R_x}$	$\operatorname{tg} \theta_p + \frac{G_n}{R_x}$
97	16-я снизу (в числителе)	$(h_1 + h_2) \frac{x_1}{l_1}$	$(h_1 + h_r) \frac{x_1}{l_1}$
148	9-я сверху	$(G_c \pm R_x) \operatorname{tg} \psi$	$(G_c \pm R_y) - R_x \operatorname{tg} \psi$