

БЕЛОРУССКИЙ ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

СЕЛЬСКО-
ХОЗЯЙСТВЕННУЮ
ТЕХНИКУ—
НА УРОВЕНЬ
СОВРЕМЕННЫХ
ТРЕБОВАНИЙ

МИНСК 1967
ИЗДАТЕЛЬСТВО «УРОЖАЙ»

Научные редакторы
кандидаты технических наук
Л. К. РАНИНЧУК и Л. И. ТАРАТУТА

ИВАНОВ В. М.,
кандидат технических наук

КОНТАКТНЫЙ ИЗНОС ШЕСТЕРЕН Д03-005 ТРАКТОРА «БЕЛАРУСЬ»

В лаборатории «Автомобили» Белорусского политехнического института под руководством кандидата технических наук доцента Башеева С. М. нами были проведены сравнительные стендовые испытания шестерен на контактный износ. Шестерни были изготовлены из стали 45 (ГОСТ 1050—52) различными методами: одна партия — зубофрезерованием — шевингованием, другая партия — горячей накаткой — шевингованием.

Термообработка фрезерованных зубьев заключалась в нормализации. После термообработки поверхность зубьев имела твердость НВ = 183-217. Поверхность накатанных зубьев имела исходную твердость НВ = 201-219.

Испытуемые шестерни Д03-005 являются ведущими в приводе узла распределительного вала двигателя Д-50. Они работают с числом оборотов $n = 1600$ об/мин и передают крутящий момент $M_{кр} = 6,2$ кГм, развивая окружное усилие 155 кг.

Шестерни имели число зубьев $z = 28$, нормальный модуль $m_n = 2,5$ мм, угол зацепления по нормали $\alpha = 20^\circ$, угол спирали на делительном цилиндре $\beta = 28^\circ 58'$, ширину $b = 34^{-0.34}$ мм и коэффициент высоты зуба $f = 1,0$.

Эксплуатация показывает, что фрезерованная шестерня Д03-005 выходит из строя раньше сопряженных с ней колес. Основным видом разрушения шестерни является контактный износ.

Эксперименты проводились на испытательной машине с замкнутым силовым контуром, в котором нагрузка создавалась закручиванием торсионного вала, связывающего нагружающее устройство с корпусом, где закреплялась испытуемая шестерня. Смазка производилась за счет разбрызгивания дизельного масла сопряженным колесом Д04-С02. Колесо Д04-С02 изготовлено из стали 45, термообработка — закалка, твердость НВ = 513-446. Температура масла в корпусе с испытуемой шестерней не превышала $55 \div 60^\circ$.

Стендовые испытания проводились при таком режиме: нагрузка 10 кгм, которая создавала на диаметре начальной окружности окружное усилие 250 кг, число оборотов шестерни — 1600 об/мин, длительность испытания — 245 часов, что соответствует $2,35 \cdot 10^7$ циклам.

Для выяснения динамики износа через каждые 35 часов стендовых испытаний, т. е. через $3,36 \cdot 10^6$ циклов нагружений, производилось измерение величины износа по изменению профиля рабочей поверхности зуба, регистрировалось изменение твердости HD_{50} на поверхности и в глубину от работающей поверхности зуба. Кроме того, производились контрольные замеры основного и окружного шага, направления и толщины зуба, бисниия делительной окружности.

На рис. 1 показана шестерня, на которой цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 отмечены контрольные зубья.

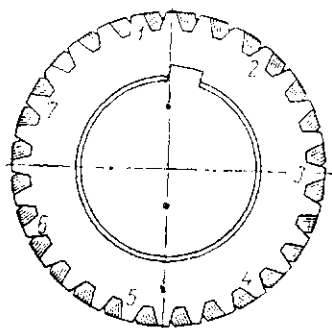


Рис. 1. Испытуемая шестерня.

Стендовые испытания показали, что и у фрезерованных, и у накатанных зубьев в течение первых 35 часов работы ($N = 3,36 \cdot 10^6$ циклов) на боковых поверхностях образуются раковины. Эти раковины возникают прежде всего на тех участках поверхности ножки зуба, которые испытывают большие напряжения. На поверхности головки зуба даже при небольшом увеличении хорошо видны следы износа и пластической деформации в виде борозд и напылов. Последнее наблюдается как на боковой поверхности зубьев, так и над окружностью выступов.

В процессе дальнейшей работы мелкие и средние раковины начинают сливаться. Одновременно идет процесс затягивания раковин за счет пластической деформации материала поверхностей зуба.

Примерно через $105 \div 140$ часов работы ($N = 10,08 \div 13,44 \cdot 10^6$ циклов) у фрезерованных зубьев и через $6,72 \cdot 10^6$ циклов у накатанных зубьев визуально можно обнаружить вмятину — бороздку, расположенную параллельно полной линии.

После $140 \div 175$ часов работы ($13,44 \div 16,80 \cdot 10^6$ циклов) площадь, занимаемая раковинами, достигает $25 \div 33\%$ работающей поверхности и при дальнейшей работе до конца испытаний увеличения площади, занятой раковинами, не наблюдалось.

Необходимо отметить, что раковины образуются и затягиваются непрерывно, однако с течением времени размеры вновь образующихся раковин уменьшаются. Общее же количество раковин, приходящихся на единицу поверхности, увеличивается.

В настоящее время отсутствуют общепринятые критерии по оценке степени контактного износа.

Нам представляется целесообразным оценивать степень контактного износа сравнением общей площади всех раковин и площади, на которой они расположены.

На поверхности головки зуба также иногда образуются отдельные раковины после $16,8 \cdot 10^6 \div 13,44 \cdot 10^6$ циклов, причем эти раковины более крупные, чем на поверхности ножки зуба.

Предельное отклонение накопленной погрешности окружного шага по мере увеличения числа циклов уменьшается как у фрезерованных, так и у накатанных зубьев, причем на ножке отклонение уменьшается более значительно, чем на головке зуба.

Радиальное биение увеличивается обычно на $10 \div 20$ мк.

В процессе работы общее отклонение угла спирали уменьшается и одновременно уменьшается отклонение контактной линии от прямолинейности. Наиболее значительно прирабатываются зубья на поверхности ножек в области питтингообразования и на поверхности головок. Отклонение угла спирали в значительных размерах наблюдается на коротком участке в области образовавшейся канавки — бороздки у полюсной линии.

Упомянутые изменения угла спирали обнаруживаются у фрезерованных зубьев примерно через 140 часов работы ($13,44 \cdot 10^6$ циклов) и через 105 часов работы у накатанных зубьев.

Значительный интерес представляет исследование изменения в процессе работы твердости поверхности зуба и твердости материала в глубину от контактной поверхности.

Измерение твердости производилось на приборе ПМТ-3 при нагрузке 50 г.

Участки зубьев, на которых замерялась твердость, предварительно вырезались из контрольных зубьев.

На контуре зуба (см. рис. 2 и 3) цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7 обозначены места, где производились замеры твердости HD_{50} .

Упомянутые точки замеров HD_{50} расположены от окружности выступов зуба соответственно на расстоянии 0,02 ÷ 0,03; 0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 мм от вершины зуба.

Значения твердости HD_{50} на рабочей поверхности зубьев фрезерованных шестерен приведены в табл. 1.

Как следует из приведенных данных замеров, твердость рабочей поверхности зубьев с увеличением времени стендовых испытаний шестерен, т. е. с увеличением времени работы зубчатой пары, увеличивается. Имеются основания утверждать, что в процессе работы происходит не только разрушение контактной поверхности зубьев, но одновременно протекает и процесс упрочнения ее за счет наклепа.

Более полной картина изменения твердости становится после исследования деформированных объемов в глубину от контактной поверхности. Замеры HD_{50} в этом случае производились на

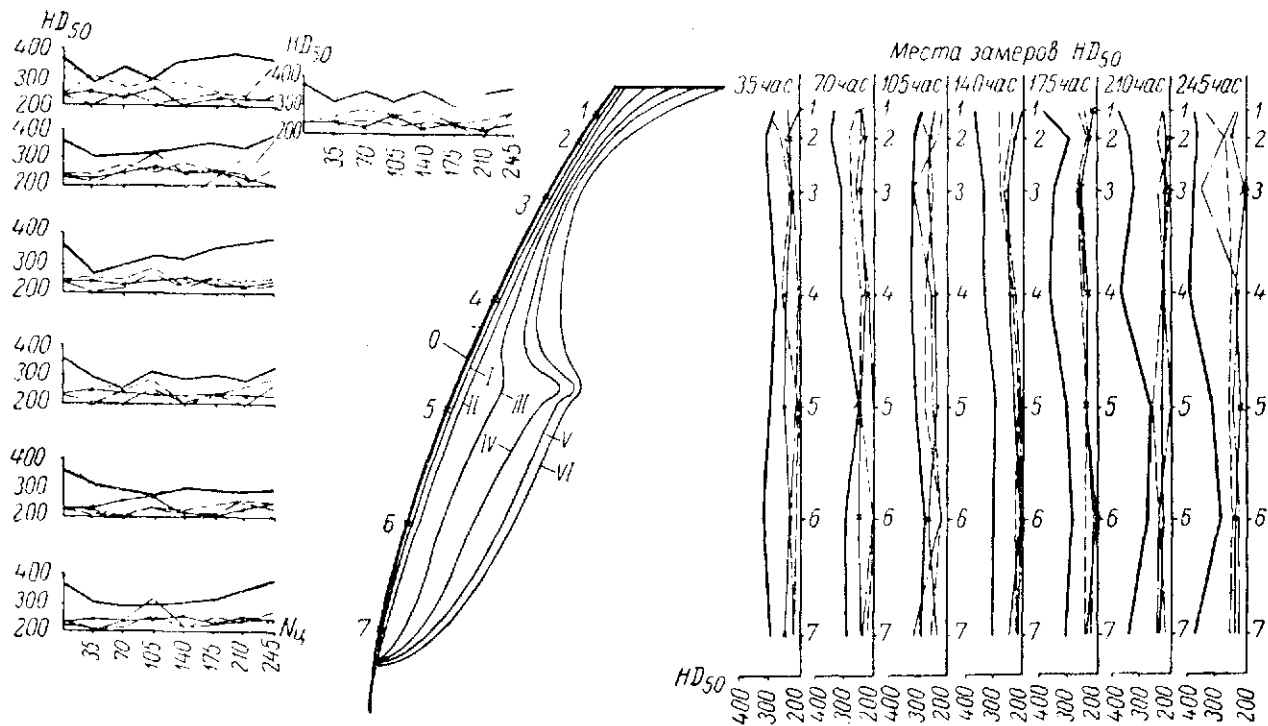


Рис. 2. Изменение профиля и графики твердости HD_{50} фрезерованного зуба:

0 — поверхность зуба перед работой; I, II, III, IV, V, VI — поверхность зуба соответственно через 70, 105, 140, 175, 210 и 245 часов;
 — — — HD_{50} на поверхности; - - - на глубине 0.05; — · — на глубине 0.08 и — на глубине 0.13 мм.

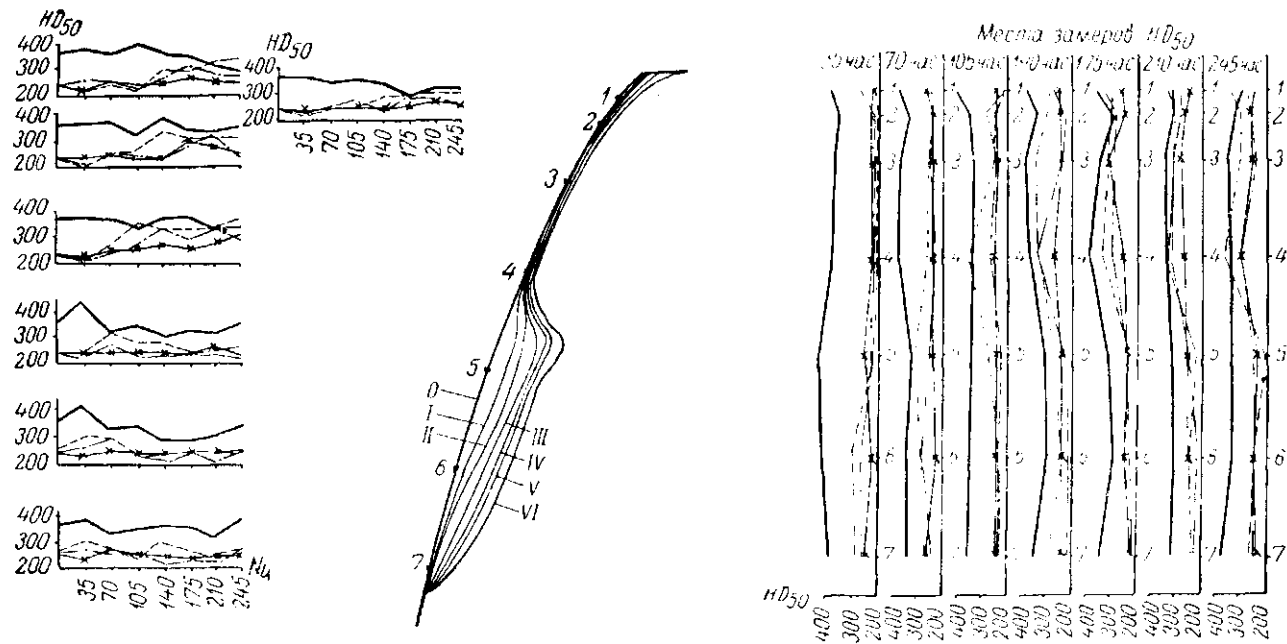


Рис. 3. Изменение профиля и графики твердости HD_{50} накатанного зуба:

0 — поверхность зуба перед работой; I, II, III, IV, V, VI — поверхность зуба соответственно через 70, 105, 140, 175, 210 и 245 часов; — HD на поверхности; - - - на глубине 0,03; — · — на глубине 0,08 и x — x на глубине 0,13 мм.

Таблица 1

Место замера HD ₅₀	Значения твердости HD ₅₀						
	после 3,36 × 10 ⁶ циклов (35 час.)	после 6,72 × 10 ⁶ циклов (70 час.)	после 10,08 × 10 ⁶ циклов (105 час.)	после 13,44 × 10 ⁶ циклов (140 час.)	после 16,80 × 10 ⁶ циклов (175 час.)	после 20,16 × 10 ⁶ циклов (210 час.)	после 23,52 × 10 ⁶ циклов (245 час.)
1	290	336	295	356	369	377	368
2	312	341	312	348	297	341	363
3	306	307	317	334	348	332	372
4	272	300	324	328	354	370	383
5	295	251	310	294	304	279	318
6	312	295	276	296	287	287	295
7	300	290	296	300	312	344	374

прямых, берущих начало в точках: 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7, т. е. там, где производились замеры твердости по рабочей поверхности зуба. Прямая располагалась нормально оси симметрии зуба, а значения HD₅₀ регистрировались на расстоянии 0,03; 0,08 и 0,13 мм от рабочей поверхности зуба. В табл. 2 приведены значения HD₅₀ под поверхностью фрезерованных зубьев.

Данные замеров твердости по глубине также подтверждают, что в процессе работы поверхностный слой зубьев шестерен получает наклеп, который является результатом контактного давления между зубьями сопряженных колес.

Сравнение данных табл. 1 и 2 позволяет сделать вывод, что наклеп наиболее выражен в тонком поверхностном слое (глубиной 0,03 мм). Вместе с тем влияние наклепа обнаруживается и на глубине 0,08 мм.

Обращает внимание, что изменение твердости по высоте зуба фрезерованных шестерен не одинаково. В области питтингообразования — в зоне интенсивного усталостного выкрашивания ниже полюсной линии зацепления твердость снижается по сравнению с твердостью на головке зуба. Это, видимо, объясняется тем, что в зоне интенсивного усталостного выкрашивания преобладает процесс разрыхления и разрушения контактной поверхности над упрочняющим действием нормальных давлений на контактной поверхности зубьев.

Износ можно определять и по изменению профиля рабочей поверхности зуба.

На рис. 2 показан профиль работающей поверхности фрезерованного, а на рис. 3 накатанного зубьев, которые образуются через 70; 105; 140; 175; 210 и 245 часов работы. Профиль зуба выполнен в масштабе 40 : 1, для износа принят масштаб 300 : 1.

В левой части рис. 2 и 3 приведены графики изменения твердости HD₅₀, измеренной на поверхности зуба и под поверхностью на глубине 0,03; 0,08 и 0,13 мм через 35; 70; 105; 140; 175; 210

Таблица 2

Места замеров	Значения HD_{50}																				
	после $3,36 \times 10^6$ циклов (35 час.)			после $6,72 \times 10^6$ циклов (70 час.)			после $10,08 \times 10^6$ циклов (105 час.)			после $13,44 \times 10^6$ циклов (140 час.)			после $16,80 \times 10^6$ циклов (175 час.)			после $20,16 \times 10^6$ циклов (210 час.)			после $23,52 \times 10^6$ циклов (245 час.)		
	0,03	0,08	0,13	0,03	0,08	0,13	0,03	0,08	0,13	0,03	0,08	0,13	0,03	0,08	0,13	0,03	0,08	0,13	0,03	0,08	0,13
1	300	260	246	262	246	238	290	216	253	280	230	220	253	238	224	238	197	224	336	230	224
2	262	246	238	280	246	230	204	238	262	280	238	224	238	230	182	246	193	216	272	272	246
3	238	224	230	272	253	246	253	312	262	272	253	246	262	253	246	260	240	221	262	348	204
4	253	204	246	246	216	230	280	262	246	238	224	246	250	246	234	238	224	224	246	230	238
5	204	204	251	246	197	246	280	253	238	216	210	193	238	238	234	262	204	230	262	246	230
6	204	224	230	193	193	251	230	230	262	224	210	204	238	204	193	253	246	230	260	230	246
7	216	210	246	240	230	246	253	230	246	220	216	246	246	224	230	236	246	238	240	230	230

и 245 часов работы. Графики расположены на уровне тех точек, твердость которых они характеризуют.

В правой части рис. 2 и 3 находятся графики распределения HD_{50} по высоте зуба в местах замеров твердости (1; 2; 3; 4; 5; 6; 7), которая наблюдалась через 35; 70; 105; 140; 175; 210 и 245 часов работы.

На этих графиках (справа) приняты те же условные обозначения, что и на графиках слева от профиля зуба.

Износ фрезерованных зубьев оказывается несколько меньшим на поверхности ножек в течение первых 100 часов работы ($9,6 \cdot 10^6$ циклов), затем ножка фрезерованного зуба начинает изнашиваться более интенсивно (примерно в 2 раза), чем у накатанных зубьев. Поверхности головок фрезерованных зубьев после $100 \div 110$ часов работы начинают изнашиваться примерно в $5 \div 8,5$ раза больше, чем у зубьев накатанных.

Как у фрезерованных, так и у накатанных зубьев ножка зуба изнашивается наиболее значительно у полюсной линии.

Твердость материала менялась различным образом. У фрезерованных зубьев на поверхности головки (точки 1, 2, 3, 4) в течение первых 35 часов работы HD_{50} уменьшалась, а затем возрастала, а под поверхностью контакта оставалась неизменной за исключением HD_{50} на глубине 0,03 мм, которая несколько возрастала.

В точках 5 и 6, т. е. в тех областях, где контактный износ был наиболее значительным, HD_{50} на поверхности уменьшалась по сравнению с исходной твердостью и твердостью на головке зуба, которая устанавливалась в процессе работы. Это распределение HD_{50} на поверхности зуба хорошо просматривается на графиках, расположенных справа от профиля зуба.

У накатанных зубьев HD_{50} уменьшалась на поверхности во всех точках, но это снижение твердости было более значительным в точках 5 и 6.

В глубине от поверхности головки зуба HD_{50} возрастала после $70 \div 105$ часов работы ($6,72 \div 10,08 \cdot 10^6$ циклов). На графиках слева (рис. 3) хорошо видно, что к $210 \div 245$ часам работы в точках 1, 2, 3, 4 твердость материала глубинных слоев приближалась к твердости материала на поверхности. Таким образом, у накатанных зубьев в работе как бы участвуют большие объемы материала по сравнению с зубьями фрезерованными.

В точках 5 и 6 повышение твердости менее заметно и в глубине.

У накатанных зубьев наблюдается подобное распределение твердости по высоте зуба, как и у зубьев фрезерованных, т. е. HD_{50} в точках 5 и 6 минимальная.

Твердость в области точки 7 оставалась более высокой по

сравнению с точками 5 и 6 как у фрезерованных, так и у накатанных зубьев. Износ зуба на этом участке происходил главным образом вследствие пластических деформаций и истирания.

В ы в о д ы

1. Контактный износ накатанных зубьев после 100 часов работы ($9,6 \cdot 10^6$ циклов) в 1,5 ÷ 2 раза меньше, чем износ зубьев фрезерованных.

2. Износ поверхности зуба хорошо может измеряться эвольвентомером. Этот способ позволяет быстро получить надежные результаты для многих участков поверхности зуба.

3. Образование усталостных раковин и их затягивание идет непрерывно в течение всего периода работы колес.

4. Зубчатые колеса, имеющие небольшую твердость (до 350 единиц по Бригеллю), в процессе работы получают упрочнение вследствие пластической деформации контактной поверхности, которая способствует повышению срока службы колес.

5. Эффективным способом упрочнения является горячая накатка зубчатых колес.

ГОНЧАРОВ И. А., КОШМАН В. И., СОЛОНСКИЙ А. С.,
кандидаты технических наук;

РУБИНШТЕЙН Е. И., ФЕЛЬДМАН И. Н.,
инженеры

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРА МТЗ-52

В приводе переднего ведущего моста трактора МТЗ-52, состоящего из раздаточной коробки и карданной передачи с промежуточной опорой, устанавливаются карданные валы, применяемые на автомобиле ГАЗ-69. Схема расположения их на тракторе показана на рис. 1.

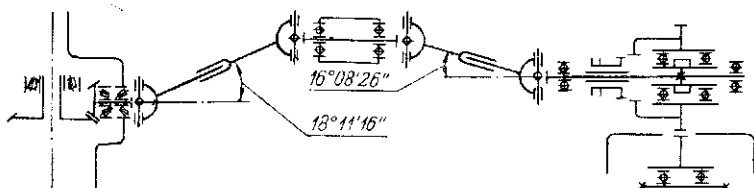


Рис. 1. Схема расположения карданных валов на тракторе.

Основные параметры, определяющие долговечность карданных передач — углы установки, величины передаваемых моментов, характер протекания нагрузок и условия их работы на тракторе МТЗ-52 и автомобиле ГАЗ-69 заметно отличаются. Так, статические углы установки переднего и заднего карданных валов на тракторе составляют соответственно $18^{\circ}11'16''$ и $16^{\circ}08'26''$. Передний карданный вал трактора, кроме того, из-за шарнирного соединения ведущего моста с оловом может изменять в процессе работы угол наклона. На сравниваемом автомобиле эти углы не превышают 7° . Максимальный крутящий момент, передаваемый карданным валом, на тракторе примерно на 20% больше, чем на автомобиле. В отличие от автомобильного передний ведущий мост трактора включается в работу автоматически в тот момент, когда из-за возросшей нагрузки на крюке буксование задних колес достигает 6%. При резком возрастании этой нагрузки включение переднего ведущего моста в работу может сопровождаться ударом.

В процессе эксплуатации тракторов МТЗ-52 были отмечены случаи выхода из строя крестовин и подшипников карданных

шарниров. Это обстоятельство потребовало создания специальной лабораторной установки (рис. 2) с целью выявления причин названных поломок.

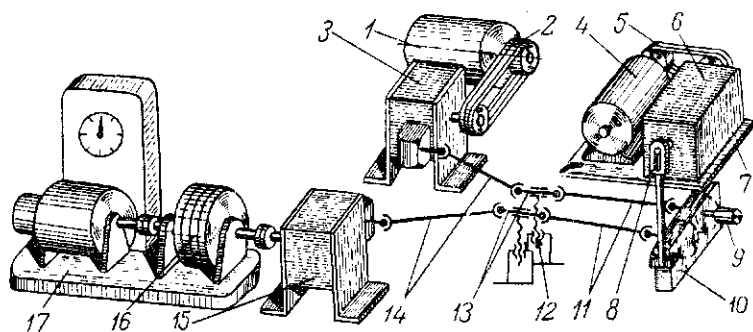


Рис. 2. Установка для испытания карданных валов:

1 и 4 — электродвигатели; 2 — клиноременная передача; 3 и 15 — коробки перемены передач; 5 — клиноременная передача; 6 и 10 — редукторы; 7 — планта; 8 — кривошип; 9 — токосъемник; 11 и 14 — карданные валы; 12 — винтовые стойки; 13 — промежуточные опоры; 16 — маховые массы; 17 — электротормоз.

Стенд состоит из электродвигателя 1, двух пар испытуемых карданных валов 11 и 14 с промежуточными опорами 13, маховых масс 16, имитирующих соответствующий момент инерции трактора, электрического тормоза СТЭУ-28 17, двух коробок перемены передач 3 и 15 (одна из них предназначена для изменения скорости вращения карданных валов, а вторая — для обеспечения скорости вращения тормоза не менее 1200 об/мин) и редуктора 10 для парного замыкания карданных валов. На стенде предусмотрен также вибратор, позволяющий с помощью индивидуального электромотора 4, редуктора 6 и кривошипа 8 изменять величину динамического угла и частоту колебаний карданных валов. Статический угол наклона карданных валов изменяется с помощью винтовых стоек 12.

Длительность стендовых испытаний, соответствующая эксплуатационному времени работы карданного привода, определена по формуле

$$T_{ст. i} = T_{э. i} \left(\frac{M_{э. i}}{M_{ст. i}} \right)^k, \quad (1)$$

где $T_{ст. i}$ и $T_{э. i}$ — время работы при стендовых и эксплуатационных испытаниях на данной передаче;

$M_{ст. i}$ и $M_{э. i}$ — моменты на карданном валу при стендовых и эксплуатационных испытаниях;

k и i — показатель степени и номер включенной передачи.

Мощность двигателя распределяется между передним и задним ведущими мостами пропорционально приходящемуся на них сцепному весу. Для переднего моста

$$N_1 = \frac{G_1}{G_2} \cdot 100 \% = 33,7, \quad (2)$$

где G_1 — вес, приходящийся на передние колеса;
 G_2 — общий вес трактора.

Крутящий момент, передаваемый карданными валами, на высших передачах выбирается по двигателю, а на низших — по сцеплению ведущих колес с почвой. При коэффициенте сцепления $\varphi = 0,8$ $M_{э, макс} = 31,8$ кгм.

Форсирование испытаний на созданном стенде осуществлено по крутящему моменту, величина которого определена из условия

$$M_{ст, i} = \gamma_m M_{э, i}, \quad (3)$$

где γ_m — коэффициент увеличения крутящего момента. Его величина на основании опыта стендовых испытаний трансмиссий на МТЗ принята равной 2. Обороты карданных валов сохранены такими же, как и на тракторе.

Время работы карданной передачи в эксплуатации определяется из выражения

$$T_э = \sum_{i=1}^{i=n} T_{э, i}, \quad (4)$$

а соответствующая этому времени длительность стендовых испытаний по формуле

$$T_{ст} = \sum_{i=1}^{i=n} T_{ст, i} = \sum_{i=1}^{i=n} T_{э, i} \left(\frac{M_{э, i}}{M_{ст, i}} \right)^k = \sum_{i=1}^{i=n} T_{э, i} \gamma_m^k, \quad (5)$$

где n — количество передач коробки.

Требуемая эксплуатационная долговечность карданного привода $T_э = 6000$ час. Время работы трактора на каждой передаче $T_{э, i}$ принималось на основании имеющихся статистических данных.

Расчетные показатели форсированных испытаний карданного привода на стенде, полученные при $N_H = 55$ л. с. и $n_H = 1700$ об/мин, приведены в табл. 1.

По разработанной методике испытывались карданные валы ГАЗ-69, установленные на стенде по схеме МТЗ-52.

Таблица 1

Передача	Крутящий момент, передаваемый первичным валом КП к переднему мосту	Крутящий момент на карданном валу	Число оборотов карданного вала	Время работы на передачах $T_{ст. i}$	
	M_{II} кем	M_K кем	n об/мин	%	час.
I	5,34	63,6	126	1,5	6
II	9,08	63,6	214	1,5	6
III	15,3	56,4	426	8,0	34
IV	15,3	46,2	520	25	105
V	15,3	38,8	620	25	105
VI	15,3	33,2	725	15	62
VII	15,3	27,0	890	8	34
VIII	15,3	22,8	1050	8	34
IX	15,3	12,8	1960	8	34

Элементами, лимитирующими долговечность карданного привода, являются его шарниры. Анализ вышедших из строя в эксплуатации элементов шарнира — крестовин и игольчатых подшипников — показал, что характер их износа определяется условиями смазки. В связи с этим на первом этапе лабораторных исследований изучалось влияние смазки на долговечность карданного привода. Опыты проводились с серийными и экспериментальными шарнирами. В отличие от серийных опытные крестовины имели дополнительную полость для смазки, плотно закрытую с двух сторон заглушками.

Сравнительные испытания проведены для двух видов смазки: трансмиссионного автотракторного масла (нигрол) по ГОСТ—542—50 (вязкость 29—32 ССТ при 100°C), применяемого для смазки карданных валов на автомобилях, и автотракторного масла АКш-10 (автол) по ГОСТ—1962—60 (вязкость 10 ССТ при 100°C), применяемого в трансмиссии трактора МТЗ-52.

Испытания серийных шарниров с указанными видами смазки показали, что шарниры, смазанные нигролом и отработавшие на стенде 120 часов (периодичность смазки в эксплуатации), на шипах крестовин и иголках подшипника практически износа не имели. Те же шарниры, но смазанные автолом, имели заметный осповидный износ шипов и иголок подшипника, а смазка в них после 120 часов работы полностью отсутствовала. Эти данные позволили установить, что применение автола для смазки шарниров данной конструкции с периодичностью 120 часов не обеспечивает требуемой их долговечности.

Сравнение серийных и опытных шарниров показало преимущества последних. Хотя износ на шипах и иголках после 120 часов работы в том и другом случае не было обнаружено, однако в опытных шарнирах не наблюдалось износа даже при смазке их автолом. Кроме того, после испытаний количество

оставшегося в шарнирах нагрота было значительно больше, чем автола. Следует, однако, отметить, что опытные крестовины за счет создания в их теле дополнительной полости для накопления смазки показали пониженную прочность.

Проведенными работами установлено, что принятый режим нагрузок позволяет испытывать карданный привод трактора МТЗ-52 при двойном крутящем моменте. Шарниры, отработавшие на стенде полный цикл (420 час.), имели износ, по характеру и величине близкий к имеющему место в условиях эксплуатации. Замечено также, что шипы крестовин и иглы подшипников переднего карданного вала, имеющего больший угол установки, изнашиваются интенсивнее (примерно в 2 раза), чем у заднего.

Экспериментально установлено, что при расчете времени стендовых испытаний карданных валов показатель степени k в формуле (1) может быть принят равным 6.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРА ВОЗМУЩАЮЩИХ ГАЗОВЫХ СИЛ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ПО ЕГО ТЕОРЕТИЧЕСКИМ ИНДИКАТОРНЫМ ДИАГРАММАМ

При анализе факторов, вызывающих вибрацию (шум) поршневого двигателя внутреннего сгорания и крутильные колебания его вала, возникает необходимость определения спектра возмущающих газовых сил. Представляет интерес решение этой задачи по теоретическим индикаторным диаграммам дизеля, что открывает возможность учесть различные особенности протекания рабочего процесса.

Крутящий момент M_r одноцилиндрового четырехтактного двигателя, как и всякая периодическая функция, удовлетворяющая условиям Дирихле [1], может быть представлен рядом Фурье вида

$$\begin{aligned} M_r &= M_{r0} + M_{r0,5}^a \sin(0,5 \omega t + \gamma_{r0,5}) + M_{r1}^a \sin(\omega t + \gamma_{r1}) + \\ &+ M_{r1,5}^a \sin(1,5 \omega t + \gamma_{r1,5}) + \dots + M_{rk}^a \sin(k \omega t + \gamma_{rk}) = \\ &= M_{r0} + \sum_{k=0,5}^{\infty} M_{rk}^a \sin(k \omega t + \gamma_{rk}), \end{aligned} \quad (1)$$

где M_{r0} — средний крутящий момент;

M_{rk}^a — амплитудное значение k -го гармонического момента;

ω — угловая скорость вращения коленвала ($\omega = \text{const}$);

γ_{rk} — начальная фаза k -го момента по отношению к положению поршня в ВМТ при начале всасывания;

k — порядок гармонической составляющей, т. е. число полных периодов, совершаемых гармоникой за один оборот вала; у четырехтактного двигателя $k = 0,5; 1; 1,5; 2, \dots$

Средний крутящий момент M_{r0} обеспечивает преодоление момента нагрузки, а гармонические составляющие вызывают неравномерность вращения системы вала, возбуждая крутильные колебания.

Так как опрокидывающий момент равен и обратен по знаку

крутящему моменту, то к остоу двигателя приложен средний опрокидывающий момент $M_{г0}$ и гармонические моменты, изменяющиеся по синусоидальному закону.

При установленном режиме работы момент $M_{г0}$ создает в системе двигатель — рама (фундамент) постоянные по величине и направлению усилия, в то время как гармонические моменты, изменяющиеся по абсолютной величине и направлению, вызывают вынужденные колебания двигателя на раме.

Так как удельная тангенциальная сила

$$t_r = \frac{M_r}{F_n R} = \frac{T_r}{F_n},$$

где F_n — площадь поршня, а R — радиус кривошипа, то вместо функции M_r можно разложить в ряд функцию t_r и написать

$$t_r = p_r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2)$$

Здесь $p_r = (p - p_0)$ — избыточное давление в цилиндре двигателя;

p и p_0 — соответственно абсолютное давление в цилиндре и давление окружающей среды;

α и β — текущие значения соответственно углов поворота кривошипа и наклона оси шатуна к оси цилиндра.

Разложение t_r в ряд Фурье для четырехтактного двигателя можно записать следующим образом:

$$t_r = t_{r0} + \sum_{k=0.5}^{\infty} t_{rk}^a \sin(k \omega t + \gamma_{rk}), \quad (3)$$

где t_{r0} — среднее значение удельной тангенциальной силы;

t_{rk}^a — гармонический коэффициент k -го порядка, равный

$$\frac{M_{rk}^a}{F_n R}.$$

В выражении (3) среднее значение удельной тангенциальной силы

$$t_{r0} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} t_r^0 d(\omega t). \quad (4)$$

Для вычисления величин t_{rk}^a и γ_{rk} , входящих в формулу (3).

представим разложение функции t_r в ряд Фурье в другом виде [2]:

$$t_r = t_{r0} + \sum_{k=0,5}^{\infty} (B_k \sin k \omega t + A_k \cos k \omega t), \quad (5)$$

где

$$A_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} t_r^0 \cos k \omega t d(\omega t); \quad (6)$$

$$B_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} t_r^0 \sin k \omega t d(\omega t). \quad (7)$$

В формулы (4), (6) и (7) подставляется функция $t_r^0 = f(\omega t)$, которая определяется из $t_r = f(\omega_b t)$ при условии, что цикловая угловая скорость $\omega_b = \frac{1}{2}\omega$ (для четырехтактного двигателя), т. е. равенство $t_r^0 = t_r$ будет выполняться в любые моменты времени t и $2t$ соответственно для функций t_r^0 и t_r .

Сопоставляя формулы (3) и (5), имеем:

$$t_{гк}^a = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}; \quad (8)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{гк} = \frac{A_k}{B_k}. \quad (9)$$

Четверть, в которой находится угол $\gamma_{гк}$, определяем, принимая во внимание знаки величин A_k и B_k : при положительных A_k и B_k $\gamma_{гк}$ находится в первой четверти; при положительном A_k и отрицательном B_k — во второй четверти; при отрицательных A_k и B_k — в третьей четверти и при отрицательном A_k и положительном B_k — в четвертой четверти.

Таким образом, если функция $t_r = f(\omega_b t)$ была бы задана в интервале $\alpha = 0 \div 4\pi$, то ее можно представить в виде ряда Фурье либо в форме равенства (5), вычислив значения A_k и B_k , либо в форме выражения (3), вычислив $t_{гк}^a$ и $\gamma_{гк}$. Для наших целей более удобна последняя форма, так как она позволяет представить крутящий (опрокидывающий) момент от газовых сил в виде

$$M_r = F_n R [t_{r0} + \sum_{k=0,5}^{\infty} t_{гк}^a \sin(k \omega t + \gamma_{гк})]$$

и по величинам $t_{ГК}^a$ судить о значимости той либо иной гармонической составляющей.

Удельная тангенциальная сила зависит от среднего эффективного давления p_e (индикаторного p_i). Поэтому для вычисления величин $t_{ГК}^a$ и $\gamma_{ГК}$ необходимо располагать теоретически-ми индикаторными диаграммами при различных значениях p_e .

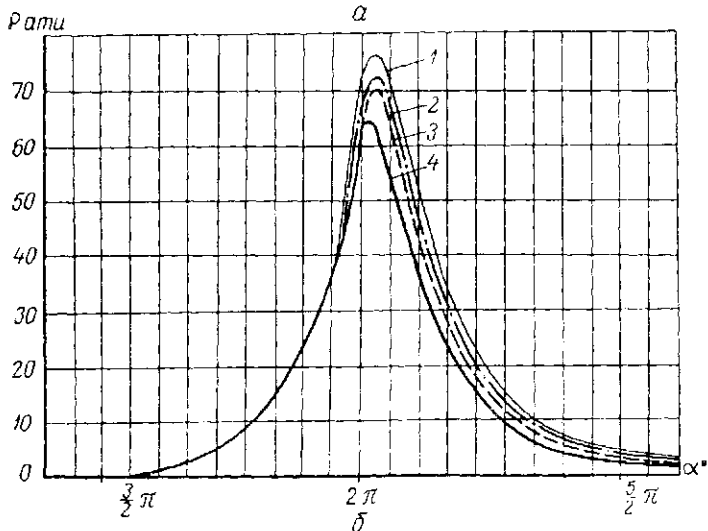
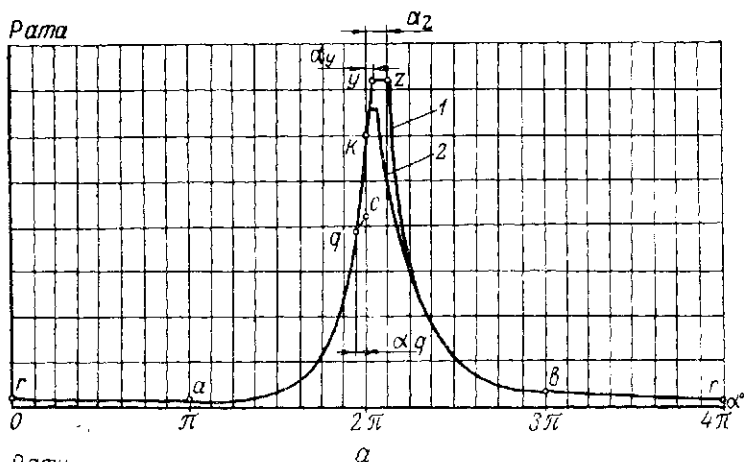


Рис. 1. Развернутые индикаторные диаграммы дизельного двигателя:

- а — теоретические индикаторные диаграммы при p_{e1} (1) и p_{e2} (2);
 б — экспериментальные индикаторные диаграммы при
 $p_e = 6,52 \text{ кг/см}^2$ (1), $p_e = 5,48 \text{ кг/см}^2$ (2),
 $p_e = 4,8 \text{ кг/см}^2$ (3), $p_e = 2,67 \text{ кг/см}^2$ (4)
 и $n = \text{const}$.

На рис. 1, а для p_{e1} приведена развернутая по углу α теоретическая индикаторная диаграмма четырехтактного дизельного двигателя, на которой ra — всасывание; ac — сжатие; g — начало видимого горения топлива; gy — горение топлива при $\frac{dp}{d\alpha} = \text{const}$; yz — горение топлива при $p = \text{const}$; zb — расширение; br — выхлоп.

В отличие от общепринятой теоретической схемы протекания рабочего процесса дизеля, в которой видимое горение начинается в ВМТ и происходит при $\frac{dp}{d\alpha} = \infty$ [3, 4], в нашем случае начало видимого горения происходит за α_g градусов от ВМТ и протекает при $\frac{dp}{d\alpha} = \text{const}$, что позволяет точнее отразить характер этого процесса в действительности.

На рис. 1, б приведен характерный вид совмещенных индикаторных диаграмм, снятых при работе дизеля по нагрузочной характеристике с разными значениями p_e [5]. Из рисунка видно, что до точки начала видимого горения протекание процесса сжатия не зависит от p_e , т. е. средний показатель политропы сжатия n_1 от p_e не зависит. Незначительно изменяется также момент начала видимого горения топлива (угол α_g) и средняя степень нарастания давления $\frac{dp}{d\alpha} = \omega_{cp}$. В зависимости от p_e изменяются значения максимального давления цикла (p_z), продолжительность горения при $p \approx \text{const}$ и протекание процесса расширения (показатель политропы расширения).

В соответствии с этим на рис. 1, а линией 2 показана индикаторная диаграмма для $p_{e2} < p_{e1}$, т. е. сделаны допущения о независимости от p_e политропы сжатия n_1 , угла начала видимого горения топлива α_g и средней степени нарастания давления ω_{cp} .

Если предположить, что известными величинами являются p_e , n_1 , α_g , ω_{cp} , $p_y = p_z = f(p_e)$, то из тождества [3]

$$p_e = \frac{L_i}{V_h} \eta_m \quad (10)$$

можно определить показатель политропы расширения n_2 .

В выражении (10):

L_i — цикловая индикаторная работа газов, совершенная ими в цилиндре двигателя;

V_h — рабочий объем цилиндра двигателя;

η_m — механический к. п. д. двигателя с учетом насосных потерь на тактах всасывания и выхлопа.

Цикловая индикаторная работа

$$L_i = L_{ky} + L_{yz} + L_{zb} - (L_{gu} + L_{kg}), \quad (11)$$

где L_{ky} , L_{yz} , L_{zb} , L_{ga} и L_{kg} — работы, совершаемые газами на соответствующих участках индикаторной диаграммы.

Следует заметить, что если функция $p=f(V)$ задана в координатах $p-V$, то работа, совершенная газами на каком-то отрезке $[V_e, V_f]$, определяется площадью, расположенной под этой кривой, т. е.

$$L_{ef} = \int_{V_e}^{V_f} f(V) dV. \quad (12)$$

Поскольку $V = \varphi(\alpha)$, то в интеграле можно осуществить замену переменных

$$L_{ef} = \int_{V_e}^{V_f} f(V) dV = \int_{\alpha_e}^{\alpha_f} f[\varphi(\alpha)] dV \approx F_n R \int_{\alpha_e}^{\alpha_f} f[\varphi(\alpha)] \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha. \quad (13)$$

Так как $dV = d(V_c + F_n S) = F_n dS$, а S — текущее значение хода поршня приближенно подсчитывают по [2].

$$S = R \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right], \quad (14)$$

то

$$dS = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha,$$

а

$$dV = F_n R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha.$$

Таким образом, пользуясь выражением (13), можно вычислить работу газов в том случае, если функции $p=f(V)$ на отрезке $[\alpha_e, \alpha_f]$ задана в координатах $p-\alpha$.

Уравнение линии ky (см. рис. 1, а) в координатах $p-\alpha$

$$p = p_k + \omega_{cp} \alpha,$$

где $p_k = \omega_{cp} \alpha_g + p_g$ — давление в цилиндре в точке k по индикаторной диаграмме.

Тогда

$$\begin{aligned}
 L_{ky} &= F_{II} R \int_{\alpha_K}^{\alpha_y} (\rho_K + \omega_{cp} \alpha) \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha = \\
 &= F_{II} R \left\{ \omega_{cp} \left[\sin \alpha_y - \alpha_y \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) \cos \alpha_y + \frac{\lambda \sin 2\alpha_y}{8} \right] - \right. \\
 &\quad \left. - \rho_K \left(\cos \alpha_y + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha_y \right) + \rho_K \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) \right\} = A_1. \quad (15)
 \end{aligned}$$

Уравнение линии gh (см. рис. 1, а)

$$p = p_K - \omega_{cp} \alpha$$

и работа

$$\begin{aligned}
 L_{kg} &= F_{II} R \int_{\alpha_K}^{\alpha_g} (p_K - \omega_{cp} \alpha) \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) d\alpha = \\
 &= F_{II} R \left\{ p_K \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - p_K \left(\cos \alpha_g - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha_g \right) - \omega_{cp} \times \right. \\
 &\quad \left. \times \left[\sin \alpha_g - \alpha_g \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) \cos \alpha_g + \frac{\lambda}{8} \sin 2\alpha_g \right] \right\} = A_2. \quad (16)
 \end{aligned}$$

Работы L_{yz} , L_{zb} и L_{ga} соответственно равны [3]:

$$L_{yz} = p_z (V_z - V_y); \quad (17)$$

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right]; \quad (18)$$

$$L_{ga} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_g V_g - p_a V_a). \quad (19)$$

Величины p_K , p_g , p_a , $V_z(z_z)$ и $V_y(z_y)$ представляют собой давление и объемы (углы — в координатах $p - \alpha$) в соответствующих точках рабочего процесса. Значения этих параметров за исключением $V_y(z_y)$ определяются из теплового расчета, который выполняется по общепринятой методике для смешанного цикла [3, 4]. Значение α_y определяется из геометрических соображений — при пересечении линий gy и yz (в координатах $p - \alpha$).

Подставляя приведенные значения L_{ky} , L_{yz} , L_{zb} , L_{ga} и L_{kg} в исходное уравнение (10), получим

$$L_i = A_1 + p_z(V_z - V_y) + \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] - \\ - \left[\frac{1}{n_1 - 1} (p_g V_g - p_a V_a) + A_2 \right] = \\ = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] + A, \quad (20)$$

где $A = A_1 + p_z(V_z - V_y) - \left[\frac{1}{n_1 - 1} (p_g V_g - p_a V_a) + A_2 \right]$.

Если левую часть уравнения (20) определить по выражению (10), то из него можно найти показатель политропы расширения n_2 и функция $p = f(z)$ на отрезке $[\pi, 3\pi]$ будет полностью определена.

Поскольку крутящий момент на линиях всасывания и выхлопа невелик, то при гармоническом анализе им обычно пренебрегают, считая, что функции $p = f_2(\alpha)$ и $p = f_3(\alpha)$ соответственно на отрезках $[0, \pi]$ и $[3\pi, 4\pi]$ равны нулю. Нами же было принято, что в координатах $p-V$ эти функции изменяются по линейному закону. Уравнения линий соответственно для указанных отрезков запишутся:

$$p = \frac{(p_r - p_a)(V_a - V)}{V_a - V_c} + p_a; \quad (21)$$

$$p = \frac{(p_b - p_r)(V - V_c)}{V_a - V_c} + p_r. \quad (22)$$

Выражения (21) и (22) представляют уравнения прямых, проходящих через две заданные точки: в первом случае это точки r и a , во втором — точки b и r (p_r — давление в начале выпуска).

Таким образом, функция p на отрезке $[0, 4\pi]$ задана в виде кусочно-непрерывной функции (табл. 1).

Используя уравнение (2), подсчитываем функцию $t_r = f(\omega_n t)$, которую затем по формулам (6), (7), (8) и (9) раскладываем в ряд, т. е. определяем гармонические коэффициенты $t_{гk}^a$ и начальные фазы $\gamma_{гk}$ гармонических составляющих удельной тангенциальной силы t_r . Расчет проводится для ряда значений p_c . По полученным данным строятся кривые $t_{гk}^a = f(p_i)$ и $\gamma_{гk} = f(p_i)$, где $p_i = p_c + p_r$. Так как обычно принимают, что p_r за-

Пределы изменения		Функция ρ_r
α	γ	
$0 \div \pi$	$V_c \div V_a$	$\rho_r = \left[\frac{(\rho_r - \rho_a)(V_a - V)}{V_a - V_c} + \rho_a \right] - \rho_0$
$\pi \div (2\pi - \alpha_g)$	$V_a \div V_g$	$\rho_r = \left(\frac{V_a}{V} \right)^n \rho_a - \rho_0$
$(2\pi - \alpha_g) \div 2\pi$	$V_g \div V_c$	$\rho_r = (\rho_k - \omega_{cp} \alpha) - \rho_0$
$2\pi \div (2\pi + \alpha_y)$	$V_c \div V_y$	$\rho_r = (\rho_k + \omega_{cp} \alpha) - \rho_0$
$(2\pi + \alpha_y) \div (2\pi + \alpha_z)$	$V_y \div V_z$	$\rho_r = \rho_z - \rho_0$
$(2\pi + \alpha_z) \div 3\pi$	$V_z \div V_a$	$\rho_r = \left(\frac{V_z}{V} \right)^n \rho_z - \rho_0$
$3\pi \div 4\pi$	$V_a \div V_c$	$\rho_r = \left[\frac{(\rho_b - \rho_a)(V - V_c)}{V_a - V_c} + \rho_r \right] - \rho_0$

висит лишь от оборотов [3], то при работе двигателя по нагрузочной характеристике можно считать $\rho_r = \text{const}$.

Ввиду громоздкости расчетов, связанных с вычислением функций $t_r = f(\omega_n t)$ для разных ρ_r и разложением их в ряд Фурье, они выполнялись на ЭВМ «Минск-2». Алгоритмом расчета явилась изложенная выше методика. Расчеты проводились применительно к тракторному дизелю Д-50. Исходные данные, необходимые для расчета, сведены в табл. 2.

Интегралы (4), (6) и (7) вычислялись по обобщенной формуле Симпсона [6] без остаточного члена, величиной которого можно пренебречь при большом числе разбиений отрезка интегрирования $[c, d]$

$$\int_c^d \varphi(x) dx = \frac{d-c}{6m} [y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 4y_{2m-1} + y_{2m}],$$

где $\varphi(x)$ — подынтегральная функция;

$2m = \frac{d-c}{h}$ — число разбиений отрезка $[c, d]$, где h — шаг

разбиения (принималось $2m = 720$);

d и c — верхний и нижний пределы интегрирования;

y_0, y_1, \dots, y_{2m} — значения функции $\varphi(x)$ в соответствующих точках.

Поскольку в нашем случае подынтегральная функция в выражениях (4), (6), (7) знакопеременна на отрезке интегрирова-

№ п.п.	Исходные данные		
	Обозначение	Наименование	Для двигателя Д-50
1	ε	Степень сжатия	17
2	V_h	Рабочий объем	4,75 л
3	λ	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	0,172
4	p_0	Давление окружающей среды	1,033 кг/см ²
5	T_0	Температура окружающей среды	288°K
6	m_1	Молекулярный вес воздуха	28,95
7	p_0'	Давление начала такта сжатия	0,9 кг/см ²
8	ΔT_{a0}	Подогрев стенок при $p_e = 0$ кг/см ²	5°
9	p_r	Давление остаточных газов	1,15 кг/см ²
10	T_r	Температура остаточных газов	750°K
11	n_1	Показатель политропы сжатия	1,35
12	z_g	Начало видимого горения в градусах относительно ВМТ	2° до ВМТ
13	w_{cp}	Жесткость протекания рабочего процесса на линии $g\gamma$	4 кг/см ² ·град
14	p_{z0}	Максимальное давление цикла при $p_e = 0$ кг/см ²	60 кг/см ²
15	p_z	Максимальное давление цикла при определенных значениях p_e	$p_z = p_{z0} \cdot \kappa_1 \cdot p_e$ где $\kappa_1 = \text{const}$
16	ξ_z	Коэффициент выделения тепла в точке z [известно $\xi_z = f(p_e)$]	0,85 независимо от p_e
17		Химический состав дизельного топлива	$C = 0,86$ $H = 0,13$ $O_T = 0,01$
18	Q'_H	Нижшая теплотворная способность дизельного топлива	10200 ккал/кг
19	p_T	Среднее давление механических потерь для n об/мин	2,1 кг/см ² при $n = 1700$ об/мин
20	p_e	Среднее эффективное давление (пределы и шаг изменения)	0-7 кг/см ² , шаг 1 кг/см ²
21	g_e	Удельный эффективный расход топлива при определенных значениях p_e	По нагрузочной характеристике

ния, то, для того чтобы можно было применить формулу Симпсона, использовался искусственный прием — параллельный сдвиг оси абсцисс против направления оси ординат на величину

$$a = |y_{k \min}| + b,$$

где b — положительное число;

$y_{k \min}$ — минимальное значение функции $\varphi(x)$ на отрезке $[c, d]$.

Тогда ординаты в новой системе координат вычисляются

$$y'_0 = a + y_0;$$

$$y_1' = a + y_1;$$

$$\dots$$

$$y_{2m}' = a + y_{2m},$$

а площадь под кривой $F = \varphi(x) + a$ определится

$$\int_c^d [\varphi(x) + a] dx = \int_c^d \varphi(x) dx + \int_c^d a dx =$$

$$= \int_c^d \varphi(x) dx + a(d - c).$$

Отсюда следует, что

$$\int_c^d \varphi(x) dx = \int_c^d [\varphi(x) + a] dx - a(d - c).$$

В этом выражении функция $F = \varphi(x) + a$ на отрезке $[c, d]$ положительна, и поэтому вычисление площади под этой кривой можно производить, пользуясь обобщенной формулой Симпсона. В связи с этим вычисление $\int_c^d \varphi(x) dx$ не представляет каких-либо затруднений.

Результаты вычислений величин $t_{\text{ГК}}^a$ и $\gamma_{\text{ГК}}$ для гармоник 0,5; 1; 1,5 ... 12 порядков, выполненных по описанной методике на ЭВМ «Минск-2», представлены соответственно на рис. 2, а, б и 3. Из приведенных данных следует, что по мере возрастания k значение гармонических коэффициентов $t_{\text{ГК}}^a$ при данном p_i убывает. Исключение для всего диапазона p_i составляет гармоника 0,5 порядка, а на некоторых режимах — гармоники 1 и 2 порядков. Увеличение p_i ведет к возрастанию $t_{\text{ГК}}^a$ у всех гармонических составляющих, причем повышение p_i и порядка гармонической составляющей вызывает резкие изменения начальной фазы $\gamma_{\text{ГК}}$.

Сопоставление расчетных значений величин $t_{\text{ГК}}^a$ и $\gamma_{\text{ГК}}$, а также характера их протекания в функции от p_i с теми же величинами, полученными рядом авторов на основе действительных индикаторных диаграмм, показывает хорошее их совпадение [7, 8, 9]. В связи с этим можно считать, что описанная методика расчета себя оправдала.

Воспользуемся этой методикой для исследований на ЭВМ различных факторов, могущих оказать влияние на величины $t_{\text{ГК}}^a$ и $\gamma_{\text{ГК}}$.

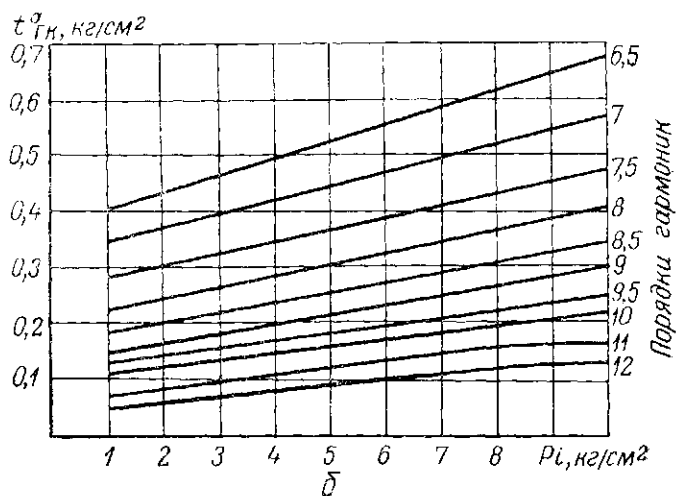
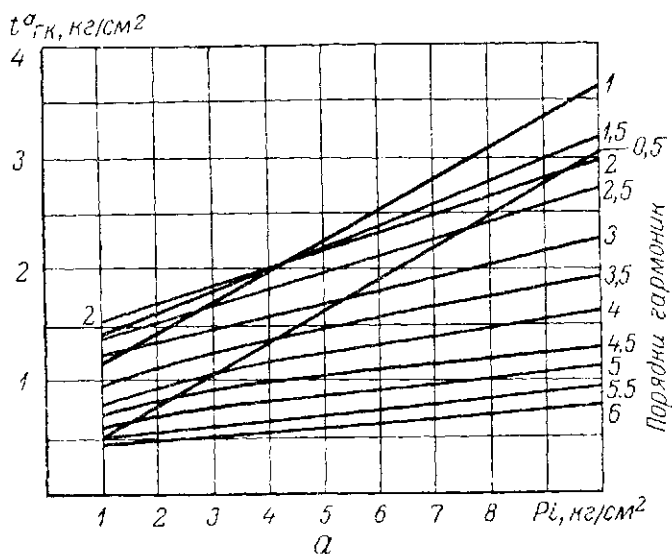


Рис. 2. Гармонические коэффициенты $t_{ГК}^a$ четырех-
тактного дизеля:

a — для гармоник 0,5; 1; 1,5 ... 6-го порядков;
 b — для гармоник 6,5; 7; 7,5 ... 12-го порядков.

Программа исследований на ЭВМ включала изучение зависимости величин $t_{ГК}^a$ и $\gamma_{ГК}$ от: характера протекания функций p на линиях ra — всасывания, br — выхлопа и gy — линии видимого горения топлива; различной степени предварительного расширения ρ изменения параметра λ .

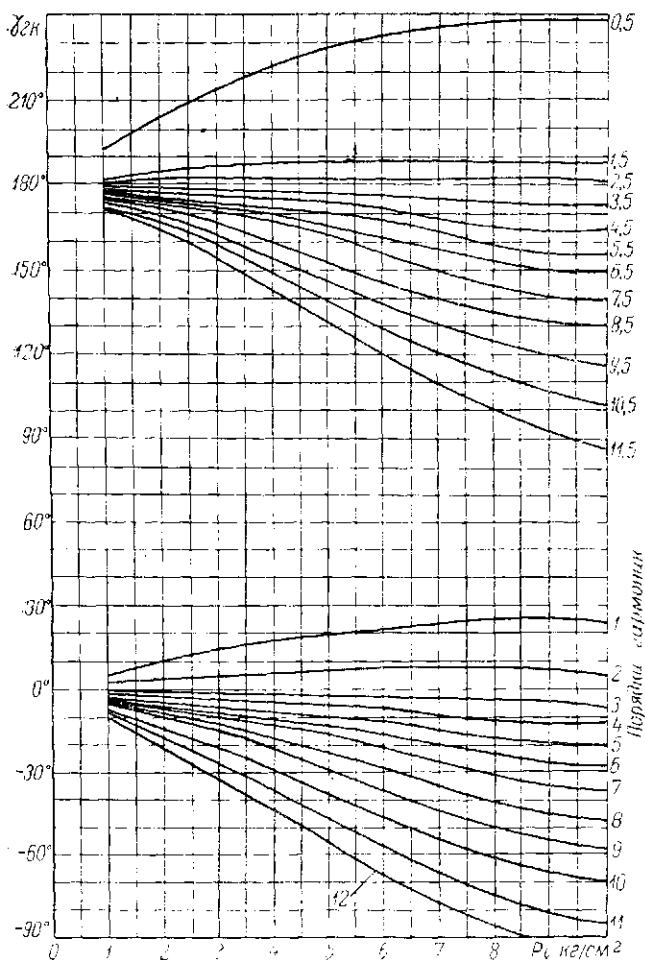


Рис. 3. Начальные фазы гармонических моментов 0,5; 1; 1,5; 2; ... 12-го порядков от газов у четырехтактного дизеля.

Были рассмотрены два варианта задания функции $p = f_2(\alpha)$ и $p = f_3(\alpha)$ соответственно на отрезках $[0, \pi]$ и $[3\pi, 4\pi]$: первый — формулами (21) и (22), второй — значениями функций p на этих же отрезках $p = f_2(\alpha) = 0$ и $p = f_3(\alpha) = 0$. Вычисления проводились для двух значений $p_c = 0 \text{ кг/см}^2$ и 7 кг/см^2 . Расчеты показали, что наибольшие изменения по абсолютной величине у гармонических коэффициентов отмечаются у гармоник 0,5; 1; ... 3 порядков, которые не превышают 5—7% от начального значения (вариант 1) соответствующих гармонических состав-

ляющих. У гармоник более высокого порядка эти изменения малозначительны. Начальная фаза гармонических составляющих $\gamma_{гк}$ меняется незначительно в пределах $0 \div 3^\circ$. Таким образом, закон изменения функций $p = f_2(x)$ и $p = f_3(x)$ соответственно на отрезках $[0, \pi]$ и $[3\pi, 4\pi]$ практически не оказывает заметного влияния на величины $t_{гк}^a$ и $\gamma_{гк}$, поэтому при гармоническом анализе функции $t_r = f(\omega_r t)$ можно принимать на рассматриваемых отрезках $p = f_2(x) = f_3(x) = 0$.

Влияние жесткости протекания рабочего процесса исследовалось при значении $p_e = 6 \text{ кг/см}^2$ и $\omega_{ср} = 2,5; 5; 7,5; 10 \text{ кг/см}^2$ на 1° поворота коленчатого вала, характерных для современных дизелей [3, 4]. При этом соответственно $p_z = 65; 76; 88$ и 100 кг/см^2 .

Наиболее существенные изменения величин $t_{гк}^a$ и $\gamma_{гк}$ наблюдаются у гармоник, начиная с третьей и выше. Изменения начальных фаз у одноименных гармонических составляющих доходит до 51° от исходного ($\omega_{ср} = 2,5 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{град}$), а гармонических коэффициентов $t_{гк}^a$ до $15 \div 45\%$.

Таким образом, повышение жесткости протекания рабочего процесса оказывает значительное влияние на величину гармонических составляющих выше третьего порядка, и это следует учитывать при определении значений $t_{гк}^a$ и $\gamma_{гк}$.

Изучение влияния степени предварительного расширения ρ на величины $t_{гк}^a$ и $\gamma_{гк}$ проводилось при $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ и $\rho = 1,20; 1,35$ и $1,50$; при номинальном режиме двигателя обычно $\rho = 1,3 \div 1,5$ [4].

Из полученных данных следует, что увеличение ρ приводит к возрастанию величин $t_{гк}^a$ - незначительному по относительной величине у гармоник низких порядков и значительному (до 25%) у гармоник более высоких порядков. Начальные фазы $\gamma_{гк}$ у гармоник, начиная с 4-й и выше уменьшаются, а у гармоник до 4-й при одних значениях ρ начальные фазы уменьшаются, а при других увеличиваются. Следовательно, величина ρ может оказывать значительное воздействие на численное значение гармоник высших порядков.

Влияние величины λ на значения $t_{гк}^a$ и $\gamma_{гк}$ определялось при $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ и переменном $\lambda = 0,2; 0,3; 0,4$ и $0,5$; у современных автотракторных двигателей $\lambda = \frac{1}{3} \div \frac{1}{4,2}$ [10].

Было установлено, что с увеличением λ величины $t_{гк}^a$ возрастают у гармоник, начиная со второй; прирост по абсолютной величине невелик, однако у гармоник более высоких порядков он составляет $10-40\%$. У гармоник $0,5; 1$ и $1,5$ порядков с увеличением λ наблюдается как спад, так и возрастание величин $t_{гк}^a$. Степень влияния изменения отношения λ на углы $\gamma_{гк}$

определяется порядком гармонической составляющей. Увеличение λ приводит к сдвигам начальных фаз на величину от $50'$ до 20° соответственно для гармоник низшего и высшего порядков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серебренников М. Б. Гармонический анализ. ОГИЗ — Гостехиздат, М., 1948.
2. Нейман И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Оборонгиз, 1940.
3. Иноземцев Н. В. Курс тепловых двигателей. Оборонгиз, 1954.
4. Нигматулин И. И. Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях. Машгиз, 1962.
5. Труды НАТИ, выпуск 173, ОНТИ-НАТИ, М., 1964.
6. Березин И. С., Жидков Н. П. Методы вычислений. Т. 1, Физматгиз, 1959.
7. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие, т. 1, Судпромгиз, 1954.
8. Лурье И. А. Крутильные колебания в дизельных установках. Госвосмориздат, 1940.
9. Львов Е. Д. Динамика поршневых двигателей. М.—Л. Главная редакция автотракторной литературы, 1936.
10. Поляк К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. Машиностроение, 1965.

ЧУДАКОВ Д. А.,
профессор;

ЖАРНОВ Э. М.,
инженер

ОБ УРАВНОВЕШИВАНИИ ТРАКТОРНЫХ ЧЕТЫРЕХ- ЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Двигатель считается внешне уравновешенным, если на его остова при установившемся режиме работы действуют постоянные по величине и направлению силы и моменты.

У четырехтактных четырехцилиндровых рядных двигателей с центральным кривошипно-шатунным механизмом, обычно применяемых на тракторах, остаются внешне неуравновешенными: силы инерции вторых и последующих четных порядков от поступательно движущихся масс и создаваемые ими опрокидывающие моменты; переменные составляющие тех же порядков опрокидывающего момента от газовых сил. Главным порядком неуравновешенных сил и моментов у рассматриваемого типа двигателя является второй [3].

Обычно при исследовании уравновешенности четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя ограничиваются анализом инерционных сил второго порядка, действующих в плоскости расположения осей цилиндров; переменные же составляющие крутящих моментов второго порядка от газовых и инерционных сил, возникающие в плоскостях вращения кривошипов, не учитываются, хотя они являются источником вибраций двигателя в поперечном направлении [5].

Для оценки уравновешенности двигателя в указанных плоскостях определим величины гармонических составляющих второго порядка крутящего момента от газовых и инерционных сил.

Для рассматриваемого типа двигателя при условии идентичности протекания рабочего процесса во всех цилиндрах и отсутствии разновеса шатунно-поршневых комплектов справедливы следующие соотношения:

$$\sum_{i=1}^4 M_{r_2} = 4 M_{r_2};$$
$$\sum_{i=1}^4 M_{j_2} = 4 M_{j_2},$$

где M_{r_2} и M_{j_2} — соответственно крутящие моменты второго порядка от газовых и инерционных сил, возникающих в каждом одноцилиндровом отсеке.

В связи с этим соотношения между M_{r_2} и M_{j_2} удобнее рассматривать применительно к одному цилиндру.

У четырехтактного двигателя [3] гармоническая составляющая

$$M_{r_2} = M_{r_2}^a \sin(2\omega t + \gamma_{r_2}),$$

где ω — угловая скорость вращения коленчатого вала;

t — текущее значение времени, соответствующее рассматриваемому углу поворота кривошипа;

γ_{r_2} — начальная фаза гармонического момента второго порядка по отношению к положению поршня в ВМТ при начале всасывания.

Верхний индекс a здесь, как и всюду дальше, обозначает амплитудное значение соответствующей величины.

Поскольку

$$\frac{M_r}{F_{II}R} = \frac{T_r R}{F_{II}R} = \frac{T_r}{F_{II}} = t_r,$$

где T_r — тангенциальное усилие, действующее на кривошип;

R — радиус кривошипа;

F_{II} — площадь поршня;

t_r — удельная тангенциальная сила,

то удельная тангенциальная сила второго порядка

$$t_{r_2} = t_{r_2}^a \sin(2\omega t + \gamma_{r_2}). \quad (1)$$

В этом выражении $t_{r_2}^a = \frac{M_{r_2}^a}{F_{II}R}$ — гармонический коэффициент второго порядка. Численное его значение может быть определено при разложении функции $t_r = f(\omega t)$ в ряд Фурье.

На рис. 1 приведены значения $t_{r_2}^a = f(p_i)$ и $\gamma_{r_2} = f(p_i)$, полученные Терских В. П. для четырехтактного дизеля без наддува на основании обработки большого числа индикаторных диаграмм [4]. Из графиков следует, что значения гармонического коэффициента $t_{r_2}^a$ возрастают с увеличением p_i ; в то же время начальная фаза практически не зависит от p_i и остается равной $\gamma_{r_2} = -(5 \div 7)^\circ$.

Величина инерционного крутящего момента второго порядка [3]

$$M_{j_2} = -0,5 m_j R^2 \omega^2 \sin 2\omega t = 0,5 m_j R^2 \omega^2 \sin(2\omega t - 180), \quad (2)$$

где m_j — масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Для удобства сравнения крутящих моментов от газовых и инерционных сил введем понятие об инерционном гармоническом коэффициенте 2-го порядка

$$t_{i_2}^a = \frac{M_{i_2}^a}{F_{II} R}, \quad (3)$$

где $M_{i_2}^a$ — амплитудное значение инерционного опрокидывающего момента второго порядка.

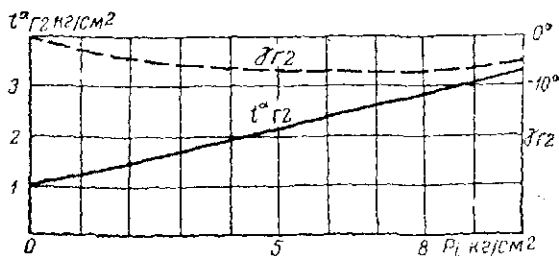


Рис. 1. Кривые $t_{i_2}^a$ и γ_{i_2} у четырехтактного двигателя без наддува.

Оно может быть выражено в виде

$$M_{i_2}^a = 0,5 \frac{G_j}{g} R^2 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = c G_j R^2 n^2, \quad (4)$$

где G_j — вес частей шатунно-поршневого комплекта, совершающих возвратно-поступательное движение;

g — ускорение свободного падения;

n — число оборотов коленчатого вала в минуту;

$$c = 0,5 \frac{\pi^2}{900g}.$$

Подставляя в уравнение (3) значение $M_{i_2}^a$ из выражения (4), получим

$$t_{i_2}^a = c \frac{G_j R}{F_{II}} n^2 = c d_j n^2, \quad (5)$$

где $d_j = \frac{G_j R}{F_{II}}$ — назовем величиной условного удельного дисбаланса возвратно-поступательно движущихся частей.

На рис. 2 сплошными линиями приведены подсчитанные по формуле (5) кривые $t_{j_2}^a = f(d_j, n)$ при значениях d_j и n , характерных для современных автомобильных и тракторных дизелей. Там же пунктирными линиями показаны значения $t_{j_2}^a = f(n)$ для двух крайних нагрузочных режимов работы тракторного дизеля: холостой ход ($p_e = 0$) и номинальная нагрузка ($p_e = 7 \text{ кг/см}^2$).

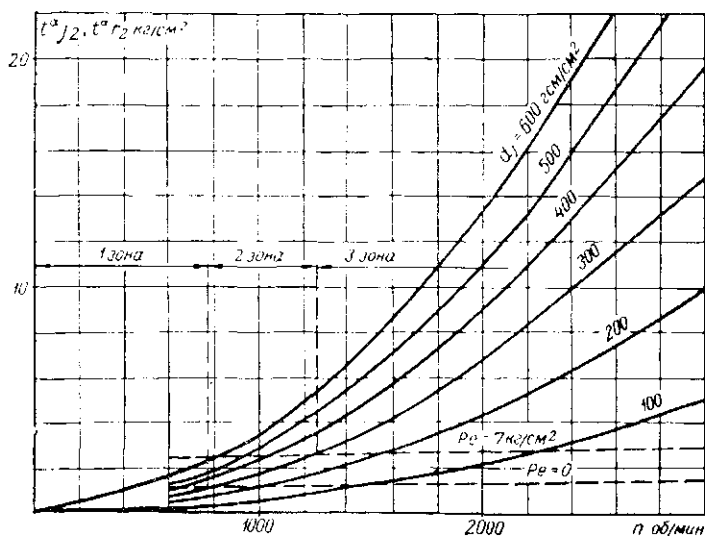


Рис. 2. Кривые $t_{j_2}^a$ при разных значениях d_j условного удельного дисбаланса возвратно-поступательно движущихся масс и кривые $t_{r_2}^a$ при двух значениях p_e .

Кривые $t_{r_2}^a$ построены по данным рис. 1, учитывая при этом, что $p_i = p_e + p_r$, где p_r — среднее давление механических потерь, величина которого, как принято нами, меняется в рассматриваемом диапазоне оборотов по линейному закону.

При сопоставлении крутящих моментов второго порядка от газовых и инерционных сил следует учитывать их начальные фазы γ_{r_2} и γ_{j_2} . Из уравнения (2) видно, что $\gamma_{j_2} = 180^\circ$. Начальная фаза, как было отмечено выше, $\gamma_{r_2} = -(5 \div 7)^\circ$. Таким образом, можно принять, что гармонические составляющие M_{j_2} и M_{r_2} действуют на двигатель в противофазе.

В связи с этим в качестве оценочного измерителя величины суммарного неуравновешенного момента $M_{\Sigma 2} = \bar{M}_{r_2} + \bar{M}_{j_2}$ принимаем абсолютную величину разности гармонических коэффициентов $t_{r_2}^a$ и $t_{j_2}^a$, обозначив ее через $t_{\Sigma 2}^a$, имеем

$$t_{r_2}^a = |t_{r_2}^u - t_{i_2}^a|. \quad (6)$$

На рис. 2 можно различать три характерные зоны: верхняя граница первой зоны определяется равенством $t_{r_2}^u = t_{i_2}^a$ при $p_e = 0$; верхняя граница второй зоны — равенством указанных величин при $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$; справа от второй зоны расположена третья зона. На рис. 2 эти зоны выделены условным пунктиром для $d_j = 300 \text{ Гсм/см}^2$.

Наиболее благоприятным случаем уравновешенности двигателя в плоскости вращения кривошипа является равенство $t_{r_2}^a = 0$; оно выполнимо, когда основной скоростной режим двигателя попадает во вторую зону. Однако по мере повышения оборотности тракторных двигателей рассматриваемого типа их

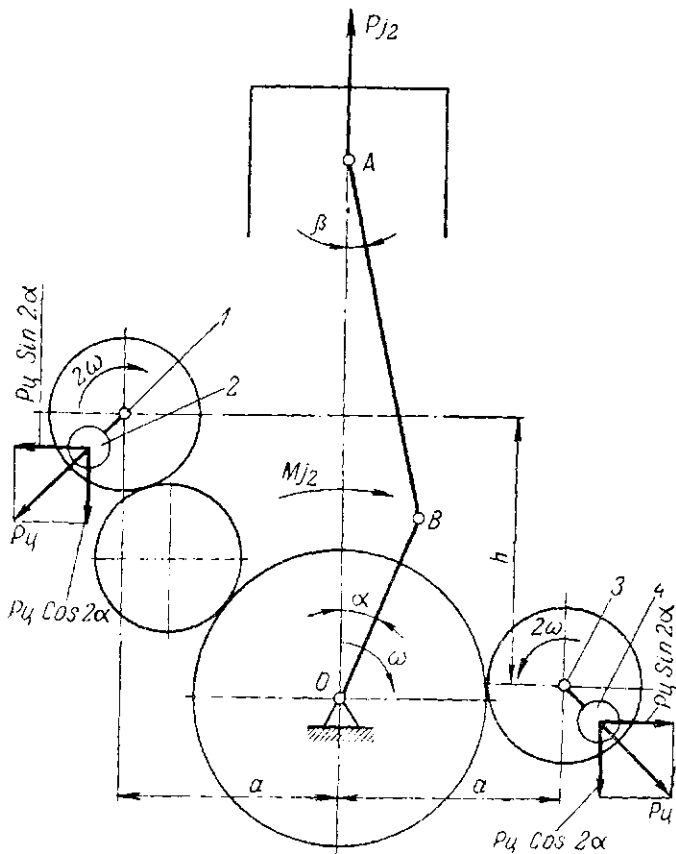


Рис. 3. Принципиальная схема механизма для уравновешивания инерционных сил и инерционных опрокидывающих моментов вторых порядков.

основной скоростной режим все дальше перемещается в третью зону. Поэтому общая задача рационального уравнивания четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя внутреннего сгорания не должна ограничиваться уравниванием суммарной неуравновешенной инерционной силы второго порядка; необходимо также погасить неуравновешенные опрокидывающие моменты второго порядка.

Решить эту задачу можно с помощью механизма, схема которого дана на рис. 3.

В отличие от обычного уравнивающего механизма типа Ланчестер оси валов 1 и 3 с уравнивающими грузами 2 и 4 расположены не на одной высоте, а смещены по вертикали друг относительно друга на расстояние h . В результате этого горизонтальные составляющие центробежных сил уравнивающих грузов создают момент $M_{\text{ц}} = P_{\text{ц}} \sin 2\alpha h$, антифазный моменту M_{j_2} .

Степень гашения инерционного опрокидывающего момента определяется отношением

$$\psi = \frac{M_{\text{ц}}^a}{M_{j_2}^a} = \frac{P_{\text{ц}} h}{M_{j_2}^a}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) следует, что

$$h = \psi \frac{M_{j_2}^a}{P_{\text{ц}}}.$$

Подставляя в это выражение значение $M_{j_2}^a = 0,5 m_j R^2 \omega^2$ согласно уравнению (2) и значение $0,5 P_{\text{ц}} = 0,5 \lambda m_j R \omega^2$ [3], получаем

$$h = \psi \frac{R}{\lambda} = \psi L, \quad (8)$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$, а L — длина шатуна.

Степень гашения инерционного опрокидывающего момента должна выбираться из условия обеспечения наилучшей уравновешенности двигателя при наиболее часто применяющихся в эксплуатации скоростных и нагрузочных режимах его работы. Для тракторного двигателя эти режимы можно принять близкими к номинальному при основной настройке регулятора.

Рассмотрим методику подбора величин ψ и h применительно к тракторному двигателю Д-50, у которого $d_j = 192 \text{ Гсм/см}^2$, и исследуем, как они зависят от номинального числа оборотов коленчатого вала, для чего будем это число менять в широких пределах от 1200 до 3000 об/мин.

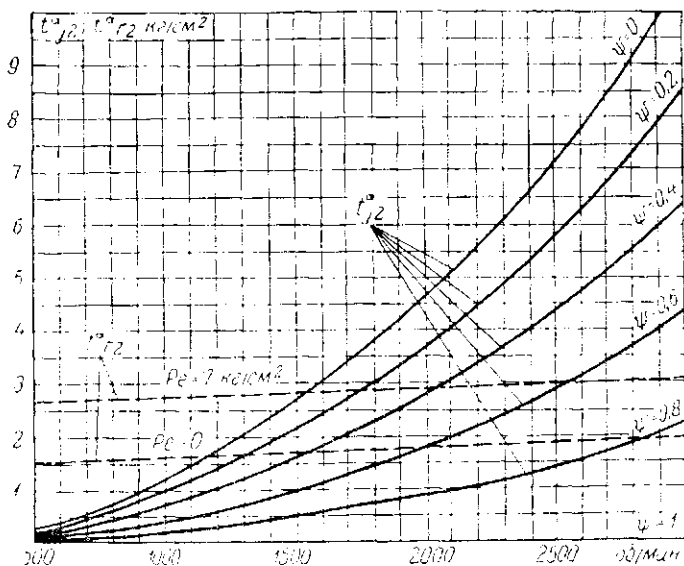


Рис. 4. Значения гармонических коэффициентов $t_{j_2}^a$ и $t_{r_2}^a$ для двигателя типа Д-50.

На рис. 4 изображены значения гармонических коэффициентов $t_{r_2}^a$ и $t_{j_2}^a$ в функции от числа оборотов для двигателя Д-50; кривые $t_{r_2}^a$ нанесены для двух значений p_e : 0 и 7 кг/см², а кривые $t_{j_2}^a$ — для ряда значений коэффициента гашения ψ : 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1. Из рис. 4 следует, что выбор степени гашения ψ зависит от номинального числа оборотов двигателя: чем они выше, тем степень гашения должна быть больше.

Оптимальные значения коэффициента гашения $\psi_{\text{опт}}$ представлены кривыми на рис. 5. Величина их должна назначаться по сплошной кривой, построенной для нагрузочного режима $p_e = 7$ кг/см²; участок диаграммы между сплошной кривой и пунктирной, построенной для $p_e = 0$, характеризует неполноту уравнивания суммарного опрокидывающего момента второго порядка при работе двигателя на нагрузочных режимах ниже номинальных.

Изложенные теоретические соображения были подвергнуты экспериментальной проверке. Для этого был испытан двигатель Д-50 в трех вариантах: без уравнивающего механизма, с механизмом по схеме Ланчестера и с уравнивающим механизмом по схеме, приведенной на рис. 3; плечо h механизма было взято равным длине шатуна L , что соответствовало степени гашения $\psi = 1$.

Двигатель перед испытаниями был доведен до эталонного состояния [1]. Замерялись пиковые уровни вибросмещений в двух характерных точках, из которых точка 1 была расположена на головке блока по оси первого цилиндра, а точка 2 — на переднем конце блока над осью коленчатого вала на высоте 150 мм от нее. В точке 1 замерялись вертикальные вибрации, а в точке 2 — поперечные.

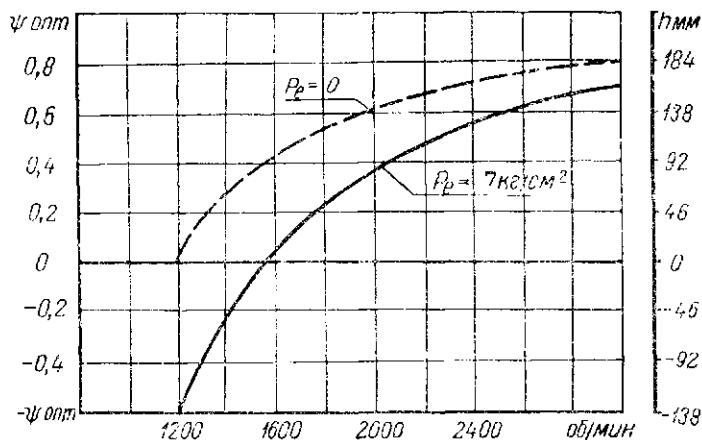


Рис. 5. Кривые оптимальных степеней гашения шнурового момента для двигателя типа Д-50.

Эффективность уравнивания оценивалась по разности пиковых уровней вибросмещений при указанных трех вариантах. Поскольку испытания носили сравнительный характер, то в целях упрощения они проводились на холостом ходу двигателя.

Результаты замеров вертикальных вибросмещений в точке 1 приведены на рис. 6; сплошная кривая относится к двигателю без уравнивающего механизма, а штрих-пунктирная — к двигателю с обоими вариантами уравнивающих механизмов. Как видно из приведенного графика, установка уравнивающих механизмов значительно снижает уровни вертикальных вибросмещений, причем тип механизма, как это и следовало ожидать на основании теоретического анализа, влияния на них не оказал.

Результаты замеров поперечных вибраций в точке 2 приведены на рис. 7; сплошная кривая относится к двигателю без уравнивающего механизма и с механизмом по типу Ланчестера, а пунктирная — к механизму по предложенной схеме. В данном случае установка механизма Ланчестера влияния на снижение

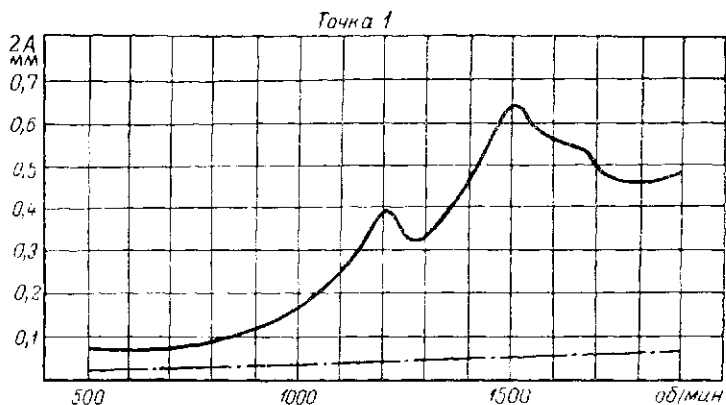


Рис. 6. Уровни вертикальных виброисменений (двойная амплитуда) в точке 1:

— без уравнивающего механизма; - - - с уравнивающими механизмами.

уровней виброисменения не оказала. Механизм по предложенной схеме оказал влияние на поперечные виброисменения, однако положительный эффект появился только при оборотах больше 1630 в минуту, как этого и следовало ожидать, поскольку при

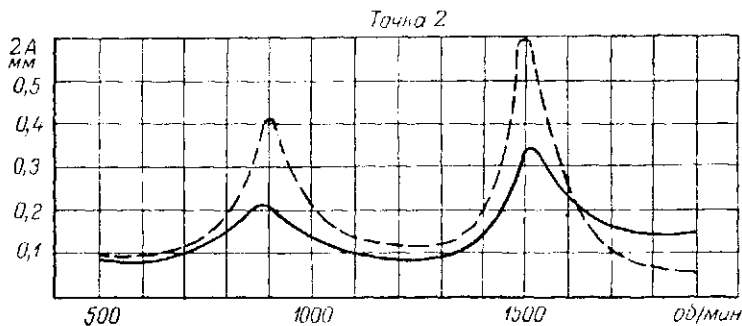


Рис. 7. Уровни поперечных виброисменений (двойная амплитуда) в точке 2:

— без уравнивающего механизма и с механизмом типа Ланчестер; - - - с уравнивающим механизмом по схеме, приведенной на рис. 3.

числе оборотов в минуту ниже 1630 необходимо было бы устанавливать механизм со степенью гашения $\psi \leq 0,4$ (см. пунктирную кривую на рис. 5).

В ы в о д ы

1. У быстроходных четырехцилиндровых четырехтактных рядных дизелей недостаточно ограничиваться уравниванием одних только сил инерции второго порядка; для уменьшения поперечных вибраций двигателя необходимо также уравнивать инерционный опрокидывающий момент второго порядка.

2. Указанная задача может быть решена путем видоизменения уравнивающего механизма типа Ланчестер, заключающегося в смещении валов с уравнивающими грузами на некоторое расстояние по высоте друг относительно друга.

3. Величина смещения уравнивающих валов должна быть выбрана, исходя из требуемой оптимальной степени гашения инерционного опрокидывающего момента второго порядка, которая определяется в соответствии с основными скоростными и нагрузочными режимами работы двигателя.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ж а р н о в Э. М. Методика экспериментального исследования влияния неуравновешенных вращающихся деталей двигателя на его вибрацию. Сборник научных трудов БИМСХ, Минск, «Урожай», 1966.

2. Ж а р н о в Э. М. Определение спектра возмущающих газовых сил четырехтактного дизеля по его теоретическим индикаторным диаграммам. Сборник научных трудов БИМСХ, Минск, «Урожай», 1967.

3. Н е й м а н И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Оборонгиз, 1940.

4. Т е р е к н о в В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Судпромгиз, 1954.

5. Ф и л а н о п о в А. И. Определение влияния опрокидывающего момента от газовых сил на вибрацию двигателя. «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 4.

РОЖАНСКИЙ А. А.,
ассистент;

МОЛИБОШКО Л. А.,
инженер

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИЯХ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Для теоретического расчета динамических нагрузок в трансмиссии трактор может быть представлен в виде динамической схемы, в которой вращающиеся детали двигателя, трансмиссии и движителей, а также поступательно-движущаяся масса трактора замещаются эквивалентными маховыми массами и упругими звеньями, приведенными к колесчатому валу двигателя.

С достаточной для практических целей точностью динамическая схема может быть упрощена путем объединения сравнительно «малых» масс с соседними «большими» массами. Податливости при этом суммируются.

На рис. 1, а представлена такая упрощенная динамическая схема гусеничного трактора Т-130. Буква I с соответствующими индексами обозначает следующие приведенные моменты инерции:

I_1 — вращающихся деталей двигателя и ведущих деталей муфты сцепления;

I_2 — ведомых деталей муфты сцепления и масс, связанных с ними относительно жесткими валами;

I_3 — муфт поворота и масс, связанных с ними относительно жесткими валами;

I_4 и I_5 — левого и правого движителей;

I_6 — массы трактора.

Приведенная податливость деталей, соединяющих ведомые диски муфты сцепления с муфтами поворота, изображена на динамической схеме упругим звеном e_{23} , а деталей, соединяющих муфты поворота с ведущими звездочками гусениц, — звеньями e_{34} и e_{35} .

Муфта C_1 имитирует на схеме главную муфту сцепления, а муфты C_2 и C_3 — сцепление гусениц с грунтом.

Численные значения параметров динамической схемы приведены в табл. 1. Исходные данные, необходимые для их расчета, определялись частично экспериментально, частично теоретически — по рабочим чертежам деталей. Опытным путем, пользуясь

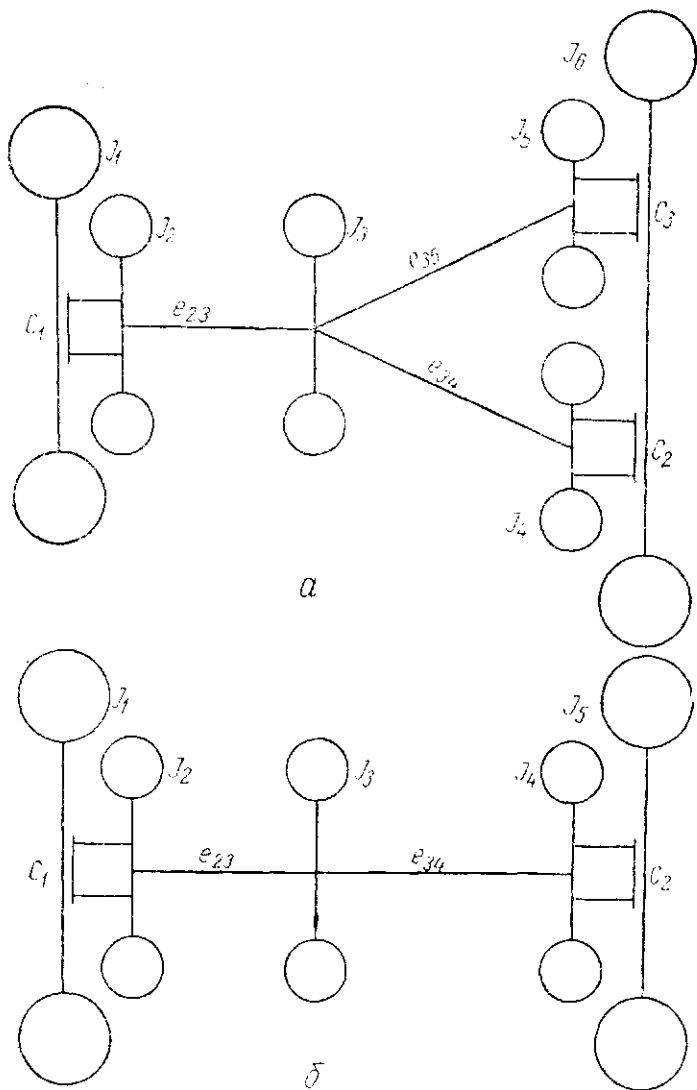


Рис. 1. Динамическая схема трактора Т-130:
 а — трехзвенная; б — двухзвенная.

методом биффилярного подвеса, замерялись моменты инерции вращающихся деталей. Опытным путем определялась и податливость гусеницы. Для этого сначала замерялись деформации одного звена при растяжении его на гидравлическом прессе, после

Таблица 1

Численные значения параметров трехзвенной динамической схемы трактора Т-130

$I_{ке-см-сек^2}; e \frac{1}{кгсм}$	Передачи							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
I_1	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08
I_2	4,354	4,764	4,199	4,757	4,149	4,739	4,264	4,959
I_3	5,71	7,51	8,22	10,85	13,73	18,6	23,08	31,64
I_4	0,97	1,36	1,85	2,61	3,89	5,56	7,44	10,53
I_5	1,01	1,42	1,93	2,73	4,07	5,79	7,76	10,98
I_6	7,7	10,9	14,7	20,9	31,3	44,3	59,2	83,8
e_{23}	$0,1519 \cdot 10^{-5}$	$0,1651 \cdot 10^{-5}$	$0,1301 \cdot 10^{-5}$	$0,1569 \cdot 10^{-5}$	$0,1197 \cdot 10^{-5}$	$0,1425 \cdot 10^{-5}$	$0,1193 \cdot 10^{-5}$	$0,1423 \cdot 10^{-5}$
e_{34}	$2,9 \cdot 10^{-5}$	$2,044 \cdot 10^{-5}$	$1,514 \cdot 10^{-5}$	$1,069 \cdot 10^{-5}$	$0,719 \cdot 10^{-5}$	$0,505 \cdot 10^{-5}$	$0,376 \cdot 10^{-6}$	$0,267 \cdot 10^{-5}$
e_{45}	$3,015 \cdot 10^{-5}$	$2,125 \cdot 10^{-5}$	$1,570 \cdot 10^{-5}$	$1,111 \cdot 10^{-5}$	$0,747 \cdot 10^{-5}$	$0,525 \cdot 10^{-5}$	$0,391 \cdot 10^{-5}$	$0,278 \cdot 10^{-5}$

чего, зная податливость звена $e_{зв}$, подсчитывалась приведенная к ведущей звездочке податливость гусеницы $e_{гус}$ по формуле

$$e_{гус} = e_{зв} \cdot z_0 \cdot \frac{1}{R^2} \left[\frac{1}{\kappa \Gamma_{с.м.}} \right],$$

где z_0 — число звеньев, лежащих на опорной поверхности гусениц;

R — радиус ведущей звездочки.

Податливость зубчатых передач, изгиб валов, деформации опор и горизонтальные деформации почвы под гусеницами не учитывались. Не учитывались также силы трения, демпфирующее действие смазки и зазоры в трансмиссии.

В общем случае динамические процессы, происходящие в схеме, приведенной на рис. 1, а, могут быть описаны следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + M_c &= 0 \quad \text{при } t=0 \quad \dot{\varphi}_1 = \omega_0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} &= M_c; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} + \frac{\varphi_3 - \varphi_5}{e_{35}} &= \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}}; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + M_{\varphi_4} &= \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}}; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 + M_{\varphi_5} &= \frac{\varphi_3 - \varphi_5}{e_{35}}. \end{aligned}$$

В этих уравнениях M_c , M_{φ_4} и M_{φ_5} соответственно моменты трения муфт C_1 , C_2 и C_3 ; а φ углы закрутки отдельных масс, причем индексы при φ указывают обозначения масс на схеме.

В дальнейших расчетах принято, что максимальное значение момента M_c ограничивается величиной момента трения, который может передаваться муфтой (346 кгм по данным завода); что моменты M_{φ_4} и M_{φ_5} равны, и максимальная их величина ограничивается сцеплением гусениц с почвой при коэффициенте сцепления $\varphi = 1$.

Аналитическое решение приведенной системы дифференциальных уравнений представляет значительные трудности в особенности, если учесть различные возможные варианты протекания процессов в муфтах сцепления и то обстоятельство, что при ограничении максимальных значений моментов, передаваемых муфтами, система уравнений становится нелинейной. Поэтому расчет

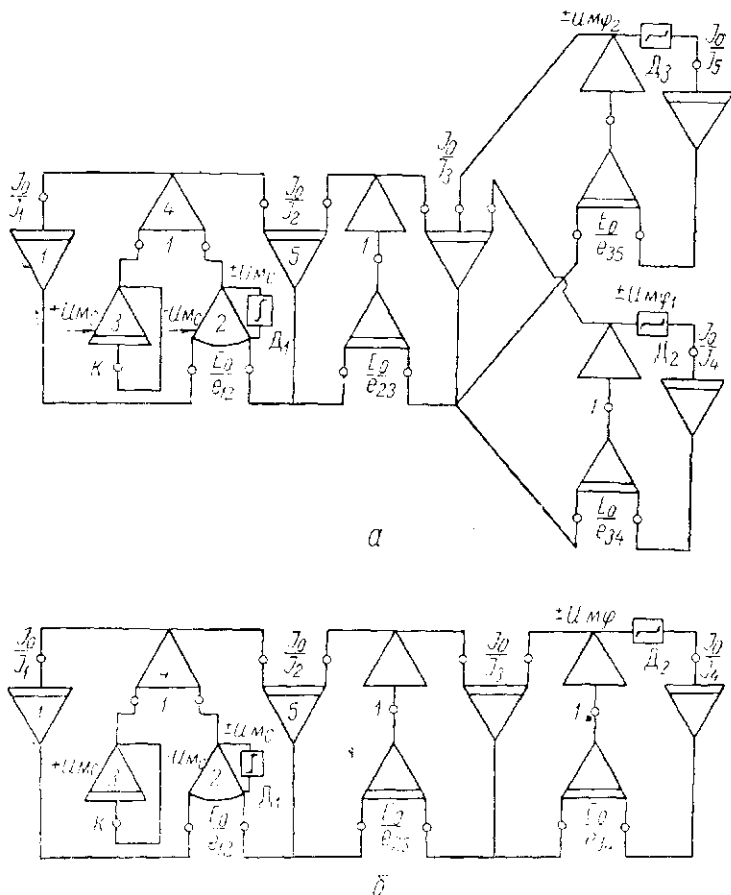


Рис. 2. Электронная модель трактора Т-130:

а — соответствует трехзвенной динамической схеме; б — соответствует двухзвенной динамической схеме.

произведен на аналоговой вычислительной машине МИИ-7, скоммутированной с двумя аналоговыми функциональными блоками АФБ.

На рис. 2, а представлена электронная модель (блок-схема) расчетной динамической схемы трактора. Величины коэффициентов в общем виде на входах усилителей приведены на блок-схеме. Начальные условия U_{om} поданы на интегратор 1.

Для более удобного набора коэффициенты представлены в виде безразмерных величин, для чего введены масштабные коэффициенты:

I_0 — момента инерции и E_0 — податливости.

Связь между крутящим моментом, угловой скоростью и соответствующими им напряжениями в блок-схеме следующая:

$$M = S_M U_M; \omega = S_\omega U_\omega,$$

где S_M и S_ω — масштабы крутящего момента и угловой скорости;

U_M и U_ω — напряжения в блок-схеме, соответствующие крутящему моменту и угловой скорости.

Масштаб S_M выбран таким образом, чтобы при максимальном ожидаемом крутящем моменте соответствующее ему напряжение в блок-схеме не превышало максимально допустимого (обычно 100 в).

Совершенно аналогично выбран масштаб S_ω .

Масштабы S_M и S_ω связаны между собой следующей зависимостью:

$$S_\omega = S_M \sqrt{\frac{E_0}{I_0}} \text{ или } E_0 = I_0 \left(\frac{S_\omega}{S_M} \right)^2.$$

Последнее выражение позволяет легко подобрать масштабные коэффициенты I_0 и E_0 .

Масштаб времени равен $S_t = \sqrt{E_0 I_0} [\text{сек} / \text{сек} \text{ макс}]$.

Сцепления C_2 и C_3 моделируются при помощи диодных элементов D_2 и D_3 , дающих характеристику зоны нечувствительности.

Моделирование работы муфты сцепления C_1 достигается введением условного упругого звена с податливостью e_{12} . Так как в главной муфте сцепления трактора Т-130 отсутствуют демпфирующие пружины, то, пренебрегая податливостью фрикционных накладок, можно принять, что $e_{12} \approx 0$, т. е. коэффициент на входе усилителя должен быть очень большим. В блок-схеме он получен при помощи усилителя без обратной связи. Так как момент в сцеплении ограничивается моментом трения M_c , то на интегратор 2 поставлен диодный элемент D_1 , дающий характеристику ограничения координат. По сути дела интегратор 2 с диодным элементом D_1 дает характеристику сухого трения.

В данном случае момент в упругом звене e_{12} при «броске» сцепления нарастает до величины M_c практически мгновенно. Чтобы получить желаемый закон нарастания крутящего момента (здесь принято, что момент $M_{сш}$ нарастает по экспоненциальному закону), необходимо из полученного момента на упругом звене e_{12} вычесть некоторую разницу (рис. 3)

$$M_{сш} = M_{12} - \Delta M.$$

На блок-схеме напряжение, соответствующее моменту M_{12} , снимается на выходе интегратора 2, а напряжение, соответствующее

щее величине ΔM — на выходе интегратора 3. Эти напряжения подаются на усилитель 4, на выходе которого получается напряжение, соответствующее моменту $M_{сц}$.

В зависимости от параметров динамической схемы при «броске» сцепления оно некоторое время T будет буксовать. Окончание буксования сцепления соответствует момент, когда напряжения на выходах интеграторов 1 и 5 станут равными, что соответствует выравниванию скоростей маховика и ведомой части муфты сцепления. В этот момент интегратор 3 должен быть отключен, чтобы величина ΔM не вносила погрешности в работу схемы. Для трактора Т-130 на всех передачах выдерживается условие: $T > T_0$ (рис. 3), поэтому надобность в отключении интегратора 3 отпадает, так как к моменту окончания буксования сцепления T напряжение на выходе равно 0.

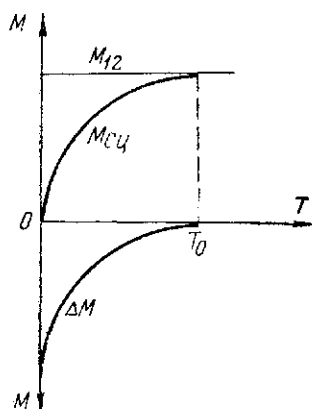


Рис. 3. Схема задания $M_{сц}$ в условном звене.

Как частный случай, при условии когда $M_{с1} = M_{с2}$, динамическая схема может быть упрощена до 2-звенной путем объединения разветвленности (рис. 1, б). Соответственно упростится и блок-схема (рис. 2, б).

Наряду с теоретическими расчетами были проведены натурные испытания трактора Т-130. Опыты проводились на горизонтальной площадке с супесчаной почвой средней плотности.

Трактор прикрепляется жесткой сценкой к неподвижному массивному фундаменту. Динамическое нагружение трансмиссии достигалось путем резкого включения (броска) муфты сцепления. При этом перед

каждым опытом двигателю задавалось максимальное число оборотов при основной настройке регулятора, а в коробке устанавливалась та или иная передача. Испытания были проведены последовательно на всех передачах переднего хода.

При помощи проволочных тензодатчиков и соответствующей усилительной и регистрирующей аппаратуры замерялись крутящие моменты на первичном валу коробки передач и на ступицах ведущих звездочек гусениц.

Для изучения режима работы муфты сцепления при помощи индуктивных датчиков регистрировались числа оборотов коленчатого вала двигателя и ведомой части муфты сцепления.

По полученным величинам и тарировочным зависимостям были определены динамические моменты, возникающие в трансмиссии трактора.

Результаты расчетных и экспериментальных данных приведены в табл. 2.

Таблица 2

Передача	Максимальный момент на первичном валу КПП, кгм		Максимальный суммарный момент на ступицах, кгм	
	опытный	теоретический	опытный	теоретический
I	210	230	200	220
V	324	350	460	450
VIII	363	420	631	590

Для удобства сравнения моментов на первичном валу коробки передач и моментов на ступицах ведущих звездочек последние даны в приведенном к коленчатому валу двигателя виде по передачам.

Приведение выполнялось по формуле

$$M_{пр} = \frac{\sum M_{оп}}{i_o \eta_o},$$

где $\sum M_{оп}$ — суммарный опытный момент на ступицах ведущих звездочек;

i_o — общее передаточное число трансмиссии;

η_o — к. п. д. трансмиссии от ступицы до первичного вала коробки передач.

В табл. 3 даны коэффициенты динамичности для первичного вала и ступиц ведущих звездочек

$$K_{дин} = \frac{M_{оп}}{M_{н}},$$

где $M_{оп}$ — значение динамической нагрузки, полученное экспериментальным путем;

$M_{н}$ — номинальный крутящий момент двигателя (97 кгм).

Таблица 3

Передача	Первичный вал КПП		Ступицы ведущих звездочек	
	Максимальный момент (опытный) кгм	Коэффициент динамичности $K_{дин}$	Максимальный суммарный момент (опытный) кгм	Коэффициент динамичности $K_{дин}$
I	210	2,16	200	2,06
V	324	3,34	460	4,75
VIII	363	3,75	631	6,50

Выводы

Анализируя приведенные данные, можно сделать следующие выводы:

1. Достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о целесообразности использования аналоговых машин для расчета максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях гусеничных тракторов;

2. Принятые упрощенные представления о работе муфт C_1 , C_2 и C_3 , имитирующих главную муфту сцепления и сцепление движителей с почвой, вполне приемлемы;

3. Динамические нагрузки на первичном валу коробки передач и на ступицах ведущих звездочек возрастают с увеличением номера передачи.

На первичном валу коробки коэффициент динамичности возрастает от 2,16 на I передаче до 3,75 на VIII передаче; на ступицах ведущих звездочек соответственно от 2,06 на I передаче до 6,50 на VIII передаче.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ривин Е. С. Динамика привода станков. М., «Машиностроение», 1966.
2. Скотт П. Техника аналоговых и цифровых вычислительных машин. Перевод с английского. М., 1963.
3. Коган Б. Я. Электронные моделирующие устройства и их применение для исследования систем автоматического регулирования. М., Физматгиз, 1963.
4. Цитович П. С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, Изд-во МВССиПО БССР, 1962.

АСТРАХАНЦЕВ М. М.,
аспирант

МЕТОДИКА И ПРИБОРЫ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ПОЧВОЙ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ БОЛОТОХОДНЫХ ТРАКТОРОВ ТИПА Т-100МБ

Мелноративные землеройные машины агрегатируются в основном с болотоходными тракторами типа Т-100МБ. Между тем вопрос о взаимодействии гусеничных движителей этих тракторов с торфяно-болотными почвами остается до сих пор малоисследованным. Особенно важным представляется изучение их взаимодействия с почвами высокой влажности, на которых болотоходные тракторы, выпускаемые в настоящее время, работают неудовлетворительно из-за недостаточной проходимости. В связи с этим в качестве объекта исследований был выбран трактор Т-100МБ.

Соответственно задачам испытаний было намечено измерять следующие величины:

1. Нормальные и касательные реакции почвы на гусеницы;
2. Глубину погружения гусениц в почву;
3. Продольные углы наклона трактора;
4. Буксование гусениц.

Эти данные нужны для суждения о величине нормальных давлений на почву и их распределении по длине опорной поверхности гусениц, о касательных напряжениях, возникающих в почве при движении трактора, об осадке почвы под гусеницами и о дифференте трактора, который всегда имеет место при работе на торфяно-болотных почвах. Они нужны также для анализа спелых свойств движителей, потерь на вертикальное пресование почвы и буксование гусениц и других факторов, влияющих на проходимость трактора.

Для выполнения перечисленных замеров был создан ряд приборов, показания которых синхронно записывались на регистрирующей аппаратуре, установленной в передвижной тензометрической лаборатории высокой проходимости конструкции НАТИ [1].

На рис. 1 показано тензометрическое звено, предназначенное для замера реакций почвы на гусеницы: нормальных $Q_{зв}$ и касательных $T_{зв}$. Звено состоит из двух башмаков: верхнего 1 и нижнего 6, соединенных между собой тензометрическими пальцами 3 и 4. Верхний башмак крепится к рельсам 2 гусеницы

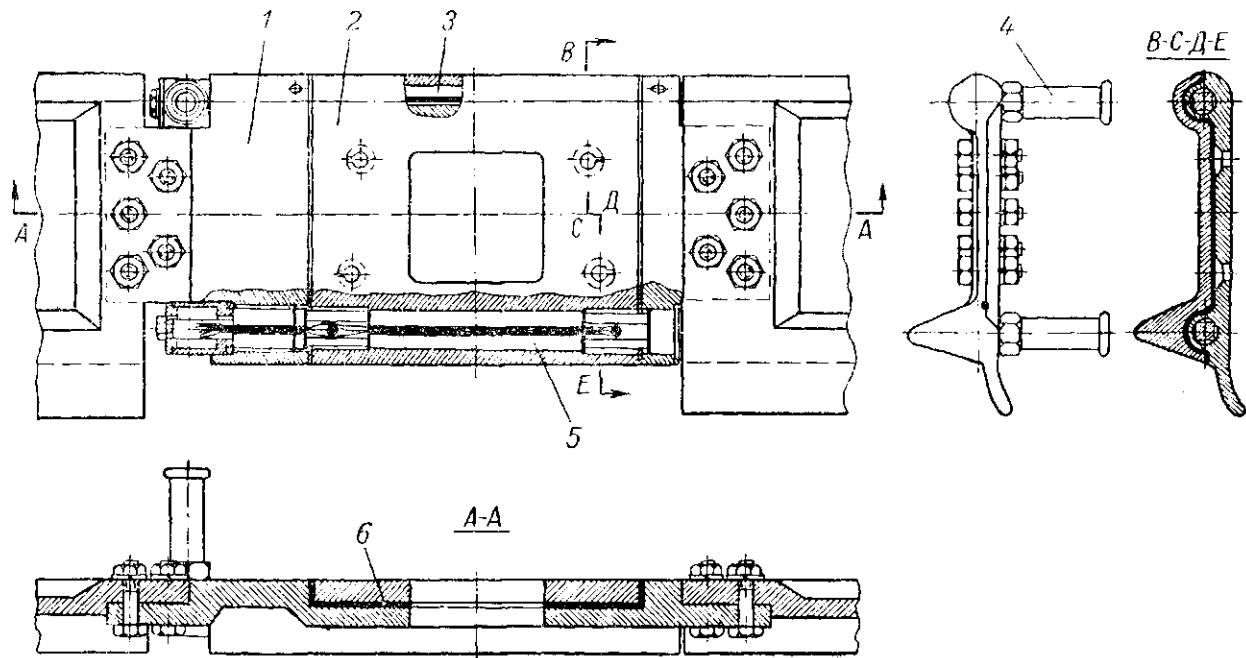


Рис. 2. Тензометрическое звено в сборе.

По габаритным условиям база датчиков должна быть не больше 10 мм. Их наклейка и гидроизоляция выполняются по обычной технологии. Провода датчиков выводятся через патрубки 4 наружу и далее соединяются с кабелем тензометрической лаборатории.

Замеряемые силы $Q_{зв}$ и $T_{зв}$, действуя на нижний башмак, передаются через проушины на четыре консоли двух тензометрических пальцев. Две консоли, расположенные на одной стороне пальцев, показаны на рис. 3. Чтобы изменение точки приложения действующей силы и другие посторонние факторы не влияли на результаты замеров, использован метод наклейки датчиков, предложенный НАТИ [2]. Он заключается в том, что датчики 1 и 2 наклеиваются на каждой консоли попарно, на одинаковом расстоянии l друг от друга. Таким образом, для замера силы $Q_{зв}$ служат 4 пары датчиков, расположенных на горизонтальных гранях консолей, а силы $T_{зв}$ — 4 пары датчиков, расположенных на вертикальных гранях.

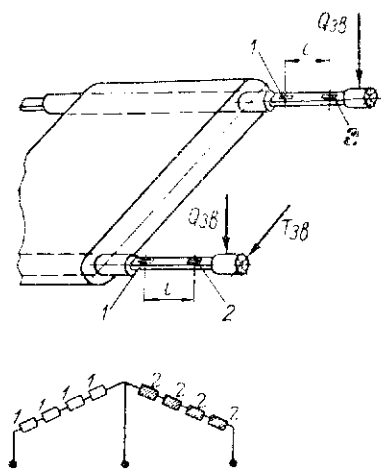


Рис. 3. Схема наклейки тензометрических датчиков.

Датчики каждой силы соединяются в общий измерительный мост, как показано на рис. 3 внизу. Четыре последовательно соединенных датчика 1 образуют одно плечо моста, четыре датчика 2 — второе плечо. Остальные два плеча образуются соответствующими сопротивлениями (на чертеже не показаны). Обе силы $Q_{зв}$ и $T_{зв}$ регистрируются каждая отдельным измерительным мостом.

Как и все гусеничные башмаки, тензовзвено крепится к рельсам гусеницы и поэтому не воспринимает сил T_1 , растягивающих гусеницу. Это обстоятельство позволило тарировать тензовзвено без гусеничного рельса силой $Q_{зв}$, перпендикулярной к опорной плоскости звена, и силой $T_{зв}$, касательной к этой плоскости. Тарировочная осциллограмма, полученная на специальном стенде при тарировке сил $T_{зв}$, показана на рис. 4. Как видно, кроме силы $T_{зв}$, на осциллограмме записана и сила $\Delta Q_{зв}$, т. е. деформация пальцев происходит не только в горизонтальной плоскости, но и в вертикальной. Это связано с неточностью изготовления тензометрических пальцев и их установки. Взаимо-

трактора, к нижнему башмаку с двух сторон консольно прикрепляются уширители 5 и 7.

На рис. 2 приведен чертеж тензометрического звена в сборе. Из чертежа видно, что между башмаками 1 и 2 в собранном виде оставлен зазор, необходимый для осуществления работы

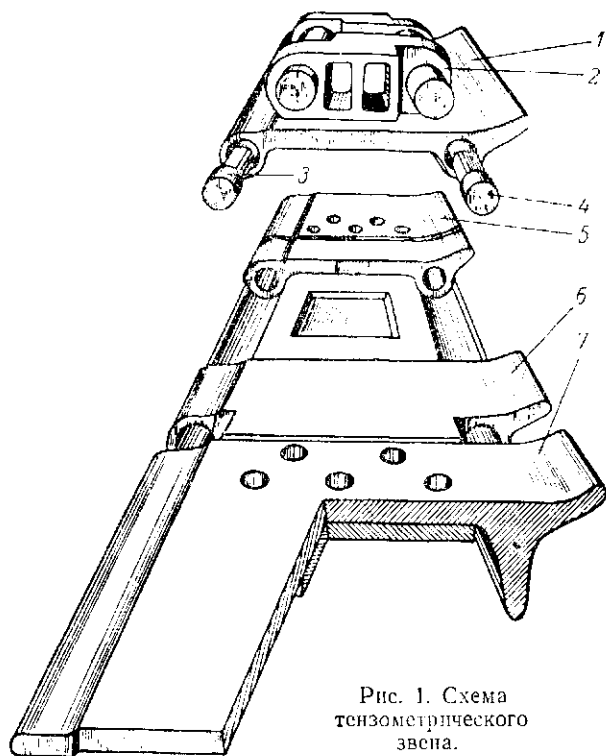


Рис. 1. Схема тензометрического звена.

тензопальцев как консольных балок. Для защиты пространства между башмаками от попадания пыли там устанавливается прокладка 6 из пористого упругого материала (резина, поролон и т. п.). Каждый из тензометрических пальцев 3 и 5 имеет три цилиндрических участка — один средний и два боковых — и два участка квадратной формы. Цилиндрическими поверхностями пальцы центрируются в башмаках и служат для них опорами. На двух взаимноперпендикулярных гранях квадратных участков пальцев наклеиваются проволочные тензометрические датчики — на горизонтальной грани для замера нормальных реакций почвы, на вертикальной — касательных. Для предохранения пальцев от проворачивания и осевых смещений они стопорятся в нижних башмаках болтами.

влияние сил $Q_{зв}$ и $T_{зв}$ учитывалось путем вычисления по данным тарировки поправочных коэффициентов

$$K_T = \frac{\Delta T}{Q_{зв}} \quad \text{и} \quad K_Q = \frac{\Delta Q}{T_{зв}},$$

где ΔT и ΔQ отрезки на тарировочных осциллограммах, отражающие влияние нормальных сил на касательные и наоборот. Эти коэффициенты учитывались при последующей обработке осциллограмм.

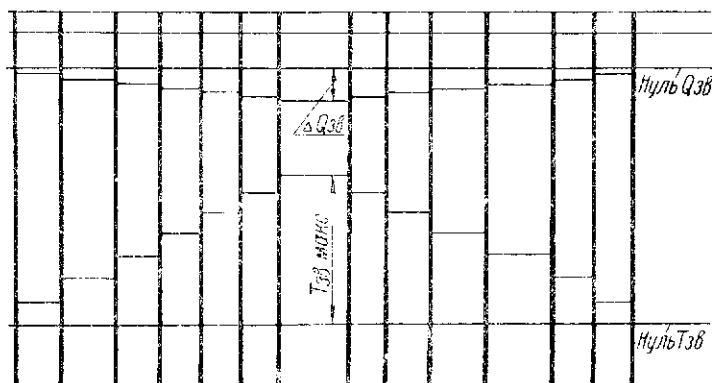


Рис. 4. Осциллограмма тарировки тензометрического звена.

На рис. 5 показан глубиномер, предназначенный для замера $h_{зв}$ глубины погружения звеньев опорной ветви гусеницы. Глубиномер состоит из датчика глубины 1 в сборе с рычагом 2; реохорда 3, преобразующего механическое перемещение датчика в электрический сигнал, и корпуса 4. Датчик выполнен в виде легкого колеса со сферическим ободом, который опирается на почву, когда звено находится на опорной ветви. Корпус глубиномера крепится непосредственно на тензометрическом звене. Он имеет два валика: верхний и нижний, которые связаны между собой шестеренками. Концы верхнего валика выходят из корпуса и жестко соединены с рычагом датчика. На одном из торцов нижнего валика соосно с ним укреплена ось движка реохорда. Корпус реохорда жестко соединен с корпусом глубиномера. Выводные концы реохорда выходят из корпуса и соединяются с кабелем тензометрической лаборатории.

При погружении банмака гусеницы в почву на измеряемую величину $h_{зв}$ датчик, оставаясь на поверхности почвы, поворачивается рычагом на угол α_1 . При этом ось движка реохорда,

связанная с нижним валиком, повернется на угол α_2 и изменит омическое сопротивление реохорда на величину $(\delta' - \delta)$, пропорциональную глубине h . Это изменение сопротивления регистрируется на бумаге осциллографа с помощью электросхемы, показанной на рис. 5.

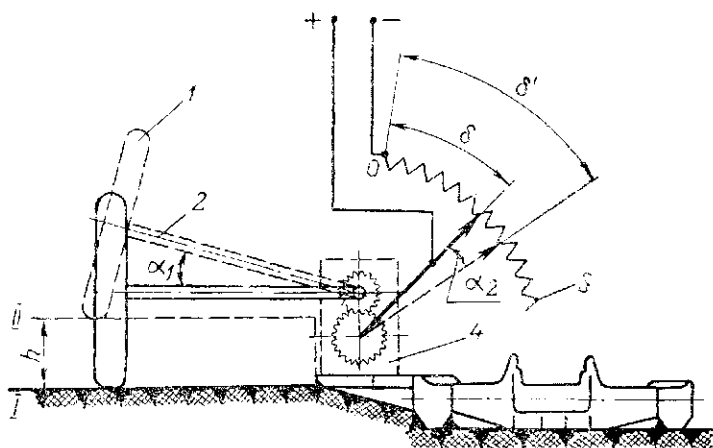


Рис. 5. Схема глубиномера.

Так как глубиномер укреплен на башмаке гусеницы, то базой отсчета глубины всегда служит один и тот же небольшой участок поверхности почвы, расположенный вблизи звена, глубина погружения которого измеряется. Такое решение позволяет избежать погрешностей, связанных с неровностями почвы.

Для определения угла наклона трактора в продольной плоскости создан дифференциальный маятниковый прибор (рис. 6). Основными частями его являются: корпус 1, маятник 2, реохорд 3 и ось 4. Корпус заполнен маслом и укреплен в кабине трактора. Маятник шпункой соединен жестко с осью, которая сидит на шарикоподшипниках, установленных в отверстиях корпуса. Снаружи одно отверстие закрывается глухой крышкой, а другое — крышкой с мажетным уплотнением, которое герметизирует конец оси, выходящий из корпуса. Внутри этого конца оси входит ось движка реохорда. Корпус реохорда с помощью планки соединен с корпусом дифференциального прибора. Для вывода маятника в нулевое положение предусмотрен толкатель 5. При отклонении трактора от горизонтального положения происходит поворот корпуса дифференциального прибора относительно маятника. При этом вращается и ось движка реохорда, изменяя его омическое сопротивление пропорционально углу наклона трактора.

Через выводные контакты реохорда, соединенные с кабелем тензометрической лаборатории, сигнал подается к осциллографу, где регистрируется на бумаге или пленке.

Перед опытом маятник ставится в нулевое положение. Для этого оператор нажимает на толкатель, передвигая его на расстояние l , как показано на рис. 6. В этом положении ось маятника совпадает с осью корпуса, т. е. с перпендикуляром к продольной оси трактора. После этого включается осциллограф для

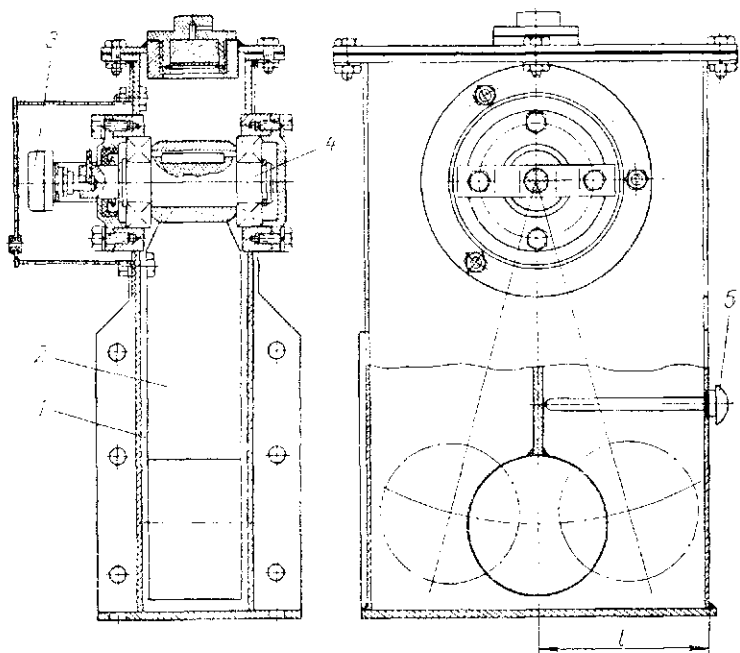


Рис. 6. Схема дифференциметра.

записи нулевой линии. Затем толкатель отводится в прежнее положение, а маятник под действием собственного веса занимает вертикальное положение, указывая дифферент трактора перед опытом. При движении дифферент трактора может изменяться в зависимости от грунтовых условий, скорости движения и режима работы. В соответствии с этим меняется и положение маятника относительно корпуса дифференциметра, что и фиксируется осциллографом.

Для определения буксования гусениц замерялись величины v_f и v_t , где v_f и v_t — соответственно фактическая и теоретическая скорости движения трактора.

Теоретическая скорость определялась по формуле

$$v_T = 0,06 l_{зв} z_k n_k \text{ км/час},$$

где $l_{зв}$ — шаг гусеничного звена, м;
 z_k — число активно действующих зубьев ведущих колес;
 n_k — число оборотов ведущих колес.

Фактическая скорость движения определялась по формуле

$$v_{ф} = \frac{3,6 \cdot s}{T_{оп}},$$

где S — путь, пройденный трактором за опыт, м;
 $T_{оп}$ — время, за которое трактор проходит путь s , сек.

Применяемая методика исследований и приборы позволяют определять следующие измерители проходимости и тягово-сцепных свойств:

1. Суммарную величину нормальной нагрузки на гусеницы трактора Q

$$Q = q_{ср} z M_{Q_{зв}} \text{ кг},$$

где $q_{ср}$ — средняя ордината эпюры q ;
 z — общее число звеньев на двух гусеницах, составляющих опорную поверхность;

$M_{Q_{зв}}$ — масштаб сил $Q_{зв}$, взятый по тарировочной осциллограмме.

2. Положение центра давления трактора относительно середины опорной поверхности гусениц X_d определялось как координата центра тяжести эпюры q относительно указанной середины опорной поверхности по формуле

$$X_d = \frac{\sum_{i=1}^l x_i q_i}{\sum_{i=1}^l q_i} M_l \text{ мм},$$

где x_i — координата положения q_i давления относительно середины опорной поверхности гусениц, мм;

q_i — текущее значение давления под гусеницами, мм;

M_l — масштаб длин осциллограммы, мм/мм.

3. Касательная сила тяги $\Sigma T_{зв}$, развиваемая гусеницами, определялась по выражению

$$\Sigma T_{зв} = T_{ср} z M_{T_{зв}} \text{ кг},$$

где $T_{ср}$ — средняя ордината эпюры $T_{зв}$, мм;

$M_{T_{зв}}$ — масштаб сил $T_{зв}$, кг/мм.

4. Коэффициент φ_k использования сцепного веса

$$\varphi_k = \frac{\sum T_{зв}}{Q}.$$

5. Буксование δ трактора

$$\delta = \frac{v_T - v_{\Phi}}{v_T} \cdot 100\%.$$

6. Глубина $h_{зв, макс}$ погружения гусениц в грунт под осью наиболее нагруженного катка

$$h_{зв, макс} = h_{макс} \cdot M_{h_{зв}} \text{ мм},$$

где $h_{макс}$ — ордината на эпюре $h_{зв}$ в соответствующем месте, мм;

$M_{h_{зв}}$ — масштаб записи $h_{зв}$ мм/мм.

7. Дифференциал Δ трактора

$$\Delta = h_{\Delta} \cdot M_{\Delta} \text{ град},$$

где h_{Δ} — ордината, взятая с осциллограммы для соответствующего опыта, мм;

M_{Δ} — масштаб записи h_{Δ} , град/мм.

Практическая проверка разработанных приборов показала их высокую точность, стабильность, надежность в работе и удобство в обслуживании.

Принятая методика синхронного замера удельных давлений, глубины погружения гусениц, а также дифференциала трактора позволила правильно отразить реальные условия взаимодействия гусениц с грунтом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самоходная лаборатория НАТИ для комплексных исследований тракторов и других машин в полевых условиях. Труды НАТИ, 147, М., 1962.

2. Применение тензометрических узлов для исследования гусеничного трактора. Труды НАТИ, вып. 20, М., 1960.

3. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Сельхозгиз, 1962.

НОВИЦКИЙ И. В.,
доцент

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ Д-16 И ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ПРЕДКАМЕРЫ

На самоходном шасси Т-16 устанавливается двухцилиндровый дизель Д-16 с предкамерным смесеобразованием, которое обеспечивает малые давления сгорания топлива P_z (не превышающие 52—54 кг/см²) и низкий удельный расход его. Благодаря малым давлениям сгорания нагрузки на шатунно-поршневую группу невелики, что способствует увеличению долговечности работы цилиндров, поршневых колец, шатунных и коренных вкладышей, коленчатого вала. Длительные испытания самоходных шасси Т-16, проводимые Харьковским заводом тракторных самоходных шасси, показывают, что срок работы шатунно-поршневой группы дизеля Д-16 без замены деталей составляет при правильной эксплуатации более 3000 часов.

Предкамерный способ смесеобразования позволяет получить сравнительно хорошие показатели дизеля — мощность 16 л. с. (до 17) при удельном расходе топлива 195—200 г/э л. с.-ч.

Однако такие показатели дизеля на номинальном режиме получаются при применении распылителей РШ 1,5×8 или РШ 1×8, угле начала подачи топлива 15—17° до ВМТ, давлении впрыска 120—125 кг/см².

Изменение этих параметров приводит к ухудшению процесса смесеобразования и, как следствие, к ухудшению показателей дизеля Д-16.

В Белорусском институте механизации сельского хозяйства было проведено исследование влияния на мощность и экономичность дизеля Д-16 параметров топливоподачи — угла распыла топлива форсункой, начала подачи топлива, давления впрыска. Одновременно было проведено исследование температурного состояния предкамеры и влияние параметров топливоподачи на тепловое состояние ее. Последнее в большой мере зависит от параметров топливоподачи и в свою очередь в значительной мере влияет на смесеобразование, а значит на экономические и мощностные показатели дизеля.

В процессе исследований было определено влияние на расход топлива, мощность дизеля и тепловое состояние предкамеры разных распылителей — РШ 1,5×8; РШ 1,5×15; РШ 1,5×25;

давления впрыска — 60; 125; 150 кг/см², углов начала подачи топлива — 11; 16; 21° до ВМТ. Кроме того, было определено тепловое состояние предкамеры при разной подаче топлива. Опыты проводились при $n=1600$ об/мин.

На рис. 1 показаны изменения удельного расхода топлива, температуры предкамеры по поясам и температуры выпускных газов при работе дизеля с распылителями РШ 1,5×8; РШ 1,5×15; РШ 1,5×25 с углами распыла 8; 15; 25°.

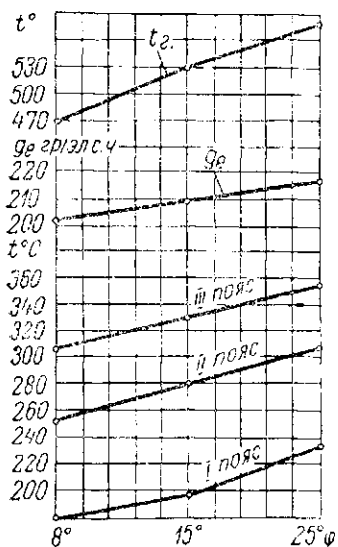


Рис. 1. График изменения удельного расхода топлива, температур предкамеры и выпускных газов в зависимости от угла распыла топлива.

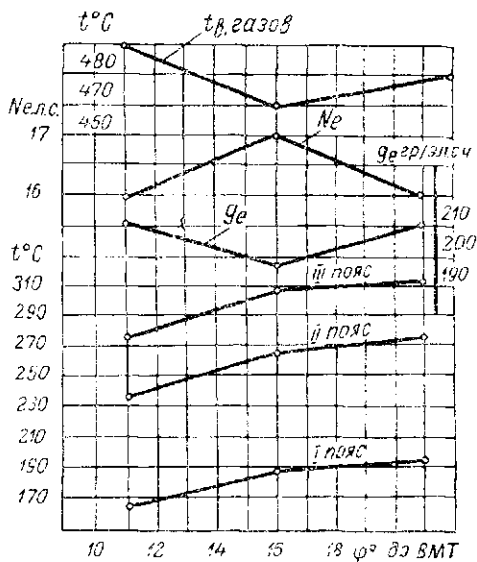


Рис. 2. Изменение мощности, удельного расхода топлива, температур предкамеры и выпускных газов в зависимости от угла начала подачи топлива.

Наилучшие результаты получаются при работе распылителей с углом распыла 8°. У распылителей РШ 1,5×15 удельный расход топлива на той же мощности увеличивается на 10 г/э.л. с.-ч, а при распылителе РШ 1,5×25 на 15 г/э.л. с.-ч по сравнению с РШ 1,5×8. Это значит, что часовой расход топлива возрастает на 0,24 кг, а за смену более чем на 2 кг. Увеличение удельного и часового расхода топлива влечет за собой не только перерасход горючего, но и ухудшение работы двигателя. Применение распылителей с большим углом распыла ухудшает процесс смесеобразования, так как часть топлива догорает на линии расширения и выхлопа, что приводит к перегреву двигателя. Последнее создает благоприятные условия для образования нагара, закоксо-

ванности колец и уменьшает наполнение цилиндров воздухом. В конечном счете мощность двигателя и производительность агрегата будут уменьшаться, а расход топлива увеличиваться.

Температура предкамеры, как это видно на рисунке (кривые I, II, III), с увеличением угла распыла топлива растет. Многочисленные проверки показали, что оптимальной температурой предкамеры является $300\text{--}320^\circ\text{C}$ для конической и $260\text{--}270^\circ$ для средней части.

Температура предкамеры определяет также качество смесеобразования, физическая сущность которого будет показана ниже.

На рис. 2 показано влияние угла начала подачи топлива на мощность дизеля, удельный расход топлива, температурное состояние предкамеры и температуру выхлопных газов при применении распылителя РШ $1,5\times 8$. Оптимальным углом начала подачи топлива является 16° до ВМТ, при котором мощность достигает 17 л. с. , удельный расход топлива менее 200 г/л. с.-ч. , тепловое состояние предкамеры становится оптимальным, температура выхлопных газов не превышает 470°C . Все это свидетельствует о хорошей организации смесеобразования и сгорания топлива.

С увеличением угла начала подачи топлива до 21° до ВМТ мощность падает на 1 л. с. Удельный расход топлива увеличивается более чем на 10 г/л. с.-ч. Температура выхлопных газов и предкамеры увеличивается.

На рис. 3 показаны изменения удельного расхода топлива мощности, температуры предкамеры и выхлопных газов при разных давлениях впрыска топлива.

Оптимальным давлением впрыска, как видно на рисунке, является 125 кг/см^2 , которое обеспечивает наименьший удельный расход топлива — 198 г/л. с.-ч. и наибольшую мощность — 17 л. с. При той же подаче топлива изменение давления как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения влечет за собой увеличение удельного расхода топлива и уменьшение мощности.

На рис. 4 показаны пояса I, II, III замера температур предкамеры и кривые изменения температурного поля ее с изменением величины подачи топлива. Увеличение подачи топлива влечет за собой рост температур предкамеры. Изменение подачи топлива производилось в пределах от $3,14$ до $3,9 \text{ кг/час.}$ Температура повысилась при этом по нижней конической неохлаждаемой части на $35\text{--}40^\circ\text{C}$.

Как видно из приведенных результатов исследований, изменение угла распыла топлива, давления впрыска, угла начала подачи топлива увеличивает удельный расход топлива и уменьшает мощность дизеля Д-16. Это снижает производительность трактора, повышает расходы, связанные с эксплуатацией его, и уменьшает долговечность дизеля. Последнее объясняется тем, что

изменение параметров топливоподачи влечет за собой ухудшение протекания рабочего процесса дизеля. Сущность большого влияния параметров топливоподачи на рабочий процесс предкамерного дизеля Д-16, а значит на показатели дизеля, заключается в осуществленном на дизеле Д-16 способе смесеобразования.

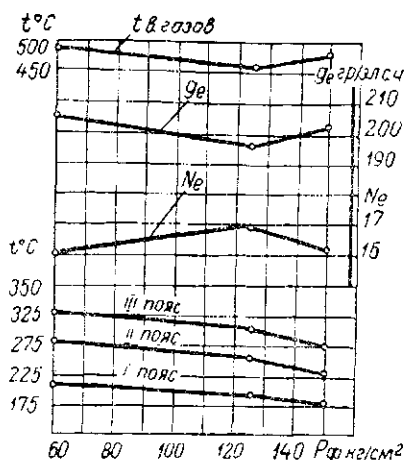


Рис. 3. Изменение мощности, удельного расхода топлива, температур предкамеры и выхлопных газов в зависимости от давления впрыска топлива.

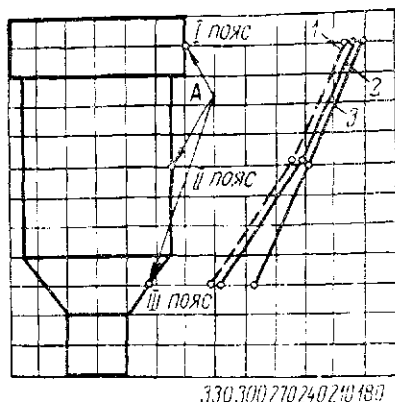


Рис. 4. Изменение температуры предкамеры по высоте в зависимости от часового расхода топлива: кривые 1 — 3,9; 2 — 3,4; 3 — 3,14 $кг/час$; А — места замера температур предкамеры.

У дизеля Д-16 осуществлено объемно-плечное смесеобразование, что позволило получить высокие экономические и мощностные показатели его при весьма малом давлении конца сгорания $R_2 = 52-54 \text{ кг/см}^2$. Объемно-плечное смесеобразование достигнуто на дизеле Д-16 следующим образом.

Длина предкамеры 48 мм с шаровой выточкой в центральной части. Последняя позволила при малой длине предкамеры сохранить нужный объем ее — 18 $см^3$. Подача топлива производится форсункой с распылителем РШ 1×8, РШ 1,5×8, т. е. углы распыла топлива всего 6-8°. В результате струя топлива получается компактной с большой дальностью. Благодаря этому большая часть топлива, впрыскиваемого в предкамеру, успевает пройти через нее за период задержки воспламенения и попасть на поверхность конуса и горловины предкамеры. Наиболее же мелко распыленное топливо, находящееся на поверхности факела, образует в предкамере объемную смесь и создает очаги воспламенения, расположенные выше места сосредоточения основной части топлива. Объемная смесь, воспламеняясь в предкамере, увеличивает давление в ней, что вызывает перете-

канье газов из предкамеры в надпоршневое пространство. В самом начале перетекания их топливо, сосредоточенное в нижней части предкамеры и попавшее на стенку конуса и горловины, будет выбрасываться в надпоршневое пространство, в свежий заряд воздуха. Благодаря большой энергии первых потоков газа и попадания основной части топлива в незагрязненный продуктами сгорания заряд воздуха обеспечится хорошее перемешивание выброшенного топлива с воздухом. В результате топливо будет сгорать более полно, что улучшит экономические и мощностные показатели дизеля.

В случае подачи топлива за 20° до ВМТ получить объемно-пленочное смесеобразование не удастся. При таком угле начала подачи топлива скорость потока воздуха в предкамеру достигает больших величин (более 150 м/сек), что приводит к разрушению встречным потоком воздуха факела топлива, интенсивному дроблению его воздухом и образованию объемной смеси, когда все топливо будет перемешано с воздухом. Факел топлива не достигнет нижней части предкамеры.

Воспламенение большей части топлива в предкамере приводит к выбрасыванию в надпоршневое пространство топлива, перемешанного с продуктами сгорания. Это ухудшит условия окисления и сгорания топлива в надпоршневом пространстве. Кроме того, при воспламенении топлива в предкамере часть несгоревшего топлива будет отжата вверх к форсунке, и оно сумеет попасть в надпоршневое пространство только на линии расширения. Это ухудшит перемешивание его с воздухом в надпоршневом пространстве. Процесс сгорания растянется. Он будет происходить на линии расширения и даже на линии выхлопа, сгорание его будет неполным и, как следствие, экономические и мощностные показатели дизеля ухудшатся.

При малом угле начала подачи топлива (менее 15° до ВМТ) топливо из предкамеры в надпоршневое пространство будет поступать на линии расширения далеко до ВМТ. Это ухудшит смесеобразование в надпоршневом пространстве и показатели дизеля.

Применение распылителей с большим углом распыла— $15-20^\circ$ и уменьшение давления впрыска топлива (менее 125 кг/см²) также способствует образованию объемного смесеобразования вместо объемно-пленочного и ведет к ухудшению показателей дизеля. Факел топлива в этих случаях обладает значительно меньшей дальностью и более мелким распылом, что способствует образованию объемной смеси. Все это вызывает ухудшение смесеобразования и сгорания топлива.

Дальность факела определяет также температурное состояние предкамеры. При уменьшении дальности факела температура предкамеры повышается, так как уменьшается количество топлива, попадающего на нижнюю часть предкамеры.

При позадании топлива на конус предкамеры (рис. 4) происходит отбор тепла от предкамеры и при номинальной подаче топлива в ней поддерживается оптимальный тепловой режим. На рис. 4 видно, что при увеличении подачи топлива с 3,14 до 3,9 кг/час температура предкамеры повышается из-за повышения общего теплового состояния дизеля при увеличении подачи топлива. Однако значительное увеличение подачи топлива может вызывать резкое изменение температуры в нижней части предкамеры. При большой подаче топлива из-за переобогащения смеси топливом двигатель будет работать с перегревом, что повысит температуру головки цилиндров и предкамеры. В то же время при большой цикловой подаче количество топлива, попадающего на конус предкамеры и поверхность горловины, будет возрастать и значительно охлаждать ее. Последнее будет вызывать тепловые перенапряжения в местах перехода от горловины к конусу и, как следствие, происходит обрыв горловины предкамеры, что иногда встречается во время эксплуатации дизеля Д-16. Основной причиной такого дефекта является нарушение регулировки топливного насоса — выход запорника из поводка во время работы и зависание иглы форсунки, приводящие к большому увеличению подачи топлива плунжером.

При обнаружении подобного дефекта после замены предкамеры обязательно нужно тщательно проверить регулировку топливной аппаратуры.

Выводы

1. Лучшие экономические и мощностные показатели дизеля Д-16 получаются при применении форсунок с малым углом распыла.

2. Увеличение или уменьшение угла начала подачи топлива и давления впрыска изменяет процесс смесеобразования с объемно-плоскочного на объемный и тем самым ухудшает протекание рабочего процесса дизеля и его показатели.

3. Нарушение регулировок топливной аппаратуры, кроме ухудшения показателей дизеля, может вызывать обрывы горловины предкамер.

БОЙКОВ П. И.,

инженер;

ГРИНЮК М. Т., КОШМАН В. Н., СОЛОНСКИЙ А. С., ТКАЧЕВ М. Т.,
кандидаты технических наук

К ОБОСНОВАНИЮ МЕТОДОВ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Доводка и совершенствование узлов силовой передачи новых и находящихся в производстве тракторов в настоящее время бессмысленны без разносторонних стендовых испытаний. Эффективность стендовых испытаний определяется количеством затраченного на них времени, точностью имитации работы узлов и соотносимостью износов и поломок деталей при стендовых и эксплуатационных испытаниях. Важнейшее значение для стендовых испытаний при выполнении других требований имеет фактор времени. Этот показатель должен выбираться наименьшим. По этой причине задачи обоснованного выбора режимов стендовых испытаний и обеспечения предельной степени их ускорения (форсировки) представляют значительный интерес.

В лабораторных условиях испытывается, как правило, не вся силовая передача колесного трактора, а отдельные ее узлы. Узлы с фрикционными элементами — муфта сцепления, увеличитель крутящего момента, вал отбора мощности и др. испытываются чаще всего на стендах с поглощением энергии тормозными установками, а узлы, включающие шестерни, валы, подшипники и не имеющие фрикционных элементов (коробка передач, задний мост, карданные валы и т. п.), — на стендах с замкнутым силовым контуром.

Испытания на долговечность муфты сцепления и увеличителя крутящего момента (УКМ) проводятся в режиме «включение — выключение». На этих стендах форсированным испытаниям должны подвергаться наиболее ответственные детали и соединения узлов: фрикционные накладки, шлицевые соединения, нажимные и демпферные пружины, выжимные подшипники и входящие в эти узлы шестерни и подшипники.

Для лабораторных испытаний муфты сцепления и УКМ на Минском тракторном заводе используется инерционный стенд (рис. 1), представляющий собой двухмассовую динамическую модель тракторного агрегата. Мощность от электродвигателя 1 передается через редуктор 2 к маховику 3. Ведомый вал испытываемых узлов — муфты сцепления и усилителя крутящего момента 7 — соединяется через карданный вал с гидротор-

мозом 4, инерционными мас-
сами 5 и тормозом для остано-
вки 6. Включение и выклю-
чение муфты сцепления и УКМ
производится по заданной про-
грамме с помощью электро-
гидравлического автомата у-
правления.

При включении муфты
сцепления за счет создаваемо-
го фрикционными накладками
крутящего момента разгоняют-
ся инерционные массы, имити-
рующие приведенный к ведо-
мому валу муфты сцепления
момент инерции разгоняемых
масс агрегата. Этот момент
одновременно затрачивается
на преодоление сопротивления
в гидротормозе, имитирующем
приведенные к ведомому валу
муфты сопротивления движе-
нию тракторного агрегата.

Износ фрикционных накла-
док определяется величиной
работы трения. Величина рабо-
ты трения за одно включение
муфты сцепления при ее буксо-
вании в период разгона трак-
торного агрегата в эксплуата-
ции определяется из выраже-
ния

$$L = \int_0^{\tau_1} M_{\text{тр}}(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{с}}) dt, \quad (1)$$

где $M_{\text{тр}}$ — момент трения муфты
сцепления;

$\omega_{\text{д}}$ и $\omega_{\text{с}}$ — угловые скорости ко-
ленчатого вала дви-
гателя и ведомого
вала муфты;

τ_1 — время буксования
муфты.

Угловая скорость $\omega_{\text{д}}$ ко-
ленчатого вала двигателя в пе-
риод разгона снижается. Ее

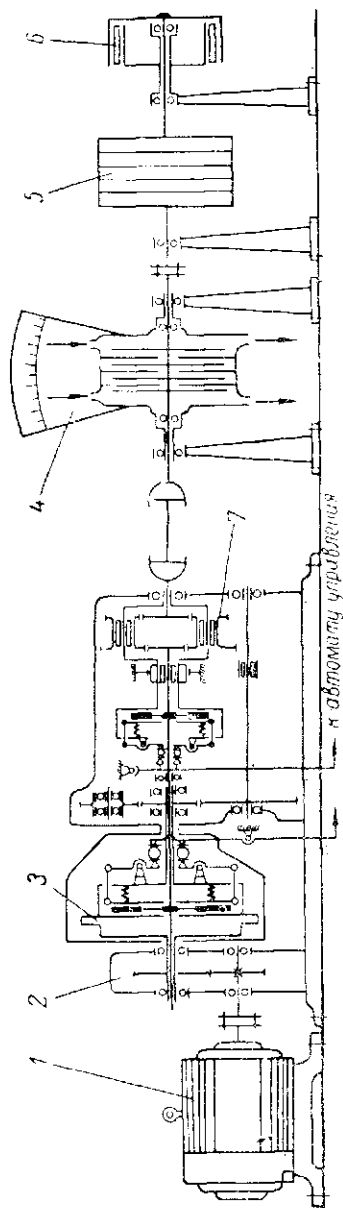


Рис. 1. Схема стенда для форсированных лабораторных испытаний муфты сцепления и увеличителя крутящего момента трактора МТЗ-50 на надежность и долговечность.

значение можно найти из уравнения динамики коленчатого вала в период буксования муфты сцепления

$$M_M = M_d + I_d \frac{d\omega_d}{dt}, \quad (2)$$

откуда

$$\omega_d = \omega_{dx} - \int_0^t (M_M - M_d) \frac{dt}{I_d}. \quad (3)$$

Здесь ω_{dx} — угловая скорость холостого хода двигателя;

M_d — крутящий момент двигателя;

I_d — момент инерции движущихся масс двигателя.

Величина ω_{dx} для тракторных двигателей не может быть ниже определенного значения ω'_0 , при котором двигатель во время разгона агрегата глохнет.

Угловая скорость ω_c ведомого вала муфты может быть определена из уравнения динамики

$$M_M = M_c + I_c \frac{d\omega_c}{dt}, \quad (4)$$

откуда

$$\omega_c = \int_0^t (M_M - M_c) \frac{dt}{I_c}. \quad (5)$$

Здесь M_c и I_c — приведенные к коленчатому валу момент сопротивления агрегата и момент инерции его разгоняемых масс;

t_c — время от начала включения муфты до начала вращения ее ведомого вала.

Работа трения муфты сцепления за одно включение при имитации процесса разгона модели тракторного агрегата равняется

$$L' = \int_0^{\tau'_1} M'_M (\omega_M - \omega'_c) dt, \quad (6)$$

где M'_M — момент трения муфты сцепления;

ω_M и ω'_c — угловые скорости маховика и ведомого вала муфты при испытании на стенде;

τ'_1 — время буксования муфты.

Угловая скорость ω_M маховика при работе с двигателем пе-

ременного тока остается постоянной независимо от величины момента трения M'_m муфты, потому что такие двигатели, как правило, не снижают свои обороты при перегрузках.

Угловую скорость ω'_c можно найти из уравнения динамики

$$M'_m = M'_c + I'_c \frac{d\omega'_c}{dt} \quad (7)$$

путем его интегрирования

$$\omega'_c = \int_{t'_c}^t (M'_m - M'_c) \frac{dt}{I'_c} \quad (8)$$

Здесь M'_c и I'_c — приведенные к ведомому валу муфты момент сопротивления гидротормоза и момент инерции маховых масс стенда.

Чтобы не допустить повышения температуры на поверхностях трения муфты сцепления при ее буксовании выше допустимой величины, ограничиваемой выгоранием связующего фрикционных накладок, работа трения L' не должна превышать максимального значения работы $L_{\text{макс}}$ на тракторе. Величину L' при работе муфты на стенде можно изменять за счет M'_c и I'_c .

При нормальном тепловом режиме муфты износ фрикционных накладок как на тракторе, так и на стенде возрастает по мере увеличения суммарной работы трения. Коэффициент форсирования испытаний трущихся элементов муфты можно в первом приближении определять из выражения

$$k_m = \frac{T_{\text{ст}}}{T_э} = q \left(\frac{\Sigma L}{\Sigma L'} \right)^x, \quad (9)$$

где $T_{\text{ст}}$ и $T_э$ — время стендовых и эксплуатационных испытаний;

$\Sigma L'$ и ΣL — суммарная работа трения муфт сцепления на стенде и на тракторе при одинаковой величине износа;

x — показатель степени, величина которого определяется из сопоставления износов фрикционных накладок на стенде и в эксплуатации.

q — коэффициент увеличения частоты включения муфты при стендовых испытаниях по сравнению с эксплуатационными.

Для ускоренных испытаний трансмиссий на надежность и долговечность широко применяют стенды с замкнутым силовым контуром. Нагружение контура осуществляется обычно предварительным закручиванием торсионного устройства.

Число циклов нагружения и напряжения в зубьях шестерен связано зависимостью:

$$N_1 \sigma_1^x = N_2 \sigma_2^x = \text{const}, \quad (10)$$

где N_1 и N_2 — числа перемен напряжений;

σ_1 и σ_2 — соответствующие напряжения предела выносливости;

x — показатель степени, принимаемый равным 6–9 при расчетах на выносливость по изгибу и 3 при расчетах на контактную выносливость.

Действительные напряжения в зубьях шестерен пропорциональны напряжениям предела выносливости, и если принять, что N_1 — циклическая долговечность, а N_2 — число перемен напряжений при ускоренных испытаниях, то

$$N_1 = 60 n_1 T_1 \text{ и } N_2 = 60 n_2 T_2,$$

а время стендовых испытаний в часах

$$T_2 = T_1 \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^x, \quad (11)$$

где n_1 и n_2 — скорости вращения шестерен (об/мин), соответствующие T_1 и T_2 .

Учитывая, что напряжения изгиба в зубьях шестерен пропорциональны крутящему моменту, а контактные напряжения — квадратному корню из крутящего момента, и учитывая также динамичность нагрузки и неравномерность распределения ее по ширине зубчатого венца, формулу (11) можно представить в следующем виде:

при испытаниях на выносливость по изгибу

$$T_{2и} = T_{1и} \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{M_1 k_1}{M_2 k_2} \right)^x; \quad (12)$$

при испытаниях на контактную выносливость

$$T_{2к} = T_{1к} \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{M_1 k_1}{M_2 k_2} \right)^{\frac{x}{2}}. \quad (13)$$

Здесь M_1 и M_2 — крутящие моменты, передаваемые шестернями в условиях эксплуатации и на стенде;

k_1 и k_2 — коэффициенты, учитывающие динамичность и концентрацию нагрузки соответственно в условиях эксплуатации и на стенде, т. е. $k_1 = k_{д1} \cdot k_{к1}$ и $k_2 = k_{д2} \cdot k_{к2}$.

Из формул следует, что форсирование испытаний зубчатых передач может достигаться либо увеличением скорости вращения, либо увеличением нагрузки. Последнее более эффективно, так как отношение $\frac{M_1}{M_2}$ входит в формулы в степени, большей

единицы. При испытаниях зубчатых передач, работающих во время эксплуатации с динамической нагрузкой, должен учитываться и этот немаловажный фактор.

Испытания тракторной трансмиссии (коробка перемены передач и задний мост) на Минском тракторном заводе производятся на стенде, построенном по замкнутой схеме с торсионным нагрузителем (рис. 2). Каждая полуось испытуемой трансмиссии нагружается крутящим моментом и радиальной силой в 1000 кг. Величина крутящего момента выбирается по мощности тракторного двигателя или из условия реализации момента двигателя по сцепному весу трактора. Форсирование испытаний осуществляется путем увеличения в два раза крутящего момента, передаваемого трансмиссией на каждой передаче.

Действительные нагрузки на элементы муфты сцепления, УКМ и трансмиссии, как показали проведенные в эксплуатационных условиях исследования, не остаются постоянными. При разгоне тракторного агрегата на высших передачах максимальный крутящий момент значительно превышает расчетную величину передаваемого валом момента. При установившемся движении трактора крутящий момент также не остается постоянным: его величина меняется с определенной частотой и амплитудой, характерными для данного типа агрегата и данного почвенно-дорожного фона.

Приблизительно нагрузку на элементы трансмиссии при установившемся движении можно считать периодической. Крутящий момент, нагружающий элементы трансмиссии,

$$M = M_{\text{ср}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \cos kt \right), \quad (14)$$

где $M_{\text{ср}}$ — среднее значение крутящего момента;
 $k = 2\pi m$ — круговая частота изменения крутящего момента;
 δ — степень неравномерности крутящего момента.

Периодическая нагрузка вызывает вынужденные колебания элементов трансмиссии, ведущие к их преждевременному износу. Часто возникающие максимальные динамические нагрузки также уменьшают срок службы элементов муфты, УКМ и трансмиссии.

Поэтому при стендовых испытаниях тракторная силовая передача должна нагружаться периодической нагрузкой и повторяющимися максимальными нагрузками. Максимальную нагруз-

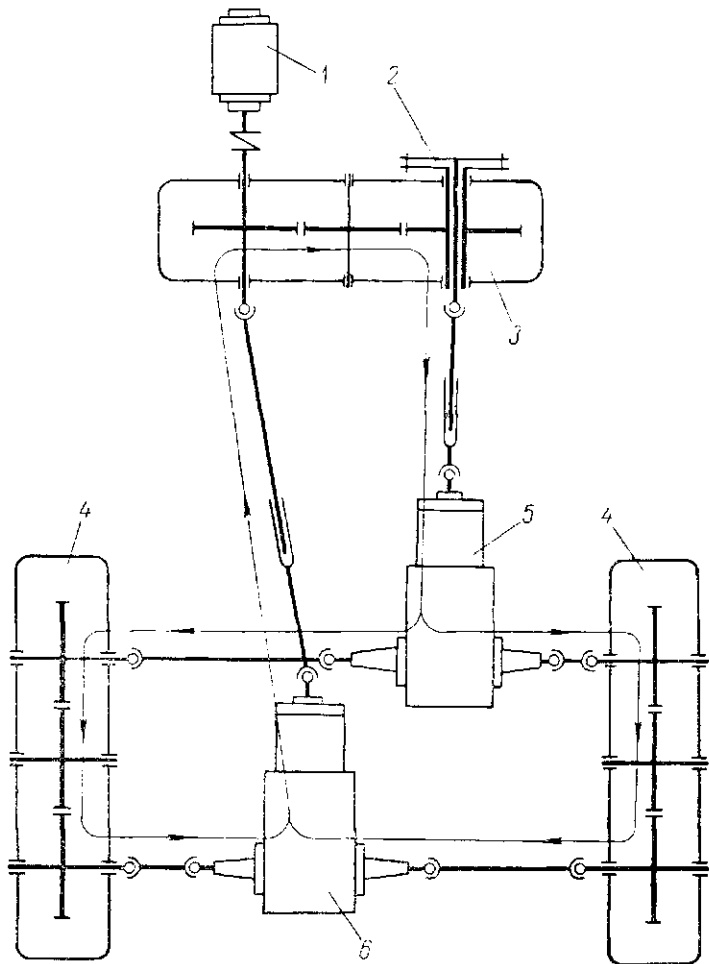


Рис. 2. Схема стенда для форсированных лабораторных испытаний трансмиссии трактора МТЗ-50 на надежность и долговечность:

1 — электродвигатель; 2 — механизм нагружения; 3 — редуктор двигателя; 4 — боковые редукторы; 5 — испытуемая трансмиссия; 6 — ступенчатая трансмиссия.

ку и частоту ее приложения, а также частоту и амплитуду периодической нагрузки следует определять опытным путем.

Для определения характера изменений крутящего момента в трансмиссии трактора при установившемся и неустановившемся движении агрегата, а также работы трения муфты сцепления в период разгона были проведены исследования режимов работы и нагрузок в элементах трансмиссии трактора «Беларусь» МТЗ-50 в эксплуатационных условиях.

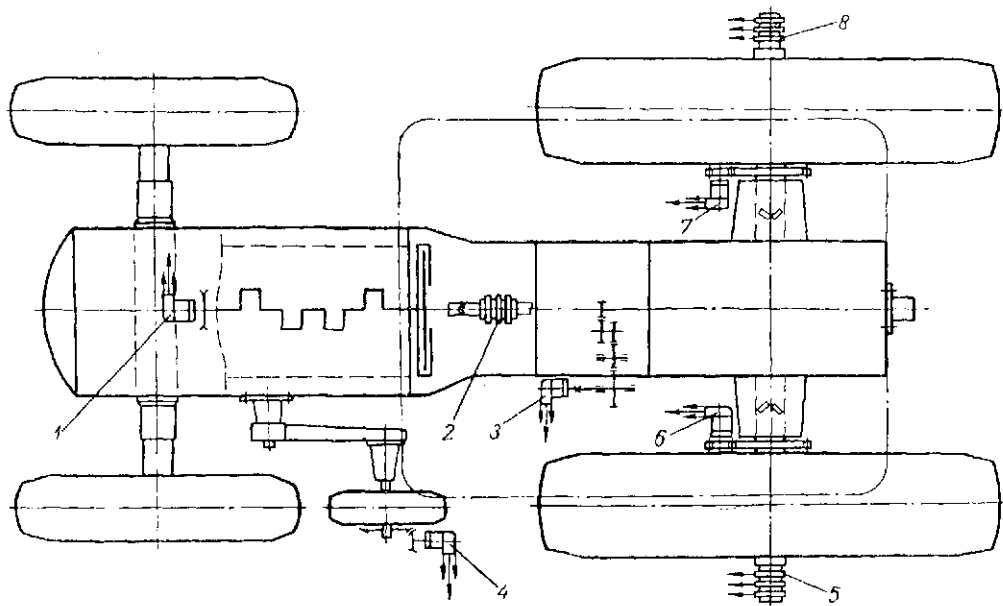


Рис. 3. Схема размещения измерительного оборудования на тракторе МТЗ-50.

Нагрузки в трансмиссии трактора «Беларусь» МТЗ-50 при установившемся режиме работы

№ п/п	Показатели	Пахота плугом ПН-3-35				Транспортировка грузов разбрасывателем РТУ-4							
		залежи		стерни озимой ржи		по стерне				по зяби			
1	Передача трактора . . .	IV	V	IV	V	VI	V	VI	VII	VIII	IV	V	VI
2	Скорость движения агрегата, км/час	4,95	5,3	5,2	6,75	6,2	7,78	9,02	11,1	12,8	6,25	7,3	8,6
3	Обороты колесчатого вала двигателя, об/мин	1730	1640	1750	1730	1570	1765	1750	1740	1715	1760	1740	1725
4	Нагрузка на ведомый вал муфты сцепления:												
	а) средний крутящий момент, кгм	21,8	25,7	18,7	22,6	26,2	11,6	13,6	18,5	23,2	14,9	17,0	19,5
	б) амплитудный момент, кгм	3,5	4,6	2,9	3,1	3,7	2,7	3,1	4,2	5,7	1,6	2,0	2,0
	в) степень неравномерности крутящего момента	0,35	0,36	0,31	0,28	0,28	0,47	0,46	0,46	0,49	0,22	0,24	0,2
	г) частота колебаний крутящего момента в секунду	1,5—2,0	1,5—2,0	1,0—2,5	1,0—2,5	1,0—2,5	1,5—2,5	1,5—2,5	1,5—2,5	1,5—2,5	0,8—1,5	0,8—1,5	0,8—1,5
5	Нагрузка на левую полуось:												
	а) средний крутящий момент, кгм	590	605	510	540	520	290	290	335	355	450	435	435

	б) амплитудный момент, кгм	100	110	80	75	75	70	65	75	85	50	50	45
	в) степень неравномерности крутящего момента	0,34	0,36	0,31	0,27	0,28	0,48	0,46	0,47	0,48	0,22	0,24	0,21
	г) частота колебаний крутящего момента в секунду	1,5-2,0	1,5-2,0	1,0-2,5	1,0-2,5	1,0-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	0,8-1,5	0,8-1,5	0,8-1,5
6	Нагрузка на правую полуось:												
	а) средний крутящий момент, кгм	750	745	645	610	650	290	295	325	350	410	430	435
	б) амплитудный момент, кгм	120	130	95	90	95	70	70	75	85	50	50	45
	в) степень неравномерности крутящего момента	0,32	0,35	0,30	0,28	0,29	0,48	0,46	0,46	0,49	0,22	0,24	0,21
	г) частота колебаний крутящего момента в секунду	1,5-2,0	1,5-2,0	1,0-2,5	1,0-2,5	1,0-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	0,8-1,5	0,8-1,5	0,8-1,5
7	Суммарный момент на полуосях, кгм	1340	1350	1155	1180	1170	580	585	660	705	890	865	870
8	Буксование ведущих колес трактора, %	27,6	31,0	24,6	29,0	28,7	6,5	6,6	6,2	7,0	10,4	11,0	11,6
9	Число оборотов левого колеса, об/мин	26,2	29,3	25,9	31,4	32,5	30,8	35,7	44,0	50,9	25,8	30,3	35,2
10	Число оборотов правого колеса, об/мин	24,5	27,9	25,3	28,8	31,7	30,8	35,7	44,0	50,9	25,8	30,3	35,2

Исследованиям подвергался трактор МТЗ-50 с двигателем, форсированным до мощности 63 л. с. при 1700 об/мин коленчатого вала.

На тракторе предусмотрены замеры следующих параметров: угловых скоростей коленчатого вала двигателя, первичного вала трансмиссии и полуосей ведущих колес;

действительной скорости трактора;

крутящего момента, передаваемого ведомым валом муфты сцепления, и ведущих моментов на полуосях трактора.

Схема размещения измерительного оборудования на тракторе показана на рис. 3.

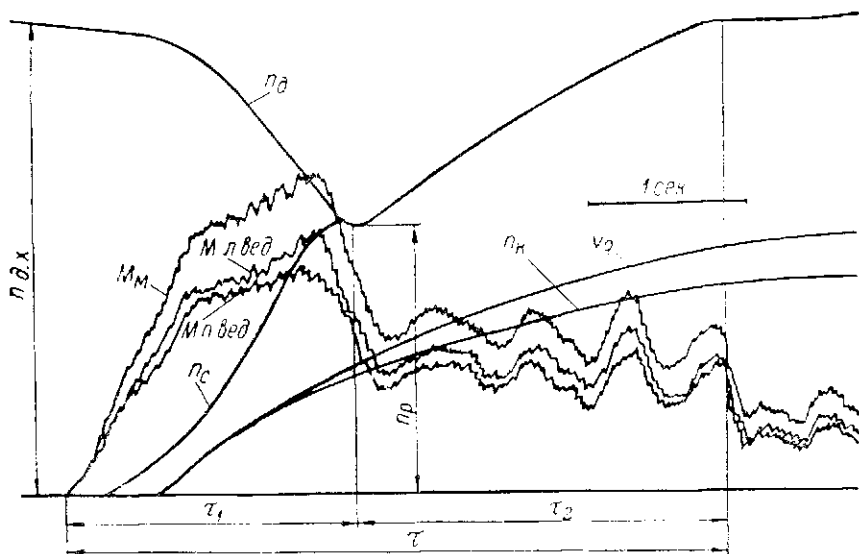


Рис. 4. Образец оциллограммы процесса разгона и установившегося движения трактора МТЗ-50 с одноосным прицепом 1-ППУ-3,5:

n_d и n_c — числа оборотов коленчатого вала двигателя и ведомого вала муфты сцепления; $n_{дх}$ — максимальное число оборотов холостого хода двигателя; n_k — число оборотов ведущих колес; v_d — действительная скорость трактора; M_M — крутящий момент, передаваемый ведомым валом муфты сцепления; $M_{л.вед}$ и $M_{п.вед}$ — крутящие моменты на задних колесах.

Угловые скорости всех валов замерялись генераторами ТЭ-45. Генератор для замера угловой скорости коленчатого вала 1 приводился во вращение непосредственно от коленчатого вала, а генератор для замера угловой скорости первичного вала трансмиссии 3 — через понижающий редуктор с передаточным числом 3,02, установленный на месте бокового вала отбора мощности. Генераторы полуосей 6 и 7 приводились во вращение через по-

Динамические нагрузки в трансмиссии и работа трения муфты сцепления при разгоне трактора «Беларусь» МТЗ-50 (материал фрикционных накладок КФ-2)

№ п.п.	Состав агрегата	Фон ложи	Передача трактора	Время включения муфты, сек	Время буксования муфты, сек	Число оборотов двигателя, об/мин		Максимальный крутящий момент, кгм			Работа трения муфты сцепления, кгм
						высокое	низкое	на ведомую муфту	на правую полушлицу	на левую полушлицу	
1	МТЗ-50 РТУ-4	Стерня озимой ржи	III	1,5	1,9	1775	1670	22,7	920	825	2790
			III	0,13	0,4	1785	1485	30,3	1280	1165	455
			IV	1,2	1,55	1760	1500	28,8	935	870	2860
			IV	0,75	1,20	1785	1400	34,5	1050	1050	2385
			IV	0,1	0,4	1785	1250	38,5	1250	1410	625
			V	1,2	1,75	1760	1225	37,2	1050	975	3905
			V	0,6	1,0	1785	1040	50,5	1295	1270	1830
			V	0,1	0,45	1790	1060	48,5	1325	1190	730
			VI	1,1	1,4	1780	895	48	1165	1075	3690
			VI	0,1	0,55	1770	850	56	1350	1270	970
			VII	1,1	1,8	1780	625	51	1020	950	4860
			VII	1,2	2,0	1780	695	48,2	950	870	4935
			VII	0,1	0,6	1790	500	58,3	1245	1160	1760
			VIII	1,5	2,5	1775	735	41,6	705	685	7450
2	МТЗ-50+РТУ-4	Зябрь	III	0,9	1,35	1780	1620	26,2	965	1035	1915
			III	0,11	0,6	1785	1510	29,7	1125	1255	610
			IV	0,7	1,1	1760	1420	38	1125	1090	2100
			IV	1,4	1,9	1760	1420	37,8	1315	1110	3560
			IV	0,25	0,65	1765	1285	34	1065	1230	710
			V	0,8	1,7	1770	1225	34	850	895	3280
			V	0,1	0,55	1780	1020	49,6	1350	1230	970
			VI	1,1	2,2	1780	970	38,8	935	920	4660
			VI	1,1	1,75	1770	990	42,6	935	1075	3840
			VI	0,25	0,65	1790	785	51,7	1165	1175	1460
			VII	1,4	2,3	1760	705	48	1010	795	6515
			VII	0,2	1,0	1775	545	51,7	1150	1010	2130
			IV	1,3	1,65	1750	1540	23,8	895	820	1810
			IV	1,0	1,25	1760	1480	22,2	935	960	1230
3	МТЗ-50+ +ПН-3-35	Залежь	IV	0,15	0,3	1760	1470	29,7	1110	1025	265
			V	1,3	1,65	1760	1360	35,6	1075	965	2800
			V	0,25	0,45	1730	1245	37,3	1300	1280	480
			V	0,15	0,35	1760	1300	34,6	1125	1025	415
			VI	0,13	0,3	1760	1070	37	1125	1135	520
			IV	1,0	2,0	1730	1680	23,5	900	660	2535
			IV	1,7	2,1	1760	1520	29,7	1010	795	2730
			IV	0,17	0,3	1750	1480	37,8	1020	845	285
			V	0,8	1,6	1760	1410	37,3	1020	760	2925
			V	1,0	1,85	1760	1420	31	965	735	3095
4	МТЗ-50+ +ПН-3-35	Стерня озимой ржи	V	0,1	0,30	1765	1300	39,1	1225	1035	390
			V	0,16	0,35	1760	1355	36,6	865	800	460
			VI	2,0	2,65	1760	1110	34	935	895	9525
			VI	0,9	1,35	1745	1135	42,7	—	800	2350
			VI	0,4	0,65	1760	1175	43,7	1010	920	880

вышающую зубчатую передачу с передаточным отношением, равным 5.

Действительная скорость трактора замерялась с помощью путеизмерительного (пятого) колеса размером $19 \times 3,5''$; генератор 4 приводился во вращение от ступицы колеса через повышающий редуктор с передаточным отношением 6,6.

Переменный ток генератора выпрямлялся в диодной схеме.

Крутящий момент, передаваемый ведомым валом муфты сцепления и полуосями ведущих колес, замерялся проволоочными датчиками сопротивления, наклеенными на первичном валу и полуосях. Электрическая связь датчиков с усилительной и регистрирующей аппаратурой осуществлялась с помощью проходного ртутно-амальгамированного токосъемника 2, установленного на первичном валу, и концевых токосъемников 5 и 8, закрепленных на полуосях.

Эксплуатационным исследованиям подвергались пахотные и транспортные агрегаты на различных почвенно-дорожных фонах. Образец осциллограммы процесса разгона и установившегося движения трактора МТЗ-50 с прицепом приведен на рис. 4.

В табл. 1 приведены данные экспериментальных исследований, полученных при установившемся движении агрегата: средние значения крутящих моментов на ведомом валу муфты сцепления и на полуосях ведущих колес, величины амплитудных моментов, степень их неравномерности и частота колебаний.

В табл. 2 приведены величины динамических нагрузок и работы трения муфты сцепления при разгоне трактора МТЗ-50 на пахоте и транспорте.

Анализ данных экспериментальных исследований позволяет установить, что действительные нагрузки в элементах муфты сцепления и трансмиссии в эксплуатационных условиях не остаются постоянными. В период разгона максимальный крутящий момент в $1,5 \div 2,5$ раза превышает расчетную величину момента. При установившемся движении степень неравномерности крутящего момента составляет $0,2 \div 0,5$, частота колебаний в секунду — $0,8 \div 2,5$, амплитуда колебаний — $1,6 \div 5,7$ кгм.

Использование полученных экспериментальных данных при совершенствовании методов форсированных стендовых испытаний дает возможность приблизить эти испытания к эксплуатационным по характеру и величинам износов, значительно сократив при этом сроки испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Сельхозгиз, 1962.
2. Солонский А. С. К теории разгона тракторного агрегата. Сборник научных трудов БИМСХ, Минск, Сельхозгиз БССР, 1963.
3. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М.—Л., Машгиз, 1957.

*БЕЗВЕРШЕНКО В. А.,
кандидат технических наук;
ХАРХУРИМ Ш. Х.,
инженер*

РАБОТОМЕР ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Объем тракторных работ в сельском хозяйстве измеряется в условных гектарах мягкой пахоты. Но трактор без сельскохозяйственных машин и орудий непосредственно не выполняет пахотные и другие работы. Трактор является энергетическим средством, и учет его работы целесообразно производить в механических единицах.

Более двадцати пяти лет тому назад профессор М. С. Сергеев [1] предлагал измерять работу тракторов по тяговым энергозатратам специальным прибором (работомером). Практическое осуществление этой идеи связывалось с установкой такого прибора на каждый трактор.

За четверть века были разработаны у нас и за границей различные конструкции тяговых работомеров, область применения которых ограничивалась динамометрированием сельскохозяйственных машин и орудий. Эти приборы, сложные по конструкции, дорогие, с малым сроком эксплуатационной надежности, нельзя было предлагать для постоянной установки на тракторы массового производства. С внедрением навесных сельскохозяйственных машин и реализацией работы тракторных двигателей через гидроагрегаты раздельное динамометрирование сельскохозяйственных машин и тракторов уступило экспериментальному изучению энергетических затрат агрегатов в целом.

В связи с этим отпала практическая необходимость в дальнейшей разработке тяговых работомеров и возникла новая задача учета и контроля энергетических затрат тракторных двигателей. Следует различать два этапа решения этой задачи.

1. Разработка приборов для периодического измерения работы двигателей при нормировании и сравнительной энергооценке агрегатов;

2. Создание эксплуатационных работомеров для суммарного учета выполненной работы и текущего контроля степени загрузки тракторных двигателей.

Теоретические и конструктивные изыскания в области создания работомеров двигателей, выполненные многочисленными авторами, имеют десятилетнюю историю и относительно скром-

ный результат — два вида работомеров. Один из них [2] построен на принципе непосредственного измерения работы двигателя, в конструкции другого вида приборов [3] используется косвенный метод измерения.

Работомер первого вида РЭСК-АФИ с электронно-пересчетным устройством характеризуется высокой точностью измерений, сложностью конструкции и монтажа, значительными габаритами и весом. Этот прибор предназначен для энергооценки тракторных агрегатов при лабораторно-полевых исследованиях.

Экспериментальные работомеры второго вида являются эксплуатационными приборами. Они характеризуются универсальностью использования на различных марках тракторов и небольшими габаритами. Разработка и усовершенствование этих приборов обусловлены следующими теоретическими и экспериментальными предпосылками.

Механическая работа двигателя за определенный промежуток времени (t сек) выражается зависимостью

$$A_c = \int_{i_1}^{i_2} M_d \omega dt \text{ кгм} \quad (1)$$

или при постоянном значении ω и M_d

$$A_c = N_e t = \frac{M_d n_d}{716,2} \cdot t \text{ л. с.}\cdot\text{ч}, \quad (2)$$

где t — время работы двигателя в часах за учитываемый период.

Следовательно, общее передаточное отношение ($i_{\text{общ}}$) от коленчатого вала двигателя на счетчик работы, с отсчетом ее до 0,01 л. с.·ч (в соответствии с техническими требованиями на эксплуатационные работомеры) найдем из соотношения

$$i_{\text{общ}} = \frac{60 \cdot n_d}{100 \cdot n_{\text{сч}}} = i_1 \cdot i_m = 0,6 \frac{n_d}{n_{\text{сч}}}, \quad (3)$$

где i_1 — постоянное передаточное отношение кинематической цепи прибора;

i_m — переменное передаточное отношение множительного механизма.

Величина передаточного отношения множительного механизма определяется зависимостью

$$i_m = \frac{i_{\text{общ}}}{i_1} = \frac{0,6 \cdot n_d}{n_{\text{сч}} \cdot i_1} = \frac{0,6 \cdot n_d}{N_e \cdot i_1} = \frac{0,6 \cdot 716,2}{M_d \cdot i_1} = \frac{430}{M_d \cdot i_1}. \quad (4)$$

Косвенный метод измерения момента двигателя (M_d) в эксплуатационных работомерах основан на принципе его взаимо-

связи с осредненным давлением газов по времени, поступающих из надпоршневого пространства в измерительный ресивер

$$M_n = k(P - P_{xx}) kI'm, \quad (5)$$

где P ; P_{xx} — давление, соответственно на рабочем и холостом ходу двигателя;

k — коэффициент взаимосвязи.

Многолетний опыт работы по дросселированию газов из надпоршневого пространства различных тракторных двигателей и передачи давления в ресивер измерительного устройства [4] показывает следующее:

1. Давление газов на холостом ходу двигателей колеблется в пределах $P_{xx} = 2,6 \div 3,1 \text{ кг/см}^2$, а коэффициент взаимосвязи давления газов и момента двигателя изменяется в пределах $k = 12 \div 21$;

2. Надежность работы датчиков (отверстия $0,1 \div 0,12 \text{ мм}^2$ в штуцерах, ввернутых в специальные сверления в головке блока или взамен свечей накалывания) ограничивается их закупориванием несгоревшими остатками топлива и другими примесями через $400 \div 600$ часов работы;

3. Для ликвидации закупоривания трубки, передающей давление газов от датчиков к регистратору прибора, целесообразно устанавливать непосредственно после датчиков отстойник для примесей (ресивер емкостью $100 \div 120 \text{ см}^3$);

4. Устойчивые показания среднего давления газов, а в соответствующем масштабе и момента двигателя в эксплуатационных условиях дает силовизмерительный механизм, выполненный в виде гофрированной подпружиненной резино-капроновой диафрагмы с перемещением жесткого центра до $10 \div 12 \text{ мм}$.

Теоретический и экспериментальный анализ известных конструкций [5] интегрирующих механизмов показал, что надежность и погрешности этих узлов на тракторных работах не удовлетворяют предъявляемым техническим требованиям.

В известных конструкциях тяговых работомеров в основном применялись интеграторы непрерывного действия фрикционного типа и интеграторы, составленные из кулисных и храповых механизмов. Эти счетные узлы недостаточно надежны в работе, громоздки и дороги.

Теоретическое изучение кинематики механических множительных механизмов показало преимущества кинематических показателей счетного узла, составленного из цилиндрических поверхностей с постоянным радиусом фрикционного зацепления и переменным передаточным отношением. Конструкция этого механизма включает:

а) барабан с поверхностью, развертка которой соответствует форме прямоугольного треугольника с основанием по образующей цилиндра;

б) считывающий ролик, который имеет фрикционное зацепление с поверхностью барабана;

в) останов ролика в виде ножевого упора;

г) прижимное устройство (качалка ролика с пружиной).

На множительный механизм вводятся такие переменные величины:

а) момент двигателя в виде поступательного перемещения барабана относительно ролика, фиксирующего соответствующую ординату на развертке цилиндра за каждый оборот барабана;

б) обороты двигателя в виде угловой скорости барабана.

В этом простом механизме отсутствует геометрическое скольжение, и развертка барабана имеет значительную длину при малых габаритах, что обеспечивает его эксплуатационную надежность работы и точность показаний.

Экспериментальные исследования этого интегрирующего механизма на модели позволили определить его конструктивные параметры для работомера двигателя

$$D_6 = 28 \text{ мм}; L_6 = 28 \text{ мм}; n_6 < 25 \text{ об/мин};$$

$$d_p = 25 \text{ мм}; P_{np} = 1,0 \text{ кг}.$$

Приципиальная кинематическая схема прибора показана на рис. 1.

Давление газов из надпоршневого пространства передается по трубке к регистратору и действует на эластичную резинокапроновую диафрагму 1.

Внутренний металлический диск диафрагмы с обратной стороны действия газов зажат силоизмерительной пружиной 2. При увеличении нагрузки двигателя растет давление газов, силоизмерительная пружина сжимается, а внутреннее кольцо диафрагмы перемещает шток 3 силового звена прибора. Перемещение штока 3 изменяет положение рычага 4, а следовательно, и через рейку 12 поворачивает шестерню 13. Стрелка 14 показывает на шкале данного двигателя нагрузку (в условных килограммах).

Перемещение рычага 4 передается также на барабан 5. Этот барабан, кроме осевого хода, в зависимости от загрузки двигателя вращается пропорционально оборотам коленчатого вала. Передача вращения от двигателя производится через привод топливного насоса, редуктор, гибкий вал на конические шестерни и червячную передачу регистратора.

Так как поверхность барабана 5 срезана по винтовой линии, ролик 6 (находясь в фрикционном зацеплении с этой поверхностью) поворачивается за каждый оборот барабана на различный угол при неодинаковой загрузке двигателя. Для четкой фиксации ординаты этого множительного механизма с дискрет-

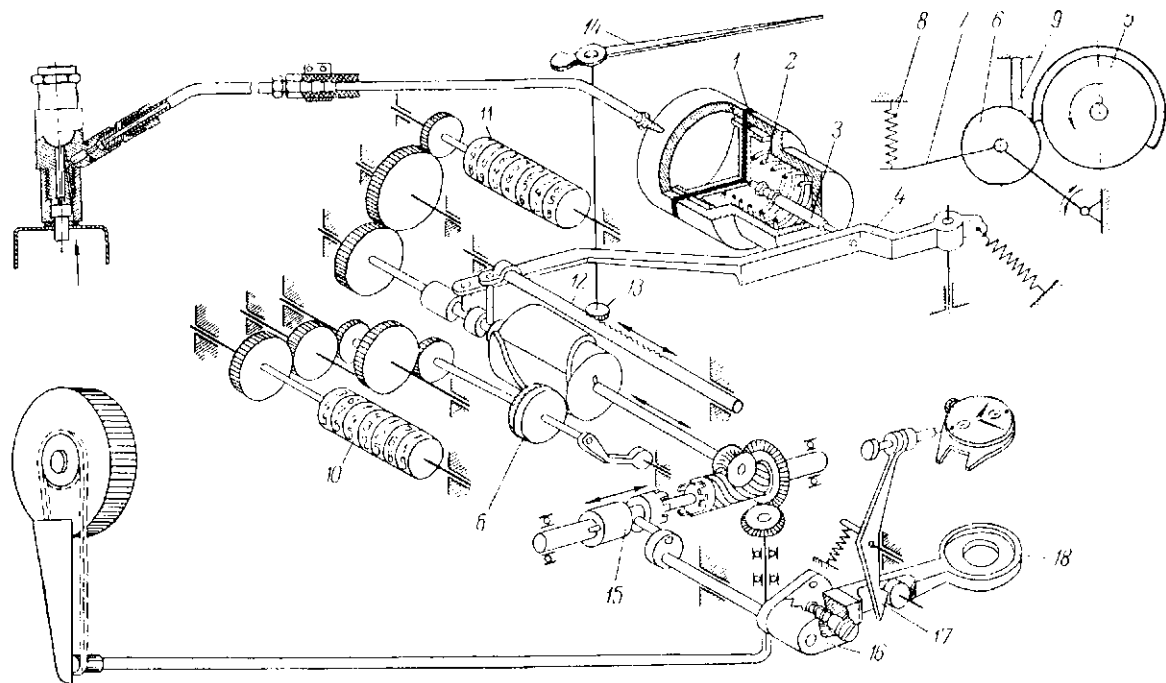


Рис. 1. Принципиальная кинематическая схема прибора РТД-1.

ной характеристикой ролик *б* снабжен остановом в виде ножевого упора *9*.

Произведение оборотов и величина момента двигателя по времени, т. е. механическая работа (в л. с.-ч), учитывается счетчиком *10*. Учет суммарных оборотов двигателя производится счетчиком *11*.

Работомер снабжен часами-секундомером. Включение и выключение часов-секундомера осуществляется одновременно с другими измерителями (кроме показаний нагрузки на шкале) муфтой *15* через рычаг *16*, который устанавливается в крайних положениях пружинным фиксатором. Настройка прибора по указателю загрузки на шкале и учету механической работы двигателя совмещена и осуществляется доступными регулировками:

а) установка нулевого положения на холостом ходу двигателя изменением затяжки силовой измерительной пружины с помощью коронной гайки;

б) уточнение регистрации номинальной загрузки двигателя изменением положения упорного эксцентриситета на рычаге *4*. Компонировка прибора показана на рис. 2.

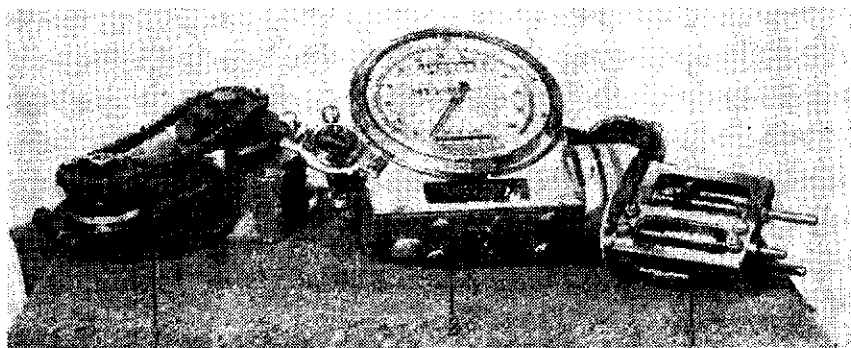


Рис. 2. Компонировка работомера РТД-1Б.

1 — редуктор, 2 — регистратор, 3 — модель интегрирующего механизма.

Регистратор работомера устанавливается в кабине трактора перед водителем и в процессе эксплуатации трактора показывает:

1. Текущую загрузку двигателя на шкале в условных килограммах (идентично с указателями тормозных устройств);

2. Суммарные обороты коленчатого вала двигателя за время опыта (нарастающим итогом на счетчике до 10^7 единиц);

3. Суммарную механическую работу двигателя в лошадиных силочасах за опыт (нарастающим итогом на счетчике до 9999,99 л. с.-ч).

4. Время опыта в секундах (от 1 секунды до 12 часов).

По этим данным измерений прибора можно подсчитать:

а) среднюю мощность двигателя за опыт (при делении показаний механической работы на время опыта в часах);

б) среднее число оборотов двигателя за опыт (путем деления суммарных оборотов на время опыта в минутах);

в) среднюю нагрузку двигателя в условных килограммах (путем деления полученной мощности на средние обороты двигателя за опыт).

Сотрудниками кафедры эксплуатации МТИ БИМСХ в 1965—1966 гг. были разработаны и испытаны два варианта работомеров: с плунжерным и мембранным силоизмерительными механизмами.

Работомер РТД-1А с плунжерным силоизмерительным механизмом прошел государственные испытания на Центральной машиноиспытательной станции в 1966 г. и по результатам метрологических показателей и надежности работы рекомендован к выпуску опытной партией.

Погрешности измерений мощности двигателя по итоговым материалам государственных испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Мощность фактическая двигателя СМД 14А, л. с.	Погрешности измерения мощности двигателя работомером РТД-1А, %		
	контрольные заводские испытания	полевые испытания с тензометрированием	заключительные заводские испытания
8,1	+9,1	—	+2,53
16,3	+7,1	+5,93	+2,60
24,2	+3,11	+3,60	+0,80
32,0	+2,53	+1,73	+0,53
38,9	+1,37	+0,66	+3,86
47,5	+0,36	-0,73	+4,13
55,0	-0,87	-0,27	+3,81
62,7	+2,23	+2,45	+0,13
70,5	+2,66	+3,0	+0,46
74,0	+4,57	+3,73	+1,20

Прибор РТД-1А с плунжерным силоизмерительным механизмом соответствует техническим требованиям на приборы для временной установки на тракторы в эксплуатационных условиях (при энергооценке агрегатов и техническом нормировании).

С целью расширения области применения этого работомера, повышения его эксплуатационной надежности, уменьшения габаритов, веса и стоимости нами была проведена дальнейшая работа по усовершенствованию его конструкции.

В результате этой работы создан прибор РТД-1Б с мембранным силоизмерительным механизмом. Результаты ведомствен-

ных испытаний этого работомера на эксплуатационную надежность в полевых условиях подтвердили его преимущества по сравнению с РТД-1А.

Погрешности измерений прибором РТД-1Б проверялись в лаборатории ЭМТП при торможении двигателей в условиях регуляторной характеристики на электротормозном стенде СТЭУ-28-1000.

Итоговые показатели этих испытаний приведены в табл. 2.

Таблица 2

Погрешности измерений N_e работомером РТД-1Б, %										
Марка двигателей	Нагрузка по тормозу, кг	5	10	15	20	25	30	32	35	45
		Д-48	+2,00	-2,85	-2,60	-1,96	-0,82	-0,90	-1,2	—
Д-50	-1,5	-2,93	+2,90	1,56	-0,19	-0,98	-2	—	—	—
СМД-14А	+6,00	-3,10	-2,60	-1,29	-1,82	-1,42	—	-1,82	-0,65	—

Выводы

1. Конструкция и погрешности показаний работомера РТД-1А удовлетворяют техническим требованиям ГОСНИТИ на приборы для временной установки на тракторы.

2. Прибор РТД-1Б с мембранным силовым измерительным механизмом подтвердил его высокую эксплуатационную надежность.

3. При дальнейшем усовершенствовании системы дросселирования газов и расширения диапазона регулировки механизма взаимосвязи давления и момента двигателя в приборе представляется возможность создать работомер для установки на тракторы массового производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сергеев М. П. Теория работомера. Труды ЧИМЭСХ, вып. 1, 1941.
2. Райхлин Х. М., Коробочкин И. В. Ротационный электроиндукционный работомер (РЭСК-АФИ). Сборник трудов АФИ, вып. 9, Л., 1962.
3. Безверженко В. А. Тракторный работомер. «Механизация и электрификация с. х.», 1959, № 2.
4. Безверженко В. А., Хархурим Ш. Х. К вопросу выбора методов измерений момента двигателя в эксплуатационных условиях. «Сборник научных трудов аспирантов». Минск, Изд-во «Урожай», 1965.
5. Немировский А. С. Интеграторы измерительных приборов. М., Стандартиз, 1960.

ГОНЧАРОВ И. А.,
кандидат технических наук

ТРУДОЕМКОСТЬ ТЕХНИЧЕСКИХ УХОДОВ ЗА ТРАКТОРАМИ

По некоторым данным техническое обслуживание трактора занимает у тракториста около третьей части его рабочего времени. Вследствие этого снижение трудоемкости технического обслуживания является одной из важнейших задач.

По характеру выполняемых операций технические уходы можно разделить на несколько групп:

1. Разборка и сборка механизмов и узлов или монтажно-демонтажные работы.
2. Заправка трактора горюче-смазочными материалами, водой, накачивание шин воздухом.
3. Регулировка механизмов.
4. Проверка технического состояния механизмов.
5. Очистка механизмов от различных загрязнений.

В табл. 1 приведены взятые из материалов ГОСНИТИ данные по двум маркам тракторов — колесного МТЗ-50 и гусеничного ДТ-75, о трудоемкости отдельных операций технического обслуживания.

Данные дифференцированы по отдельным группам операций всех четырех технических уходов — ежесменного, первого, второго и третьего. Приведенные цифры затрат времени учитывают только чистое время на проведение технических уходов. Увеличение времени на техническое обслуживание тракторов по организационным причинам должно учитываться поправочным коэффициентом, величина которого зависит от оснащенности хозяйства инструментами, приспособлениями и другим оборудованием.

Для оценки трудоемкостей примем в качестве измерителей отношения времени, расходуемого на проведение технических уходов, ко времени их периодичности. Они определяются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} k_3 &= \frac{t_3}{T_3}; & k_1 &= \frac{t_1}{T_1}; \\ k_2 &= \frac{t_2}{T_2}; & k_{\text{еж}} &= \frac{t_{\text{еж}}}{T_{\text{еж}}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где индексы еж., 1, 2, 3 — номера технических уходов, а t и T — соответствующие им трудоемкость и периодичность.

Учитывая, что $T_3 = 4T_2$; $T_2 = 4T_1$; $T_1 = nT_{\text{еж}}$ и обозначая $t_2 : t_3 = a$; $t_1 : t_3 = b$; $t_{\text{еж}} : t_3 = c$, получим

$$k_2 = 4ak_3; \quad k_1 = 16bk_3; \quad k_{\text{еж}} = \frac{16}{n}ck_3. \quad (2)$$

Отношение времени t_c , затрачиваемого на техническое обслуживание за T_c часов работы трактора, к времени T_c назовем общим параметром потерь на технические уходы.

Величина его

$$k = \frac{t_c}{T_c}.$$

В свою очередь $t_c = t_3 n_3 + t_2 n_2 + t_1 n_1 + t_{\text{еж}} n_{\text{еж}}$, где n_3 ; n_2 ; n_1 ; $n_{\text{еж}}$ — количество третьих, вторых, первых и ежесменных технических уходов за период T_c . С учетом уравнений (1) и (2) имеем

$$k = k_3 \left[\frac{T_3}{T_c} (n_3 + an_2 + bn_1 + cn_{\text{еж}}) \right]. \quad (3)$$

Выражение, заключенное в квадратных скобках, с увеличением трудоемкостей отдельных технических уходов и их количества растет.

На рис. 1 дан график зависимости $k = f(T_c)$. Как видно из графика, параметр k с увеличением длительности работы трактора растет и этот рост происходит скачкообразно. Скачки совпадают с периодичностью отдельных технических уходов.

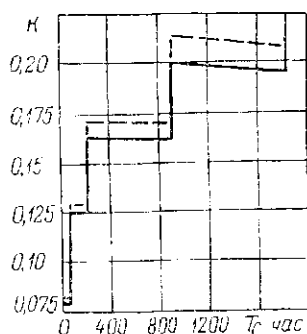


Рис. 1. График зависимости параметра k от продолжительности работы трактора: — МТЗ-50; - - - - ДТ-75.

В табл. 2 приведены значения k после 960-часовой работы тракторов МТЗ-50 и ДТ-75. Как видно из таблицы, наибольшая разница в значениях k указанных тракторов относится к системе питания, рулевому управлению и ходовой части. Отличие параметров k по другим механизмам незначительное.

Меньшее значение k для системы питания МТЗ-50 объясняется меньшей трудоемкостью технического обслуживания форсунок и воздухоочистителя с масляной ванной по сравнению с форсунками и воздухоочистителем, установленным на ДТ-75.

Таблица 1

Марка трактора	Наименование систем и механизмов трактора	Время в минутах по группам технических уходов																				
		ежемесячный					№ 1					№ 2					№ 3					
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	
МТЗ-50	Трактор в сборе				10	5				8	19				8	19	42				168	19
	Кривошипно-шатунный механизм и газораспределение											40		20	10	2	285			20	65	227
	Система смазки	4					4	4	1	7	9	6	12	1	9	22	6	12	1	9	9	22
	Система питания	9					5	12		2	8	40	9	8	31	44	115	14	45	46	114	
	Система охлаждения	4			2			7	2	1	2		7	2	1	2		7	2	1	182	
	Система электрооборудования						2			22	6	16	6	9	57	26	30	12	21	137	86	
	Трансмиссия							5				7	17	42	21	28	52	72	197	126	20	
	Ходовая часть							9		9			19		9	41	132	9	12	21	9	
	Рулевое управление							19				92	25	48	33		98	48	66	45	41	
Гидронавесная система							7				11	7			10	52	13	30	80	50		
Итого		17		10	7	11	63	3	49	44	215	102	130	179	166	813	187	394	698	770		
Всего по техническому уходу		34					170					792					2862					
ДТ-75	Трактор в сборе				10	6				10	18				10	18	42				170	18
	Кривошипно-шатунный механизм и газораспределение											58		40	20	2	303			40	75	227
	Система смазки	4					14	4	1	7	20	16	12	1	9	33	16	12	1	9	33	
	Система питания	9					10	12		2	14	53	15	32	33	66	118	20	69	55	117	
	Система охлаждения	4			2			7	2	1	2		7	2	1	2		7	2	1	182	
	Система электрооборудования						2			22	6	10	5	15	58	21	36	20	28	129	76	
	Пусковой двигатель							2					5				8		76	48	10	
	Трансмиссия							10				35	28	99	16	8	35	85	99	46	8	
	Ходовая часть							13				10	45	25	5	10	185	42	130	150	60	
Рулевое управление							8				20	21	41	5		20	21	41	5			
Гидронавесная система							8				14	11			10	54	26	30	80	50		
Итого		17		10	8	26	64	3	42	60	216	119	255	157	170	809	241	516	786	781		
Всего по техническому уходу		35					195					947					3115					

Таблица 2

Наименование систем и механизмов трактора	Значения k	
	МТЗ-50	ДТ-75
Трактор в сборе	0,045	0,047
Кривошипно-шатунный механизм и газораспределе- ние	0,0142	0,0175
Системы:		
смазки	0,0175	0,0236
питания	0,038	0,0550
охлаждения	0,020	0,0197
электрооборудования	0,0172	0,017
Трансмиссия	0,0137	0,0168
Ходовая часть	0,0085	0,0194
Рулевое управление	0,0216	0,0077
Гидропневматическая система	0,0070	0,0077
Пусковой двигатель		0,0056
Общее значение k	0,203	0,237

Меньшее значение параметра k для ходовой части МТЗ-50 объясняется большей сложностью устройства гусеничного хода по сравнению с колесным. Основная затрата времени у гусеничного двигателя идет на регулировки подшипников опорных катков, направляющего колеса, конечных передач; проверку и регулировку натяжения гусеницы; перестановку ведущих звездочек.

По рулевому управлению значение параметра k у трактора МТЗ-50 значительно больше, чем у ДТ-75. Сравнительно велики у МТЗ-50 трудоемкости по уходу за тормозами, червячной парой, по регулировке шарнирных соединений механизма управления.

Проанализируем значение параметра k по отдельным группам операций технических уходов для того же времени $T_c = 960$ часов. Численное значение k дано в табл. 3.

Таблица 3

Группы	Значения k	
	МТЗ-50	ДТ-75
1	0,057	0,058
2	0,013	0,017
3	0,027	0,037
4	0,049	0,055
5	0,054	0,056

Наибольший удельный вес имеют затраты времени на монтажно-демонтажные операции (гр. 1), проверку технического состояния механизмов (гр. 4) и очистку механизмов от загрязнений (гр. 5).

Высокие потери по этим группам объясняются тем, что при проведении регулировочных операций и заправке механизмов горюче-смазочными материалами много времени уходит на подготовительные работы: сборку и разборку узлов, их очистку и проверку исправности. Особенно много затрачивается времени на подготовительные работы при уходе за кривошипно-шатунным механизмом. Для очистки полостей шатунных шеек время, затрачиваемое на подготовительные работы (снятие картера, вскрытие полостей), больше чем на непосредственную очистку полостей.

Значения параметра k указывают, по какому пути нужно идти конструкторам, чтобы снизить трудоемкости на техническое обслуживание. Первостепенной задачей является изменение конструкции в таком направлении, которое устраняло бы регулировки некоторых механизмов трактора, уменьшало трудоемкости подготовительных операций, упрощало сложные монтажно-демонтажные работы. По возможности необходимо применять специальные устройства для автоматической регулировки механизмов, их очистки и проверки технического состояния.

При разработке новых конструкций механизмов заводами учитываются новейшие достижения науки и техники, а вопросам уменьшения трудоемкости технического обслуживания уделяется недостаточно внимания. Например, применение эжекционного удаления пыли из воздухоочистителя улучшило очистку воздуха, но трудоемкость технического ухода по сравнению с воздухоочистителями с масляной ванной не уменьшилась. Можно привести некоторые примеры возможного уменьшения трудоемкости технических уходов при разработке новых механизмов трактора.

1. У воздухоочистителей ставят бумажные фильтры при сухом способе очистки его резервуара;

2. За счет доведения до минимума шероховатости сопел форсунок и повышения скорости истечения конечной дозы впрыскивания топлива устраняют закоксовывание форсунок.

3. Применяются подшипники качения со встроенным уплотнением и разовой смазкой;

4. Упрочняют резьбу креплений разъемных соединений;

5. Автоматизируют натяжение гусеницы;

6. Устраняют регулировки некоторых механизмов (применяют гидравлический привод механизма газораспределения).

При разработке новых механизмов конструкторские отделы заводов добиваются оригинальных решений сложных технических задач. Но вместе с этим необходимо вопросам уменьшения трудоемкости и облегчения технических уходов уделять больше внимания, чем до сего времени.

*БЛЮМ Е. О.,
кандидат технических наук*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЕПАРАТОРОВ НА ШУМ И ВИБРАЦИЮ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Одной из важнейших проблем, связанных с использованием подшипников качения, является проблема снижения шума и вибрации, появляющихся во время их работы.

Практика эксплуатации подшипников качения показывает, что шум и вибрации могут возникать не только в период, предшествующий выходу их из строя, но и в начальный период работы.

Если появление шума у изношенных подшипников может считаться нормальным явлением, то шум и вибрация у подшипников, не израсходовавших еще запаса своей работоспособности, свидетельствуют о их ненормальной работе и требуют принятия необходимых мер по устранению этих недостатков.

Аналізу причин возникновения шума и вибраций в подшипниках качения посвятили свои работы В. Н. Трейер, П. Д. Волков, З. Б. Лившиц, Д. С. Львов, Ю. С. Крючков и некоторые другие исследователи.

Трудность решения этой задачи определяется тем обстоятельством, что возникновение шума и вибраций во время работы подшипников качения зависит от многих причин, связанных с конструктивными, технологическими и эксплуатационными факторами как самих подшипников, так и подшипниковых узлов. К их числу относится еще такой мало исследованный фактор, как влияние сепараторов на шумность работы подшипников качения.

Экспериментальные исследования влияния сепараторов на шум и вибрацию подшипников качения были произведены с помощью специального стенда с гидравлическим нагрузочным устройством, оснащенного электротензометрической и шумоизмерительной аппаратурой.

Испытания показали, что возникновение шума и вибраций в шарикоподшипниках в значительной степени зависит от характера взаимодействия сепараторов с телами качения.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили установить, что сепараторы не только разделяют тела качения, но и подвергаются с их стороны воздействию пульсирующих сил

надавливания. Это происходит из-за различных угловых скоростей тел качения и сепаратора (относительно оси вращения вала) в нагруженной области шарикоподшипника, а также колебаний тел качения в гнездах сепаратора.

Переменные силы надавливания тел качения на сепаратор, периодически изменяющиеся за время одного его оборота, определяют собой пульсирующий характер напряженного состояния сепаратора. Упругое контактное сжатие, растяжение перемычек гнезд и изгиб сепаратора повторяются в течение одного его оборота столько раз, сколько тел качения находится в межколечном пространстве шарикоподшипника. Эти пульсирующие деформации как отдельных участков, так и всего сепаратора в целом, а также неустойчивые движения шаров в гнездах сепараторов являются источниками колебаний, вызывающими появление шума и вибраций шарикоподшипников во время их работы.

В процессе экспериментальных исследований к шарикоподшипникам № 312 прикладывались различные радиальные нагрузки — 175, 500 и 750 кг. При этом было установлено последовательное увеличение шума и вибраций этих подшипников. Затем были произведены сравнительные испытания при указанных нагрузках шарикоподшипников, оснащенных одинаковыми по конструкции бронзовыми массивными сепараторами, но имеющими различное количество гнезд для помещения в них тел качения.

Шарикоподшипники, в межколечном пространстве которых было 6 шаров, показали возрастание шума и вибраций по сравнению с подшипниками, в межколечном пространстве которых было помещено 8 шаров.

В первом случае каждый из шаров, находящихся в нагруженной области шарикоподшипника, воспринимал большие усилия, что приводило к возрастанию упругих деформаций поверхностей этих шаров и беговых дорожек колец в местах их контакта, а следовательно, и к увеличению радиального зазора в этом подшипнике. Если радиальный зазор не превышал оптимальный интервал, то внутреннее кольцо этого подшипника обычно контактировало с несколькими шарами, что практически обеспечивало достаточную плавность вращения вала.

Если величина радиального зазора превышала нормализованный, то это вызывало перераспределение нагрузки между телами качения таким образом, что основная величина нагрузки на подшипник воспринималась последовательно только одним или двумя шарами. При этом внутреннее кольцо подшипника в его наиболее нагруженном месте периодически или «перекатывалось» через один шар, или «проседало» между двумя соседними шарами. Это, как показали эксперименты, являлось причиной возникновения периодических вертикальных колебаний вала, вызывающих шум и вибрацию подшипников.

Возрастание упругих деформаций шаров и колец приводит к изменению кривизны поверхностей их контакта, а следовательно, и к большей неравномерности скоростей движения тел качения в нагруженной области шарикоподшипника. Это увеличивает силы надавливания шаров на сепаратор, а следовательно, и повышает уровень его шума и вибраций. Для уменьшения указанных сил надавливания целесообразно каждый шар помещать в соответствующее гнездо сепаратора с некоторым зазором λ (измеряемым в плоскости движения тел качения). Величина этого зазора должна быть строго одинаковой во всех гнездах данного сепаратора.

Снятые осциллограммы позволили установить, что силы взаимодействия между телами качения и гнездами сепараторов зависят не только от нагрузки на подшипник, но и от величины зазоров в гнездах сепаратора. Подшипники с недостаточной величиной этого зазора показали возрастание шума и вибраций по сравнению с подшипниками, имеющими оптимальные зазоры. Это видно из наложенных осциллограмм, представленных на рис. 1. Здесь кривые 1, 2, 3 показывают нагрузку на подшипники соответственно 175, 500 и 750 кг при $\lambda = 0,2$ (а) и 0,3 (б) мм.

Интересно отметить, что на всех снятых осциллограммах кривые силы надавливания тел качения на сепаратор не имеют плавного очертания. Все эти кривые в своей верхней части имеют зигзагообразную форму, указывающую на пульсирующий характер сил надавливания тел качения на сепаратор, проявляющийся в процессе их колебаний в гнездах сепаратора (рис. 2).

Осциллограммы, снятые при различных периодах износа рабочих поверхностей тел качения и колец шарикоподшипников, показали, что амплитуды колебаний тел качения

на сепаратор не имеют плавного очертания. Все эти кривые в своей верхней части имеют зигзагообразную форму, указывающую на пульсирующий характер сил надавливания тел качения на сепаратор, проявляющийся в процессе их колебаний в гнездах сепаратора (рис. 2).

Осциллограммы, снятые при различных периодах износа рабочих поверхностей тел качения и колец шарикоподшипников, показали, что амплитуды колебаний тел качения на сепараторе зависят от степени износа этих поверхностей, а также от режима смазки подшипников. Несоответствие сорта, а также нарушение количества подаваемого в подшипник масла вызывало неустойчивое движение шаров в нагруженной области подшипника и увеличение амплитуды их колебаний в гнездах сепараторов. Последнее сопровождалось повышением уровня шума и вибраций подшипников и повышением их температуры.

Исследование влияния конструктивных элементов и материала сепараторов на уровень вибрации и воздушного шума производилось с помощью виброакустической установки ЦКБ-Ш2. С

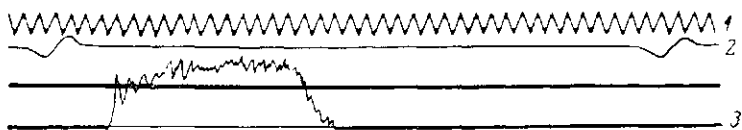


Рис. 2. Оциллограмма, снятая при испытании шарикоподшипника № 312 с экспериментальным сепаратором № 3 при $Q=750$ кг и $n=350$ об/мин:

1 — кривая времени; 2 — кривая оборотов сепаратора; 3 — кривая относительных перемещений шаров.

целью уменьшения влияния различных параметров на результаты исследований производился тщательный селективный отбор деталей шарикоподшипников № 312 нормального класса точности.

Для исследования влияния величины зазоров в гнездах сепараторов были выбраны две партии шаров с нулевыми отклонениями:

1) с размерами 22,268 мм, т. е. с превышением номинального диаметра шара на 0,043 мм.

2) с размерами 22,135 мм, т. е. уменьшенными по сравнению с номинальным диаметром шара на 0,090 мм.

Для этих шаров подбирались кольца с такими диаметрами их беговых дорожек, чтобы величина радиальных зазоров в комплектованных подшипниках была бы строго одинакова.

Скомплектованные подшипники были соответственно замаркированы: +Ш и -Ш.

Во время испытаний каждый из подшипников разгонялся до 2500 об/мин, после чего двигатель выключался и исследуемый подшипник в свободном выбеге под влиянием внутреннего трения и трения о воздух замедлял свое движение.

По последовательном дости-

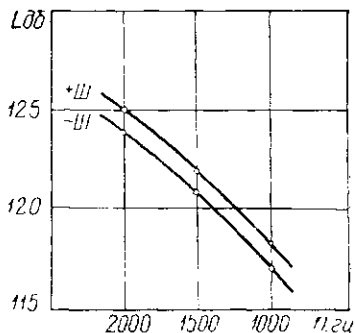


Рис. 3. Вибрации шарикоподшипников № 312, имеющих различные зазоры в гнездах сепараторов.

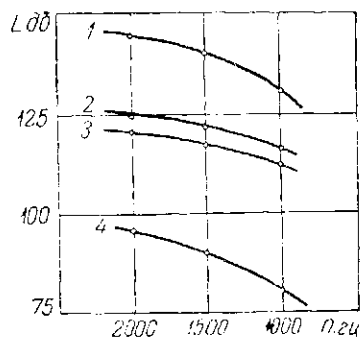


Рис. 4. Вибрации шарикоподшипников, оснащенных различными сепараторами:

1 — с бронзовым массивным сепаратором, базирующимся по наружному кольцу шарикоподшипника; 2 — со стальным змейковым сепаратором; 3 — с капроновым массивным сепаратором, базирующимся по поверхности шаров; 4 — с армированным пластмассовым сепаратором с загибающимися усиками, базирующимся по наружному кольцу шарикоподшипника.

жении 2000, 1500 и 1000 оборотов в минуту вибрация исследуемого подшипника замерялась пьезоэлектрическим вибродатчиком АШ совместно с прибором ИВПШ. Для записи вибраций на пленку применялся осциллограф Н-102 с вибратором типа МОВ2-У. В процессе испытаний замечена устойчивая разница величин вибраций двух подшипников, имевших различные зазоры в гнездах своих сепараторов (рис. 3).

Влияние конструкции и материала сепараторов на уровень шума и вибраций шарикоподшипников было установлено с помощью сравнительных испытаний подшипников № 312, оснащенных различными сепараторами: бронзовым массивным и армированным, пластмассовым с загибающимися усиками, базирующимся по наружному кольцу шарикоподшипника, а также змейковым штампованным и капроновым массивным, базирующимся по поверхностям шаров. Подшипники со змейковым и пластмассовым сепаратором с загибающимися усиками показали меньшие уровни вибраций по сравнению с подшипниками, оснащенными сепараторами иных конструкций (рис. 4).

В ы в о д ы

1. Причиной колебательных движений сепараторов являются пульсирующие силы надавливания тел качения на поверхности гнезд сепараторов в нагруженной области шарикоподшипников.

2. Величина пульсирующих сил надавливания тел качения на сепаратор и их частота, влияющие на уровень шума и вибраций подшипников качения, зависят от нагрузки и характера ее приложения к подшипнику, от конструкции и материала сепаратора (определяющих собой количество тел качения, которые находятся в межколючном пространстве шарикоподшипника, способ центрирования сепаратора, а также степень его жесткости при взаимодействии с телами качения), от величины зазоров в гнездах сепаратора (измеряемых в плоскости движения тел качения), от степени износа поверхностей шаров, беговых дорожек колец и гнезд сепаратора и от режима смазки шарикоподшипника.

ВОПРОСЫ ТЕОРИИ, КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

АЛЕКСЕЙЧИК Н. А.,
кандидат технических наук

О ВЛИЯНИИ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Климатические условия, как зональный фактор, при выполнении сельскохозяйственных работ оказывают весьма существенное влияние на эксплуатационные показатели машинно-тракторных агрегатов. Особенно большое влияние оказывают климатические условия на качественные и технико-экономические показатели зерноуборочных комбайнов.

Основным эксплуатационным показателем зерноуборочных машин является производительность, которая зависит от технологических и конструктивных параметров комбайнов. Кроме этого, опыт использования зерноуборочных комбайнов в различных зонах страны показывает, что на производительность комбайнов оказывают существенное влияние климатические условия: выпадение осадков, температура и относительная влажность воздуха, выпадение росы и др. От них зависит влажность хлебной массы и время возможной работы комбайна в течение суток.

Обычно максимальная часовая производительность зерноуборочных комбайнов рассчитывается по известной формуле

$$W_{ч. \max} = \frac{36 Q_m}{U(1 + \delta_k)} = \text{га/час},$$

где Q_m — пропускная способность комбайна, кг/сек;
 U — урожайность зерна, ц/га;
 δ_k — соломистость хлебной массы;
 τ — коэффициент использования рабочего времени.

Как видно из приведенной формулы, часовая производительность комбайна прямо пропорциональна пропускной способности и обратно пропорциональна урожайности и соломистости хлебной массы. Пропускная способность зависит от конструктивных параметров комбайнов. Так, например, для комбайнов СК-3 — $Q_m = 3$ кг/сек; СК-4 — $Q_m = 4$ кг/сек, при $\delta_k = 1,5$. Однако пропускная способность комбайнов, кроме конструктивных

параметров, в значительной степени зависит от технологических свойств хлебной массы — соломинистости и особенно влажности, которые обуславливаются климатическими условиями.

В табл. 1 приводятся опытные данные, полученные нами в уборочный период 1962—1964 гг. при определении пропускной способности комбайнов в зависимости от влажности хлебной массы.

Таблица 1
Изменение пропускной способности комбайнов в зависимости от влажности хлебной массы

Влажность хлебной массы, %	Пропускная способность комбайнов, кг/сек		
	СК-3	СК-4	СК-4 с измельчителем
8—10	3,5	4,0	3,8
12—16	3,2	3,8	3,6
17—20	3,0	3,5	3,3
21—25	2,2	2,4	1,8
26—30	1,5	1,6	0,8
31—35	0,65	0,9	0,2

Приведенные данные показывают, что с увеличением влажности хлебной массы пропускная способность комбайнов при одинаковых качественных показателях работы их резко снижается, что приводит к снижению часовой производительности комбайнов. В табл. 2 приводятся опытные данные изменения часовой производительности зерноуборочных комбайнов в зависимости от влажности хлебной массы, урожайности и соломинистости озимой ржи.

Таблица 2
Изменение часовой производительности комбайна СК-4 в зависимости от влажности хлебной массы, урожайности и соломинистости

Влажность хлебной массы, %	Производительность комбайнов (га/час) при урожайности и соломинистости								
	Н 15 ц/га			Н 20 ц/га			Н 25 ц/га		
	$\zeta_{\text{к}} = 1,75$	$\zeta_{\text{к}} = 2,0$	$\zeta_{\text{к}} = 2,5$	$\zeta_{\text{к}} = 2$	$\zeta_{\text{к}} = 2,5$	$\zeta_{\text{к}} = 3$	$\zeta_{\text{к}} = 2,0$	$\zeta_{\text{к}} = 2,5$	$\zeta_{\text{к}} = 3$
12—16	2,3	2,1	1,8	1,57	1,35	1,1	1,25	1,1	1,05
15—20	2,1	1,95	1,67	1,46	1,24	1,1	1,17	1,0	0,88
21—25	1,43	1,35	1,1	1,0	0,87	0,76	0,81	0,7	0,61
26—30	0,7	0,9	0,77	0,68	0,57	0,51	0,56	0,47	0,41
31—35	0,54	0,5	0,43	0,48	0,32	0,27	0,31	0,27	0,23

Таким образом, часовая производительность комбайнов с увеличением влажности хлебной массы и соломинистости ее резко снижается. На уборке культур в зонах повышенного увлажне-

ния, к которым относится и Белорусская ССР, производительность зерноуборочных комбайнов в 2–2,5 раза ниже, чем в южных зонах страны.

В связи с этим для обеспечения равенства производительности зерноуборочных комбайнов в сравнительно неблагоприятных климатических условиях переувлажненной зоны необходимо, чтобы пропускная способность комбайна для зон повышенного увлажнения была значительно выше, чем для зон с хорошими климатическими условиями. К сожалению, при разработке зерноуборочных комбайнов эти обстоятельства учитываются недостаточно. Так, например, СКБ Тульского комбайнового завода работает над комбайном КПН-2, который навешивается на самоходные шасси СШ-45 и предназначается для зоны повышенного увлажнения. Пропускная способность этого комбайна (2 кг/сек), безусловно, не обеспечит требуемой производительности его для данной зоны.

Влажность хлебной массы зависит от степени созревания зерновых культур, а после наступления полной спелости главным образом от климатических условий. Наиболее общим показателем, характеризующим влияние климатических условий на технологические свойства хлебной массы, является относительная влажность воздуха, выраженная через дефицит влажности.

Опытами установлено, что существует определенная корреляционная зависимость между дефицитом влажности воздуха и влажностью хлебной массы, а следовательно, и производительностью зерноуборочных комбайнов.

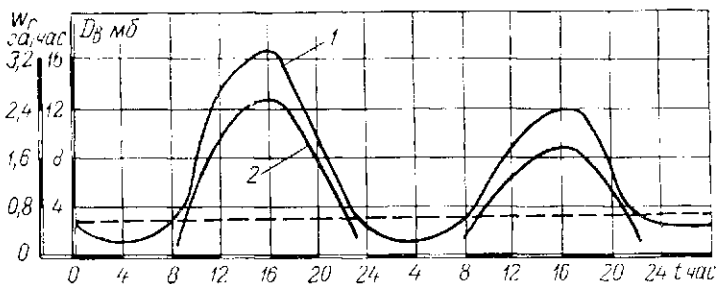


Рис. 1. Изменение дефицита влажности воздуха (1) и часовой производительности зерноуборочных комбайнов (2) в течение суток.

На рис. 1 приводятся кривые изменения дефицита влажности 1 и часовой производительности зерноуборочного комбайна 2 в течение суток. Как видно из рисунка, колебания дефицита влажности в течение суток в зоне повышенного увлажнения значительны. В ночное время и рано утром дефицит влажности

снижается до 2—2,5 мб, в дневное время при благоприятных климатических условиях дефицит влажности воздуха поднимается до 12—16 мб.

Стебли и зерно зерновых культур, которые составляют основную часть хлебной массы, обрабатываемой комбайном, являются гигроскопичным материалом, который быстро отдает влагу воздуху при низкой и поглощает влагу при высокой относительной влажности воздуха. Следовательно, влажность хлебной массы в течение суток колеблется в значительных пределах примерно обратно пропорционально изменению дефицита влажности воздуха. В связи с этим часовая производительность зерноуборочных комбайнов, которая зависит, как указывалось выше, от влажности хлебной массы, резко изменяется в течение времени суток.

В условиях переувлажненной зоны, где в вечернее и ночное время суток дефицит влажности воздуха снижается до 2—3 мб, часовая производительность зерноуборочных комбайнов крайне низкая. Современные комбайны при данной пропускной способности практически оказываются неработоспособными при дефиците влажности ниже 2,5 мб. В этих случаях часовая производительность колеблется около 0,2—0,25 га/час. Зерно в бункер поступает повышенной влажности, наблюдаются частые случаи забивания рабочих органов комбайна хлебной массой за счет наматывания ее на молотильный барабан, шнеки жатки и подающий наклонный транспортер.

В дневное время суток по мере увеличения дефицита влажности воздуха и снижения влажности хлебной массы часовая производительность комбайнов увеличивается. Нами получена при дефиците влажности 4—6 мб часовая производительность комбайна СК-4 0,5—0,76 га/час, а при дефиците влажности и воздуха 14—16 мб — 2,28 га/час.

В ходе уборочных работ очень важное значение имеет суточная производительность комбайнов, которая зависит от часовой производительности и времени возможной работы комбайна в течение суток, т. е.

$$W_{\text{сут}} = W_{\text{ч. ср}} T_{\text{к}},$$

где $W_{\text{ч. ср}}$ — средняя часовая производительность комбайна за время $T_{\text{к}}$;

$T_{\text{к}}$ — время возможной работы комбайна в течение суток.

Из приведенных выше материалов видно, что существенное влияние на составляющие суточной производительности зерноуборочных комбайнов оказывают климатические условия, от которых изменяется средняя часовая производительность и время возможной работы комбайнов в течение суток.

Время возможной работы комбайнов T_k в течение суток обуславливается не световым периодом, как это некоторые утверждают, а состоянием хлебной массы, главным образом ее влажностью. В условиях южных зон страны, где относительная влажность воздуха низкая и небольшая вероятность выпадения росы, время возможной работы зерноуборочных комбайнов составляет 19—23 часа в сутки. В зонах же повышенного увлажнения, где относительная влажность воздуха высокая, часты дожди и ночные росы, средняя продолжительность возможной работы комбайнов в течение суток составляет 9—11 часов.

Таким образом, климатические условия оказывают весьма существенное влияние на производительность зерноуборочных комбайнов, что, безусловно, следует учитывать как при разработке новых конструкций зерноуборочных машин, так и комплектации парка зерноуборочных комбайнов существующих конструкций.

*МАТЮГО Н. А.,
инженер*

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ

В настоящее время сплошное внесение органических удобрений (навоз, компосты) осуществляется прицепами-разбрасывателями РПТУ-2А, РПТМ-2А грузоподъемностью 2 т и ТУП-3,0А грузоподъемностью 3 т, которые выпускаются промышленностью.

Однако эти разбрасыватели неполностью отвечают потребностям сельского хозяйства и в первую очередь по грузоподъемности.

В связи с этим в настоящее время конструкторскими бюро и научно-исследовательскими институтами разрабатываются и создаются новые конструкции машин для внесения органических удобрений.

На Западной МИС в последние годы испытывались кузовные разбрасыватели: 1-ПТУ-3,5 грузоподъемностью 3,5 т; РТУ-4 грузоподъемностью 4 т и ПРУ-10 грузоподъемностью 3,0 т, а также роторный разбрасыватель РУН-15А для разбрасывания удобрений из куч.

Разбрасыватели 1-ПТУ-3,5, РТУ-4 и ПРУ-10 имеют различные конструкции рабочих органов подающих механизмов, т. е. транспортеров и ходовой части.

Транспортер разбрасывателя 1-ПТУ-3,5 четырехцепной. Он состоит из двух параллельно расположенных ветвей. Цепи транспортера разборные и состоят из отдельных участков по 9 звеньев, соединенных между собой специальными звеньями. Такая конструкция цепей создаст удобство в эксплуатации и позволяет производить ремонт транспортера в полевых условиях путем замены отдельных участков цепей.

Разбрасывающее устройство выполнено в виде двух горизонтально расположенных битеров, представляющих собой трубу с приваренными лопатками.

Транспортер прицепа-разбрасывателя РТУ-4 состоит из двух неразборных цепей с приваренными пластинами. С помощью пластины осуществляется соединение планок с цепями транспортера.

Рабочий орган состоит из барабана и шнека. Транспортер

разбрасывателя ПРУ-10 восьмицепной. Он состоит из 4 ветвей. Цепи транспортера неразборные.

Разбрасывающий орган ПРУ-10 такой же, как и у 1-ПТУ-3.5. Технологический процесс работы для всех этих машин аналогичен.

Конструкция роторного разбрасывателя РУН-15 отличается от названных выше разбрасывателей. Он является навесной машиной и предназначен для разбрасывания органических удобрений из куч, вывезенных заранее в поле и уложенных в определенном порядке. Состоит он из валкообразователя, навешенного спереди, и роторного разбрасывателя, навешиваемого сзади на навесную систему трактора.

Технологический процесс работы машины показан на схеме (рис. 1). Качественные показатели машины помещены в табл. 1.

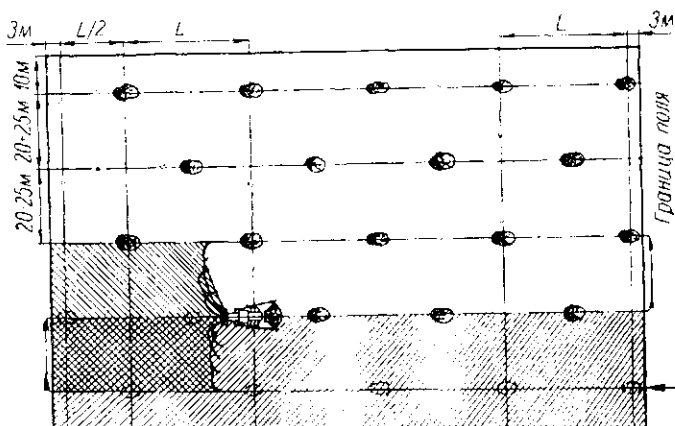


Рис. 1. Технологическая схема работы разбрасывателя РУН-15А.

Таблица 1

Показатели	Разбрасывание торфо-навозного компоста							
	РУН-15А		1-ПТУ-3.5		ПРУ-10		ПТУ-4	
Скорость движения, км/час	3,9	3,9	8,3	6,8	9,0	7,7	9,0	9,0
Норма внесения, т/га	9,0	21,6	13,8	42,4	10,7	42,8	11,9	41,6
Ширина разбрасывания, м	20	20	4,0	5,0	4,0	4,5	8,5	6,0
Неравномерность разбрасывания по ширине прохода, %	57,5	42,6	31,9	31,1	39,7	39,9	35,0	46,4
Неравномерность разбрасывания по длине прохода, %	56,2	17,8	20,2	30,9	16,4	10,0	38,0	31,3

Данные таблицы показывают, что рабочие органы битерного типа обеспечивают ширину разбрасывания удобрений 4—5 м, а рабочий орган барабанно-шнекового типа — 6—8,5 м.

Неравномерность разбрасывания удобрений по ширине прохода у разбрасывателей с рабочими органами битерного типа при разбрасывании торфо-навозного компоста находится в пределах 31,1—39,9%, а у разбрасывателя с рабочим органом шнеково-барабанного типа — 35,0—46,4%.

Неравномерность разбрасывания удобрений по длине прохода составляет соответственно 10—30,9% и 31,3—38%, т. е. неравномерность разбрасывания как по ширине, так и по длине прохода у разбрасывателя с рабочими органами шнеково-барабанного типа несколько выше, чем у битерного типа.

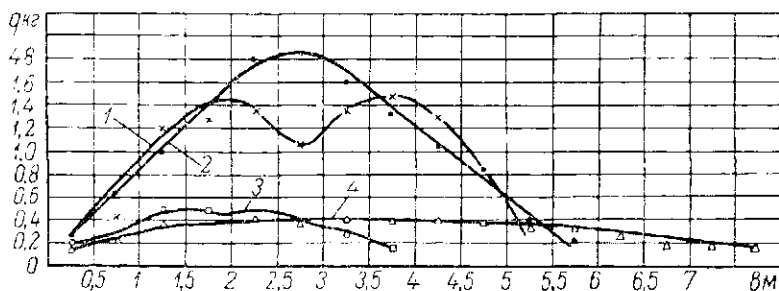


Рис. 2. График распределения удобрений по ширине захвата рабочими органами разбрасывателей РТУ-4 (1, 3) и 1-ПТУ-3,5 (2, 4):

1 — Н — 42,4 т/га; 3 — Н — 13,8 т/га;
2 — Н — 41,6 т/га; 4 — Н — 11,9 т/га.

У обоих рабочих органов неравномерность разбрасывания удобрений по ширине прохода превышает допустимую по агро-требованиям, поэтому для улучшения качества разбрасывания удобрений работа разбрасывателей должна быть организована так, чтобы обеспечивалось перскрытие предыдущего прохода на 0,5—1 м.

Роторный разбрасыватель РУН-15А по качеству разбрасывания удобрений уступает кузовным агрегатам. Кроме высокой неравномерности, машина не обеспечивает полного захвата удобрений из куч, в результате чего на полосе движения агрегата остается от 40 до 60% удобрений.

Характер распределения удобрений по ширине прохода у машин с различными рабочими органами показан на графике (рис. 2).

Энергетические показатели машин помещены в табл. 2, а эксплуатационно-экономические — в табл. 3.

Таблица 2

Показатели	РУН-15А		1-ПТУ-3,5		ПРУ-10		РТУ-4	
	Стерня оазной раки	Зябрь	Стерня оазной раки	Зябрь	Стерня оазной раки	Зябрь	Стерня оазной раки	Зябрь
Скорость движения, м/сек	0,96	0,91	2,20	2,10	2,57	2,05	2,20	2,07
Тяговое сопротивление машины, кгс	1580	2185	255	480	510	710	335	645
Тяговая мощность, л. с.	20,3	26,4	7,5	13,5	17,7	19,5	9,8	17,9
Мощность на ВОМ, л. с.	18,6	13,4	11,3	11,3	12,1	12,1	19,2	19,2
Эффективная мощность двигателя, л. с.	52,2	57,0	27,7	41,7	42,3	49,6	38,1	54,4
Буксование ведущих органов, %	5	9	5,3	10,1	6,1	11,4	6,5	11,3

Как видно из данных таблицы, наименьшую энергоёмкость имеет разбрасыватель 1-ПТУ-3,5.

Мощность, затрачиваемая на привод транспортера и рабочих органов, составляет 11,3 л. с., а у разбрасывателей ПРУ-10 и РТУ-4 соответственно — 12,1 и 19,2 л. с.

Тяговая мощность, затрачиваемая на перемещения разбрасывателей, также не одинакова из-за отличий в весе машин и конструкции ходовой части.

У одноосного разбрасывателя 1-ПТУ-3,5 с одинарными колёсами тяговая мощность при движении по стерне составляет 7,5, а по зяби — 13,5 л. с.

У одноосного разбрасывателя РТУ-4 со двоянными колёсами

Таблица 3

Показатели	Перевозка удобрений прицепом 1-ПТС-5 и укладка в кучи	Разбрасывание РУН-15А	Итого затрат 1-ПТС-5 и РУН-15А	Перевозка и разбрасывание удобрений прицепами-разбрасывателями		
				1-ПТУ-3,5	ПРУ-10	РТУ-4
Расстояние перевозки, км	2	—	—	2	2	2
Норма внесения, т/га	—	30—35	—	30—35	30—35	30—35
Производительность за час, т:						
а) чистой работы	9,9	286	—	56,2	42,3	71,6
б) работы в загоне	7,75	218,70	—	8,85	6,70	9,10
Прямые издержки, руб/т	0,21	0,01	0,22	0,22	0,40	0,23
Затраты труда, чел.-час/т	0,13	0,01	0,14	0,11	0,15	0,10
Коэффициент эксплуатационной надёжности	—	0,52	—	0,90	0,72	0,80
Вес машин, кг	1650	1136	—	1400	2440	2000

соответственно — 9,8 и 17,9 л. с., а у двухосного разбрасывателя ПРУ-10 — 17,7 и 19,5 л. с.

По эксплуатационно-экономическим показателям разбрасыватель 1-ПТУ-3,5 также не уступает другим.

Разбрасыватель 1-ПТУ-3,5 оказался наиболее приемлемым из кузовных и он поставлен на производство. В дальнейшем намечено направление конструкторских работ по увеличению грузоподъемности машины до 4 т и усовершенствованию рабочего органа. Предусматривается установка шнеково-барабанного рабочего органа по типу разбрасывателя РТУ-4, который является более надежным в эксплуатации.

Роторный разбрасыватель удобрений из куч РУН-15А требует конструктивной доработки в направлении улучшения качества разбрасывания удобрений.

*РАЗМЫСЛОВИЧ И. Р.,
кандидат технических наук;
СТАШИНСКИЙ Р. С.,
инженер*

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ РУЗРУШЕНИЯ ПОЧВЕННОГО ПЛАСТА СЖАТИЕМ ПРИ УБОРКЕ КАРТОФЕЛЯ

Исходным материалом, подлежащим переработке в картофелеуборочной машине, является картофельная грядка. Последняя характеризуется неоднородностью входящих в нее компонентов, которыми являются почва, картофельные клубни, ботва или ее остатки, столоны, остатки сорной растительности, камни. Состав, свойства и количественное соотношение этих компонентов существенно влияют на качество работы машины и определяют параметры и режимы рабочих органов этой машины. На долю почвы приходится 97—98% от веса пласта грядки, подкапываемого машиной, следовательно, в исходном материале почва является основной примесью, подлежащей отделению.

Наиболее простыми по устройству и надежными в работе являются сепарирующие устройства картофелеуборочных машин, позволяющие отделять клубни от почвы по размерным признакам. Однако, чтобы добиться стопроцентного разделения их по этим признакам, предварительно необходимо обеспечить полное разрушение всех почвенных комков, размеры которых превышают размеры клубней или соизмеримы с ними. В данном случае полным разрушением почвенных комков считается их разрушение до распада на агрегаты, размеры которых меньше, чем размеры наименьших хозяйственнопригодных клубней.

Размеры, прочность и процентное количество комков в подкапываемом пласте зависят от физико-механического состава почвы, вида предпосевной обработки почвы, количества и вида обработок в период роста, погодно-климатических условий и многих других факторов.

Степень влияния этих факторов в значительной мере определяется местом расположения почвенных комков в картофельной грядке. Исследования Н. М. Кагдаулова [3] показали, что наибольшее сопротивление разрушению оказывают почвенные комки, расположенные в верхней и нижней частях сечения подкапываемого пласта.

Процесс разрушения почвенного пласта при сжатии следует рассматривать как двухфазный процесс. В первой фазе его происходит нарушение монолитности пласта, связанное с пере-

мещением отдельных структурных агрегатов в результате нарушения связей между ними. Вторая фаза связана с разрушением крупных почвенных комков в результате их перенапряжения.

Согласно механике грунтов скорость деформации во второй фазе ниже, чем в первой. Так как в период уборки картофеля влажность почвы обычно ниже капиллярной влагоемкости, то связи между отдельными структурными агрегатами гораздо слабее, чем прочность самих агрегатов. Следовательно, работа, затрачиваемая на первую фазу разрушения, ниже, чем на вторую. При сжатии пласта в отдельных точках его возникают как нормальные, так и касательные напряжения. При этом первые сближают отдельные частицы, вызывая упрочнение пласта. Вторые же, наоборот, вызывают относительные перемещения агрегатов и разрушение их. Однако обеспечить полное разрушение пласта приложением лишь сдвигающих нагрузок невозможно без одновременного приложения и нормальных нагрузок, так как это разрушение всех комков возможно лишь при наличии контактов между отдельными частицами и агрегатами.

Разрушение почвенного пласта сжатием осуществимо как при возможности бокового расширения этого пласта (линейное сжатие), так и при невозможности его (объемное сжатие). Кроме того, допускается случай с ограниченной возможностью бокового расширения, например, когда боковому расширению пласта препятствуют прилегающие к нему смежные слои грунта.

Разрушение отдельных почвенных комков при линейном сжатии в достаточной мере изучено многими исследователями (В. С. Митрофановым, И. М. Полуночевым и др.). В результате (в основном экспериментально) получен ряд закономерностей, позволяющих установить оптимальные параметры рабочих органов, которые используют данный принцип. Однако применение данного принципа возможно только после сепарации мелких частей почвы. Примером могут служить комкодавящие баллоны, которые в силу ряда присущих им недостатков не обеспечивают полного разрушения всех почвенных комков.

Сжатие пласта при ограниченной возможности бокового расширения можно производить при разрушении грядки до подкапывания.

Использование объемного сжатия наиболее целесообразно при разрушении почвенного пласта картофельной грядки в момент ее подкапывания или между подкапыванием и сепарацией. В случае объемного сжатия возникает наиболее вероятная возможность создать значительные напряжения во всех точках разрушаемого пласта. Сам процесс распределения напряжений по различным точкам сжимаемого слоя является очень сложным, поскольку степень ограничения бокового расширения отдельных комков зависит от места расположения их относительно повер-

ностей приложения нагрузок и ограничительных поверхностей. Чем больше расстояние между комком и названными поверхностями, тем больше возможность бокового расширения данного комка при сжатии.

Согласно механике грунтов [1] со стороны поверхностей, препятствующих боковому расширению, на пласт действуют реакции этих поверхностей, равные боковому давлению пласта на них. Величина этого давления определяется выражением

$$q = p \xi, \quad (1)$$

где q — боковое давление;

p — давление от приложенной нагрузки;

ξ — коэффициент бокового давления.

Коэффициент ξ показывает степень приращения бокового давления в зависимости от приращения нагрузки и зависит от физико-механических свойств почвы. Проф. В. А. Флорин [5], ссылаясь на экспериментальные данные, указывает, что при небольших нагрузках коэффициент бокового давления изменяется, а при значительных нагрузках практически остается неизменным. Между коэффициентом бокового давления и коэффициентом Пуассона (μ) существует взаимосвязь

$$\xi = \frac{\mu}{1 - \mu}. \quad (2)$$

По данным ЦНИИМЭСХ, для глинистых почв коэффициент Пуассона равен 0,3. Следовательно, коэффициент бокового давления для этих почв равен 0,43.

Для рассмотрения условий предельного равновесия и разрушения земляных материалов наиболее часто используется теория прочности Мора, связывающая нормальные и касательные напряжения на площадках разрушения функциональной зависимостью

$$\tau = f(\sigma), \quad (3)$$

где τ и σ — касательные и нормальные напряжения.

В механике грунтов данная функция наиболее часто выражается законом Кулона

$$\tau = c + \sigma \operatorname{tg} \varphi, \quad (4)$$

где φ — угол внутреннего трения почвы;

c — коэффициент сцепления, зависящий от свойств почвогрунта и равный касательным напряжениям при $\sigma = 0$.

По данным проф. В. В. Охотина [4], коэффициент внутреннего трения и сцепление грунта (надо полагать и почвы) зави-

сят как от физико-механического состава и влажности грунта, так и от вертикальной нагрузки на этот грунт.

Условие разрушения в случае объемного сжатия определяется зависимостью

$$\max \{ |\tau_{\text{н}}| - \sigma_{\text{н}} \operatorname{tg} \varphi \} \geq c, \quad (5)$$

где $|\tau_{\text{н}}|$ — предельно допустимые касательные напряжения для данной почвы.

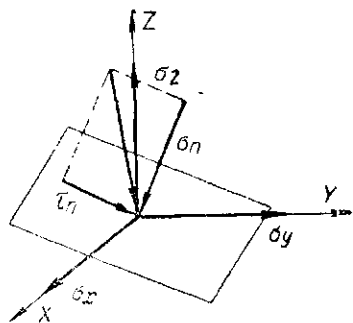


Рис. 1. Напряжения в точке, лежащей на площадке скольжения разрушаемого пласта.

Предположим, что площадка разрушения (скольжения) расположена в прямоугольной системе координат XYZ (рис. 1)

Пусть σ_z , σ_y и σ_x — главные нормальные напряжения в точке, лежащей на площадке скольжения. Предположим, что

$$\sigma_z > \sigma_y > \sigma_x,$$

тогда полное нормальное напряжение

$$\sigma_{\text{н}} = \sigma_z \cos \alpha_z + \sigma_y \cos \alpha_y + \sigma_x \cos \alpha_x \quad (6)$$

и

$$\tau_{\text{н}} = \sqrt{\sigma_z^2 \cos^2 \alpha_z + \sigma_y^2 \cos^2 \alpha_y + \sigma_x^2 \cos^2 \alpha_x - (\sigma_z \cos^2 \alpha_z + \sigma_y \cos^2 \alpha_y + \sigma_x \cos^2 \alpha_x)^2}, \quad (7)$$

где α_z , α_y и α_x — углы отклонения нормали к площадке скольжения, от координатных осей.

По В. Г. Березанцеву [2], $|\tau_{\text{н}}| = \sigma_{\text{н}} \operatorname{tg} \varphi$ достигает максимального значения при следующих комбинациях косинусов углов:

$\cos \alpha_z$	$\cos \alpha_y$	$\cos \alpha_x$
$\pm \sqrt{\frac{1 - \sin \varphi}{2}}$	$\pm \sqrt{\frac{1 + \sin \varphi}{2}}$	0
$\pm \sqrt{\frac{1 - \sin \varphi}{2}}$	0	$\pm \sqrt{\frac{1 + \sin \varphi}{2}}$
0	$\pm \sqrt{\frac{1 - \sin \varphi}{2}}$	$\pm \sqrt{\frac{1 + \sin \varphi}{2}}$

Исходя из данных комбинаций и учитывая, что $\sigma_y = \sigma_x$, условия разрушения пласта при объемной деформации определяют выражениями:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\cos \varphi} \frac{\sigma_z - \sigma_x}{2} - \operatorname{tg} \varphi \frac{\sigma_z + \sigma_x}{2} &\geq c; \\ \frac{1}{\cos \varphi} \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} - \operatorname{tg} \varphi \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} &\geq c. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Направление линий скольжения относительно направления σ_z определяется выражением

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}, \quad (9)$$

где α — угол между осью OZ и линией скольжения.

Пусть боковое расширение разрушаемого пласта ограничено цилиндрической поверхностью (рис. 2). При этом направление сжимающей равномерно распределенной нагрузки совпадает с

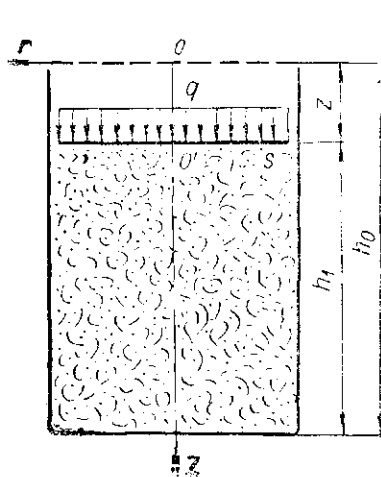


Рис. 2. Ограничение бокового расширения разрушаемого пласта цилиндрической поверхностью.

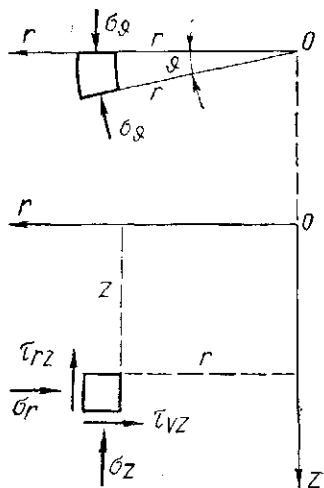


Рис. 3. Объемное напряженное состояние точки в цилиндрической системе координат.

осью цилиндра. В этом случае удобно воспользоваться цилиндрической системой координат $zr\vartheta$. Напряженное состояние точки характеризуется в этом случае составляющими напряжений (рис. 3):

σ_z --- осевое нормальное напряжение;
 σ_r --- радиальное нормальное напряжение;
 σ_θ --- кольцевое нормальное напряжение;
 $\tau_{rz}, \tau_{\theta z}, \tau_{r\theta}$ --- касательные напряжения.

Так как деформация симметрична, то

$$\tau_{\theta z} = \tau_{r\theta} = 0. \quad (10)$$

В. Г. Брезанцев [2] показал, что кольцевые нормальные напряжения равны радиальным нормальным напряжениям, т. е.

$$\sigma_\theta = \sigma_r. \quad (11)$$

Если пренебречь весом сжимаемого пласта и трением почвы о стенки цилиндра, то при условии $\rho = \frac{\pi}{2} = \text{const}$ (ρ — угол между направлением σ_z и осью or), составляющие напряжений определяются из уравнений

$$\left. \begin{aligned} \sigma_z &= q \\ \sigma_r = \sigma_\theta &= q \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) - c \operatorname{ctg} \varphi \left[1 - \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \right]; \\ \tau_{rz} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Неравенства (8) в данном случае принимают вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\cos \varphi} \cdot \frac{\sigma_z - \sigma_\theta}{2} - \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\sigma_z - \sigma_\theta}{2} &> c; \\ \frac{1}{\cos \varphi} \cdot \frac{\sigma_z - \sigma_r}{2} - \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\sigma_z - \sigma_r}{2} &> c. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Из выражений (13) следует, что вероятность разрушения тем выше, чем больше значение σ_z и чем меньше значение σ_r и σ_θ . Но так как

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \xi \sigma_z = \xi q, \quad (14)$$

то второе уравнение системы (12) можно записать как

$$\xi q = q \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) - c \operatorname{ctg} \varphi \left[1 - \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \right], \quad (15)$$

откуда

$$\xi = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{c}{q} \operatorname{ctg} \varphi \left[1 - \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right) \right]. \quad (16)$$

Из полученного выражения следует, что коэффициент бокового давления зависит как от физико-механических свойств почвы, так и от нагрузки. Однако при $q = \infty$

$$\xi = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (17)$$

Таким образом, при значительных нагрузках коэффициент бокового давления можно считать для данной почвы величиной постоянной, зависящей лишь от коэффициента внутреннего трения.

На рис. 4 приведена номограмма для определения величины ξ в зависимости от значений c , φ и q . Порядок определения коэффициента ξ при помощи построенной номограммы следующий. Из точки на оси абсцисс, соответствующей заданному c , проводим вертикальную прямую до пересечения с линией семейства с пометкой, определяющей угол внутреннего трения φ данной почвы. Из точки пересечения проведем горизонтальную прямую до пересечения с линией семейства с пометкой, отвечающей заданной нагрузке q . Затем из полученной точки проводим снова вертикальную прямую до пересечения с линией семейства, имеющей соответствующую пометку φ на третьей номограмме. Из полученной точки проводим горизонтальную линию до пересечения с вертикальной ответной шкалой. Положение полученной на ответной шкале точки определяет значение искомого коэффициента ξ .

Если известно ξ , φ и q , то по построенной номограмме можно определить сцепление c , поступая в порядке, обратном изложенному.

Кроме того, на приведенной номограмме можно легко проследить характер изменения функции ξ при изменении аргументов φ , c и q . Из номограммы видно, что функция ξ убывает с увеличением аргументов c и φ и возрастает при увеличении аргумента q . Однако при этом следует заметить, что по мере приращения q степень приращения функции ξ уменьшается. Иными словами, при больших нагрузках коэффициент бокового давления мало зависит от величины нагрузки. Так, например, при $c = 4 \text{ кг/см}^2$ и $\varphi = 10^\circ$ нагрузкам в 10, 20, 30 и 50 кг/см^2 соответствуют значения q , равные 0,03; 0,37; 0,47 и 0,60. Таким образом, опытные данные, на которые ссылается механика грунтов [5], о том, что при больших значениях нагрузка практически не влияет на величину ξ , подтверждаются теоретически.

Заменив в выражениях (13) σ_1 и σ_3 через $\sigma_z \xi$, получим

$$\frac{\sigma_z}{2 \cos \varphi} (1 - \xi) - \frac{\sigma_z \operatorname{tg} \varphi}{2} (1 - \xi) \geq c$$

или

$$\sigma_z(1 - \xi) \frac{1 - \sin \varphi}{2 \cos \varphi} \geq c. \quad (18)$$

Но $\sigma_z = q$, следовательно,

$$c' = q(1 - \xi) \frac{1 - \sin \varphi}{2 \cos \varphi} > c, \quad (19)$$

где c' — суммарные напряжения, преодолевающие силы сцепления.

Если считать ξ постоянной величиной, то увеличения разрушения можно добиться, увеличивая нагрузку q . Таким образом, степень крошения пласта при $\xi = \text{const}$ (что возможно при значительных нагрузках) может регулироваться только изменением величины прикладываемой нагрузки. Однако при увеличении нагрузки сцепление c также увеличивается. Поэтому разрушение пласта возможно лишь в том случае, если при изменении нагрузки левая часть неравенства (19) будет изменяться в большей степени, чем правая. В обратном случае будет иметь место не разрушение, а упрочнение почвенных агрегатов, или склеивание более мелких агрегатов в более крупные.

Приложенные к почвенному пласту нагрузки вызывают изменение объема данного пласта, являющееся результатом вытеснения воздушной фазы и более плотного размещения частиц почвенного скелета.

Величина изменения объема пласта зависит от сопротивляемости почвы сжатию, которая увеличивается с увеличением глубины (z) погружения деформатора (рис. 2). Деформация пласта прекращается, когда сопротивление сжатию становится равным величине приложенной нагрузки, о величине которой можно судить по деформации, вызванной этой нагрузкой. В момент прекращения деформации

$$q = p, \quad (20)$$

где p — сопротивление почвы сжатию.

Но

$$p = f(z), \quad (21)$$

следовательно,

$$q = f(z). \quad (22)$$

Пусть объем пласта до приложения нагрузки равен V_0 и после приложения нагрузки V_1 . Назовем отношение этих объемов

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_0} \quad (23)$$

коэффициентом сжатия пласта.

В случае осесимметричной задачи

$$\varepsilon = \frac{h_1}{h_0}.$$

Значит, величина линейной деформации

$$z = h_0 - h_1 = h_0(1 - \varepsilon). \quad (25)$$

В литературных источниках имеются различные зависимости для выражения функции (22). Наиболее распространенной является линейная зависимость Горячкина—Шульца—Гранд-вуане

$$q = kz, \quad (26)$$

где k — коэффициент объемного смятия.

Линейная зависимость больше других расходится с экспериментальными данными, однако является наиболее простой для решения прикладных задач.

Заменив в данной функции z согласно выражению (25), получим

$$q = kh_0(1 - \varepsilon). \quad (27)$$

Следовательно, условие (19) можно записать как

$$c' = kh_0(1 - \varepsilon)(1 - \xi) \frac{1 - \sin \varphi}{2 \cos \varphi} \geq c. \quad (28)$$

Согласно полученному выражению условия разрушения улучшаются с увеличением толщины слоя и уменьшением коэффициента сжатия. Но если учесть, что c и ξ связаны с ε функциональной зависимостью, то приведенные выше рассуждения о влиянии величины q на условия разрушения будут справедливы и для характеристики влияния коэффициента ε на это разрушение.

При этом только следует учитывать, что ε обратнопропорционален q .

Таким образом, величина коэффициента бокового давления в зависимости от величины прилагаемой нагрузки и физико-механических свойств почвы может быть определена по выражению (16) или при помощи номограммы (рис. 4).

Пользуясь выражением (16), можно определить возможность разрушения пласта объемным сжатием в зависимости от величины прилагаемой нагрузки, коэффициентов бокового давления, внутреннего трения и сцепления почвы.

Используя выражение (28), можно определять возможность разрушения пласта объемным сжатием в зависимости от коэф-

Коэффициента объемного смятия, первоначальной толщины сжимаемого слоя и коэффициентов бокового давления, внутреннего трения и сцепления почвы.

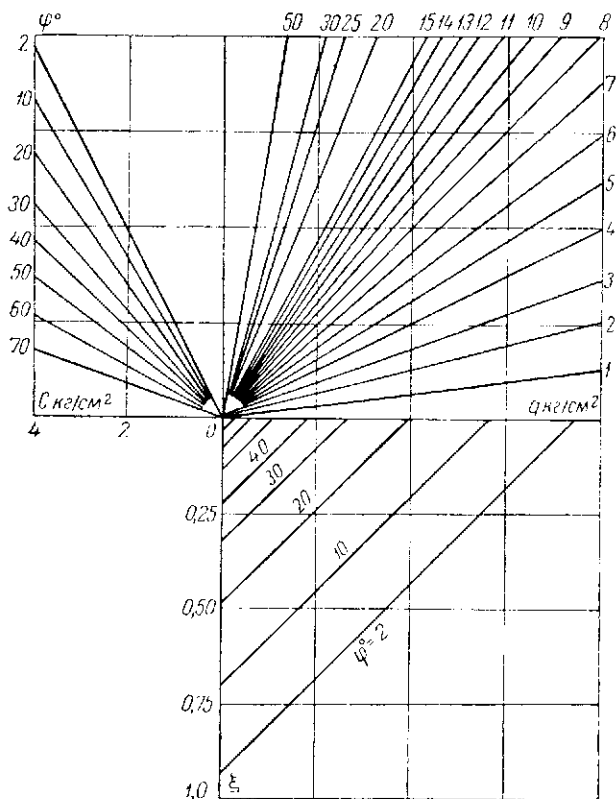


Рис. 4. Помограмма для определения коэффициента бокового давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабков В. Ф., Гербург-Гейбович А. В. Основы грунтоведения и механика грунтов, М., Изд-во «Высшая школа», 1964.
2. Березанцев В. Г. Осесимметричная задача теории предельного равновесия сыпучей среды, М., Гостехиздат, 1952.
3. Кандаулов Н. М. Прочность почвенных слоев картофельной грядки. «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 8.
4. Охотин В. В., Демидов В. Ф., Богданов Г. Ф. Физико-механические свойства грунтов. Л., Изд-во «Кубуч», 1935.
5. Флорин В. А. Основы механики грунтов. Т. 1, Госстройиздат, 1959.

*АЛЕКСЕИЧИК Н. А.,
кандидат технических наук;
МОИСЕЕНКО В. Д.,
аспирант*

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ТУКОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАЗБРАСЫВАТЕЛЕЙ ВЕНТИЛЯТОРНОГО ТИПА

Всемерное повышение урожайности с каждого гектара земли — основа ускоренного развития сельского хозяйства. В черноземной зоне, где почвы бедны питательными веществами и отличаются повышенной кислотностью, на первый план выдвигается известкование и систематическое внесение органических и минеральных удобрений.

Однако многие машины для внесения удобрений в почву еще не отвечают предъявленным требованиям. Особенно большие недостатки имеют машины для предпосевного внесения удобрений под вспашку, боронование и культивацию. Этим способом в почву вносят почти все органические и около 70% минеральных удобрений.

Низкая производительность машины по внесению удобрений сдерживает своевременное проведение сельскохозяйственных работ, что резко снижает урожайность.

В современных конструкциях машин для внесения минеральных удобрений широко применяют центробежные разбрасыватели различных типов.

Центробежный разбрасыватель — диск прост и надежен в работе при небольшой металлоемкости. Он обеспечивает высокую производительность. Однако наряду с положительными качествами дисковый рабочий орган имеет крупный недостаток — он не дает равномерного распределения удобрений по площади. Для устранения этого недостатка предлагают калоты различной формы, изменяют место подачи удобрений на диск, форму лопаток и их расположение на диске и другие приспособления. Но желаемого результата этими мерами не достигают. Совершенствование центробежных разбрасывателей возможно усилением исследовательской работы по улучшению их конструкций, а также разработкой машин, работающих по другим технологическим схемам и принципам.

В настоящее время в народном хозяйстве нашей страны и за рубежом на погрузочно-разгрузочных работах и при транспортировке сыпучих материалов широко применяются машины с ра-

бочими органами, работающими по принципу центробежного вентилятора.

В связи с этим, нами была исследована возможность применения вентилятора в качестве рабочего органа для равномерного рассева удобрений. Лучшие результаты показал вентилятор ЦП-7-40 № 5 (ПВ-5), отвечающий требованиям ГОСТа 5976—5.

Центробежными разбрасывателями невозможно внести механические тукосмеси из-за неоднородности гранулометрического состава, что приводит к расслоению на первоначальные компоненты и дает резкую неравномерность при распределении их по поверхности. При действии же на разбрасываемые туки только воздушного напора легкие фракции приобретают в воздушном потоке большую скорость движения и преодолевают большее расстояние, чем тяжелые фракции, в результате чего происходит также деление удобрений по фракциям.

Следует заметить, что в данном случае происходит обратное сортирование удобрений по фракциям, чем при дисковых центробежных разбрасывателях. При совместном действии центробежной силы и воздушного напора на разбрасываемые удобрения происходит выравнивание скоростей полета различных фракций, что положительно сказывается на общей равномерности разброса, особенно для тукосмесей.

В результате увеличения площади выходного канала испытываемого вентилятора за счет симметрического выреза по обеим сторонам боковин кожуха по всей его высоте получили: угол разбрасывания $170\text{--}180^\circ$; ширину захвата $25\text{--}30\text{ м}$ и неравномерность разбрасывания $11,3\text{--}19,4\%$.

Анализируя работу подающих механизмов центробежных разбрасывателей минеральных удобрений, мы пришли к выводу, что существующие подающие механизмы не в состоянии обеспечить равномерную бесперебойную подачу удобрений на разбрасывающие органы. Нами предложен и исследован новый подающий механизм — диск-днище (рис. 1) диаметром 1500 мм , вращающийся со скоростью $5\text{--}6\text{ об/мин}$. При вращении диск увлекает нижний слой туков из кузова за счет силы трения их о ее поверхность. Движущийся слой туков передает за счет трения свой импульс вышележащим слоям, не соприкасающимся непосредственно с днищем, и возбуждает движение этих слоев к дозирующему окну, величина которого изменяется регулирующей заслонкой.

Параметры кузова для туков выбираются так, чтобы при работе подающего механизма туки в кузове свободно оседали по мере выноса, т. е. без образования сводов.

В результате изучения физико-механических свойств туков было установлено, что коэффициент трения их по стали с повышением влажности уменьшается. Поэтому, если кузов для туков

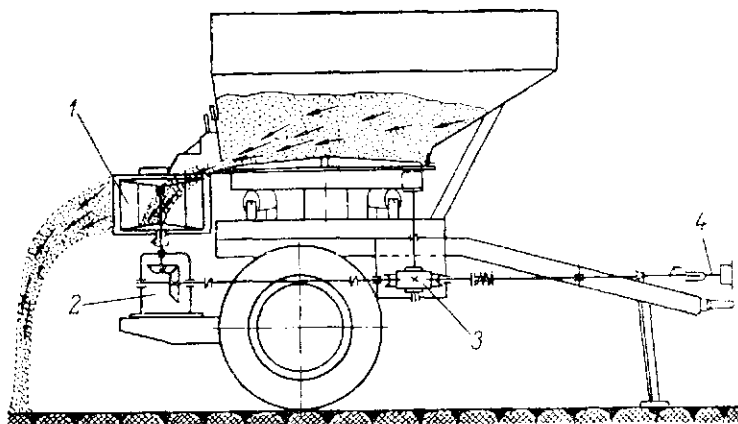


Рис. 1. Технологическая схема вентиляторного разбрасывателя РВ-30:

1 — вентилятор ЦП-7-40; 2 — ускоритель; 3 — редуктор; 4 — вал отбора мощности.

будет иметь по высоте активного слоя форму цилиндра или конуса, то туки, оседая при работе подающего механизма, будут совершать трение о стенки кузова, а не о тук, чем будут созданы условия оседания всей массы туков в кузове без образования сводов.

Работоспособность такого подающего механизма зависит от физико-механических свойств туков (коэффициент трения туков о днище f_1 , коэффициент внутреннего трения f и подвижность-сыпучесть туков m).

Если

$$f_1 \geq f \quad (1)$$

и туки имеют высокий коэффициент подвижности ($m > 15$), то вращающимся днищем будет выноситься из кузова активный слой туков.

Если

$$f_1 < f, \quad (2)$$

то свободного выноса не будет, так как днище будет проскальзывать относительно туков в кузове. Поэтому, чтобы производить вынос туков повышенной влажности дисковым днищем-транспортером, нужно добавить к днищу элементы принудительного выноса, т. е. закрепить над ним отражатель под углом к направлению вращения днища. На удобрение у отражателя будет действовать в начальный момент сила трения p (рис. 2, а) этого материала о днище, направленная по ходу вращения. Эту силу разложим на силу p_1 , называемую началом движения:

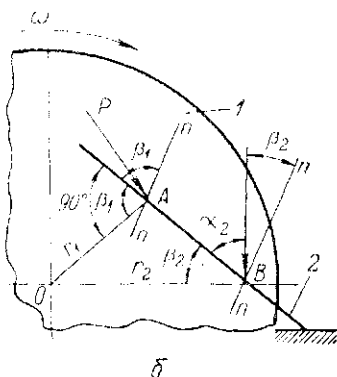
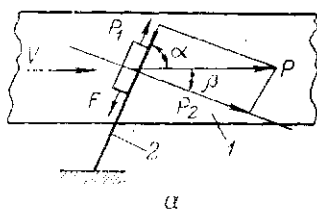


Рис. 2. а) Схема взаимодействия ленточного транспортера с плоским клином;

1 — транспортер; 2 — плоский клин;
б) схема взаимодействия днища транспортера с плоским клином;

1 — днище; 2 — плоский клин.

Чтобы сила p_1 вызвала начало движения частиц вдоль отражателя, нужно условие: $p_1 > F$
или

$$p \sin \beta > p f_2 \cos \beta, \quad (6)$$

откуда

$$\beta > \varphi_2. \quad (7)$$

Учитывая, что $\beta = 90^\circ - \alpha$, получим

$$\alpha < 90^\circ - \varphi_2, \quad (8)$$

где φ_2 — угол трения материала о поверхность отражателя. Очевидно, что чем больше φ_2 , тем меньше должен быть угол α . При вращении днища, над которым установлен неподвижный плоский скребок, приведенное выше условие (8) является необходимым, но недостаточным для обеспечения движения материала вдоль отражателя, так как угол α переменный.

Из рис. 2, б видно, что угол между профилем плоского отра-

$$p_1 = p \sin \beta, \quad (3)$$

где $P = mgf_1$;

m — масса материала;

g — ускорение силы тяжести;

f_1 — коэффициент трения материала о днище;

β — угол между нормалью к отражателю и направлением касательной к траекториям движения точек днища; и силу P_2 , вызывающую трение этого материала об отражатель

$$p_2 = p \cos \beta, \quad (4)$$

откуда сила трения F об отражатель будет равна

$$F = p_2 f_2 = p f_2 \cos \beta, \quad (5)$$

где f_2 — коэффициент трения материала об отражатель.

Сила F направлена в противоположную сторону силы p_1 . Поэтому, если $p_1 \leq F$, то движение материала вдоль отражателя не наступит и отражатель будет сгуживать его впереди себя.

жателя и радиусом-вектором в любой точке его β_1 и β_2 отвечает следующей зависимости:

$$\beta = \arcsin \frac{R}{r}, \quad (9)$$

где R — расстояние от центра диска до отражателя;
 r — радиус-вектор в любой точке отражателя.

Из формулы (8) следует, что угол β не является постоянной величиной, а уменьшается с уменьшением радиуса-вектора r . Максимальное значение угла β будет в начале отражателя (угол β_1 в точке A) и минимальное значение этого угла будет при сходе материала с отражателя (угол β_2 в точке B).

Угол по зависимости

$$\alpha = 90^\circ - \beta, \quad (10)$$

наоборот, будет увеличиваться при сходе с отражателя. Следовательно, и условия движения материала по отражателю будут ухудшаться с удалением от центра днища, т. е. при равномерном вращении днища плоский отражатель не может создать одинаковых условий движения материала по всей его поверхности. Это приводит к торможению материала при сходе его с отражателя и днища, к сгуживанию или к залипанию отражателя при высеве туков повышенной влажности.

Для создания одинаковых условий движения материала по всей поверхности отражателя, необходимо, чтобы угол α был постоянным, т. е. $\alpha = \text{const}$.

Достичь этого возможно только при криволинейном отражателе, у которого угол β , образуемый касательной к любой точке его поверхности с направлением радиуса-вектора, проведенного в эту точку от центра вращения, должен быть постоянным.

Логарифмическая спираль, определяемая в полярных координатах уравнением

$$\rho = \rho_0 e^{\text{ctg } \beta \Theta}, \quad (11)$$

удовлетворяет условию $\beta = \text{const}$,

где β — угол между касательной к кривой в любой точке и соответствующим радиусом-вектором;

Θ — полярный угол;

ρ — радиус-вектор, соответствующий данному Θ ;

ρ_0 — значение ρ при $\text{ctg } \beta \Theta = 0$ или $\Theta = \frac{\pi}{2\beta}$.

Поверхность логарифмической спирали создаст условия движения туков по поверхности отражателя во всех его точках и одинаковое давление, что устраняет залипание рабочей поверхности отражателя.

Но условия начала движения частиц вдоль отражателя недостаточны для того, чтобы частица совершила движение вдоль отражателя. Относительная скорость движущейся частицы и, следовательно, сила трения о днище будут отклонены от нормали к поверхности отражателя не на угол β , а на меньший угол ε (рис. 3).

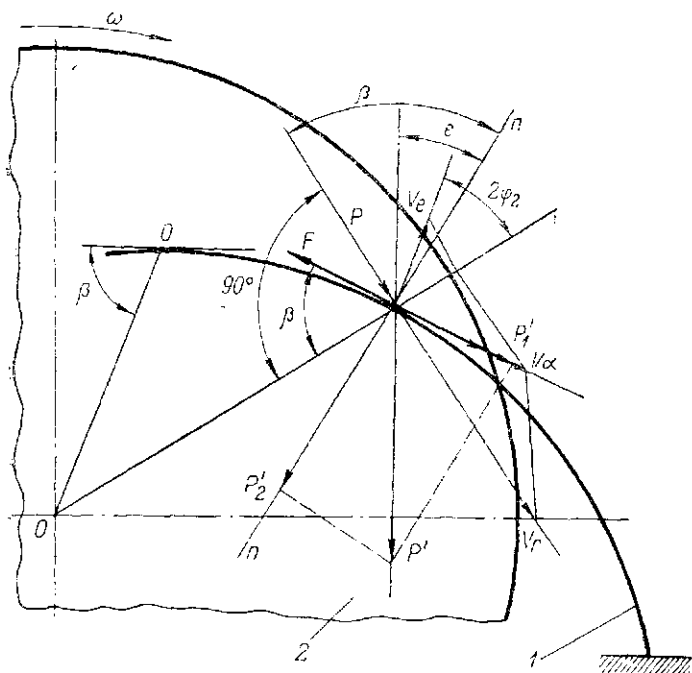


Рис. 3. К обоснованию угла профиля криволинейного отражателя:
1 — днище, 2 — криволинейный отражатель.

Разложим силу p' на касательную, являющуюся движущей силой

$$p'_1 = p' \sin \varepsilon = mg f_1 \sin \varepsilon \quad (12)$$

и на нормальную

$$p'_2 = p' \cos \varepsilon = mg f_1 \cos \varepsilon. \quad (13)$$

Сила трения туков об отражатель будет равна

$$F = mg f_1 f_2 \cos \varepsilon, \quad (14)$$

где ε — угол между нормалью к поверхности отражателя и вектором относительной скорости туков.

Движения туков по днищу центробежная сила не вызывает, если

$$m \omega^2 R_{\max} \leq mgf_1, \quad (15)$$

где ω — угловая скорость днища;

R_{\max} — максимальный радиус днища.

Преобразуем неравенство (15) и получим

$$n_{\text{пред}} \leq \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R_{\max}} \cdot f_1}, \quad (16)$$

где $n_{\text{пред}}$ — предельное число оборотов днища.

Радиус днища $R_{\max} = 1,5 \text{ м}$.

Коэффициент трения туков по листовой стали $f_1 = 0,87$, тогда

$$n_{\text{пред}} \leq \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{9,81}{1,5} \cdot 0,87} = 22 \text{ об/мин.}$$

В наших же условиях максимальное число оборотов днища не превышает 6 об/мин, а поэтому при составлении уравнения движения туков вдоль отражателя пренебрегаем силами инерции и уравнение движения частиц тука вдоль скребка запишем так:

$$m \frac{dv_a}{dt} = mgf_1 \sin \varepsilon - mgf_1 f_2 \cos \varepsilon \quad (17)$$

или

$$\frac{dv_a}{dt} = gf_1 \sin \varepsilon - f_2 \cos \varepsilon. \quad (18)$$

Из уравнения (18) видно, что движения по отражателю не будет, если правая часть равна нулю, т. е.

$$\sin \varepsilon - f_2 \cos \varepsilon = 0$$

или

$$\sin \varepsilon - \text{tg } \varphi_2 \cos \varepsilon = 0. \quad (19)$$

Отсюда

$$\text{tg } \varepsilon = \text{tg } \varphi_2, \quad (20)$$

$$\varepsilon = \varphi_2. \quad (21)$$

Чтобы туки двигались вдоль отражателя за счет сил трения их о днище, необходимо условие

$$\varepsilon > \varphi_2. \quad (22)$$

Согласно рис. 3 при условии движения туков угол ε будет находиться в пределах

$$\beta > \varepsilon > \varphi_2. \quad (23)$$

Для цепного туковысевающего аппарата М. Л. Кругляков (1947) установил, что угол наклона пальца (в нашем случае это угол α) следует принимать 25° .

В результате исследования физико-механических свойств туков мы пришли к выводу, что угол $\alpha = 25^\circ$ является рациональным для хорошей работы подающего механизма.

Исходя из вышесказанного, рабочую поверхность отражателя следует профилировать по логарифмической спирали с углом

$$\beta = 90^\circ - 25^\circ = 65^\circ.$$

Такой дисково-отражательный подающий механизм в состоянии обеспечить бесперебойную подачу удобрений на разбросной орган.

Кузов центробежного разбрасывателя должен вмещать не менее 3 т удобрений, чтобы обеспечить нормальную цикличность работы [1]. Цилиндрическая и коническая формы не в состоянии обеспечить такой емкости с минимальной высотой. Чтобы обеспечить заданный объем, необходимо после активного слоя туков над днищем расширить кузов, придать ему форму обычного прямоугольного кузова со скатым дном в сторону вращающегося подающего механизма.

Слежавшиеся комья туков вместе с общей массой оседают на днище и при вращении последнего защемляются между лопатками и отражателем и разрушаются. Крупные комья (глыбы) туков, кроме того, перемещаются по отражателю к выходному окну, где дополнительно измельчаются ножами-штырями, проходящими через вертикальные вырезы-пазы в отражателе по размеру ножей. Дальнейшее измельчение и перемешивание происходит за счет внутреннего трения туков при разности скоростей вращения по высоте активного слоя, т. е. данная конструкция механизма позволяет разбрасывать слежавшиеся туки без предварительного измельчения, просеивания и смешивания.

Опытные рабочие органы: вращающееся днище как подающий элемент и вентиляторный разбрасыватель конструктивно объединены в самостоятельную прицепную машину (рис. 1).

Низкие трудовые затраты и окупаемость капитальных вложений, затраченных на приобретение машины. — главный показатель, определяющий экономическую эффективность машины.

Произведенный расчет затрат труда и прямых издержек на внесение минеральных удобрений вентиляторным разбрасыва-

телем наглядно показал его экономическую выгодность, так как общие прямые издержки на 1 га составляют 0,87 руб., в то время как для центробежного разбрасывателя РУМ-3 (одного из лучших отечественных разбрасывателей) они составляют 1,2 руб. на 1 га.

Выводы

1. В сельскохозяйственном производстве для разбрасывания туков наиболее широкое применение находят центробежные разбрасыватели в силу простоты их конструкции.

2. Центробежные разбрасыватели имеют ряд существенных недостатков:

сортирование частиц по фракциям при разбрасывании приводит к неравномерности внесения туков;

относительно малая ширина захвата ввиду действия только центробежной силы (воздушный напор отсутствует).

3. Вентиляторные разбрасыватели в состоянии обеспечить лучшую равномерность внесения туков, так как при совместном действии центробежной силы и воздушного напора происходит выравнивание скоростей полета различных фракций, а также обеспечивают значительно большую ширину захвата (производительность), чем центробежные.

4. В силу существенных преимуществ вентиляторные разбрасыватели необходимо шире внедрять в сельскохозяйственное производство, изготавливая их в производственных мастерских на базе вентиляторов и других деталей сельскохозяйственных машин, а также усилить исследовательскую работу по разработке универсальных вентиляторных разбрасывателей.

5. Одновременно с внедрением вентиляторных разбрасывателей необходимо экспериментировать и осваивать такой вид подающего механизма, как вращающееся днище, имеющее явные преимущества перед цепными и шнековыми подачами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Завалишин Ф. С. Оптимальные параметры разбрасывателей. Труды Казанского СХИ, вып. 45-й, 1961.

РАЗМЫСЛОВИЧ И. Р.,
РАПИНЧУК Л. К.,
кандидаты технических наук

О ПРЕДСТАВЛЕНИИ В ФУНКЦИЯХ БЕССЕЛЯ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЯ СИНУСОВ ДЛЯ КАЧАЮЩИХСЯ ГРОХОТОВ

Качающийся грохот весьма широко применяется в качестве рабочего органа зерновых комбайнов, молотилок, зерноочистительных машин, картофелесуборочных машин. Материал на качающемся грохоте совершает под действием силы веса, трения и нормальной реакции сложное движение, состоящее из переносного движения грохота и относительного движения материала на грохоте. Характер этого движения определяется параметрами грохота: скоростью вращения приводного вала кривошипов, радиусом кривошипов, углом наклона грохота к горизонту и подвесок к вертикали. Материал находится на грохоте в относительном покое, пока выполняется условие равновесия:

$$Q_u \cos(\alpha - \beta) + mg \sin \alpha \mp F_{\text{тр}} = 0; \quad (1)$$

$$Q_u \sin(\alpha - \beta) - mg \cos \alpha + N = 0, \quad (2)$$

где Q_u — сила инерции;

α — угол наклона грохота к горизонту;

β — угол наклона подвесок к вертикали;

m — масса материала;

N — нормальная реакция;

$F_{\text{тр}}$ — сила трения.

Определив из уравнения (2) N и учитывая, что

$$F_{\text{тр}} = fN \text{ и } f = \text{tg } \mu,$$

где f — коэффициент трения и μ — угол трения, получим после подстановки в уравнение (1)

$$\pm Q_u \cos[\mu \mp (\alpha - \beta)] - mg \sin(\mu \mp \alpha) = 0. \quad (3)$$

При синусоидальном законе движения грохота сила инерции

$$Q_u = -m \omega^2 r \cos \omega t, \quad (4)$$

где ω — угловая скорость вращения вала кривошипов;

r — радиус кривошипов.

Решив совместно уравнения (3) и (4), найдем

$$\cos \omega t = -\frac{g}{\omega^2 r} \frac{\sin(\mu \mp \alpha)}{\pm \cos[\mu \mp (\alpha - \beta)]}, \quad (5)$$

где ωt — фазовый угол, при котором начинается скольжение. В формулах (1) — (5) знак минус соответствует прямому скольжению, знак плюс — обратному.

Обозначим угол начала скольжения через φ_k . Если скольжение начинается с фазы относительного покоя, назовем его свободным и обозначим

$$k_v = \frac{g}{\omega^2 r} \frac{\sin(\mu \mp \alpha)}{\pm \cos[\mu \mp (\alpha - \beta)]}. \quad (6)$$

Дифференциальное уравнение движения материала на качающемся грохоте имеет вид

$$m \frac{dU_x}{dt} = mg \sin \alpha \mp F_{\text{тр}}. \quad (7)$$

Здесь $\frac{dU_x}{dt}$ — ускорение материала в абсолютном движении;

$mg \sin \alpha \mp F_{\text{тр}}$ — движущаяся сила (правило знаков то же, что и для равенств (1) — (6)).

Интегрируя уравнение (6) в пределах от начала прямого t_k и обратного t_q скольжений до конца прямого t_m и обратного t_e скольжений и учитывая, что в начале и в конце скольжения скорости материала и грохота равны, получим так называемые уравнения синусов:

$$\sin \varphi_m - \sin \varphi_k = -k_v (\varphi_m - \varphi_k); \quad (8)$$

$$\sin \varphi_e - \sin \varphi_q = q_v (2\pi + \varphi_e - \varphi_q). \quad (9)$$

Здесь $\frac{\pi}{2} < \varphi_k < \frac{3}{2}\pi$ — угол начала прямого скольжения;

$\pi < \varphi_m < \frac{5}{2}\pi$ — угол конца прямого скольжения;

$\left. \begin{array}{l} \frac{3}{2}\pi < \varphi_q < 2\pi \\ 0 < \varphi_e < \frac{\pi}{2} \end{array} \right\}$ — угол начала обратного скольжения;

$0 < \varphi_e < \frac{3}{2}\pi$ — угол конца обратного скольжения.

Перепишем уравнение (8) в виде

$$\varphi_m = \varphi_k + \frac{\sin \varphi_k}{k_0} - \frac{\sin \varphi_m}{k_0}. \quad (10)$$

Введем обозначения:

$$\varphi_m = x; \quad -\frac{1}{k_0} = q;$$

$$\varphi_k + \frac{\sin \varphi_k}{k_0} = a.$$

Тогда

$$x = q \sin x + a. \quad (11)$$

Это уравнение Кеплера. Оно решается для любых x при условии, что

$$0 < q < 1.$$

В нашем же случае $q = -\frac{1}{k_0}$. Так как k_0 всегда положителен и меньше 1, то q всегда отрицательно и по абсолютному значению больше 1.

Покажем, что и в нашем случае, когда $\pi < x < \frac{5}{2}\pi$, уравнение (3) имеет единственное решение.

Функция вида $F = x - q \sin x - a$ имеет экстремумы при $F'_x = 1 - q \cos x = 0$, т. е. при $\cos x = \frac{1}{q} = -k_0$, или $x = \pi - \text{Arc cos } k_0$ и $x = \pi + \text{Arc cos } k_0$.

При $x = \pi + \text{Arc cos } k_0$ функция имеет максимум, ибо $F''_x = q \sin x < 0$.

При $x = \pi - \text{Arc cos } k_0$ функция имеет минимум, $F''_x = q \sin x > 0$.

В промежутке

$$\pi - \text{Arc cos } k_0 < x < \pi + \text{Arc cos } k_0 \quad (12)$$

функция монотонно возрастающая и, следовательно, имеет единственное значение x , при котором $F = 0$, т. е. имеется единственный корень уравнения (11). Определим этот корень. Увеличение a на 2π влечет за собой явным образом увеличение x на 2π .

Таким образом функция x будет периодической с периодом 2π .

Функция $\sin x$ — периодическая с тем же периодом, к тому же она нечетная, ее можно разложить в ряд по синусам дуг, кратным a

$$\sin x = \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin na. \quad (13)$$

Коэффициенты b_n определим, как коэффициенты ряда Фурье

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{2} b_n &= \int_0^{\pi} \sin x \sin n a d a = -\sin x \left. \frac{\cos na}{n} \right|_0^{\pi} + \\ &+ \frac{1}{n} \int_0^{\pi} \cos na \frac{d \sin x}{d a} d a. \end{aligned} \quad (14)$$

Внеинтегральный член обратится в нуль, так как при $a = \pi$ $x = \pi$, при $a = 0$ $x = 0$.

Заменяя в последнем интеграле переменную a переменной x , для которой промежуток значения будет тот же, и учитывая само уравнение Кеплера, получим

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{2} b_n &= \frac{1}{n} \int_0^{\pi} \cos na \cos x dx = \\ &= \frac{1}{n} \int_0^{\pi} \cos (nx - nq \sin x) \cos x dx = \\ &= \frac{1}{2n} \left[\int_0^{\pi} \cos (n+1)x - nq \sin x dx + \right. \\ &\left. + \int_0^{\pi} \cos (n-1)x - nq \sin x dx \right]. \end{aligned} \quad (15)$$

Согласно известной интегральной формуле

$$\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \cos (mx - \varepsilon \sin x) dx = I_m(\varepsilon), \quad (16)$$

где $I_m(\varepsilon)$ — функция Бесселя 1-го рода m -го порядка аргумента ε .

Таким образом,

$$b_n = \frac{1}{n} [I_{n+1}(nq) + I_{n-1}(nq)]. \quad (17)$$

Но для функций Бесселя известно соотношение

$$\frac{\varepsilon}{2m} [I_{m+1}(\varepsilon) + I_{m-1}(\varepsilon)] = I_m(\varepsilon). \quad (18)$$

Тогда

$$b_n = \frac{2}{nq} I_n(nq). \quad (19)$$

Таким образом,

$$x = a + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} I_n(nq) \sin na. \quad (20)$$

В нашем случае

$$\begin{aligned} \varphi_m = \varphi_k + \frac{\sin \varphi_{k_0}}{k_0} + \\ + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} I_n \left(-\frac{n}{k_0} \right) \sin \left(\varphi_k + \frac{\sin \varphi_k}{k_0} \right) n. \end{aligned} \quad (21)$$

Кроме того, не трудно заметить из самого вывода интегрального выражения функции Бесселя, что

$$I_n \left(-\frac{n}{k_0} \right) = I_{-n} \left(\frac{n}{k_0} \right) \quad (22)$$

или

$$I_n \left(-\frac{n}{k_0} \right) = (-1)^n I_n \left(\frac{n}{k_0} \right). \quad (23)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \varphi_m = \varphi_k + \frac{\sin \varphi_k}{k_0} + \\ + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n} I_n \left(\frac{n}{k_0} \right) \sin n \left(\varphi_k + \frac{\sin \varphi_k}{k_0} \right). \end{aligned} \quad (24)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Берг Б. А. Движение материальной точки по колеблющейся наклонной плоскости с трением. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, т. 1. М.—Л., Сельхозгиз, 1935.
2. Кузнецов Д. С. Специальные функции. М., «Высшая школа», 1962.
3. Левенсон Л. Б. Машины для обогащения. Труды института МЕХАНОБР, вып. 1-й, Л., 1924.
4. Олевский В. А. Кинематика проходов. Металлургиздат, 1941.

*РАЗМЫСЛОВИЧ И. Р., ЛАДУТЬКО С. Н.,
кандидаты технических наук*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ЛАБОРАТОРНЫЕ И ПОЛЕВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ БИТЕРОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Прутково-барабанный битер является активным рабочим органом, который может не только разрушать почвенные комки, но и интенсивно просеивать почву. Теоретические исследования, проведенные нами ранее [1, 2], позволили обосновать параметры и режимы работы его. Для проверки правильности теоретических исследований были проведены экспериментальные лабораторные и полевые исследования этих битеров. При исследованиях применялись скоростная киносъемка и тензометрирование.

Лабораторные исследования были проведены на специальной установке (рис. 1), представляющей однорядный картофелекопатель 1, установленный в почвенном канале. Привод рабочих органов осуществляется через коробку передач 2 от электродвигателя 3 мощностью 4,5 кВт и 1440 об/мин. Подача массы на элеватор производилась при помощи ленточного транспортера 6 длиной 6 м и шириной ленты 0,45 м.

Для исследований были изготовлены два прутковые бitera диаметром 400 мм (по центрам наружных прутков). Один из этих битеров 4 имел прозрачные диски из органического стекла, что позволило произвести киносъемку процесса работы бitera. На втором битере диаметром 400 мм можно было установить прутки или обрешиненные деревянные лопасти. Исследование прутковых битеров произведено в сравнении с лопастным битером производственного картофелекопателя КТП-2. Скорость битеров по наружным диаметрам лопастей и прутков была в пределах 2,02 - 2,85 м/сек.

Съемка процесса работы картофелекопателя производилась с расстояния 4—6 м от объекта. Проявленные киноленты просматривались при проектировании их на экран кинопроекторным аппаратом КПШ-2. Замедление на экране было примерно десятикратным. Для определения траектории отражаемых от бitera частиц применялась покадровая расшифровка фильма с использованием фотоувеличителя «Ленинград». Кадры проектировались на бумагу с увеличением 0,20 против натуральных размеров клеток сетки экрана установки. На бумаге очерчивались контуры избранных частиц, а также сетка экра-

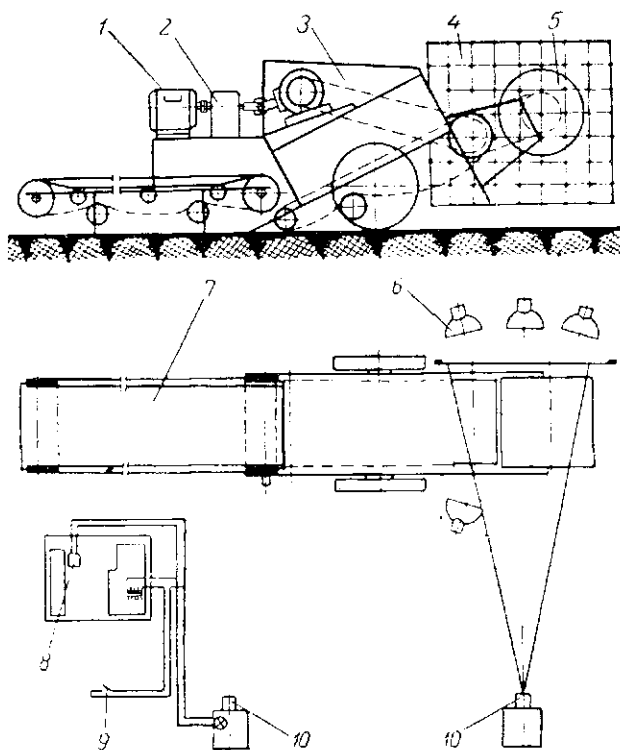


Рис. 1. Лабораторная установка для исследования битеров.

на, оставшегося неподвижным за время съемки. Спроектировав ряд последовательных кадров, определялась траектория частицы. Используя показания отметчика времени, вычислялась скорость вращения исследуемого битера. В результате просмотра фильма можно изучить характер движения отдельных частиц при встрече их с битером, а также просеивания мелкой почвы через просветы между прутками.

При повышенном содержании камней и недостаточном подпоре почвы к битеру наблюдается отбивание камней на подающий элеватор. Как только увеличивалась подача почвы к битеру, это явление исчезало.

При покадровой расшифровке снятых кинолент, а также при просмотривании их на киноэкране, замечено, что при наличии почвы прутки битера воздействуют на клубни картофеля не непосредственно, а только через слой почвы, движущейся перед прутком. При этом прутковый битер активно сепарирует мелкую почву.

Скоростная киносъемка позволила подтвердить положения, разработанные нами ранее о соударении прутка бitera с частицей подаваемого пласта. Отбивание частиц на элеватор наблюдается только в том случае, если линия удара проходит ниже центра тяжести частиц (относительно центра бitera).

Для сравнения произведена скоростная киносъемка работы бitera, у которого прутки заменены деревянными лопастями. Как показывают результаты киносъемки, указанный бiter способен только перебрасывать подаваемый к нему пласт. Он не просеивает почву и, значит, не является сепарирующим. Подобное явление наблюдается и при работе бitera машины КТП-2.

Таким образом, из проведенных исследований можно сделать вывод, что прутковый бiter является не только эффективным органом, разрушающим почвенный пласт, но и активным сепаратором. Битеры же с деревянными лопастями сепарирующим свойством не обладают.

Крутящий момент на валу бitera определялся при помощи тензометрирования. В результате установлено, что максимальная мощность для привода пруткового бitera диаметром 400 мм и длиной 600 мм (для однорядной машины) при подаче массы 30 кг/сек составляет 0,383 квт, на холостой ход расходуется около 0,04 квт. Мощность, требуемая для привода лопастного бitera диаметром 262 мм и длиной 600 мм (по типу копателя КПТ-2) составляет около 0,19 квт. Пиковая нагрузка у этого бitera значительно ниже, чем у бitera диаметром 400 мм. Если у последнего бitera максимальный крутящий момент составил 15,7 кгсм, то у лопастного бitera он был только 2,67 кгсм.

Определение сепарирующей способности прутково-барабанного бitera в зависимости от влажности почвы проводилось в почвенном канале совместно с тензометрированием и скоростной киносъемкой. Почва подавалась в установку с помощью ленточного транспортера. Прутковый элеватор в этих опытах использовался только как транспортер. Сходы с бitera собирались на брезент и взвешивались.

На рис. 2 показана зависимость просеивания n от влажности почвы W для прутково-барабанного бitera 1 диаметром 400 мм с окружной скоростью 2,35 м/сек и с десятью прутковыми лопастями, а также сепарирующего элеватора 2 с машины КТН-2М с длиной элеватора 970 мм. Рабочее полотно работало без встряхивания. Подача массы составляла около 30 кг/сек.

Из графика видно, что при изменении влажности почвы с 7,75 до 13,0% сепарирующая способность как бitera, так и элеватора почти не изменяется и составляет соответственно около 85 и 87%. Увеличив же влажность почвы до 24,4%, замечаем, что как бiter, так и элеватор резко снижают работоспособность. Сепарирующая способность бitera составляет около 37%, а элеватора — 55%.

Эти исследования показывают высокую эффективность битера, как сепаратора, приближающегося в работоспособности к одному из лучших сепараторов почвы.

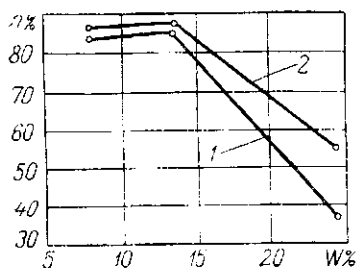


Рис. 2. График зависимости просевания ($n\%$) почвы от ее влажности ($W\%$).

лист с тем, чтобы весь пласт почвы, поступающий на элеватор, подавался им к битеру.

Прутково-барабанный битер имеет конструкцию, позволяющую изменять его диаметр и расположение прутков, а также положение барабана по высоте относительно элеватора. Перестановкой колес по высоте достигается изменение угла наклона

Нами были проведены также исследования битеров в полевых условиях. Установка, на которой были проведены опыты, представляет однорядный картофелескопатель, навешиваемый на трактор типа МТЗ (рис. 3). Она состоит из лемеха 1, коробки передач 2, битера 3, элеватора 4, барабана с полотном 5, опорных колес 6.

Лемех плоский по типу копателя КТН-2М. Элеватор имеет длину около 800 мм. В отдельных опытах под рабочую ветвь элеватора подкладывался жестяный

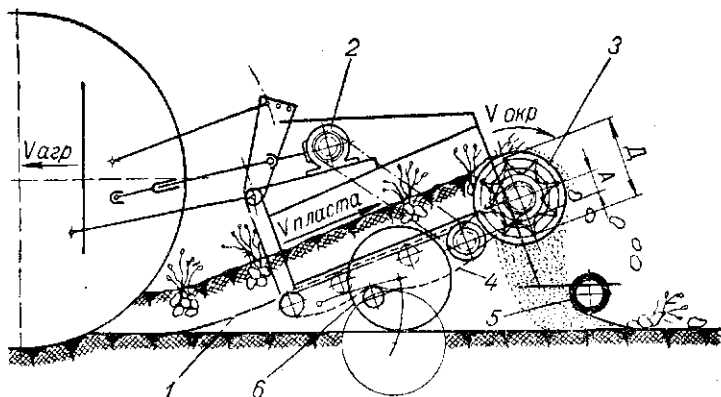


Рис. 3. Полевая установка для исследования битеров.

установки. Сменой звездочек производится изменение скорости элеватора и числа оборотов битера. При изменении диаметра битера вал элеватора со звездочками переставляется так, чтобы сохранить постоянный зазор (30—35 мм) между элеватором и битером.

Производились исследования прутково-барабанных битеров с диаметром по центрам наружных прутков 300, 400, 500 и 600 мм. Внутренние прутки устанавливались так, чтобы получились ячейки глубиной 80—100 мм. Зазоры между прутками составляли 30—35 мм. Кроме того, исследовался штифтовый бите́р диаметром по кромкам штифтов 400 мм и 8 лопастями, бите́р машины КТП-2 и бите́р диаметром 400 мм с 10 деревянными лопастями тоже по типу бите́ра копателя КТП-2.

В дисках прутковых битеров просверлены отверстия для изменения шага лопастей и, следовательно, числа их. Таким образом, бите́р диаметром 400 мм мог иметь 10; 8 и 6 прутковых лопастей; бите́р диаметром 500 мм — 12; 10; 8 лопастей.

Высота бите́ра относительно ведущего вала элеватора изменялась ступенчато с шагом 30 мм. Испытывались битеры с круглыми наружными прутками диаметром в 16 мм и с такими же прутками, но приваренными к ним уголками 20×20 мм.

Исследования битеров производились в сравнении с сепарирующим элеватором установки (длиной 800 мм), а также с копателем КТН-2М.

При исследованиях сходы с бите́ра или элеватора поступали на полотно. Сходы сортировались по размерам свыше 75, 75—50, 50—30 мм и мелкую почву. Учитывалось также наличие сорняков и камней.

В результате экспериментальных исследований построены графики. На рис. 4 показана зависимость просеивающей способности битеров от их окружной скорости при закрытом элеваторе, когда под его верхнюю ветвь подводился металлический лист.

В опытах влажность легкой суглинистой почвы составляла 4,62—10,06%. Скорость элеватора 1,67 м/сек. Вал бите́ра был на одной высоте с ведущим валом элеватора. Скорость агрегата — 0,78 м/сек. Глубина хода лемеха — 14—16 см.

Как видно из графика (рис. 4), бите́р диаметром 300 мм (кривая 1) с 8 лопастями имеет наибольший процент просеивания (78%) при скорости 1,8—2,0 м/сек. С повышением скорости просеивающая способность его уменьшается. Для бите́ра диаметром 400 мм (кривая 2) с 10 прутковыми лопастями картина просеивания аналогичная. У этого бите́ра наивысшая просеивающая способность составила 98%. У бите́ра большего размера (диаметр 500 мм, 12 лопастей) заметного увеличения просеивания в зависимости от скорости бите́ра нет (кривая 3). Просеи-

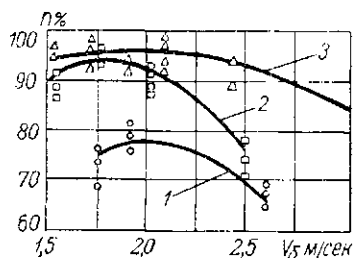


Рис. 4. График зависимости просеивания почвы от скорости (v_6) бите́ра.

вающая способность при скорости битера 1,75—2,50 м/сек примерно одинаковая и равна 96%.

Таким образом, максимальная просеивающая способность прутковых битеров с диаметром 300, 400 и 500 мм соответственно равна (по графикам) 78, 93, 96%. Исходя из этих данных, следует предпочтение отдать битеру с диаметром 400 мм, так как дальнейшее увеличение диаметра битера незначительно увеличивает сепарацию почвы.

На тех же почвах, но с более высокой влажностью битеры испытывались с сепарирующим элеватором, когда под верхнюю ветвь последнего вместо металлического листа ставились две пары круглых звездочек.

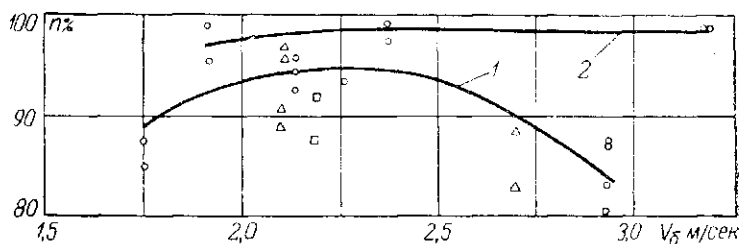


Рис. 5. График зависимости просеивания почвы от окружной скорости битера.

Зависимость просеивания почвы от окружной скорости битера диаметром 400 мм (10 прутковых лопастей) при различной скорости сепарирующего элеватора показана на графике (рис. 5, кривая 1).

Из графика видно, что скорость элеватора от 1,03 до 1,98 м/сек при постоянной скорости битера мало влияет на сепарирующую способность системы элеватор — битер, в то время как изменение окружной скорости битера оказывает значительное влияние на сепарацию почвы.

Самая высокая степень просеивания почвы (95%) получена у битера 400 мм с окружной скоростью 2,10—2,30 м/сек. Степень просеивания почвы битером диаметром 600 мм (15 лопастей) с сепарирующим элеватором несколько выше (до 98%), чем у битера 400 мм в аналогичных условиях (рис. 5, кривая 2).

Из графика видно, что для этого битера как окружная скорость его, так и скорость подающего элеватора почти не влияют на сепарирующую способность системы.

Однако следует иметь в виду, что битеры диаметром 600 мм и 500 мм более громоздкие и металлоемкие, чем битер диаметром 400 мм. Поэтому они менее пригодны для постановки их на картофелекопатели.

Таким образом, из прутковых битеров, устанавливаемых после подъемного элеватора, наиболее приемлемым является би-

тер с диаметром около 400 мм и окружной скоростью 2,1—2,3 м/сек.

Произведены также испытания пруткового элеватора длиной 970 мм без встряхивания рабочего полотна — тоже на легком суглинке с влажностью 6,8—7,2% (кривая 1) и 12,7—16,1% (кривая 2). Результаты исследований приведены на графике (кривая 1) (рис. 6). Из графика видно, что с увеличением влажности сепарирующая способность элеватора при постоянной скорости резко ухудшается. С увеличением же скорости элеватора сепарирующая способность последнего растет.

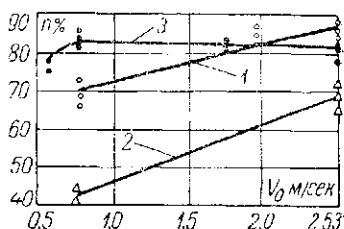


Рис. 6. График зависимости просеивания почвы от скорости элеватора (а.).

Исследования элеватора длиной 1150 мм произведены с одной парой встряхивателей $z = 10$ (с машины КТН-2М) и одной парой круглых звездочек. Испытания проводились в условиях очень низкой влажности (2,5—4,1%) на легком суглинке. Из графика (кривая 3, рис. 6) видно, что просеивание почвы элеватором в этих условиях не зависит от его скорости и равно примерно 81%.

Максимальная сепарирующая способность элеватора, полученная нами, не превышает 88%, в то время как битер $\varnothing 400$ мм в сочетании с сепарирующим элеватором в более тяжелых условиях просеивает до 95% подаваемой почвы.

В результате лабораторных и полевых исследований можно сделать следующие выводы:

1. Максимальная просеивающая способность прутково-баранных битеров $\varnothing 300, 400, 500$ мм при работе на залежи с легкосуглинистой почвой влажностью 4,6—10,6% соответственно равна 78, 93 и 96%.

2. Битер $\varnothing 400$ мм совместно с сепарирующим элеватором на легком суглинке с влажностью около 15% просеивает до 95% подаваемой почвы при окружной скорости 2,10—2,30 м/сек, а битер $\varnothing 600$ мм в этих же условиях просеивает до 98% почвы.

3. Скорость сепарирующего элеватора в пределах 1,03—1,98 м/сек не влияет на просеивающую способность системы элеватор-битер при постоянной скорости битера. Однако при скоростях элеватора, близких к нижнему пределу, наблюдается интенсивное отбивание частиц от битера снова на подающий элеватор. При увеличении скорости элеватора до 1,70—1,98 м/сек такое отбивание почти не наблюдается.

4. Просеивающая способность элеватора увеличивается с понижением влажности почвы (легкий суглинок) и увеличением скорости элеватора. Максимальная просеивающая способность эле-

ватора не превышает 88%. Угол наклона подающего элеватора не должен превышать 27°.

5. Установка, состоящая из сепарирующего элеватора и битера, не может полностью разрушить все почвенные комки, особенно при низкой влажности почвы.

6. При исследовании на картофельном поле прутково-барабанного битера $\varnothing 400$ мм с сепарирующим элеватором установлено, что с ростом скорости агрегата с 0,47 до 1,34 м/сек количество поврежденных клубней снижается с 12,8 до 4,8, но зато увеличивается количество земли в сходах. Это происходит за счет увеличения подачи почвы к битеру.

7. Высота вала битера относительно ведущего вала элеватора в пределах от 0,03 до 0,06 м заметного влияния на количество поврежденных и засыпанных клубней не оказывает. Однако с увеличением этой высоты повышается тенденция к отбиванию частиц от битера на подающий элеватор.

8. Исходя из полевых исследований, мы пришли к выводу, что наиболее приемлемым для применения в картофелеуборочных машинах является прутково-барабанный битер с \varnothing около 400 мм и шагом по наружным пруткам 120—125 мм.

9. Прутково-барабанный битер $\varnothing 400$ мм обладает наилучшей просивающей способностью при окружной скорости 2,1—2,3 м/сек, однако, исходя из совместной работы битера с вибрационной решеткой, эту скорость необходимо повысить до 2,3—2,6 м/сек, чтобы при сходе с битера частицы не могли попасть в зазор между битером и виброрешеткой и вызвать заклинивание первого.

ЛИТЕРАТУРА

1. Размыслович И. Р., Ладутько С. Н. К анализу прутково-барабанного битера. «Сборник научных трудов аспирантов». Минск, изд-во «Урожай», 1965.

2. Размыслович И. Р., Ладутько С. Н. Исследование прутково-барабанного битера. В сб.: «Пути повышения производительности сельскохозяйственной техники», Минск, изд-во «Урожай», 1966.

ЯЦЫНА С. К.,
кандидат технических наук

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТЕЛ И КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ВОЗДУХОПРОВОДОВ ОТНОСИТЕЛЬНЫМ МЕТОДОМ

Для расчета пневмотранспортных установок, аспирационных каналов зерноочистительных машин, времени и траектории полета тел в воздушной среде и в других случаях, когда взаимодействием тела с воздушной средой пренебречь нельзя, необходимо знать аэродинамические свойства тел и коэффициенты местных сопротивлений воздухопроводов.

Одной из основных аэродинамических характеристик тел является скорость витания, т. е. такая скорость воздуха в вертикальной трубе, при которой данные тела находятся в трубе во взвешенном состоянии, витают, совершая незначительные колебательные движения по высоте. Для этого случая имеет место равенство: $Q=R$, где Q — вес тела; R — сила сопротивления воздушного потока. Но сила $R = k \frac{\gamma}{2g} \cdot Fv_{кр}^2$ и, следовательно,

$$Q = k \frac{\gamma}{2g} Fv_{кр}^2, \quad (1)$$

где k — коэффициент лобового сопротивления тела;

γ — удельный вес воздуха;

F — Миделево сечение тела (площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную к потоку);

$v_{кр}$ — скорость потока воздуха относительно тела, которая для данного случая является критической (скоростью витания);

g — ускорение силы тяжести.

Уменьшение или увеличение $v_{кр}$ приводит к нарушению условия равновесия: в первом случае тело падает в воздушном потоке, а во втором — поднимается.

Критическую скорость тела можно определить из равенства (1)

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{2gQ}{k\gamma F}}.$$

Однако по этому уравнению $v_{кр}$ можно определить только в том случае, если известен коэффициент лобового сопротивления k , который зависит не только от формы, состояния поверхности и удельного веса тела, но и от состояния среды (барометрического давления, температуры и влажности воздуха). Когда коэффициент k неизвестен, то сначала опытным путем определяют критическую скорость, а затем вычисляют коэффициент k и другие аэродинамические характеристики (коэффициент парусности $k_{п}$ и число Рейнольдса).

Критические скорости тел в настоящее время определяются экспериментально методом свободного падения в воздушной среде шахты (вертикальный, изолированный от окружающей среды канал) или в вертикальных аэродинамических трубах.

Как первый, так и второй методы очень громоздки и сложны. Достаточно указать, что для достижения критической скорости при свободном падении семян пшеницы необходимо иметь шахту высотой 18—30 м, а для семян гороха — 58—75 м [1; 2]. Естественно, что сооружение таких шахт практически неосуществимо. Поэтому тела сбрасываются в шахтах высотой 9—10 м и в конце падения не достигают критических скоростей. Определение же критических скоростей в этом случае производится аналитическим способом, который не обеспечивает удовлетворительных результатов [1].

Определение критических скоростей в аэродинамических трубах производится путем помещения тел в воздушный поток вертикальной слегка расширяющейся кверху (на 1—3°) трубы. При условии равновесия, когда тело находится во взвешенном состоянии, замеряется среднее динамическое давление потока H_1 в поперечном сечении трубы, где установилось равновесие, и затем определяется критическая скорость $v_{кр}$, которая является средней скоростью потока в данном сечении

$$H_1 = \frac{\gamma}{2g} v_{кр}^2; \quad v_{кр} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} H_1}.$$

Эта формула определения $v_{кр}$ с учетом тарировки аэродинамической трубы, погрешностей проведения опыта и измерительных приборов будет иметь вид:

$$v_{кр} = \alpha k_1 k_2 k_3 \sqrt{\frac{2g}{k_5 k_6 k_7 \gamma} H_1}, \quad (2)$$

где α — коэффициент аэродинамического поля, получаемый при тарировке аэродинамической трубы и связывающий среднюю скорость потока $v_{кр}$ с максимальной скоростью потока по центру трубы $v_{макс}$ (в точке замера H_1) равенством $v_{кр} = \alpha v_{макс}$;

- k_1 — коэффициент, учитывающий конструктивные несовершенства пневмометрической трубки;
- k_2 — коэффициент, учитывающий погрешности в показаниях микроманометра;
- k_3 — поправочный коэффициент на правильность установки пневмометрической трубки по направлению потока;
- k_6, k_7, k_8 — соответственно поправочные коэффициенты на показания приборов барометрического давления, температуры и влажности окружающей среды.

Определение коэффициента α достаточно сложно. Необходимо в различных по высоте сечениях трубы определить динамические давления во многих точках (до 45) каждого сечения, находить в каждой точке скорость, определять среднюю и максимальную скорости для данного сечения. Однако и при этих условиях действительную среднюю скорость можем получить с точностью до $\pm 6\%$ [1, 3].

Для определения коэффициентов k_1, k_2, k_3, k_6, k_7 и k_8 необходимо иметь в наличии эталонные измерительные приборы. В связи с этим и с большим количеством поправочных коэффициентов на практике в большинстве случаев при определении критических скоростей коэффициентами k_3, k_6, k_7 и k_8 пренебрегают [5], принимая при этом стандартные атмосферные условия (давление — 1 атм; температура воздуха — 21°C; относительная влажность — 50%; удельный вес воздуха — 1,2 кг/м³). К чему приводят эти пренебрежения, можно показать на следующем примере. При одном и том же атмосферном давлении, например 730 мм рт. ст., изменение температуры от 0 до 18°C изменяет удельный вес воздуха с 1,24 до 1,16 кг/м³, а изменение давления с 730 до 770 мм рт. ст. при постоянной температуре, например 18°C, изменяет удельный вес его с 1,16 до 1,22 кг/м³.

В связи с громоздкостью, сложностью и относительной неточностью вышеуказанных методов результаты исследований имеют большие погрешности, что подтверждается противоречивостью данных литературных источников.

Так, например, критические скорости по Безручкину И. П. [1] отличаются от критических скоростей по Биланскому У. К. [2] для пшеницы — в 0,99–1,26; ячменя — в 1,2–1,54; кукурузы — в 1,18–1,32; овса — в 1,37–1,54 раза.

Между тем громоздкость, сложность и неточность в определении аэродинамических свойств тел может быть сведена до минимума, если при исследованиях применять относительный метод.

Для определения критической скорости тела (а затем и остальных аэродинамических характеристик) относительным методом в наличии необходимо иметь тело (эталон) с заранее точно определенной, согласно формуле (2) критической ско-

ростью $v_{кр3}$ (лучше всего пластмассовый или стальной шарик). Помещая эталон в аэродинамическую трубу, замеряем динамическое давление $H_{д3}$, при котором эталон находится во взвешенном состоянии. Затем, помещая в эту трубу тело с неизвестной $v_{крx}$, замеряем при условии равновесия динамическое давление $H_{дx}$.

Как известно, динамическое давление выражается через скорость воздушного потока по формуле

$$H_{д} = \frac{\gamma}{2g} v^2.$$

Тогда в нашем случае для эталонного и исследуемого тела соответственно будем иметь

$$H_{д3} = \frac{\gamma}{2g} v_{кр3}^2; \quad H_{дx} = \frac{\gamma}{2g} v_{крx}^2. \quad (3)$$

Поделив правые и левые части уравнений (3) и решая относительно $v_{крx}$, получаем

$$v_{крx} = \frac{v_{кр3}}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} H_{д3}}} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} H_{дx}}; \quad (4)$$

$$v_{крx} = \frac{v_{кр3}}{\sqrt{H_{д3}}} = \sqrt{H_{дx}}. \quad (4a)$$

Отношение $\frac{v_{кр3}}{\sqrt{H_{д3}}}$ для каждого конкретного случая является величиной постоянной (изменяется только с изменением атмосферных условий и конструкции аэродинамической трубы). Обозначив его через постоянную C , имеем

$$v_{крx} = C \sqrt{H_{дx}}. \quad (5)$$

Таким образом, определив предварительно для данных условий постоянную C и замеряя в последующем при условии равновесия $H_{дx}$ для исследуемых тел, легко и просто определяем критические скорости.

Простота и точность относительного метода определения аэродинамических свойств тел при наличии эталона с заранее точно известной критической скоростью заключается в следующем:

1. Отпадает необходимость в тарировке аэродинамической

трубы (в определении коэффициента аэродинамического поля α), так как при соизмеримых значениях $v_{кр_3}$ и $v_{кр_х}$ структура воздушного потока по поперечному сечению трубы практически не изменяется.

2. В результате постоянства структуры воздушного потока замер динамического давления необходимо производить в одной точке поперечного сечения трубы.

3. При линейном законе изменения поправочных коэффициентов, входящих в уравнение (2), отпадает необходимость в тарировке пневмометрической трубки, микроманометра и в наличии приборов, измеряющих барометрическое давление, температуру и влажность воздуха, так как все погрешности в проведении опыта и измерении входят в значение постоянной C и определяемое $H_{дх}$ и взаимно друг друга уничтожают.

4. Определение критических скоростей и других аэродинамических характеристик тел относительным методом приводит их к одним и тем же атмосферным условиям, именно к тем, при которых была определена критическая скорость эталона $v_{кр_3}$.

Действительно, выразив в уравнении (4, а) $v_{кр_3}$ через ее значение и подведя под один знак радикала $H_{дх}$ и $H_{д_3}$, получаем

$$v_{кр_х} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_3^0} \Pi_{д_3}^0} \sqrt{\frac{H_{дх}}{H_{д_3}}}$$

Нетрудно видеть, что подрадикальное отношение динамических давлений является безразмерной величиной и поэтому значение $v_{кр_х}$ приводится к условиям, при которых определялась критическая скорость $v_{кр_3}$ (при удельном весе воздуха γ_3^0 и динамическом давлении $H_{д_3}^0$).

Это очень важное преимущество относительного метода, так как в настоящее время аэродинамические характеристики тел в литературных источниках приводятся без всякой связи с атмосферными условиями.

Можно возразить, что определение критических скоростей эталонных образцов включает всю громоздкость и сложность существующего метода определения критических скоростей тел в аэродинамической трубе. Но вся сущность относительного метода в том и заключается, что такое определение производится только для эталонных образцов и только один раз для каждого образца.

При централизованном изготовлении набора таких эталонных образцов определение аэродинамических свойств тел на местах сводится к простой технической работе.

Коэффициенты местных сопротивлений (к. м. с.) воздухопроводов определяются по формуле

$$\xi = \frac{2gH}{\gamma v^2} - 1, \quad (6)$$

где H — статическое давление в данном сечении воздухопровода;

v — средняя скорость воздушного потока в этом же сечении;

γ — удельный вес воздуха.

Как видим, в формулу (6) входит средняя скорость воздушного потока, определение которой, как это было показано выше, громоздко и сложно. Особенно большая громоздкость и сложность возникают при определении к. м. с. коллекторов и насадков, когда при замене одного другим необходимо в каждом отдельном случае находить среднее динамическое давление путем многократных замеров по поперечному сечению воздухопровода на различных скоростных режимах потока.

Однако такой сложности можно избежать, используя относительный метод определения коэффициентов местных сопротивлений воздухопроводов, который базируется на использовании критических скоростей тел.

Теоретическое обоснование этого метода следующее. Зависимость между статическим давлением H в данном сечении, скоростью потока v и к. м. с. ξ выражается уравнением Бернулли

$$H = \frac{\gamma}{2g} v^2 (1 + \xi). \quad (7)$$

Для поддержания тела в воздухопроводе во взвешенном состоянии скорость воздушного потока в любом воздухопроводе должна быть всегда постоянной и равной критической скорости, т. е. должно быть выполнено условие: $v = v_{кр} = \text{const}$.

Следовательно, для данного случая переменными величинами в уравнении (6) являются к. м. с. ξ (аргумент) и статическое давление H (функция).

Поэтому для условия равновесия одного и того же тела в воздухопроводах с к. м. с. ξ_1 и к. м. с. ξ_2 получаем

$$H_1 = \frac{\gamma}{2g} v_{кр}^2 (1 + \xi_1); \quad H_2 = \frac{\gamma}{2g} v_{кр}^2 (1 + \xi_2).$$

Путем совместного решения этих уравнений и несложных преобразований приходим к выражению

$$\xi_2 = \frac{H_2}{H_1} (1 + \xi_1) - 1, \quad (8)$$

в котором отношение статических давлений может быть заменено равнозначным ему отношением динамических давлений.

Методика определения к. м. с. ξ воздухопроводов относительным методом заключается в том, что в воздухопровод с известным ξ_1 помещается произвольно выбранное тело (могут быть использованы эталоны, предназначенные для определения аэродинамических свойств тел) и при условии равновесия замеряется статическое H_1 (или динамическое H_{d_1}) давление. Затем в таком же порядке определяется H_2 (H_{d_2}) при помещении этого же тела в исследуемый воздухопровод. На основании известного ξ_1 и найденных $H_1(H_{d_1})$ и $H_2(H_{d_2})$ по формуле (8) определяется искомый ξ_2 .

При выборе воздухопровода, наиболее отвечающего данным условиям, наличие воздухопровода с известным ξ_1 не обязательно. Приняв к. м. с. ξ одного из воздухопроводов за единицу и найдя к. м. с. остальных в долях от принятого за исходный, можно решить поставленную задачу.

При данном методе достаточно производить замер давления в одной точке поперечного сечения воздухопровода; нет необходимости в пересчете динамических давлений в скорость; погрешности измерительных приборов (пневмометрической трубки и микроманометра) взаимно уничтожаются при замере давлений в первом и последующих воздухопроводах; нет необходимости в замерах барометрического давления, температуры и влажности воздуха.

На основании всего вышесказанного можно заключить, что использование относительного метода определения аэродинамических свойств тел и к. м. с. воздухопроводов намного упростит эти громоздкие и сложные исследования, приведет аэродинамические свойства тел к единому показателю окружающей среды и повысит точность результатов исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Безручкин И. П. Исследование аэродинамических свойств семян методом свободного падения в воздушной среде. «Сельскохозяйственные машины», 1936, № 1.
2. Биланский У. К., Коллинз С. Х., Чу П. Аэродинамические свойства зерна. „Agricultural Engineering“, 1962, № 4, vol. 43.
3. Рудашевский Д. Ш. Определение критических скоростей хлопкового вороха. «Сельскохозяйственные машины», 1936, № 3.
4. Безручкин И. П. Исследование аэродинамических свойств зерен в вертикальном воздушном потоке. «Сельскохозяйственные машины», 1936, № 3.
5. Квакенбуш Х. Э., Стаут Б. А., Райс С. К. Пневматические способы сбора плодов. „Agricultural Engineering“, 1962, № 7, vol. 43.

*КАРАСЕНКО В. А.,
кандидат технических наук*

КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ МАШИН ЖИВОТНОВОДСТВА

Производительность труда в сельском хозяйстве в текущем пятилетии должна возрасти в 1,5 раза. Это будет достигнуто главным образом за счет более широкой и всеобъемлющей механизации и автоматизации большинства процессов и отраслей сельскохозяйственного производства. Особенно значительный рост производительности труда должен быть достигнут в животноводстве. Комплексная механизация процессов животноводства на базе электрифицированных машин является первой и важнейшей ступенью широкой автоматизации процессов, обеспечивающей высокую производительность труда. Одна из важных задач комплексной электромеханизации животноводства состоит в том, чтобы, опираясь на опыт эксплуатации и результаты исследования существующих машин, установить закономерности, обеспечивающие создание новых, более производительных и экономичных машин, позволяющих достигнуть намеченные темпы роста производительности труда, а также наиболее рационально эксплуатировать существующие.

Важнейшим фактором повышения производительности труда при использовании электрифицированных машин является повышение их производительности. Последняя непосредственно связана с основными параметрами, определяемыми технологической схемой, заложенной в машине. Различия в технологических схемах рабочих машин используются для их классификации, которая позволяет систематизировать расчетные методы по отдельным группам машин, объединяемых некоторыми общими признаками, и облегчает анализ факторов, определяющих их производительность. Вместе с тем с производительностью непосредственно связаны и другие параметры электрифицированных машин: их металлоемкость, энергетические затраты, коэффициент использования и др. Продукция машины может измеряться в штуках, кубических метрах, килограммах и т. п. В зависимости от этого машины условно делятся на машины штучной (дискретной) и нештучной продукции. Дальнейший анализ проводится в основном применительно к машинам штучной про-

дукции, производительность которых выражается более сложными зависимостями, хотя все выводы применимы и к машинам нештучной продукции. Работа машин штучной продукции отличается определенной цикличностью, вызванной периодичностью поступления, обработки и выдачи обработанных предметов труда (порций продукции). К этой категории машин относятся машины для обслуживания животных (кормораздаточные, навозоуборочные, облучательные установки, доильные аппараты и т. д.), производительность которых выражается в количестве обслуженных в единицу времени животных. Нередко производительность этих машин может выражаться и в единицах веса, объема и т. п. Например, производительность кормораздаточных установок может выражаться в тоннах в единицу времени или (при определенной норме кормления) в числе животных, обслуживаемых за единицу времени. Основными характеристиками цикличности этих машин являются технологический цикл T_T — время, в течение которого над предметом труда осуществляются все предусмотренные технологическим процессом основные и вспомогательные операции, и рабочий цикл T_R — промежуток времени между выходом из машины двух следующих друг за другом обработанных предметов труда (порций готовой продукции). Технологический цикл может состоять из одного или нескольких рабочих циклов. Классификация рабочих машин, применяемых в промышленности, рассматривается в работах С. И. Артоболевского, Г. А. Шаумяна, И. И. Капустина и др. Некоторые общие положения, приведенные в этих классификациях, применимы и к электрифицированным машинам животноводства. Однако существуют и специфические особенности, отличающие их от машин других отраслей. Некоторые из этих особенностей сводятся к следующему:

1. В промышленности предметы труда перемещаются, как правило, относительно рабочих машин (в машинах относительно рабочих органов), а в сельском хозяйстве очень часто, наоборот, машины (в том числе и электроприводные) перемещаются относительно предметов труда (объектов обработки). Это характерно для машин, обслуживающих животных (кормораздатчики, навозоуборочные устройства, доильные аппараты при доении в стойлах, передвижные облучающие установки и др.). Необходимость перемещения машин относительно объектов обработки, особенно если это связано с обслуживанием животных, накладывает определенные ограничения на их скорость и в конечном счете — на производительность.

2. Если в промышленности подача предметов труда к машинам и их перемещение внутри машин и между машинами осуществляется специальными транспортирующими устройствами (или самими рабочими органами); то в сельском хозяйстве «предметом труда» часто оказывается живой организм — расте-

ние или животное. В последнем случае «предмет труда» часто сам себя «транспортирует» к машинам и между машинами (например при машинной дойке коров на доильных площадках). Поэтому здесь необходимо считаться с физиологическими возможностями животных, требованиями зоотехнии, ветеринарии и агрономии.

3. Работа машин на животноводческих фермах часто характеризуется периодичностью, диктуемой периодичностью физиологических отправления животных (кормление, доение и пр.).

Иначе говоря, особенности многих сельскохозяйственных электроприводных машин вытекают из наличия живого организма, активно участвующего в технологическом процессе и часто его определяющего. Эти особенности соответствующим образом, явно или скрыто, влияют на параметры, режимы и использование сельскохозяйственных машин и, в частности, на их производительность.

В основу расчета производительности машин кладется продолжительность рабочего цикла, которая определяет количество продукции, получаемой в единицу времени. Чем меньше рабочий цикл, тем при прочих равных условиях совершеннее машина и тем выше ее производительность. В основу классификации должны быть положены такие признаки, которые определяют продолжительность рабочего цикла и производительность машин. В настоящее время существует большое разнообразие сельскохозяйственных электроприводных машин, различающихся назначением, технологическими схемами, количеством рабочих органов, электроприводами и пр.

Производительность каждого типа машины зависит от множества факторов, которые точно могут быть учтены лишь при детальном анализе технологической схемы и условий работы данной машины. Вместе с тем для машин всех типов существуют некоторые общие факторы, определяющие их производительность. Анализ этих факторов возможен и необходим как для создания высокопроизводительных и экономичных машин, так и для наиболее эффективного использования существующих.

В различных типах машин факторы производительности связаны между собой по-разному и оказывают неодинаковое влияние на производительность.

По приведенному выше определению рабочий цикл T_p (ритм машины) представляет собой промежуток времени между выходом из машины двух следующих друг за другом обработанных предметов труда. Следовательно, величина, обратная рабочему циклу, представляет собой производительность

$$P_T = \frac{1}{T_p} . \quad (1)$$

Производительность, вычисленная по времени рабочего цикла, носит название теоретической, или цикловой.

Рабочий цикл любой из классификационных групп включает время непосредственной обработки t_p (рабочее время) и цикловые потери времени t_x на холостые ходы и другие вспомогательные операции, т. е.

$$T_p = t_p + t_x. \quad (2)$$

Технологический цикл машины может быть равен рабочему циклу или в общем случае включает несколько рабочих циклов, так что

$$T_p = \frac{T_r}{q}, \quad (3)$$

где q — количество позиций машины.

Позицией будем называть место (положение) предмета труда в машине, в котором он находится в течение некоторого времени, необходимого для выполнения одной или нескольких операций обработки.

В машине могут быть рабочие позиции, т. е. те, в которых находятся и обрабатываются предметы труда, и холостые, в которых предметы труда не обрабатываются (например позиции, занятые под установ и съём предметов труда).

Если перемещается не предмет труда, а машина, то аналогичное определение позиции можно дать для машины. Находясь в данной позиции, предмет труда (машина) может поворачиваться, определенным образом ориентироваться относительно рабочих органов (предметов труда) и т. п.

Пусть процесс обработки предмета труда состоит из z рабочих операций. Технологический цикл включает все основные (рабочие) и вспомогательные операции, начиная от установки предмета труда в машину и кончая его съемом (выдачей). В общем случае он будет иметь вид

$$T_T = \Theta_p + \Theta_x + \Theta_{yc} + \Theta_{II}, \quad (4)$$

где Θ_p — суммарное рабочее время непосредственной обработки;

Θ_x — суммарное время холостых ходов рабочих органов (подвод и отвод инструмента);

Θ_{yc} — суммарное время на установ и съём предмета труда;

Θ_{II} — суммарное время перемещения предмета труда между позициями.

Подставляя равенство (4) в формулу (3) и затем результат в формулу (1), получим

$$P_T = \frac{q}{\theta_p + \theta_x + \theta_{yc} + \theta_n} \quad (5)$$

Как следует из равенства, теоретическая производительность рабочих машин прямо пропорциональна числу рабочих позиций обработки и обратно пропорциональна длительности технологического цикла. Следовательно, если мы имеем различные классификационные категории машин, выполняющих один и тот же технологический процесс (это обязательное условие сравнения машин) с различной производительностью, то эти машины могут иметь в качестве классификационных признаков либо количество рабочих позиций (одна или больше одной), либо тот или иной способ уменьшения длительности технологического цикла.

Увеличение числа рабочих позиций требует увеличения габаритов, материалоемкости, мощности приводных электродвигателей и в конечном счете стоимости машины.

Уменьшение технологического цикла при неизменной длительности каждой из составляющих его операций сводится к совмещению их выполнения во времени. Это достигается следующими основными путями:

- а) совмещением холостых ходов и других вспомогательных операций (θ_x , θ_{yc} , θ_n) между собой;
- б) совмещением холостых ходов и вспомогательных операций с рабочими операциями;
- в) совмещением рабочих операций между собой.

Отмеченные факторы и составляют основу классификационных признаков рабочих машин.

Поскольку согласно равенствам (1) и (2)

$$P_T = \frac{1}{T_p} = \frac{1}{t_p + t_x} \quad (6)$$

то все эти факторы сводятся в конечном счете к сокращению времени рабочего цикла, которое зависит как от числа позиций, так и от степени совмещения основных и вспомогательных операций.

Первым классификационным признаком, разделяющим все рабочие машины на два больших класса, является число рабочих позиций. По этому признаку все машины делятся на однопозиционные ($q=1$) и многопозиционные ($q>1$).

В однопозиционных машинах одновременно может обрабатываться только один предмет труда. Все операции обработки осуществляются в одной позиции предмета труда или в одном положении рабочей машины (если предметы труда неподвижны, а перемещаются машины, что нередко имеет место в машинах для обслуживания животных). В этой позиции предмет труда (рабочая машина) остается до конца обработки. Обработка сле-

дующего предмета труда не может начаться до окончания всех операций обработки и выдачи предыдущего. Здесь нельзя совместить вспомогательные операции загрузки и выгрузки (выдачи) с основными операциями обработки. Следовательно, в однопозиционных машинах технологический цикл равен рабочему циклу

$$T_{\tau} = T_p. \quad (7)$$

Как уже отмечалось, важнейшим условием повышения производительности рабочих машин, снижения энергозатрат и др. является совмещение холостых и вспомогательных операций с рабочими. В зависимости от этого изменяется степень непрерывности непосредственной обработки предмета труда. Это служит основанием для деления машин по принципу непрерывности на машины периодического, непрерывно-периодического и непрерывного действия.

В машинах периодического действия в каждой из рабочих позиций холостые ходы и другие вспомогательные операции полностью или частично не совмещаются с рабочими операциями. Непосредственная обработка предмета труда осуществляется с перерывами на выполнение той или иной вспомогательной операции.

В машинах непрерывно-периодического действия в некоторых рабочих позициях холостые ходы и другие вспомогательные операции полностью совмещены с рабочими операциями и процесс обработки протекает непрерывно, а в других — полностью или частично не совмещены с рабочими операциями и процесс обработки протекает с перерывами, периодически.

В машинах непрерывного действия в каждой из рабочих позиций холостые ходы и вспомогательные операции полностью совмещены с рабочими операциями и процесс обработки в каждой из позиций протекает непрерывно.

В однопозиционных машинах штучной продукции невозможно полностью совместить все холостые ходы и вспомогательные операции с рабочими, поэтому они относятся к машинам периодического действия. Однако в них, хотя и неполностью, возможна различная степень совмещения как холостых, так и рабочих операций.

По степени совмещения операций однопозиционные машины делятся на три группы: машины последовательного, параллельно-последовательного и параллельного агрегатирования.

Обозначим через Z — общее количество рабочих операций технологического цикла, W — количество рабочих операций, выполняемых одновременно (параллельно), тогда отличительными признаками однопозиционных машин будут:

- последовательного агрегатирования $W=1$;
- параллельно-последовательного $Z>W>1$;

параллельного $Z = W$.

В машинах первой группы все операции выполняются последовательно — одна за другой. Перемещения предмета труда из позиции в позицию отсутствуют ($\Theta_{II} = 0$), поэтому в соответствии с формулами (4) и (7) рабочий цикл равен

$$T_p = T_T = \sum_1^z t_{p_i} + \sum_1^m t_{x_j} + t_{yc}, \quad (8)$$

где $\sum_1^z t_{p_i}$ — суммарное рабочее время всех z рабочих операций;
 $\sum_1^m t_{x_j}$ — суммарное время m холостых ходов;
 t_{yc} — суммарное время на установку и сьем предмета труда.

Циклограмма однопозиционной машины последовательного агрегатирования приведена на рис. 1, а. Здесь принято число рабочих операций $z=4$, число холостых ходов $m=4$, суммарное время на установ—съем t_{yc} . Все рабочие операции различны по

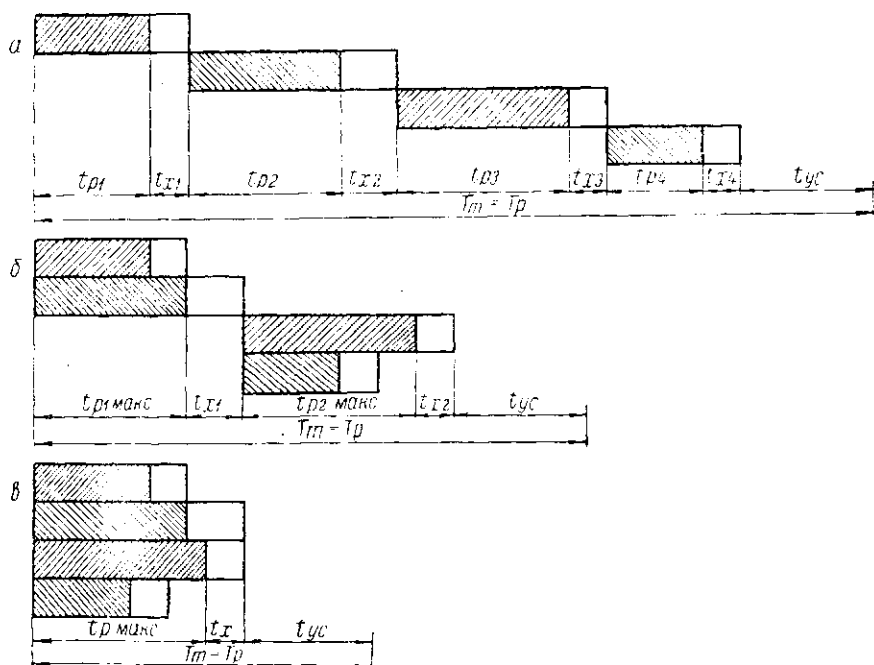


Рис. 1. Циклограммы однопозиционных машин.

энергоемкости (длительности выполнения), холостые ходы рабочих органов в общем случае также не одинаковы по продолжительности.

В машинах второй группы ($Z > W > 1$) операции выполняются в $\frac{Z}{W}$ последовательных приемов (подводов инструмента) по W операции одновременно (параллельно). Длительность каждого приема определяется временем, необходимым для выполнения наиболее энергоемкой (лимитирующей) операции, входящей в W . Циклограмма машины этой группы приведена на рис. 1, б. Суммарное рабочее время цикла складывается из наиболее длительных операций каждого из $\frac{Z}{W}$ приемов. Непроизводительные затраты времени уменьшаются за счет сокращения межоперационных потерь. Рабочий цикл машин последовательно-параллельной обработки (агрегатирования) определяется следующим выражением

$$T_p = T_{\tau} = \sum_1^{\frac{Z}{W}} t_{p_{i \max}} = \sum_1^n t_{x_j} + t_{yc}, \quad (9)$$

где n — количество непроизводительных операций.

Не трудно видеть, что $n < m$.

В машинах третьей группы ($Z = W$) все операции выполняются одновременно (параллельно), как показано на рис. 1, в. Рабочий цикл определяется как

$$T_p = T_{\tau} = t_{p_{\max}} + \sum_1^k t_{x_j} + t_{yc}, \quad (10)$$

где $t_{p_{\max}}$ — наиболее длительная из всех операций обработки;
 k — количество непроизводительных операций. В общем случае $k < n < m$, на рис. 1, в $k = 1$.

Наиболее длительная из z операций является лимитирующей, определяющей продолжительность рабочего цикла. Очевидно, что длительность других операций не влияет на величину рабочего цикла и производительность машин может выбираться произвольно в пределах условия

$$t_{p_j} \leq t_{p_{\max}}$$

Параллельная обработка значительно повышает производительность машин, но требует больших мощностей электродвигателей, более прочной и надежной конструкции машины. Такие машины наиболее целесообразны при большом объеме работ и высоком коэффициенте использования оборудования, когда при-

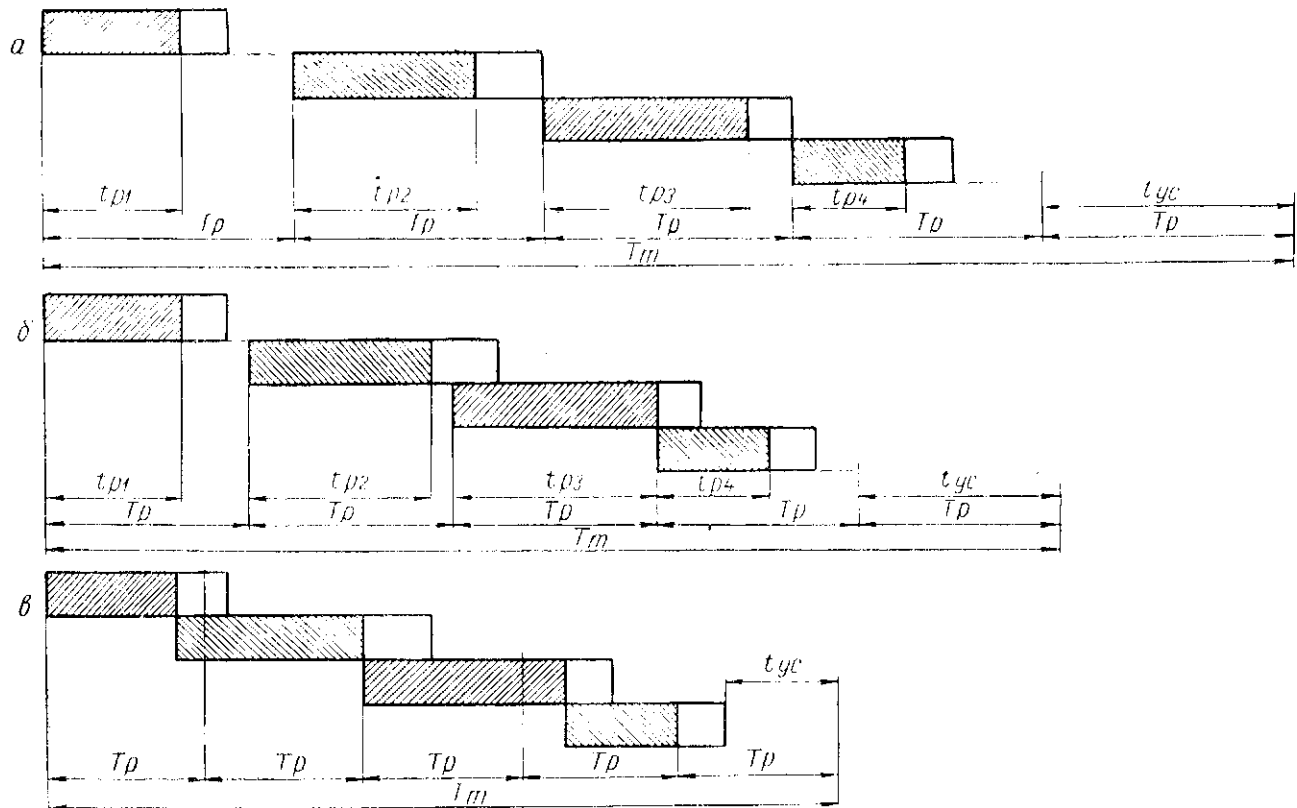


Рис. 2. Циклограммы многопозиционных машин периодического действия.

меньшие существующего набора машин последовательной обработки оказывается экономически невыгодным. Рациональное использование машин параллельной обработки будет при условии, когда все операции имеют примерно одинаковую длительность.

В многопозиционных машинах $q > 1$. Предмет труда обрабатывается в нескольких последовательно занимаемых им позициях. Одновременно может обрабатываться q предметов труда, находящихся в разной стадии обработки. Если машина подвижная, то она имеет несколько (q) разных рабочих органов, которые при перемещении машины поочередно подводятся к неподвижным предметам труда. Одновременно производится q операций над предметами труда.

В многопозиционных машинах операции установка и съема предметов труда совмещаются с операциями непосредственной обработки. Это позволяет значительно сократить рабочий цикл и повысить производительность машин.

В отличие от однопозиционных в многопозиционных машинах рабочий цикл меньше технологического и составляет некоторую (целую или дробную) его часть.

Класс многопозиционных машин по способу перемещения (подачи) предметов труда из позиций в позицию делится на машины периодической и машины непрерывной подачи.

В машинах периодической подачи предметы труда относительно рабочих органов машины или рабочая машина (рабочие органы) относительно предметов труда перемещаются периодически, с остановами в позициях. Во время останова и производится операция обработки в рабочих позициях. Время останова t_0 выбирается из условия, чтобы оно было достаточно для выполнения наиболее длительной из операций

$$t_0 \geq t_{p_{\max}} \quad (11)$$

После этого предметы труда подаются в следующие позиции. В течение времени перемещения t_{11} обработка не производится, но могут выполняться вспомогательные операции (например подвод и отвод рабочих органов). Это машины периодического действия.

Циклограмма пятипозиционной машины периодического действия приведена на рис. 2, а. Здесь четыре рабочие позиции, в которых осуществляются те же операции, что и в рассмотренных выше однопозиционных машинах, а пятая — холостая, занятая под установ—съем предметов труда.

Рабочий цикл состоит из времени останова и времени перемещения из позиции в позицию

$$T_p = t_0 + t_{11} \quad (12)$$

Или в соответствии с равенством (11)

$$T_p = t_{p_{\max}} + t_u, \quad (13)$$

где $t_{p_{\max}}$ — длительность наиболее энергоемкой (лимитирующей) операции.

В машинах непрерывной подачи предметы труда непрерывно перемещаются от одной позиции к другой и обрабатываются в процессе перемещения. Здесь отсутствует непроизводительное время t_u , в течение которого предметы труда не обрабатываются. Рабочие органы (инструменты) укреплены неподвижно или перемещаются вместе с предметами труда, одновременно осуществляя обработку.

Машины непрерывной подачи по степени непрерывности процесса непосредственной обработки делятся на машины непрерывно-периодического и машины непрерывного действия.

В машинах первой группы рабочие органы закреплены неподвижно. Предметы труда поочередно подаются к рабочим органам и обрабатываются в процессе перемещения. Каждый рабочий орган одновременно может обрабатывать только один предмет труда. Обработка предмета труда следующим рабочим органом может начинаться только после полного окончания обработки предыдущим. Здесь позиции обработки четко разграничены. Поскольку предметы труда непрерывно перемещаются, то за время перемещения из позиции в позицию — за время рабочего цикла T_p над предметом труда должна быть выполнена наиболее энергоемкая, лимитирующая операция длительностью $t_{p_{\max}}$, т. е.

$$T_p \geq t_{p_{\max}}. \quad (14)$$

Циклограмма пятипозиционной машины ($q=5$, $n=1$) непрерывно-периодического действия представлена на рис. 2, б (u — количество цикла под любым из рабочих органов не может обрабатываться более одного предмета труда. В третьей позиции, где выполняется лимитирующая операция $t_{p_3} = t_{p_{\max}}$, процесс обработки осуществляется непрерывно, тогда как в других — с перерывами, равными разности между $t_{p_{\max}}$ и длительностью каждой из операций.

В машинах второй группы процесс обработки осуществляется непрерывно, начиная от момента подачи предмета труда к первому рабочему органу и кончая выходом из-под последнего, т. е. перерывы в обработке между соседними позициями отсутствуют. Непрерывность обработки в машинах непрерывной подачи достигается в следующих случаях:

- 1) если все операции по длительности одинаковы;
- 2) если при различной длительности операций рабочие органы могут одновременно обрабатывать больше одного предмета

труда. В качестве примера можно назвать передвижную облучательную установку для животных. Здесь предметы труда — животные неподвижны, а перемещается рабочий орган — облучатель, который одновременно облучает несколько животных;

3) если рабочие органы перемещаются вместе с предметом труда. При этом они могут перемещаться на протяжении всех рабочих позиций, и тогда над предметом труда выполняется только одна операция, или только на протяжении нескольких позиций, и тогда над предметом труда могут выполняться несколько операций. В качестве примера можно назвать карусельные доильные установки, где доильные аппараты перемещаются вместе с выдаиваемыми животными.

Многопозиционные машины и, в частности, машины непрерывного действия могут быть конвейерного типа с прямолинейным перемещением предметов труда (кормораздаточные, навозоуборочные, облучательные и осветительные установки и др.) и роторного (карусельного) типа с круговым (вращательным) перемещением предметов труда (установки для доения коров, стрижки овец, мытья молочной посуды и пр.). Рабочий цикл и теоретическая производительность тех и других вычисляется одинаково. На рис. 2, в приведена циклограмма пятипозиционной машины непрерывного действия с перемещающимися рабочими органами. В отличие от предыдущей схемы здесь каждый из рабочих органов при соответствующих условиях может обрабатывать больше чем один предмет труда. Из циклограммы следует, что выполнение второй и третьей операций осуществляется в двух позициях, поэтому здесь в отличие от машин периодического и непрерывно-периодического действия в общем случае нет соответствия между числом рабочих органов и числом позиций. Пусть операция t_{p_1} выполняется в q_1 позициях, операция t_{p_2} в q_2 позициях и т. д. (q_1, q_2, \dots, q_z могут быть целыми или дробными числами), t_{yc} — в u позициях. Тогда по условиям непрерывности процесса

$$\frac{t_{p_1}}{q_1} = \frac{t_{p_2}}{q_2} = \dots = \frac{t_{p_z}}{q_z} = \frac{t_{yc}}{u} = T_p$$

или

$$\frac{t_{p_1}}{T_p} = q_1; \quad \frac{t_{p_2}}{T_p} = q_2; \quad \dots \quad \frac{t_{p_z}}{T_p} = q_z; \quad \frac{t_{yc}}{T_p} = u.$$

Составим сумму

$$\frac{t_{p_1}}{T_p} + \frac{t_{p_2}}{T_p} + \dots + \frac{t_{p_z}}{T_p} = q_1 + q_2 + \dots + q_z$$

или

$$\frac{\sum_1^z t_{p_i}}{T_p} = q - u,$$

где Z — число рабочих операций;
 $(q-u)$ — количество рабочих позиций.
 Откуда

$$T_p = \frac{\sum_1^z t_{p_i}}{q - u}. \quad (15)$$

Если в машине выполняется только одна рабочая операция (например в машинах с перемещающимися вместе с предметами труда рабочими органами), то

$$T_p = \frac{t_p}{q - u}. \quad (16)$$

Таким образом, в отличие от предыдущих групп в машинах непрерывного действия рабочий цикл зависит от числа рабочих позиций. Если в машинах непрерывно-периодического действия рабочий цикл не может быть меньше времени выполнения лимитирующей операции, то здесь рабочий цикл может быть значительно уменьшен как за счет устранения межоперационных перерывов в обработке (уплотнения циклограммы), так и за счет увеличения числа рабочих позиций.

Приведенное рассмотрение многопозиционных машин показывает, что все они основаны на принципе последовательного агрегатирования, когда операции обработки осуществляются последовательно, одна за другой в последовательно занимаемых предметом труда (или рабочими органами) рабочих позициях. Повышение производительности машин достигается либо за счет увеличения числа рабочих позиций, либо за счет уплотнения циклограмм, что сводится к устранению непроизводительных операций или их совмещению между собой и с рабочими операциями.

Дальнейшее увеличение производительности возможно за счет совмещения между собой рабочих операций. Причем здесь речь идет о частичном совмещении, в отличие от полного совмещения всех или части рабочих операций, имеющего место в однопозиционных машинах параллельного и параллельно-последовательного агрегатирования. Если там полное совмещение операций служило основанием для выделения машин в отдельные классификационные группы, то здесь речь идет о совмещениях,

приложимых к одно- и многопозиционным машинам, т. е. внутри классификационных групп.

Совмещение рабочих (и вспомогательных) операций в одно- и многопозиционных машинах последовательного агрегатирования состоит в том, что выполнение последующей операции начнется еще до окончания предыдущей. В этом случае в течение некоторого времени над предметом труда одновременно выполняются больше чем одна операция, что приводит к сокращению технологического и рабочего циклов и увеличению производительности машины.

Циклограмма пятипозиционной машины непрерывного действия с совмещенными операциями приведена на рис. 3, а. Сов-

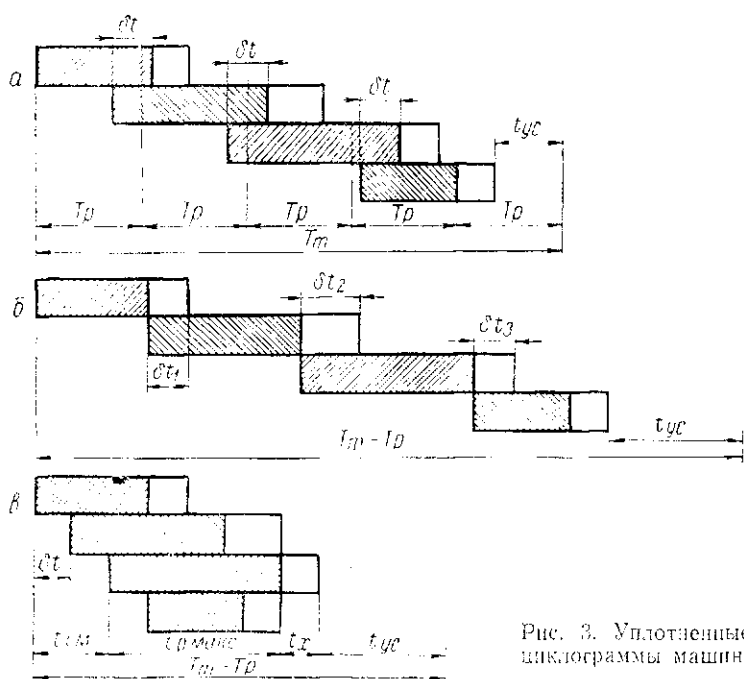


Рис. 3. Уплотненные циклограммы машин.

мещение операций достигается за счет сближения рабочих органов (если это позволяют размеры обрабатываемых объектов) и приводит к уменьшению габаритов машины. Однако мощность приводных электродвигателей при этом возрастает.

Рабочий цикл для машины рис. 3, а определяется как

$$T_p = \frac{\sum_{i=1}^z t_{pi} - (z-1) \delta t}{q-u}, \quad (17)$$

где δt — фазовое время совмещения.

На рис 3, б приведена циклограмма однопозиционной машины последовательного агрегатирования с частичным совмещением вспомогательных операций (например подвод и отвод рабочих органов) с рабочими. Рабочий цикл по сравнению со схемой рис. 1 уменьшается на суммарное время совмещения

$$t_{\text{св}} = \delta t_1 + \delta t_2 + \delta t_3.$$

В машинах параллельного агрегатирования, наоборот, начала выполнения операций могут смешаться друг относительно друга. Это может вызываться особенностями технологического процесса, энергетическими и другими соображениями.

На рис. 3, в приведена циклограмма однопозиционной машины параллельного агрегатирования (рис. 1, в) со смещенными операциями. Здесь начала операций смещены друг относительно друга на фазовое время δt , вследствие чего рабочий цикл увеличивается на расчетное время смещения $t_{\text{см}}$.

$$T'_p = T_p + t_{\text{см}},$$

где T_p — рабочий цикл машины без смещения операций. Если все W параллельно выполняемых операций одинаковы по длительности, то

$$t_{\text{см}} = (W - 1) \delta t.$$

Машины всех рассмотренных классификационных категорий могут иметь один или несколько одноименных рабочих органов, полученных путем агрегатирования одноименных элементов машин. В первом случае машина способна одновременно производить соответствующие операции обработки только над одним предметом труда, тогда как во втором машина может одновременно производить одни и те же операции над несколькими предметами труда.

Соответственно этому каждая из классификационных групп делится на две подгруппы: однопоточные и многопоточные машины.

Число потоков определяется количеством предметов труда, над которыми одновременно выполняются одни и те же операции. Если машина имеет p параллельных потоков (p — поточная машина), то ее теоретическая производительность в p раз больше соответствующей однопоточной машины

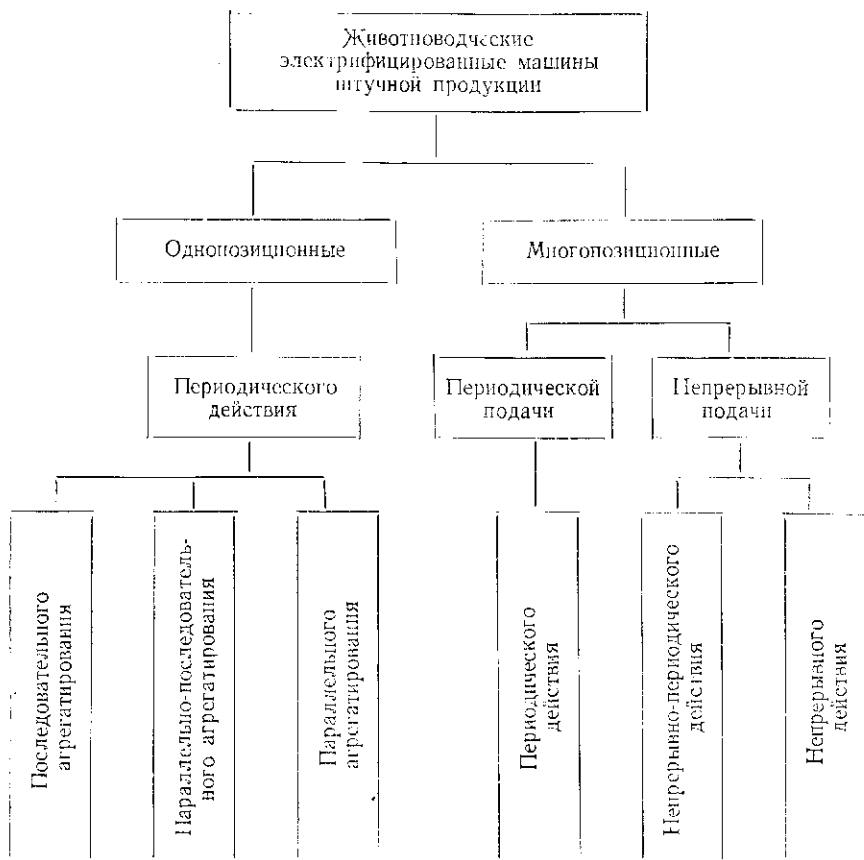
$$П_{\text{т}} = \frac{p}{T_p}. \quad (18)$$

Схема классификации электрифицированных машин животноводства приведена в табл. 1. Подставляя в выражение (18)

полученные выше значения T_p для различных классификационных групп, получим соответствующие формулы теоретической производительности, которые сведены в табл. 2.

Таблица 1

**Схема классификации электрифицированных машин
животноводства**



Классификационная категория и ее отличительные признаки			Рабочий цикл	Теоретическая производительность
класс	под-класс	группа		
I, $q = 1$, $T_T = T_P$		I-A $W = 1$	$T_P = T_T = \sum_1^z t_{p_i} + \sum_1^m t_{x_j} + t_{yc}$	$\Pi_T = \frac{p}{\sum_1^z t_{p_i} + \sum_1^m t_{x_j} + t_{yc}}$
		I-B $Z > W > 1$	$T_P = T_T = \sum_1^{\frac{z}{W}} t_{p_{i \max}} + \sum_1^n t_{x_j} + t_{yc}$	$\Pi_T = \frac{p}{\sum_1^{\frac{z}{W}} t_{p_{i \max}} + \sum_1^n t_{x_j} + t_{yc}}$
		I-B $Z = W$	$T_P = T_T = t_{p_{\max}} + \sum_1^k t_{x_j} + t_{yc}$	$\Pi_T = \frac{p}{t_{p_{\max}} + \sum_1^k t_{x_j} + t_{yc}}$
II, $q > 1$, $T_T > T_P$	II-1		$T_P = t_{p_{\max}} + t_n$	$\Pi_T = \frac{p}{t_{p_{\max}} + t_n}$
	II-2	II-2-A $Z > 1$	$T_P \geq t_{p_{\max}}$	$\Pi_T = \frac{p}{t_{p_{\max}}}$
		II-2-B, $Z = 1$	$T_P = \frac{\sum_1^z t_{p_i}}{q - u}$	$\Pi_T = \frac{p(q - u)}{\sum_1^z t_{p_i}}$

*ШИРШОВ В. М.,
кандидат физико-математических наук;
КОЖЕНКОВА К. И.,
кандидат технических наук;
ДАВИДОВСКИЙ Н. А.,
старший преподаватель.*

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПТИМАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ И ПОПОЛНЕНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА ДЛЯ КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ ПОЛЕВОДСТВА

На Пленуме ЦК КПСС, состоявшемся в сентябре 1965 г., перед народным хозяйством страны была поставлена важнейшая экономическая задача об увеличении выхода готовой продукции, приходящейся на единицу капитальных вложений. В докладе XXIII съезду Коммунистической партии Советского Союза А. П. Косыгин сказал: «Огромное значение для повышения эффективности общественного производства имеет рациональное использование основных фондов, сырья, топлива, материалов, трудовых и финансовых ресурсов, сокращение всех затрат на производство единицы продукции».

В сельском хозяйстве к основным производственным фондам относятся: земельные угодья, хозяйственные постройки и сооружения, продуктивный скот, машинно-тракторный парк и другие. Причем на долю машинно-тракторного парка приходится большая часть капитальных вложений. Поэтому задача оптимального использования машинно-тракторного парка является одной из основных экономических задач сельскохозяйственного производства.

Сущность задачи оптимального использования и пополнения машинно-тракторного парка может быть коротко сформулирована следующим образом: определить состав такого машинно-тракторного парка для данного хозяйства, чтобы все сельскохозяйственные процессы были полностью и качественно выполнены в требуемые агротехнические сроки, причем с минимальными производственными затратами.

Как видно из постановки задачи, в качестве критерия оптимальности берется минимизация всех производственных затрат, которые состоят из заработной платы, стоимости топлива и смазочных материалов, отчислений на реновацию, капитальный ремонт, текущий ремонт, технические уходы и на хранение, а также учитывается стоимость вновь приобретаемых машин.

Перейдем к изложению математической модели сформулированной задачи.

Пусть в течение производственного цикла (хозяйственный год) хозяйству надо выполнить n работ. Каждая работа нуме-

руется в порядке начала ее выполнения ($j=1, 2, 3, \dots, n$). Известно начало t_j работы и конец t'_j , так что продолжительность работы будет равна

$$\Delta t_j = t'_j - t_j - 1 \text{ (выходные дни).}$$

Известен также объем P_j каждой работы. Пусть, далее, для выполнения j работы можно укомплектовать l_j агрегатов. Каждому агрегату соответствует номер $s=1, 2, 3, \dots, l_j$. Обозначим через y_j^s количество агрегатов s вида, которое используется на j -й работе, а через a_j^s производительность каждого из этих агрегатов. Тогда объем работы, который могут выполнить все агрегаты на j -й работе, будет равен

$$\sum_{s=1}^{l_j} a_j^s y_j^s \Delta t_j.$$

Этот объем должен быть равен всему объему j -й работы. Таким образом, мы получаем n линейных ограничений, требующих выполнения всех видов работ,

$$\sum_{s=1}^{l_j} a_j^s y_j^s \Delta t_j = P_j \quad (j=1, 2, 3, \dots, n).$$

Для того, чтобы все работы были выполнены в требуемые агротехнические сроки, необходимо ввести ограничения на количество машин каждой марки.

Пусть машинно-тракторный парк состоит из m различных марок машин. Каждая марка имеет свой номер $i=1, 2, 3, \dots, m$.

Обозначим через Q_i количество машин i -й марки, имеющиеся в хозяйстве, через x_i обозначим количество машин i -й марки, которое хозяйство должно приобрести.

Пусть λ_{ij}^s есть количество машин i -й марки, входящее в s -й агрегат при выполнении j -й работы. Тогда количество машин i -й марки, входящее во все агрегаты при выполнении j -й работы, будет равно

$$\sum_{s=1}^{l_j} \lambda_{ij}^s y_j^s.$$

Все работы разделим на q_i групп. Каждой группе дадим определенный номер $v_i=1, 2, \dots, q_i, i=1, 2, 3, \dots, m$. Каждой машине марки i будут соответствовать свои группы работ. В одну и ту же группу работ будем относить те работы, которые выполняются одновременно и при выполнении которых участвует i -я машина.

Тогда количество машин i -й марки, одновременно занятых в выполнении v_i -й группы работ, будет равно

$$\sum_{v_i} \sum_{s=1}^{l_j} \lambda_{ij}^s y_j^s.$$

Оно не должно превышать суммы наличного количества Q_i и вновь приобретенного x_i .

Таким образом, мы получаем систему линейных ограничений на количество машин каждой марки.

$$\sum_{v_i} \sum_{s=1}^{l_j} \lambda_{ij}^s y_j^s \leq Q_i + x_i.$$

$i = 1, 2, 3, \dots, m; v_i = 1, 2, 3, \dots, q_i$.

Теперь y_j^s и x_i надо определить так, чтобы расходы на эксплуатацию и на приобретение машин были минимальны.

Обозначим через C_j^s все эксплуатационные затраты на s -й агрегат при выполнении j -й работы; через c_i стоимость одной новой машины i -й марки; через α_i — коэффициент стоимости i -й машины на один год. Тогда суммарные затраты будут

$$\sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^{l_j} C_j^s y_j^s + \sum_{i=1}^m \alpha_i c_i x_i.$$

Итак, математическая модель задачи состоит в следующем: минимизировать линейный функционал

$$\sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^{l_j} C_j^s y_j^s + \sum_{i=1}^m \alpha_i c_i x_i \quad (1)$$

при условиях:

$$y_j^s \geq 0, x_i \geq 0 \quad (2)$$

$$\sum_{s=1}^{l_j} a_j^s y_j^s \Delta t_j = P_j \quad (j = 1, 2, 3, \dots, n); \quad (3)$$

$$\sum_{v_i} \sum_{s=1}^{l_j} \lambda_{ij}^s y_j^s \leq Q_i + x_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m); \quad (4)$$

$$(v_i = 1, 2, 3, \dots, q_i).$$

Для составления функционала и ограничений, налагаемых на искомые величины y_j^s и x_i , для каждой работы составляется

Предпосевное дискование с боронованием
(работа 9)

№ агрегата	№ трактора и сельхоз-машин		Марка трактора и с.х. машины										Количество механизаторов и их тарифная ставка, руб/час	Количество других рабочих и их тарифная ставка, руб/час	Заработная плата (цено), руб/час	Производительность агрегата, га/смена	Расход основного топлива, кг/час	Стоимость топлива и смазочных материалов, руб/час	Отчисления на ремонт, технику и хранение, руб/час	Всего затрат на агрегат, руб/час	Всего затрат на агрегат, руб/денеж	Производительность агрегата за рабочий день, га	Всего затрат на единицу работы, руб/га	Количество агрегатов		
	1	2	3	4	5	6	30	31	32	33	34	54													52	
1															1,0,61		0,61	15,50	7,10	0,32	2,08	3,01	42,14	31,00	1,36	у ₉ ¹
2	1														То же		То же	19,00	12,00	0,53	2,64	3,79	53,06	38,00	1,40	у ₉ ²
3					1										»		»	14,00	6,60	0,29	2,30	2,96	40,60	28,00	1,45	у ₉ ³
4				1											»		»	16,50	8,00	0,36	2,42	3,39	48,46	33,00	1,47	у ₉ ⁴
5					1										»		»	13,00	6,50	0,29	2,02	2,92	40,88	26,00	1,57	у ₉ ⁵
6					1										»		»	14,30	7,00	0,28	2,36	3,25	45,50	28,60	1,59	у ₉ ⁶
7					1										»		»	15,50	7,00	0,30	2,64	3,55	49,70	31,00	1,60	у ₉ ⁷
8		1													»		»	15,00	9,50	0,43	2,45	3,60	50,40	30,00	1,68	у ₉ ⁸
9		1													»		»	7,00	8,80	0,40	1,75	1,83	25,62	14,00	1,83	у ₉ ⁹
10		1													»		»	8,50	10,40	0,47	1,85	2,93	41,02	17,00	2,41	у ₉ ¹⁰
11		1													»		»	7,50	9,00	0,41	1,66	2,74	38,36	15,00	2,56	у ₉ ¹¹
12		1													»		»	8,00	10,30	0,47	1,94	3,02	42,28	16,00	2,64	у ₉ ¹²
13		1													»		»	8,00	10,30	0,47	2,54	3,62	50,68	16,00	3,17	у ₉ ¹³
14		1													»		»	7,00	8,80	0,40	2,35	3,43	48,02	14,00	3,43	у ₉ ¹⁴

№ п.п.	Наименование процессов	Апрель					Май					Июнь и т. д.				
		5	10	15	20	25	5	10	15	20	25	5	10	15	20	25
1	Раннее весеннее борошение															
2	Погрузка минеральных удобрений															
3	Транспортировка минеральных удобрений															
4	Подкормка озимых															
5	Погрузка минеральных удобрений															
6	Транспортировка минеральных удобрений															
7	Предпосевное внесение минеральных удобрений															
8	Дробление и смешивание минеральных удобрений															
9	Предпосевное дискование с борошением															
10	Предпосевная культивация с борошением															
11	Транспортировка семян зерновых															
12	Посев зерновых															
13	Протравливание семян яровых															
14	Погрузка семян в АС-2															
15	Прикатывание посевов															
16	Погрузка органических удобрений															
17	Разбрасывание органических удобрений															
18	Перевозка гуминовой воды и жижи															
19	Погрузка извести															
20	Транспортировка извести и т. д.															

таблица, в которой имеется состав агрегата, количество обслуживающего персонала, заработная плата, расход и стоимость горючего и смазочных материалов, сумма отчислений на амортизацию, ремонты, техходы и на хранение, производительность агрегата, затраты на производство единицы работы (табл. 1).

В качестве примера приведена табл. 1 для работы 9 — предпосевное дискование с боронованием. Объем работы $P_9 = 1962$ га, начало выполнения работы t_g 22 апреля, конец t'_g 20 мая. Составляется также сводная таблица всех видов работ с указанием сроков их выполнения (табл. 2).

ВОПРОСЫ ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

*СИДОРЕНКО Ю. А.,
кандидат технических наук;
ГРЕЙМАН Я. А.,
аспирант*

НОВЫЕ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Надежность современных средств автоматизации в большой мере зависит от качества электроконтактных материалов, различного рода реле и выключателей. Как известно, в условиях животноводческих ферм, где аммиачные испарения создают агрессивную среду, надежность средств автоматизации не удовлетворяет современным требованиям.

Нам была поставлена задача изыскания таких электроконтактных материалов, которые бы обеспечивали химическую, электроэрозионную и механическую прочность. В результате проведенных исследований были получены электроконтактные материалы, основанные на методе металлокерамики с использованием интерметаллических и металлических порошков, покрытых серебром путем химического осаждения. В основе этого метода лежит химическая реакция восстановления иона серебра до металлического атома.

Создание контактных материалов с сочетанием вышеприведенных механических и физических свойств практически выполняемо при использовании методов металлокерамики при получении материалов типа керметов.

Как известно, для получения керметов по существующему методу в качестве исходных материалов берутся интерметаллические составляющие, которые смешиваются в определенных пропорциях с металлическими порошками-связкой будущего сплава. Полученные керметы обладают повышенной хрупкостью, плохой связью между металлом связки и неметаллической составляющей. Кроме того, в ряде случаев не удается провести прессование с содержанием интерметаллической составляющей выше 20%.

Для решения вопроса о создании контактных материалов типа керметов нами были проведены исследования с целью получения нового вида связки между зёрнами интерметаллической составляющей. Это выразилось в химическом осаждении на их

поверхностях (частицах металлических и интерметаллических порошков) металлического серебра и позволило получить новый вид порошка, обладающего электрическими свойствами одноименного серебряного порошка.

Предлагаемый нами метод серебрения порошков даст возможность идеально равномерно распределить в материале сплава серебро, чего нельзя обеспечить методом механического перемешивания. С другой стороны, серебряное покрытие в процессе спекания даст непрерывную сетку из серебра вокруг зерен составляющей сплава и образует как бы систему серебряных проводников, обеспечивающих при небольшом содержании серебра в материале достаточную электропроводность. Низкое же содержание в электроконтактном материале серебра позволяет значительно повышать такие важные свойства, как термостойкость, износостойкость, электроэрозионностойкость.

В основе физико-химического серебрения металлических и интерметаллических порошков лежит химическая реакция восстановления иона серебра до металлического атома.

Ванна химического серебрения состоит из 15 г AgNO_3 на 985 см^3 воды, 1000 см^3 инвентированного сахара и 15 г KOH на 985 см^3 воды.

Растворы азотнокислого серебра, едкого калия и инвентированного сахара приготавливаются отдельно.

Раствор инвентированного сахара приготавливается путем растворения 75 г сахара в 500 см^3 дистиллированной воды. В него добавляется 10 см^3 10%-ной серной кислоты. Полученный раствор кипятится в течение 10 мин., затем охлаждается, доводится до 1 л, после чего разбавляется водой в соотношении 1 : 10.

Перед серебрением к одному объему раствора азотнокислого серебра прибавляется один объем едкого калия. Выделившаяся в виде бурного осадка окись серебра растворяется 25%-ным раствором аммиака при непрерывном перемешивании до полного растворения осадка.

В сосуд с порошком, подлежащим серебрению, вливается полученный щелочный раствор комплексной аммиачной соли серебра и при непрерывном перемешивании порошка вливается раствор приготовленного инвентированного сахара при соблюдении соотношения объемов 2 : 1.

Количество щелочного раствора комплексной аммиачной соли серебра определяется толщиной серебряного покрытия зерен порошка.

Температура раствора при серебрении 40°C. Раствор ванны химического серебра считается отработанным при наступлении его прозрачности.

После серебрения порошки промываются в воде и сушатся в проточном воздухе при температуре 100°C.

При всех видах химического покрытия порошков их следует обезжиривать, тщательно промывать и высушивать.

Наши исследования были направлены на создание электроконтактных материалов на серебряной основе. Как известно, применяемые в электроконтактных устройствах серебряные контакты типа: СИ-40 (60% серебра, 40% никеля), СИ-30 (70% серебра, 30% никеля), серебро-графит (95% серебра, 5% графита), СОК (85-88% серебра, 12-15% окиси кадмия), серебро-вольфрам (50-70% серебра, 30-50% вольфрама), несмотря на наличие в них целого ряда важных рабочих характеристик, являются дорогостоящими (из-за использования в них большого процента серебряного порошка) и не всегда при длительных повышенных нагрузках отвечают условиям износоустойчивости, твердости, прочности, электрической эрозии.

С целью сохранения перечисленных свойств электроконтактных материалов были взяты порошки: карбид бора, окись алюминия, карбид кремния, вольфрам, молибден, никель, покрытые серебром по предлагаемому методу.

В результате проведенных исследований были получены следующие электроконтактные материалы:

40—60% SiCAg и 60—40% NiAg
40—60% Al₂O₃Ag и 60—40% NiAg
40—60% B₄CАg и 60—40% NiAg
40—60% SiCАg и 60—40% WAg
40—60% Al₂O₃Ag и 60—40% WAg
40—60% B₄CАg и 60—40% WAg
40—60% SiCАg и 60—40% MoAg
40—60% Al₂O₃Ag и 60—40% MoAg
40—60% B₄CАg и 60—40% MoAg

Эти композиции контактных материалов являются псевдосплавами типа керметов, включающих до 60% интерметаллической составляющей, обеспечивающих хорошую прессуемость и отсутствие выпотевания серебряного покрытия в процессе спекания.

Физико-механические и электрические свойства предлагаемых электроконтактных материалов будут приведены в последующих статьях.

КУДРЯВЦЕВ И. Ф.,
кандидат технических наук

БЕСКОНТАКТНЫЕ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫЕ СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Ввиду недостаточной надежности контактов в условиях сельскохозяйственного производства перспективными являются недорогие бесконтактные цепи управления, которые значительно повышают надежность средств автоматизации производственных электроустановок без существенного их удорожания [1, 3].

Наименее надежны контакты промежуточных реле и реле времени. Например, устранение в цепи управления одних контактов промежуточного реле и его электромагнитной системы по надежности равноценно устранению трех контактов магнитного пускателя в силовой цепи.

Наряду с недорогими бесконтактными цепями управления с электромагнитными элементами [2, 3] значительный интерес представляет бесконтактная цепь катушки магнитного пускателя, составленная из самого недорогого тиристора ВКУ-10, диодов Д7Ж, бесконтактного конечного выключателя БВК-24 и некоторых других элементов (рис. 1). Управление тиристором, пропус-

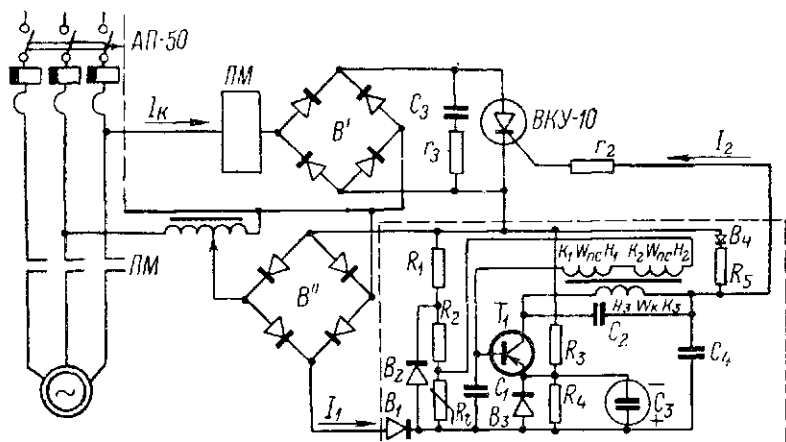


Рис. 1. Бесконтактная цепь автоматизированного управления электроприводом с использованием магнитного пускателя, тиристора ВКУ-10 и БВК-24.

кающим или запирающим ток в цепи катушки пускателя, осуществляется с помощью выпускаемого Лидским заводом «Электротехника» бесконтактного выключателя БВК-24, выходной цепью включенного в цепь управления тиристора через регулировочное сопротивление r_2 .

Защита тиристора ВКУ-10 от коммутационных перенапряжений в соответствии с инструкцией по эксплуатации выполнена с помощью проволочного сопротивления $r_3 = 30 \text{ ом}$ и емкости $C_3 = 1 \text{ мкф}$.

В схеме бесконтактного выключателя БВК-24 применен транзистор T_1 типа П4Д. Выключатель действует на основе использования принципа генератора с трансформаторной обратной связью. Генерирование незатухающих колебаний осуществляется подачей возникших в колебательном контуре выходных сигналов достаточной величины обратно на вход в соответствующей фазе. Для управления процессом генерации, осуществляемой с помощью изменения коэффициента связи между обмоткой катушки W_k и контуром обратной связи, используется встречно-последовательное соединение обмоток положительной $W_{пс}$ и отрицательной $W_{ос}$ обратной связи. Обмотки W_k и $W_{пс}$ выполнены на общем бронзовом ферритовом сердечнике марки СБН34-600, а обмотка $W_{ос}$ — на таком же сердечнике, находящемся на расстоянии 9–10 мм от сердечника первых двух катушек.

В предлагаемой схеме бесконтактное включение и отключение магнитного пускателя производится следующим образом. На входную цепь БВК-24 подается напряжение постоянного тока 24 в. При введении алюминиевой пластинки в направляющий паз уменьшается обратная связь между обмотками W_k и $W_{ос}$, возникает результирующая положительная связь между W_k и контуром обратной трансформаторной связи. Вызванная генерацией появлением в коллекторной цепи, т. е. в цепи управления тиристора, тока I_2 вполне достаточно для открытия управляемого вентиля ВКУ-10. Последний, открываясь, создает цепь для двух полуоволн тока в катушке магнитного пускателя, который в этот момент включается.

При выведении алюминиевой пластинки из направляющего паза усиливается отрицательная связь между W_k и $W_{ос}$, создавая отрицательную результирующую связь между W_k и контуром обратной связи. Происходит срыв генерации и прекращение тока в цепи управления тиристора. При первом же прохождении тока в цепи катушки магнитного пускателя через нуль тиристор закрывается, прерывая цепь тока и отключая магнитный пускатель.

Длительность переходного процесса при возникновении и срыве генерации не превышает трех-четырех периодов несущей частоты генератора, значение которой превышает несколько кило-

герц. Поэтому можно считать, что перепад коллекторного тока практически происходит мгновенно.

Установленный в цепи эмиттера диод B_2 создает нелинейную отрицательную обратную связь по току, способствующую улучшению температурной стабильности триода. Для стабилизации режима триода по температуре и напряжению в схеме бесконтактного выключателя применен также и делитель напряжения, состоящий из линейных сопротивлений R_1 , R_2 , полупроводникового термосопротивления R_t типа ММТ-8 и диода B_2 типа Д7Г. Удовлетворительная стабилизация режима триода по напряжению достигается при низких температурах благодаря диоду B_2 в цепи делителя, а при высоких температурах — полупроводниковому термосопротивлению R_t .

Согласно заводским данным выключатель БВК-24 рассчитан на постоянное напряжение 24 в. Допустимое колебание напряжения составляет от 0,85 до 1,25 номинального значения. Максимальный ток нагрузки равен 120 ма, вес — 320 г, стоимость — 13 рублей.

Аппарат надежно работает при изменении температуры окру-

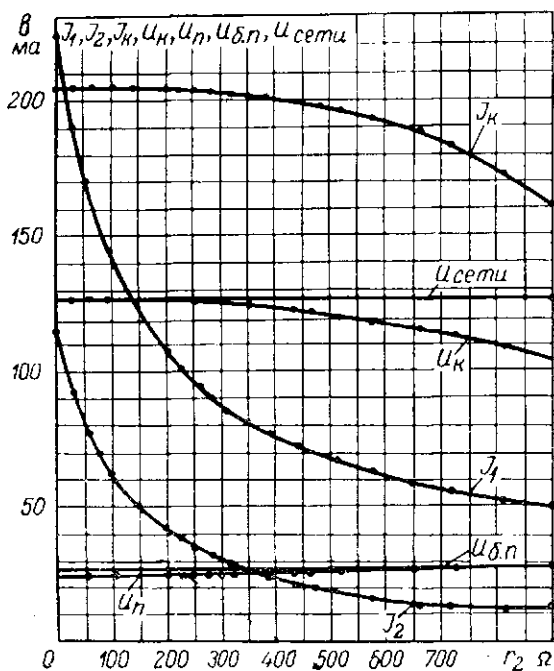


Рис. 2. Зависимости токов и напряжений в бесконтактной цепи управления ПМИ-2 с тиристором ВКУ-10 и БВК-24 от сопротивления r_2 при $U_1 = 126$ в, $U_{д.п.} = 28$ в.

жающей среды в пределах от -10 до $+45^{\circ}\text{C}$. Выходная цепь выключателя рассчитана на подключение электромагнитного реле типа МКУ-48 или КДР-1.

Сопротивление r_2 должно быть такой величины, чтобы при возможном повышении напряжения входной ток БВК-24 не превышал 120 ма , а выходной не превосходил допустимый ток в цепи управления тиристора. В связи с этим напряжение на БВК-24 во время проведения опыта было взято 27 в .

На рис. 2 по экспериментальным данным построены зависимости токов на входе и выходе БВК-24 I_1 и I_2 , в цепи катушки магнитного пускателя I_k и напряжения на катушке U_k в функции сопротивления r_2 .

Из кривых видно, что указанные токи и напряжения уменьшаются с увеличением r_2 . Наибольшее значение r_2 взято 940 ом , свыше которого нарушается нормальная работа пускателя. Из кривой $U_k - f(r_2)$ и $I_k - f(r_2)$ следует, что номинальные их значения обеспечиваются при изменении r_2 от 0 до 225 ом . При r_2 выше 225 ом ток в цепи катушки и напряжение на ней становятся меньше номинальных и чем больше значение r_2 , тем больше эти отклонения. С учетом допустимого значения I_1 рабочий диапазон сопротивления r_2 находится в пределах $155 \div 240 \text{ ом}$. Значение тока I_1 в этом диапазоне изменяется от 120 до 99 ма .

Характер изменения тока I_1 можно выразить уравнением гиперболы вида

$$I_1 = \frac{U \cdot 1000}{k r_{\text{тир}} + r_2^a} \text{ ма}, \quad (1)$$

где U — напряжение на входе БВК-24 с введенным экраном (пластинкой), в ;

$r_{\text{тир}}$ — сопротивление цепи управления тиристора;

r_2 — регулировочное сопротивление в цепи управления;

k, a — эмпирические величины, зависящие от характеристик элементов, входящих в БВК-24.

Для данного случая $U = 27 \text{ в}$, $k = 0,53$, $a = 0,915$.

Формула (1) действительна для r_2 , изменяющегося от 0 до 400 ом .

Для открытия тиристора в его цепи управления необходимо создавать определенный ток, которым, как показано на схеме рис. 1, является I_2 . Выявление его зависимостей от различных факторов и в первую очередь от сопротивления r_2 является важной задачей. Из рис. 2 видно, что магнитный пускатель включается при минимальном токе в цепи управления тиристора 12 ма . Однако, начиная с 37 ма и ниже, ток в цепи катушки пускателя и соответственно напряжение на катушке становятся

меньше номинальных значений. Это отклонение увеличивается по мере возрастания r_2 и соответственного уменьшения I_2 .

Из кривой $I_2=f(r_2)$ явствует, что для рабочего диапазона сопротивления r_2 ток I_2 должен иметь значение в пределах 50—37 ма.

Зависимость тока управления I_2 от сопротивления r_2 (аналогично предыдущему) можно выразить уравнением (1), в котором U — напряжение на выходе БВК-24. При напряжении на входе 27 в оно равно 24 в. В этом случае $k=0,91$; $a=1,13$.

В период включения магнитного пускателя возникает переходный процесс, длящийся 1—3 полупериода с кратковременными пиками напряжения открытия тиристора. Поэтому с учетом возможных коммутационных перенапряжений его электрическая прочность должна быть не менее, чем в 2 раза больше амплитуды номинального напряжения сети.

Рассмотренная схема автоматизированного управления электроприводом (рис. 1) с бесконтактной цепью управления работает хорошо и ее можно использовать в тех случаях, когда бесконтактные полупроводниковые выключатели, регуляторы и другие датчики имеют небольшую выходную мощность, достаточную лишь для цепи управления тиристора.

Весьма заманчивой является перспектива создания таких полупроводниковых выключателей, регуляторов, датчиков или усилителей к ним, которые были бы рассчитаны на подключение катушек силовых контакторов, а последние своими контактами могли бы включать и отключать нагрузку переменного тока. Помимо того, что полупроводниковые устройства на выходе имеют постоянный ток, в пользу применения контакторов постоянного тока говорит и то, что они имеют меньшую чувствительность к снижению напряжения и большую надежность. Например, при снижении напряжения на катушке электромагнитных аппаратов переменного тока до величины, равной или меньшей напряжения отключения, аппараты отключаются, а если их катушки после отключения остаются под напряжением, то они перегорают вследствие возникновения в них тока, в несколько раз превышающего номинальный. Это происходит потому, что сопротивление катушек с разомкнутым магнитопроводом в 5—13 раз меньше, чем с замкнутым. Если производится включение аппаратов в тот момент, когда напряжение в питающей сети меньше напряжения срабатывания и их катушки после этого остаются под напряжением, то они также перегорают. Заклинивание подвижного магнитопровода в момент включения аппарата приводит к тем же последствиям. Этих недостатков нет у электромагнитных аппаратов постоянного тока.

На рис. 3 представлена схема автоматизированного электропривода с бесконтактной цепью управления контактором постоянного тока, работающим от бесконтактного выключателя

БВК-24 с усилителем. Последний изготовлен по нашей заявке в СКБ-8 Минского завода автоматических линий. Катушка контактора K непосредственно подключена к усилителю на выходное напряжение 24 в постоянного тока. Контактёр ПМИ-2П

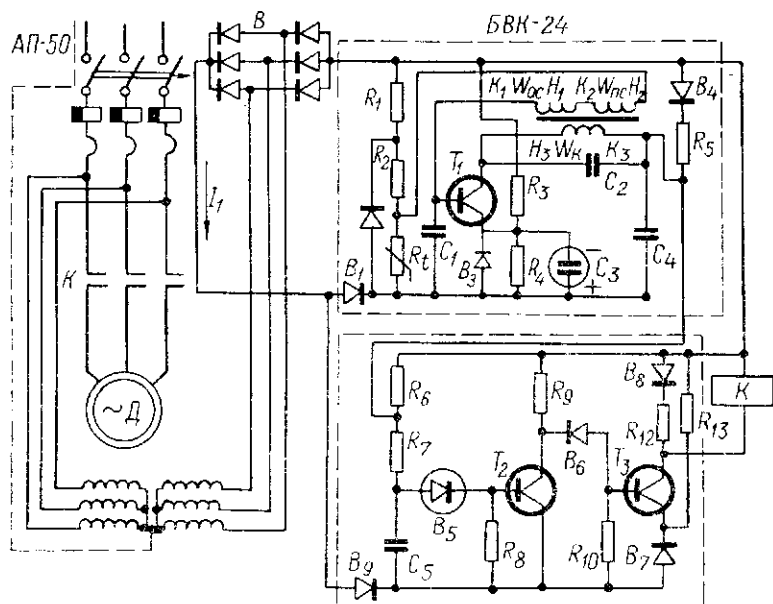


Рис. 3. Бесконтактная цепь автоматизированного управления электроприводом с использованием контактора ПМИ-2П, БВК-24 и полупроводникового усилителя к БВК.

изготовлен из магнитного пускателя ПМИ-2 путем замены катушки и некоторого изменения в магнитной системе. Так как принцип действия БВК-24 описан выше, для уяснения работы схемы рассмотрим работу усилителя.

При отсутствии на входе усилителя сигнала от БВК стабилитрон B_5 пробивается, ток протекает через переход эмиттер-база триода T_2 , стабилитрон B_5 , сопротивления R_8 , R_7 , R_6 . Триод T_2 , находясь в режиме насыщения, шунтирует сигнал через сопротивление R_9 и диод B_6 на базу триода T_3 , который закрыт, и ток через катушку практически равен нулю.

С приходом управляющего сигнала от БВК шунтируются сопротивления R_8 , R_7 и стабилитрон B_5 , закрывается триод T_2 , открывается триод T_3 и через катушку протекает полный ток.

Нагрузкой усилителя является катушка контактора постоянного тока, имеющая индуктивное и активное сопротивления. При запираании выходного триода T_3 в катушке контактора возникает э. д. с. самоиндукции, которая может в несколько раз превосхо-

дить величину напряжения источника. Для предотвращения этого явления и защиты выходного триода предусмотрена шунтирующая цепочка из диода B_8 и сопротивления R_{12} . Благодаря наличию этой цепочки ток в нагрузке не исчезает мгновенно, т. е. несколько затягивается время отключения контактора. Конденсатор C_5 препятствует проникновению генерации БВК в усилитель. Диод B_6 используется как нелинейный элемент. Цепочка R_{13}, B_7 способствует стабилизации транзистора T_3 .

Основные технические данные усилителя

Питание усилителя производится от источника постоянного тока с напряжением 24 в, собранного по схеме трехфазного двухполупериодного выпрямления.

Управляющий сигнал на вход усилителя подается от БВК-24.

Усилитель работает при изменении напряжения питания от 0,85 до 1,25 номинального значения и температуре окружающей среды от -5 до $+45^\circ\text{C}$.

Таким образом, с введением в паз БВК алюминиевой пластинки на катушке контактора появится напряжение 24 в постоянного тока. Контактор включится и включит электродвигатель. С выведением пластинки из паза БВК напряжение на катушке контактора исчезнет и электродвигатель отключится.

Для анализа работы бесконтактной цепи катушки контактора сняты зависимости тока $I_{\text{н}}$, напряжение $U_{\text{н}}$, мощности $P_{\text{н}}$ на выходе усилителя и I_1, U_1 и P_1 на входе в БВК от величины сопротивления нагрузки (катушки контактора) $R_{\text{н}}$.

Из кривых (рис. 4) видно, что разница между напряжениями на входе U_1 и выходе $U_{\text{н}}$ составляет около 1,5 в. С уменьшением сопротивления нагрузки $R_{\text{н}}$ напряжения U_1 и $U_{\text{н}}$ плавно снижаются, а токи I_1 и $I_{\text{н}}$ увеличиваются. Эти изменения (от $R_{\text{н}} = 70$ ом и менее) носят резкий характер. Разница между мощностями P_1 и $P_{\text{н}}$ выражает потери в БВК-24 и усилителе, которые равны 1,6—2,7 вт.

Зная требуемую мощность нагрузки, по кривой $P_{\text{н}} = f(R_{\text{н}})$ находят сопротивление, которое должна иметь нагрузка, а затем определяют ток и напряжение нагрузки. Эти данные должны быть исходными при выборе и расчете катушек контакторов, подсоединяемых непосредственно к усилителю.

Измерения показали, что напряжение включения контактора составляет примерно 65%, а напряжение отключения — 40% номинального.

Представленная на рис. 3 схема с бесконтактной цепью управления перспективна и может быть использована для автоматизации водоснабжения, зерноочистки, кормоприготовления и других процессов, в которых бесконтактный выключатель БВК-24 может быть использован как датчик давления, конечный выключо-

читель и в других случаях, где изменение регулируемых параметров можно увязать с перемещением алюминиевой пластинки в пазу БВК-24.

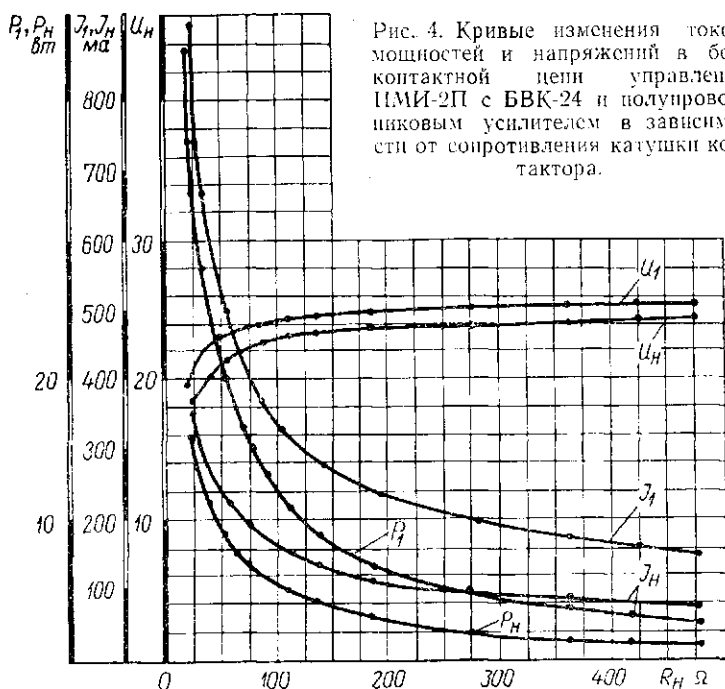


Рис. 4. Кривые изменения токов, мощностей и напряжений в бесконтактной цепи управления ЦМИ-2П с БВК-24 и полупроводниковым усилителем в зависимости от сопротивления катушки контактора.

Легко приспособить БВК-24 в качестве датчика веса продукта, поступающего в бункер. Например, при наполнении бункера зерном или другим наполнителем из паза БВК-24 под действием веса зерна должна выйти пластинка. Тогда автоматически отключится машина или поточная линия, работающая на заполнение данного бункера. При этом в цепи управления, в том числе и в датчике, нет электрических контактов, которые ненадежны и пожароопасны. Стоимость БВК-24 с усилителем около 24 руб.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудрявцев И. Ф. Оценка надежности и экономичности систем автоматического управления электроустановками. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1966, № 6.
2. Кудрявцев И. Ф. Бесконтактные цепи катушек магнитных пускателей для автоматизации электроустановок. «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1964, № 6.
3. Кудрявцев И. Ф., Шкляр О. С. Автоматизация безбашенной электроводоканки. «Техника в сельском хозяйстве», 1965, № 9.

КУДРЯВЦЕВ И. Ф.,
кандидат технических наук;
ГЕРАСИМОВИЧ Л. С.,
инженер

ПОЛУПРОВОДНИКОВЫЕ ПЛЕНОЧНЫЕ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Метод косвенного электронагрева широко применяется в сельскохозяйственных нагревательных установках. В подавляющем большинстве нагревательные элементы при этом выполняются в виде спиралей или узких лент из жаропрочных дефицитных и дорогостоящих сплавов (нихром, фехраль и др.) и специальных кабелей (типа КСОП и др.).

Способ нагрева посредством проволочных элементов сопротивления имеет целый ряд недостатков. К их числу относятся: низкий коэффициент использования электроэнергии, малая скорость нагрева, значительный расход дефицитных металлов и другие.

При эксплуатации вследствие незначительной поверхности теплоотдачи нагревательного элемента и малой теплопроводности изоляции возникает его перегрев, что, во-первых, снижает срок службы нагревателей из-за большой температуры на его поверхности и, во-вторых, при необходимости затрудняет создание равномерного температурного поля на обогреваемой поверхности установки.

В настоящей работе рассматриваются вопросы, связанные с новым способом электронагрева — полупроводниковым пленочным обогревом, который еще не нашел применения в нагревательных установках сельскохозяйственного назначения, несмотря на его многие положительные качества.

В принципе полупроводниковый пленочный нагреватель представляет собой электронагреватель косвенного нагрева, в котором в качестве тепловыделяющего элемента применен материал с удельным сопротивлением, характерным для полупроводников ($\rho = 10^{-4} \div 10^{11} \text{ ом} \cdot \text{см}$). Тепловыделяющий элемент сопротивления при этом наносится на жесткие изолированные металлические конструкции обогревателя в виде пленки толщиной до 0,2 мм.

Характерной особенностью такого типа электронагревателей является возможность создания равномерного теплового потока на значительных площадях, покрытых токопроводящей пленкой, а также возможность нанесения пленочного нагревателя непосредственно на обогреваемую установку, что уменьшает ее вес

и стоимость и повышает термический к. п. д. и скорость нагрева установки в целом.

Так, в СКБ-3 Минавтопрома разработаны составы и технология изготовления пленочных электронагревательных элементов [1], которые могут быть использованы для создания полупроводниковых пленочных электронагревательных установок.

Параметры элементов следующие:

- а) удельное сопротивление $\rho = 1,32 \cdot 10^{-1}$ ом·см и выше;
- б) напряжение питания до 300 в переменного и постоянного тока;
- в) температура нагрева до 250°C ;
- г) удельная мощность на пленке до 2 вт/см²;
- д) температурный коэффициент сопротивления $\alpha = 7,1 \cdot 10^{-4} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$.

Напольный электрообогреватель с полупроводниковыми пленочными элементами сопротивления (рис. 1), предназначенный

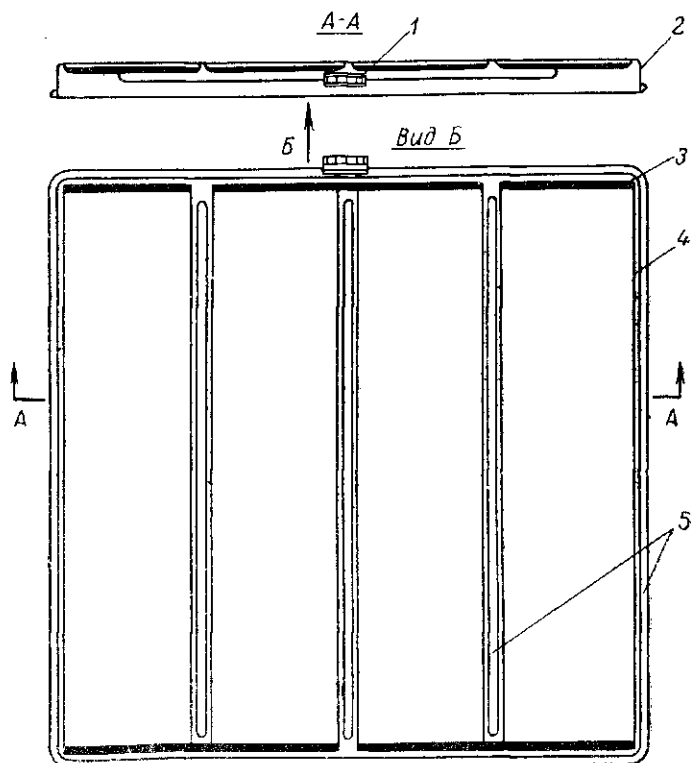


Рис. 1. Напольная электронагревательная панель с полупроводниковым пленочным обогревом:
 1 — нагревательный разъем; 2 — корпус панели; 3 — контактная шина; 4 — полупроводниковая пленка; 5 — ребра жесткости.

для обогрева молодняка птицы, выполняется в виде панели, штампованной из тонколистовой стали толщиной $0,5 \div 0,8$ мм и покрытой с обеих сторон химически стойкой электроизоляционной стеклоэмалью толщиной $0,4 \div 0,6$ мм [2]. На нижней стороне панели непосредственно на стеклоэмаль наносится полупроводниковая пленка толщиной $0,1 \div 0,15$ мм, изготовленная из ферросилиция и раствора силиката натрия. В требуемых местах пленки методом металлизации наносятся контактные шины (медные, латушные и др.), к которым припаиваются подводящие провода, соединяемые со штепсельным разъемом.

При такой конструкции рабочей поверхностью обогрева является верхняя эмалированная поверхность панели. При этом обогрев молодняка птицы производится путем соприкосновения птицы с рабочей поверхностью.

Отличительной особенностью таких панельных электрообогревателей являются:

- а) равномерное температурное поле на рабочей поверхности;
- б) небольшой вес и стоимость на единицу рабочей площади обогрева;
- в) возможность дезинфекции рабочей поверхности термическим путем при помощи нагрева той же полупроводниковой пленкой.

Вес нагревательной панели можно приближенно определить по формуле

$$G = k_F F (h_1 \gamma_1 + 2 h_2 n \gamma_2),$$

- где G — вес панели, кг;
- F — рабочая площадь, $см^2$;
- h_1 — толщина металла, из которого изготовлена панель, $см$;
- γ_1 — удельный вес металла, $кг/см^3$;
- h_2 — толщина одного покрытия эмали, $см$;
- n — количество слоев эмалевых покрытий;
- γ_2 — удельный вес обожженной эмали, $кг/см^3$;
- k_F — коэффициент неучтенной площади, $1,15 \div 1,2$.

При принятых условиях вес $1 м^2$ рабочей площади обогрева колеблется от 5 до 7 кг.

Практически рабочая площадь F нагревательной панели может достигать $1 м^2$ и ограничивается габаритами обжигательных печей, деформацией панели во время обжига эмали в печах и некоторыми другими технологическими особенностями эмалирования [2]. При принятых условиях вес $1 м^2$ рабочей площади обогрева колеблется от 5 до 7 кг.

Общая электрическая мощность P нагревательной установки определяется на основании основной формулы электронагрева [3]

$$P = \frac{\alpha \cdot F(t - t_0)}{1 - \epsilon - \tau} \text{ вт.}$$

Заменяв $\alpha := k_T \alpha_1$ и $t \approx t_{\text{раб. пов.}}$, электрическую мощность панели можно представить в виде

$$P = \frac{k_T \alpha_1 F (t_{\text{раб. пов.}} - t_{\text{возд.}})}{1 - T/\tau} \text{ вт}, \quad (1)$$

где α — общий коэффициент теплоотдачи панели, вт/см^2 ;
 α_1 — коэффициент теплоотдачи рабочей поверхности панели, вт/см^2 ;
 $t_{\text{раб. пов.}}$ — необходимая температура на рабочей поверхности, $^{\circ}\text{C}$;
 $t_{\text{возд.}}$ — температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$;
 T — необходимое время разогрева поверхности панели, час ;
 τ — постоянная времени панели, час ;
 k_T — коэффициент неучтенных теплопотерь в грунт и через боковые стенки панели.

Для получения расчетной мощности P при заданном напряжении U необходимо определить требуемый состав пленки нагревателя при принятой конфигурации нанесения. При этом для упрощения расчета принимаем следующие допущения:

а) ввиду весьма малого температурного коэффициента сопротивления сопротивление пленки принимаем независимым от температуры;

б) удельное сопротивление и толщина пленки постоянны.

С учетом сделанных допущений удельное сопротивление пленки можно определить из выражения:

$$\rho = \frac{U^2 b h}{10^{-4} P L} \text{ ом} \cdot \text{см}, \quad (2)$$

где U — напряжение питания, в ;
 P — мощность нагревателя, вт ;
 b — ширина нагревателя, см ;
 h — толщина нагревателя, см ;
 L — длина нагревателя, см .

Подставляя в уравнение (2) данные в соответствии со схемой расположения и электрического соединения участков пленки на заданной площади обогрева $F = L \times B$ (рис. 2), получаем

$$\rho = \frac{U^2 [B - t(k - 1)] h}{10^{-4} P L k^2} \text{ ом} \cdot \text{см}, \quad (3)$$

где U — напряжение питания, в ;
 P — расчетная мощность панели;
 L — длина обогреваемой поверхности, см ;

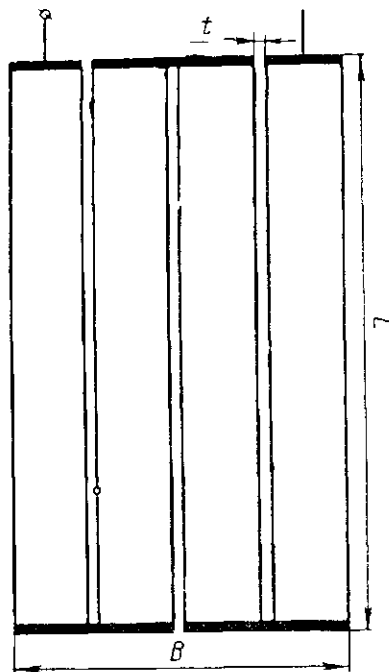


Рис. 2. Расчетная схема расположения и электрических соединений плечочных элементов на панели.

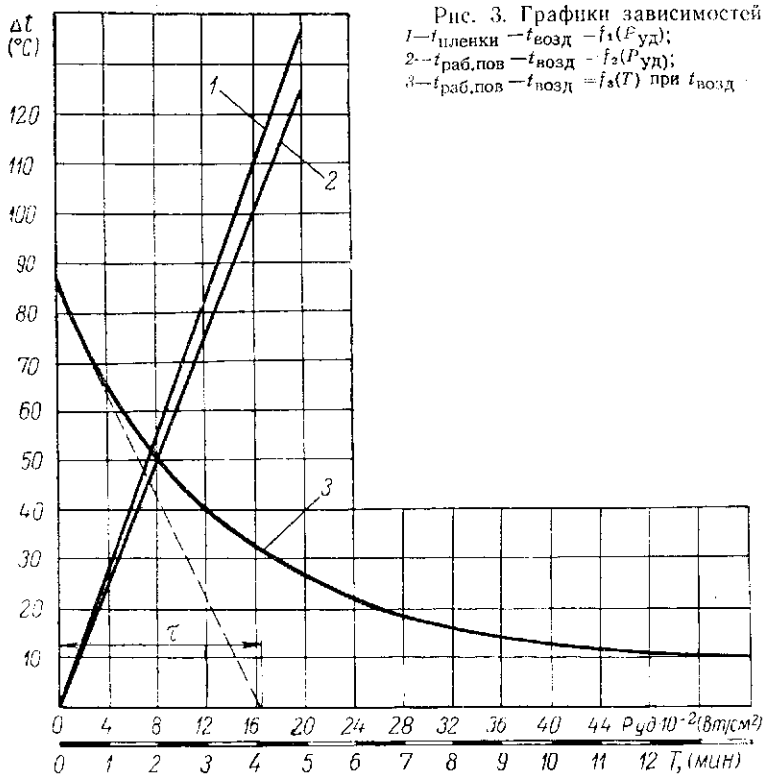
- B — ширина обогреваемой поверхности, см;
 t — пробивной промежуток между соседними полосами панели, см;
 h — толщина пленки, см;
 k — количество последовательно соединенных полос пленки (при делении полосы пленки на n параллельно соединяемых участков $k = \frac{1}{n}$).

Требуемый состав пленки для получения расчетного удельного сопротивления ρ находится по диаграммам зависимостей от состава пленки.

При принятом составе пленки требуемая мощность может быть обеспечена за счет подбора количества полос и их электрического соединения, а также изменением толщины пленки, что следует из уравнения (4).

Для проведения исследований изготовлен опытный образец электронагревательной панели, имеющей площадь $F = 80 \times 60 = 48000 \text{ см}^2$.

Панель имеет четыре полосы пленки. Сопротивление одной



полосы $R_1 = 245 \text{ ом}$, толщина: пленки $h = 0,1 \text{ мм}$; металла $h_1 = 0,7 \text{ мм}$; стеклоэмали $h_2 = 0,3 \text{ мм}$.

На рис. 3. представлены зависимости превышения температуры на рабочей поверхности и на пленке от удельной мощности нагревателей, а также дана кривая остывания панели.

Анализ результатов исследований показал, что для обеспечения рабочей температуры от 19 до 35°C на панели необходима максимальная удельная электрическая мощность пленочного нагревателя, равная $0,05 \text{ Вт/см}^2$, а для дезинфекции при температуре $100 \div 110^\circ\text{C}$ — $0,2 \text{ Вт/см}^2$. Переход от одной удельной мощности к другой осуществляется переключением электрического соединения нагревательных элементов.

При принятых условиях и температуре окружающего воздуха $t_{\text{возд}} = 19^\circ\text{C}$ время разогрева до рабочей температуры 35°C — 7 мин , до температуры дезинфекции 110°C — 6 мин . Частота включений нагревателей в час при поддержании температур: $35 \pm 1,2^\circ\text{C}$ — 84 , $110 \pm 5^\circ\text{C}$ — 49 .

Удельный расход электроэнергии в рабочем режиме составляет около $0,01 \text{ Вт-ч/см}^2$, в то время как в лучших существующих

электронагревательных установках для обогрева молодняка птицы удельный расход электроэнергии составляет не менее $0,04 \text{ вт-ч/см}^2$ [4], т. е. в 4 раза больше.

Удельный расход электроэнергии в режиме дезинфекции составляет около $0,15 \text{ вт-ч/см}^2$.

Вес установки по сравнению с существующими переносными устройствами для обогрева молодняка птицы уменьшается более чем в 2 раза.

Стоимость одной опытной панели составляет около 7 руб., т. е. в 2—3 раза дешевле по сравнению с существующими электрообогревателями.

Таким образом, анализ приведенных технических характеристик напольных полупроводниковых пленочных электронагревательных установок показывает значительные преимущества этих установок перед существующими электрообогревателями молодняка птицы и позволяет ставить вопрос о применении их в сельском хозяйстве.

Расчетно-аналитические и экспериментальные зависимости, приведенные выше, могут быть использованы для расчета и конструирования подобных установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варгин В. В. и др. Технология эмали и эмалирования металлов. М., Госиздат, 1958.
2. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л., ГЭИ, 1956.
3. Рубцов П. А., Осетров П. А., Бондаренко С. П., Савинов К. П. Применение электрической энергии в сельском хозяйстве. М., Изд-во «Колос», 1964.

*КУДРЯВЦЕВ И. Ф.,
кандидат технических наук;
МАНЬКИН А. Н.,
инженер*

БЕСКОНТАКТНЫЕ ЦЕПИ УПРАВЛЕНИЯ С ПОЛУПРОВОДНИКОВЫМИ И ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ОСВЕТИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Широкое распространение в сельскохозяйственном производстве получили осветительные и облучательные установки для подсвечивания растений в теплицах и продления светового дня в птичниках. Эти установки работают по специальному графику, который легко осуществить с помощью автоматических устройств.

Основными элементами автоматизации являются фотореле и программное устройство, включающее установки в утреннее время до рассвета и отключающее их вечером в заданное время. Фотореле отключает осветительные установки утром с нарастанием интенсивности естественного освещения и включает вечером при уменьшении освещенности.

Выпускаемые промышленностью фотореле имеют небольшую выходную мощность, достаточную для включения маломощных реле, контакты которых, включенные в цепь катушки магнитного пускателя, производят соответствующие переключения в зависимости от освещенности. При разработке и изготовлении более надежных фотореле целесообразно использовать полупроводники и фотосопротивления с таким расчетом, чтобы выходные сигналы фотореле поступали непосредственно в бесконтактную цепь катушек пускателей и контактов, включающих и отключающих осветительные установки. Исключение из схемы фотореле электромагнитной системы промежуточного реле и его контактов, которые являются частой причиной отказа в работе, позволит значительно повысить надежность фотореле.

С этой точки зрения большой интерес представляет изготовленное в мнском СКБ-8 полупроводниковое фотореле, которое более чем другие подходит для использования в бесконтактных цепях управления.

На рис. 1 приводится электрическая схема магнитного пускателя, в бесконтактной цепи катушки которого включен тиристор, управляемый полупроводниковым фотореле. Полупроводниковое фотореле действует как от естественного освещения, так и от осветителя с арматурой типа АСО, в который ввинчена лампочка СМ-33 или СЦ-78. Используется фотосопротивление типа ФСД-1.

Фотоэлектрический усилитель собран по схеме триггера с положительной обратной связью, обеспечивающей релейную характеристику выходного сигнала независимо от характера изменения входного сигнала.

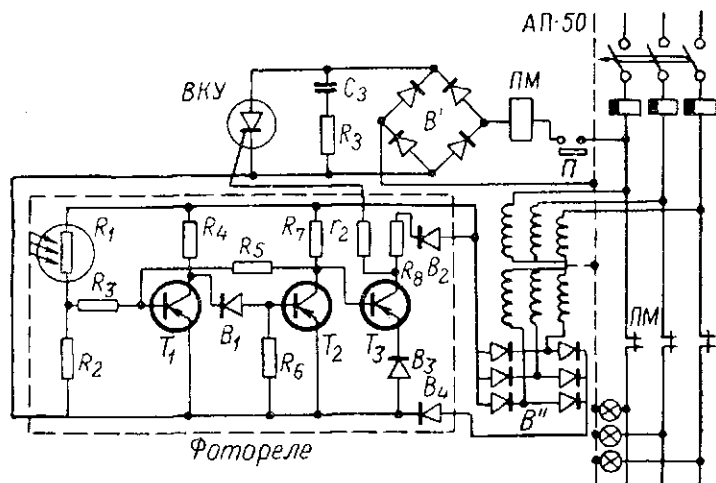


Рис 1. Бесконтактная цепь автоматизированного управления осветительной установкой с использованием магнитного пускателя, тиристора ВКУ-10 и полупроводникового фотореле.

Схема усилителя содержит три триода типа МП21 для нагрузки 230 ом. При необходимости снижения сопротивления выхода триод T_3 и диоды в цепи положительного полюса источника и в цепи эмиттера триода T_3 заменяются на более мощные (П203М; Д204; Д242 и т. п.), как указано в табл. 1.

Таблица 1

Элементы полупроводникового фотореле

Нагрузка, ом	Типы полупроводниковых элементов и величины сопротивлений, соответствующие данной нагрузке				
	T_3	B_3	B_4	R_7	R_8
230	МП21	Д226	Д226	3К	300
100	П203М	Д204	Д204	1,5К	100
50	П203М	Д242Б	Д242Б	1,5К	100

Схема усилителя содержит входную ячейку и три каскада усиления на полупроводниковых триодах. Входная ячейка представляет собой делитель, одним плечом которого служит фотосопротивление, а вторым — сопротивление МЛТ-05, передающее сигнал от изменения сопротивления ФСД на входной триод T_1 . Для предохранения входной цепи от повреждения при случай-

ной подаче минуса на базу триода T_1 в цепь базы включено ограничивающее сопротивление R_3 . Триоды T_1 и T_2 через сопротивление R_5 связаны положительной обратной связью, обеспечивающей релейность выходного сигнала. Диод V_1 и сопротивление R_6 выполняют роль стабилизирующей цепочки по напряжению и температуре. Температурная стабилизация выходного каскада, образованного триодом T_3 , осуществляется введением в цепь эмиттера прямого нелинейного сопротивления диода V_3 , за счет отрицательной обратной связи по току. Диод V_4 служит для защиты схемы при подаче питающего напряжения обратной полярности. Цепочка, состоящая из диода V_2 и сопротивления R_8 , предохраняет выходной каскад от импульса перенапряжения, возникающего в момент отключения индуктивной нагрузки. Рабочий диапазон температур фотореле составляет $-10 \div +45^\circ\text{C}$.

Электрическая схема полупроводникового фотореле (рис. 1) действует следующим образом. Освещение фотосопротивления вызывает уменьшение его величины. База входного триода получает отрицательный потенциал по отношению эмиттера и триод T_1 открывается, шунтируя подачу отрицательного потенциала на базу триода T_2 . Триод T_2 закроется и расшунтирует подачу питания на базу выходного триода T_3 , который, открываясь, снимет импульс на открывание тиристора ВКУ-10. Магнитный пускатель отключит осветительную установку.

Уменьшение освещения на фотосопротивлении прекратит подачу отрицательного потенциала на базу триода T_1 , который закроется и расшунтирует базу триода T_2 . Триод T_2 , открываясь, зашунтирует базу триода T_3 , который закроется и включит магнитный пускатель. Последний в свою очередь включит осветительную установку.

В целом же автоматизированная осветительная установка, например, в теплице действует следующим образом. Перед рассветом программное устройство замыкает контакты II и включается освещение. С наступлением дня срабатывает фотореле и отключает искусственное освещение, а с наступлением темноты включает его. Вечером по истечении заданного времени освещения программное реле размыкает контакты II и отключает лампы.

Построенные на рис. 2 зависимости показывают, что при регулировочном сопротивлении $r_2 = 50 \text{ ом}$ напряжение на катушке пускателя равно напряжению сети и ток в цепи управления тиристора $I_2 = 57 \text{ ма}$. При повышении напряжения сети на 10% ток I_2 составит около 63 ма, что значительно меньше допустимого (74 ма).

Таким образом, описанное полупроводниковое фотореле успешно работает в бесконтактной цепи управления при оптимальном регулировочном сопротивлении $r_2 = 50 \text{ ом}$.

Однако схему можно упростить и автоматику сделать дешевой, если изготавливать полупроводниковые фотореле с достаточ-

ной выходной мощностью, чтобы к ним можно было бы непосредственно подключать катушку контактора, рассчитанную на 24 в постоянного тока. Этому условию, в соответствии с приведенными выше техническими данными, удовлетворяет описанное ранее полупроводниковое фотореле.

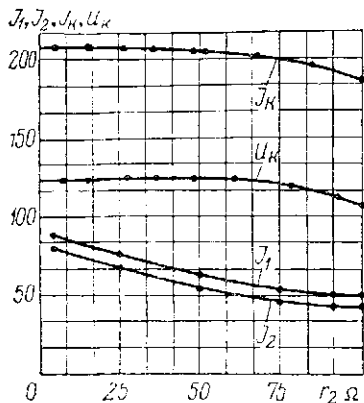


Рис. 2. Зависимости токов и напряжения в бесконтактной цепи управления ВКУ-10 и полупроводниковым фотореле от сопротивления r_2 .

Схема автоматизации (рис. 3) осветительной установки по принципу работы аналогична схеме на рис. 1.

Измерения показали, что полупроводниковое фотореле с подсоединенной к нему катушкой силового контактора ПМИ-2П работает надежно при значительных отклонениях напряжения от номинального значения (до 65%). Стоимость полупроводникового фотореле без источника питания около 15 рублей.

Описанные фотореле, как и выпускаемые промышленностью, дают сигнал на выходе при освещении фотосопротивления.

Чтобы иметь импульс на выходе фотореле для включения дополнительного освещения в теплицах и птичниках при уменьшении освещения, необходимо поменять местами фотосопротивление R_1 с сопротивлением R_2 в схемах (рис. 1, 3). Тогда в этих схемах потребуются электромагнитный аппарат нормального исполнения.

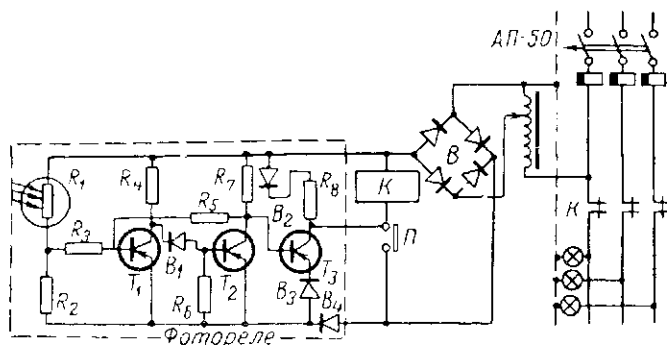


Рис. 3. Бесконтактная цепь автоматизированного управления осветительной установкой с использованием контактора ПМИ-2П и полупроводникового фотореле.

Применение того или иного варианта должно обуславливаться конкретными условиями работы. Первый вариант целесообразен тогда, когда в наибольшую часть времени цикла работы осветительная установка включена при обесточенной катушке электромагнитного аппарата. В этом случае уменьшаются время нахождения катушки под напряжением и расход электроэнергии. Кроме того, повышается надежность работы контактов, так как их замыкание происходит с помощью усилий от пружин или веса подвижных частей, а не под действием пульсирующей электромагнитной силы, обеспечивающей в обычных случаях установление контакта при включении.

Недорогая схема (рис. 3) с бесконтактной цепью автоматизированного управления электроосветительной установкой, как более простая и надежная, является перспективной. Ее следует рекомендовать для использования в сельскохозяйственном производстве.

ДОИНИКОВ Б. Д.,
кандидат технических наук

К РАСЧЕТУ ЦИРКУЛЯЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ С ДВУХСВЕТОВЫМИ ЭКРАНАМИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО И ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В работах [1, 2] дано подробное описание конструкций и схемы работы паровых котлов сельскохозяйственного и промышленного назначения, оснащенных двухсветовыми пространственными экранами. Особенность этих конструкций и их работа заставляют более внимательно подойти к вопросу расчета циркуляционного контура пространственных экранов, ибо от этого во многом зависит надежность и безопасность работы паровых котлов с пространственными экранами.

Двухсветовой пространственный экран обычно помещается в зоне высоких температур топочной камеры котла, поэтому в основу расчета циркуляционного контура экрана должно быть заложено влияние тепловой нагрузки топки на циркуляцию. Существующие до сего времени материалы ЦКТИ и ВТИ по расчету паровых котлов не содержат необходимых исходных данных по этому вопросу.

Одним из основных условий безопасной работы верхнего коллектора экрана является правильный выбор кратности циркуляции или скорости пароводяной эмульсии в экране [1, 2]. Как известно, двухсветовой пространственный экран имеет самостоятельный контур циркуляции. В связи с этим при проектировании необходимо обращать особое внимание на соответствие тепловой нагрузки топки и гидродинамического режима двухсветового экрана.

Известно, что количество тепла, воспринимаемое поверхностью нагрева экрана (Q_3), равно теплоте парообразования r , умноженной на паропроизводительность экрана D_3 [1, 2, 5],

$$Q_3 = r D_3. \quad (1)$$

Паропроизводительность экрана можно выразить

$$D_3 = \frac{G_3}{n}, \quad (2)$$

где G_3 — количество воды, проходящей через экран;
 n — кратность циркуляции в экране.

Подставляя выражение (2) в (1), имеем

$$Q_3 = r \frac{G_3}{n} . \quad (3)$$

В свою очередь количество тепла, передаваемое экрану,

$$Q_3 = (1 - \varepsilon) Q_p^n \gamma_{\text{т}} B, \quad (4)$$

где Q_p^n — теплота сгорания топлива;

$\gamma_{\text{т}}$ — коэффициент полезного действия топки;

ε — видимый коэффициент излучения топки;

B — часовой расход топлива.

Подставляя выражение (4) в (3), находим значение кратности циркуляции

$$n = \frac{r G_3}{(1 - \varepsilon) Q_p^n B \gamma_{\text{т}}} . \quad (5)$$

Вследствие того, что $(1 - \varepsilon) Q_p^n B \gamma_{\text{т}} = Q_{\text{л}}$,

где $Q_{\text{л}}$ — количество тепла, передаваемое лученосителем, то выражение (5) примет вид.

$$n = \frac{r \cdot G_3}{Q_{\text{л}}} . \quad (6)$$

Помножим и разделим выражение (6) на поверхность нагрева экрана F_3 и так как $\frac{Q_{\text{л}}}{F_3} = q_3$, то уравнение (6) преобразуется в следующее:

$$q_3 = \frac{r G_3}{n F_3} , \quad (7)$$

где q_3 — тепловая нагрузка экрана.

Уравнение (7) устанавливает связь между тепловой нагрузкой двухсветового экрана и кратностью циркуляции в нем. Из данного выражения видно, что тепловая нагрузка обратно пропорциональна кратности циркуляции.

Проведем некоторый анализ выражения (7) для различных паровых котлов. Так, например, для прямоточных паровых котлов, где кратность циркуляции равна единице, q_3 точно соответствует количеству тепла, воспринимаемому поверхностями нагрева. Если же взять водогрейные котлы, то для них теплота парообразования равна нулю и уравнение (7) тоже равно нулю и как бы теряет смысл. Данный случай является крайним или особым случаем. В водогрейных котлах, где нет парообразования, гравитационный напор, являющийся в данном случае основ-

ным, обеспечивает необходимую кратность циркуляции воды. Указанная кратность циркуляции обеспечивается не за счет теплоты парообразования, а за счет разности удельных весов. В данном случае расчет циркуляции не может быть произведен за счет напора, создаваемого разностью удельных весов (пароводяной эмульсии и питательной воды). Поэтому в уравнении (7) вместо теплоты парообразования следует понимать теплосодержание либо воды (для водогрейных котлов), либо произведение теплоемкости на разность температур. Следует также отметить, что внимательное изучение уравнения (7) приводит к некоторой неопределенности. Действительно, при наличии большой кратности циркуляции из уравнения (7) получаем, что тепловая нагрузка экрана должна быть незначительной, а это неправдоподобно. Как известно, наиболее обогреваемый контур котла является источником теплового движения в котле или циркуляции (что соответствует второму закону термодинамики). По-видимому, наличие указанного несоответствия между тепловой нагрузкой и кратностью циркуляции в уравнении (7) послужило причиной, в результате которой при существующей методике расчета циркуляционных контуров паровых котлов совершенно не учитывается кратность циркуляции. Постараемся исправить этот недостаток.

Исходное уравнение (3), а следовательно, и (7) являются калориметрическими и не отражают физические особенности процесса, поэтому уравнение (7) должно быть конкретизировано. Вследствие того, что количество тепловой энергии, воспринимаемое двухсветовым экраном, должно лимитировать потери энергии на сопротивления, уравнению (7) можно придать следующий вид:

$$\eta_3 q_3 = AhG_3, \quad (8)$$

где η_3 — коэффициент полезного действия экрана;
 A — термический эквивалент работы;
 h — создаваемый напор, m .

Коэффициент полезного действия экрана может быть определен из следующего известного выражения:

$$\eta_3 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}, \quad (9)$$

где

$$Q_1 = (i_1 - i_2) G_3, \quad (10)$$

Здесь i_1 — теплосодержание паропроводящей эмульсии на выходе из двухсветового экрана;
 i_2 — теплосодержание воды на входе в экран (или i_B).

Вследствие того, что

$$Q_1 - Q_2 = Q_{гр}, \quad (11)$$

$$Q_2 = Q_1 - Q_{гр}. \quad (12)$$

Подставляя значение выражений (11) и (12) в выражение (9), получим:

$$\eta_{э} = \frac{Q_{гр}}{Q_1}. \quad (13)$$

Как известно,

$$Q_{гр} = AhG_э. \quad (14)$$

Ниже будет доказано, что величина напора равна выражению

$$h = \frac{H_p}{n}, \quad (15)$$

где H_p — высота от уровня воды в барабане котла до точки закипания в двухсветовом экране.

С учетом выражений (14) и (15) отношение (13) примет следующий вид:

$$\eta_{э} = \frac{H_p AG_э}{nQ_1}. \quad (16)$$

Теплосодержание пароводяной эмульсии определяется из соотношения:

$$i_1 = \frac{i_n}{n} + \frac{n-1}{n} i_b. \quad (17)$$

С учетом выражений (10) и (17) после преобразований уравнение (16) примет следующий вид:

$$\eta_{э} = \frac{AH_p}{i_n - i_b}. \quad (18)$$

Решая совместно уравнения (7) и (8), имеем:

$$h = \frac{rh_э}{AnF_э}. \quad (19)$$

или с учетом выражения (18)

$$h = \frac{rH_p}{(i_n - i_b)nF_э}. \quad (20)$$

С другой стороны,

$$h = \Sigma h_{\text{пот}} = \Sigma h_{\text{тр}} + \Sigma h_{\text{м.с.}}, \quad (21)$$

где $\Sigma h_{\text{пот}}$ — общие потери, включающие в себя потери на трение $\Sigma h_{\text{тр}}$ и местные сопротивления ($\Sigma h_{\text{м.с.}}$) как для водяной части циркуляционного контура, так и контура прохождения пароводяной эмульсии.

Решая совместно выражения (20) и (21), имеем:

$$\Sigma h_{\text{пот}} = \frac{rH_p}{(i_n - i_v) n F_3}. \quad (22)$$

Уравнение (22) позволяет произвести гидродинамический расчет циркуляционного контура двухсветового пространственного экрана. Расчет циркуляционного контура экрана можно вести двумя путями. Можно предварительно задаться кратностью циркуляции и из уравнения (22) определить величину потерь контура. Если же в уравнении (22) задаться суммарным сопротивлением потерь $\Sigma h_{\text{пот}}$, то можно определить кратность циркуляции.

Однако при проектировании циркуляционного контура использование уравнения (22) может вызвать некоторые осложнения, так как определение границы начала парообразования в пространственном экране несколько затруднительно. Поэтому применение уравнения (22) сводится к расчету методом последовательного приближения. Можно расчет циркуляционного контура вести иным способом, если ввести некоторый фактор, дающий возможность исключить кратность циркуляции, но характеризующий надежность работы циркуляционного контура. При этом, если располагаемый напор, подсчитанный по разности удельных весов воды и пароводяной эмульсии и расчетной высоты, окажется больше выбранного фактора, то система циркуляции окажется надежной. С целью выбора указанного фактора поступаем следующим образом.

Известно, что кратность циркуляции входит в качестве расчетной величины в гидродинамическое уравнение расчета циркуляции

$$G_{\text{эм}} = G_{\text{в}} n + D_3 (1 - n), \quad (23)$$

где $G_{\text{эм}}$ — вес пароводяной эмульсии;

$G_{\text{в}}$ — вес воды.

После соответствующих преобразований

$$\gamma_{\text{эм}} = \frac{\gamma_n}{n} + \gamma_{\text{в}} \left(1 - \frac{1}{n} \right), \quad (24)$$

где соответственно

$\gamma_{эм}$; $\gamma_{п}$; $\gamma_{в}$ — удельный вес пароводяной эмульсии, пара и воды.

В свою очередь напор можно определить из выражения:

$$\Delta p = H_p (\gamma_{в} - \gamma_{см}). \quad (25)$$

Подставляя выражение (24) в (25) и пренебрегая величиной $\frac{\gamma_{п}}{n}$, поскольку в паровых котлах малой мощности и низкого давления удельный вес пара значительно меньше по сравнению с удельным весом воды, имеем

$$\Delta p \approx \frac{H_p \gamma_{в}}{n} \quad (26)$$

или

$$h \approx \frac{H_p}{n}. \quad (27)$$

Из выражений (27) и (19) видно, что создаваемый напор h , полученный по уравнению (27), должен быть больше, чем определенный по выражению (19), ибо только в этом случае циркуляция в контуре двухсветового пространственного экрана будет безопасной.

Решая совместно уравнения (27) и (19), приходим к неравенству:

$$H'_p < \frac{r h_3}{AF_3}. \quad (28)$$

Полученное уравнение (28) является основным при оценке надежности работы циркуляционного контура, причем кратность циркуляции в нем отсутствует. Практически при расчете циркуляционного контура следует поступать следующим образом. Если принять H'_p за высоту от середины пространственного экрана до уровня поверхности воды в барабане парового котла и сопоставить эту величину с результатом, полученным по выражению (28), то если эта высота окажется меньше, чем по выражению (28), система циркуляции будет работать надежно.

Спроектированные по предлагаемой методике расчета циркуляции циркуляционные контуры пространственных экранов в условиях производства работают надежно и безаварийно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дойников Б. Д. Исследование теплообменных процессов и водного режима паровых котлов малой мощности. Минск, РИО БПИ, 1961.
2. Дойников Б. Д. Докторская диссертация. БИМСХ, 1964.
3. Михеев А. М. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
4. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Котельные агрегаты. Госэнергоиздат, 1959.
5. Труды КИИ. Куйбышев, 1957.
6. Смирнов В. П. Котельные установки. Госэнергоиздат, 1959.

ЧУЧМАН Г. П.,
инженер

О ДОПУСТИМЫХ ПО УСЛОВИЯМ НАГРЕВА ТОКОВЫХ НАГРУЗКАХ ПЛОСКИХ ШИН

Допустимый по условиям нагрева ток шины определяется из выражения

$$I_d = \sqrt{\frac{(\alpha_d + \alpha_{к.ср})(\vartheta_w - \vartheta_f) F}{R_{\vartheta}}} a, \quad (1)$$

где α_d — коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, $вт/м^2$;
 $\alpha_{к.ср}$ — среднее по поверхности шины значение коэффициента теплоотдачи конвекцией, $вт/м^2$;
 F — поверхность выделенного участка шины, $м^2$;
 R_{ϑ} — активное сопротивление участка шины при расчетной температуре ϑ_w , $ом$;
 ϑ_w и ϑ_f — соответственно температура поверхности шины и охлаждающего воздуха, $^{\circ}C$.

Значения α_d и R_{ϑ} с достаточной точностью могут быть найдены расчетным путем. Более сложным является определение коэффициента теплоотдачи свободной конвекцией $\alpha_{к.ср}$, зависящего от размеров и формы поверхности, ее расположения в гравитационном поле, температуры воздуха и охлаждающей среды, теплофизических свойств воздуха.

В «Правилах устройства электроустановок» (ПУЭ) приводятся таблицы допустимых токовых нагрузок открыто прокладываемых горизонтальных шин, расположенных на ребро, и даются рекомендации по уменьшению нагрузок при расположении шин плашмя. Данные о токовых нагрузках наклонно расположенных шин отсутствуют. При расчете этих таблиц теплоотдача конвекцией определялась по формуле

$$\alpha_{к.ср} = 1,5(\vartheta_w - \vartheta_f)^{0,35}, \quad (2)$$

полученной экспериментальным путем в лаборатории им. Смурова в 1935 г. [1]. Из формулы (2) вытекает, что теплоотдача естественной конвекцией не зависит от геометрических размеров шины. Это противоречит результатам теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи плоских поверхностей

[2], а также ряда экспериментальных работ по теплоотдаче плоских шин, установленных на ребро [3, 4, 7].

На основании теории подобия данные экспериментальных исследований теплоотдачи в условиях свободной конвекции при небольших разностях температур могут быть представлены в виде критериального уравнения

$$\overline{Nu} = c (GrPr)^n, \quad (3)$$

где $\overline{Nu} = \frac{\alpha_k H}{\lambda}$ — число Нуссельта, подсчитанное по среднему значению коэффициента теплоотдачи конвекцией α_k ;

$Gr = \frac{\beta g H^3 (\vartheta_w - \vartheta_f)}{\nu^2}$ — число Грасгофа;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ — число Прандтля;

β, ν, a, λ — соответственно температурный коэффициент объемного расширения, коэффициенты кинематической вязкости, теплопроводности воздуха, взятые по средней температуре пограничного теплового слоя

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_w + \vartheta_f}{2};$$

H — определяющий размер, м.

Определяемые экспериментом коэффициенты c и n уравнения (3) зависят от формы поверхности, ее расположения в поле течения и характера течения охлаждающей среды. Для вертикальной поверхности при ламинарном режиме течения $n=0,25$, коэффициент c , по данным разных авторов, колеблется от 0,52 до 0,59. При этом за определяющий размер H принимается высота поверхности.

По данным М. А. Михеева [2], ламинарный пограничный слой у вертикальной поверхности имеет место при значениях комплекса $GrPr$ от $5 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^7$, что при значениях $\vartheta_w = 70^\circ\text{C}$ и $\vartheta_f = 25^\circ\text{C}$ соответствует высоте поверхности $H = (0,006 \div 0,2)$ м. По данным других исследований [5, 6], в тех же условиях ламинарный пограничный слой сохраняется до значения $H = (0,45 \div$

0,6) м. Ширина полосы плоской стандартной шины не превышает 0,12 м, следовательно, течение охлаждающего шину воздуха носит ламинарный характер.

Н. А. Погарский [8] предлагал использовать критериальные уравнения типа (3) для расчета нагрева электрических аппаратов и токоведущих частей. Е. Н. Загоровский [7], исследовавший теплоотдачу плоских шин сечением 80×8 мм и 120×10 мм, от-

мечает хорошее совпадение результатов экспериментов с данными, полученными из уравнения (3).

Нами была исследована теплоотдача конвекцией плоских горизонтально расположенных шин неограниченной длины при различных углах наклона относительно вертикали большей плоскости [9, 10, 11]. Опыты проводились на образцах с шириной плоскости 40, 60 и 100 мм при соотношении толщины к ширине $\frac{b}{h} = \frac{1}{5} \div \frac{1}{11}$. Для расположения шин плашмя и наклонно к вертикали раздельно определялась теплоотдача поверхностей, обращенных вверх и вниз. Температурный напор изменялся от 12 до 60°C, температура среды — от 14 до 28°C. Значения комплекса $Gr Pr$ лежали в пределах $1 \cdot 10^5 \div 5,3 \cdot 10^6$, что соответствует устойчивому ламинарному течению охлаждающего воздуха. Результаты 300 опытов, обработанные по методу наименьших квадратов, представлены в виде критериальных уравнений

$$\bar{Nu} = c (GrPr)^n \quad \text{и} \quad \bar{Nu} = c (GrPr \cos \varphi)^n,$$

где φ — угол наклона большей плоскости шины к вертикали. В качестве определяющего размера принимался полупериметр сечения шины $H = h + b$. Такой выбор определяющего размера позволяет учесть влияние меньшей грани шины на среднее значение коэффициента теплоотдачи конвекцией.

Максимальная относительная погрешность измерений для разных режимов лежала в пределах от 6,2% до 18,7%. Разброс опытных точек относительно полученных эмпирических зависимостей не превосходил $\pm 10\%$.

Для углов наклона $\varphi = 0^\circ + 60^\circ$ как для поверхности, обращенной вверх, так и для поверхности, обращенной вниз, экспериментальные данные хорошо аппроксимируются зависимостью

$$\bar{Nu}_{\text{накл}} = 0,56 (GrPr \cos \varphi)^{0,25} . \quad (4)$$

При вертикальном расположении большей плоскости шины $\varphi = 0^\circ$ и уравнение (4) принимает вид

$$\bar{Nu}_{\text{верт}} = 0,56 (GrPr)^{0,25} , \quad (5)$$

что хорошо согласуется с известными данными по теплоотдаче вертикальной плоской поверхности.

При углах наклона, превышающих 60°, характер течения воздуха у поверхности, обращенной вверх, существенно отличается от течения воздуха у обращенной вниз поверхности. Кроме того, на теплоотдачу верхней поверхности шины заметно влияют потоки воздуха, нагретого нижней поверхностью. Получены сле-

дующие критериальные зависимости для конвективной теплоотдачи, обращенной вверх поверхности двухсторонне охлаждаемой шины:

при $\varphi = 75^\circ$

$$\bar{Nu} = 0.23 (GrPr)^{0.29}; \quad (6)$$

при $\varphi = 90^\circ$ (расположение плазмы)

$$\bar{Nu} = 0.104 (GrPr)^{0.34}. \quad (7)$$

Аналогичные зависимости для поверхности, обращенной вниз:

при $\varphi = 75^\circ$

$$\bar{Nu} = 0.70 (GrPr)^{0.22}; \quad (8)$$

при $\varphi = 90^\circ$

$$\bar{Nu} = 1.50 (GrPr)^{0.16}. \quad (9)$$

Из критериального уравнения (3) среднее значение коэффициента теплоотдачи конвекцией плоской поверхности

$$\bar{\alpha}_k = c \lambda \left[\frac{3 g Pr (\vartheta_w - \vartheta_f)}{r^2} \right]^n H^n \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}. \quad (10)$$

Среднее по поверхности шины значение коэффициента теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{k, \text{ ср}} = \frac{\bar{\alpha}'_k + \bar{\alpha}''_k}{2} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где $\bar{\alpha}'_k$ и $\bar{\alpha}''_k$ — соответственно средние значения коэффициентов теплоотдачи для поверхностей, обращенных вверх и вниз. Значения коэффициентов c и n уравнения (10) в соответствии с углом наклона шины берутся из выражений (5) — (9).

Приняв согласно ПУЭ расчетные температуры для определения токовых нагрузок шин $\vartheta_w = 70^\circ\text{C}$ и $\vartheta_f = -25^\circ\text{C}$, получим: для $\varphi = 0^\circ \div 60^\circ$

$$\alpha_{k, \text{ ср}} = 3,67 \left(\frac{\cos \varphi}{H} \right)^{0.25} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}; \quad (11)$$

для $\varphi = 75^\circ$

$$\alpha_{k, \text{ ср}} = \left(\frac{1,79}{H^{0,13}} + \frac{1,20}{H^{0,34}} \right) \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}; \quad (12)$$

для $\varphi = 90^\circ$

$$\alpha_{k, \text{ ср}} = \left(2,42 H^{0,02} + \frac{0,69}{H^{0,52}} \right) \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}. \quad (13)$$

По новейшим данным степень черноты ϵ поверхности, окрашенной масляной краской, колеблется для разных цветов от 0,92 до 0,96. Приняв в расчетах $\epsilon = 0,92$, по известным формулам получим для тех же температурных условий значение коэффициента теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_1 = 6,93 \text{ вт./м}^2\text{град.} \quad (14)$$

Таблица 1

**Допустимые токовые нагрузки однополосных шин
прямоугольного сечения при постоянном токе**

Размеры шины $b \times h$, мм	Медные шины		Алюминиевые шины	
	Токовая нагрузка, а	В % к токовым нагрузкам, данным в ПУЭ	Токовая нагрузка, а	В % к токовым нагрузкам, данным в ПУЭ
120 × 10	2960	100,3	2290	99,6
120 × 8	2630	101,2	2040	100,0
100 × 10	2510	101,6	1940	101,6
100 × 8	2230	102,3	1720	101,8
100 × 6	1920	102,5	1480	101,7
80 × 10	2060	103,5	1590	103,2
80 × 8	1820	103,7	1410	104,1
80 × 6	1560	103,3	1210	103,4
60 × 10	1590	104,2	1230	104,3
60 × 8	1410	104,8	1090	104,8
60 × 6	1210	105,6	930	105,7
50 × 6	1020	106,2	790	106,0
50 × 5	930	106,9	720	107,3
40 × 5	760	107,8	590	108,0
40 × 4	680	108,7	520	108,2
30 × 4	520	109,3	400	108,2
25 × 3	380	111,8	290	109,4
20 × 3	310	112,7	240	111,6
15 × 3	240	114,2	190	115,2

В табл. 1 приведены рассчитанные по формулам (1), (11), (14) допустимые токовые нагрузки при постоянном токе однополосных расположенных на ребро медных шин. Как видно из таблицы, токовые нагрузки, регламентируемые ПУЭ, значительно занижены, особенно для шин с малой шириной полосы. Аналогичные результаты получаются и при переменном токе.

Для наклонно расположенных шин расчеты по формулам (11), (14) показывают, что при углах наклона к вертикали $\varphi = 0^\circ \div 30^\circ$ допустимые токовые нагрузки остаются такими же, как и при расположении на ребро.

При больших значениях угла наклона токовые нагрузки должны быть уменьшены по сравнению с нагрузками шин, расположенных на ребро:

для $\varphi = 45^\circ$ — на 2%; $\varphi = 75^\circ$ — 6%;
 $\varphi = 60^\circ$ — 4%; $\varphi = 90^\circ$ — 8%.

Указанное снижение при углах наклона от 30° до 90° может быть учтено умножением токовой нагрузки шин, расположенных на ребро, на коэффициент

$$K_{\tau} = \frac{780 - \varphi}{750}. \quad (15)$$

Приведенные выше критериальные уравнения могут быть использованы и для расчета допустимых токовых нагрузок многополосных шин, а также в расчетах на нагрев корпусов аппаратов, приборов и т. п. устройств, ограниченных плоскими стенками.

Внесение новых рекомендаций по выбору сечения плоских шин в ПУЭ обеспечило бы существенную экономию цветных и черных металлов.

Выводы

1. Получены опытным путем критериальные уравнения для расчета конвективной теплоотдачи поверхностей шин, расположенных на ребро, плашмя и под углом к вертикали.

2. Расчет допустимых токовых нагрузок медных и алюминиевых плоских шин дает результаты, превышающие данные ПУЭ.

3. Даны рекомендации по снижению допустимых токовых нагрузок плоских шин, расположенных плашмя и наклонно к вертикали.

4. В ПУЭ следует внести новые указания по выбору шин прямоугольного сечения из условий допустимой температуры их нагрева.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лысов Н. Е. Выбор однопроводниковых шин с точки зрения нагрева при нормальном режиме. «Электричество», 1935, № 2.
2. Михеев М. А. Теплопередача. Госэнергоиздат, 1957.
3. H. B. Dwight. Electrical Coils and Conductors. Mc.-Graw-Hill Book Company, 1945.
4. Руцкий А. И. Железные шины распределительных устройств. Минск, Белгосиздат, 1947.
5. Еникеев М. П. Теплоотдача плоской поверхности при различных углах ее наклона в случае свободного движения воздуха. Труды Казанского сельскохозяйственного института, вып. 42-й, 1960.
6. Эйгенсон Л. С. О кризисе ламинарного течения вязкой жидкости. «Теплоэнергетика», 1957, № 12.
7. Загоровский Н. Е. Многоамперные токопроводы. Диссертация, КПИ, 1961.
8. Погарский Н. А. Применение теории подобия при расчете нагрева электрических аппаратов. «Вестник электропромышленности», 1957, № 2.
9. Кудряшов Л. И., Чучман Г. П. Влияние угла наклона плоских токоведущих шин на условия их охлаждения. В сб.: «Проблемы улучшения механизации сельскохозяйственного производства», Минск, изд-во «Урожай», 1963.
10. Чучман Г. П. Экспериментальное исследование теплоотдачи наклонной плоской поверхности при естественной конвекции в условиях двухмерного ламинарного потока охлаждающей жидкости. Сборник научных трудов аспирантов, БИМСХ, Минск, изд-во «Урожай», 1965.

ЧУЧМАН Г. П.,
инженер

РАСЧЕТ ТЕПЛОТДАЧИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИЕЙ ПО УПРОЩЕННЫМ ЗАВИСИМОСТЯМ

В практике инженерных расчетов, связанных с сельскохозяйственным производством, часто приходится определять коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции. Такие задачи возникают в проектировании инкубаторов, брудеров, водонагревателей, при расчетах на нагрев различных аппаратов и приборов, определении допустимых нагрузок токоведущих частей и т. д. Указанные расчеты затруднены вследствие того, что в справочной литературе отсутствуют простые зависимости, по которым можно было бы легко рассчитать коэффициенты теплоотдачи различных по форме, расположению и условиям охлаждения поверхностей.

Для установившегося режима теплообмена в условиях свободной конвекции данные многочисленных опытов обобщаются критериальными уравнениями вида

$$Nu = c (GrPr)^n, \quad (1)$$

где c и n — эмпирические коэффициенты, зависящие от формы поверхности, ее расположения в поле тяготения и характера течения охлаждающей среды. Характер движения среды около нагретой поверхности в свою очередь характеризуется величиной комплекса $GrPr$. Так, по М. А. Михееву [1], различают 4 режима течения: пленочный ($GrPr < 10^{-3}$), переходный ($GrPr = 10^{-3} — 5 \cdot 10^2$), ламинарный ($GrPr = 5 \cdot 10^2 — 2 \cdot 10^7$) и вихревой ($GrPr > 2 \cdot 10^7$).

Для вычисления критериев Nu (Нуссельта), Gr (Грасгофа) и Pr (Прандтля) необходимо знать температуру поверхности и охлаждающей среды, определяющий линейный размер, характеризующий величину поверхности, а также теплофизические характеристики охлаждающей среды: теплопроводность λ , кинематическую вязкость ν , температуропроводность a . Теплофизические характеристики зависят от температуры и берутся по средней температуре пограничного слоя; их значения приводятся в специальной литературе [2]. Необходимость учета такого

количества данных затрудняет применение критериальных уравнений инженерно-техническим персоналом.

Из уравнения (1) может быть получено выражение для определения среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи конвекцией $\bar{\alpha}_k$

$$\bar{\alpha}_k = c \lambda \left(\frac{9,81 \vartheta_w \text{Pr}}{\nu^2 T_m} \right)^n L^{3n-1} \text{ вт/м}^2\text{град}, \quad (2)$$

где L — определяющий размер, м;
 $\vartheta_w = t_w - t_f$ — разность температур поверхности и окружающей среды, град;

$T_m = \frac{t_w + t_f}{2} + 273$ — среднее значение абсолютной температуры пограничного слоя, °К.

Придадим уравнению (2) следующий вид:

$$\bar{\alpha}_k = 9,81^n c L^{3n-1} \vartheta_w^n \cdot A, \quad (3)$$

где комплекс

$$A = \lambda \left(\frac{\text{Pr}}{\nu^2 T_m} \right)^n$$

зависит от средней температуры пограничного слоя. Можно показать, что для заданной охлаждающей среды при ограниченном диапазоне изменения t_w и t_f зависимостью комплекса A от температуры в практических расчетах можно пренебречь.

В качестве примера охлаждающей среды примем воздух при атмосферном давлении. Учитывая, что при длительном режиме работы расчетная температура поверхностей токоведущих частей, корпусов аппаратов, приборов и прочих подобных устройств

Таблица 1

n	Значения комплекса A			$\frac{\Delta A}{A} = \frac{A_{\text{ср}} - A}{A_{\text{ср}}} \cdot 100\%$
	A_1 ($T_m = 350^\circ\text{K}$)	A_2 ($T_m = 298^\circ\text{K}$)	$A_{\text{ср}} = \frac{A_1 + A_2}{2}$	
1/3	5,02	5,65	5,33	-5,9
0,3	2,96	3,29	3,13	-5,0
0,26	1,63	1,74	1,69	+3,0
0,25	1,40	1,47	1,435	+2,0
0,22	0,88	0,91	0,895	+1,7
0,16	0,351	0,346	0,349	+1,0
1/8	0,206	0,197	0,201	+2,5

лежит в пределах 50—120°C при температуре охлаждающего воздуха 0—35°C, получим пределы изменения средней температуры пограничного слоя T_m (298 ÷ 350)°К.

В табл. 1 приведены значения комплекса A для предельных значений средней температуры слоя при различных значениях коэффициента n .

Максимальное отклонение комплекса A от среднего в принятом интервале температур значения $A_{\text{ср}}$ не превосходит 6%, что позволяет приближенно считать $A \approx A_{\text{ср}}$. С учетом предложенных упрощений уравнение (3) можно заменить приближенным

$$\bar{\alpha}_k = c' L^{2n-1} \vartheta_{\omega}^n, \quad (4)$$

где $C' = 9,81^n c A_{\text{ср}}$.

Аналогичными расчетами можно показать, что комплекс

$$\text{GrPr} = \frac{\nu}{a} \cdot \frac{9,81 \vartheta_{\omega} L^3}{\nu^2 T_m} ;$$

характеризующий режим течения среды, можно с достаточной точностью заменить выражением $A' \vartheta_{\omega} L^3$, где

$$A' = \frac{9,81}{(a \nu T_m)_{\text{ср}}} .$$

Входящие в уравнение (4) коэффициенты c' и n для различных поверхностей и при разных режимах течения среды, характеризующихся значением произведения $\vartheta_{\omega} L^3$, даны в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов c' и n уравнения (4): охлаждающая среда — воздух при $p = 1 \text{ атм}$; $t_{\omega} = 50 \div 120^{\circ}\text{C}$; $t_f = 0 - 35^{\circ}\text{C}$

Характеристика теплоотдающей поверхности	Определяющий размер $L, \text{ м}$	$\vartheta_{\omega} L^3, \text{ м}^3 \text{ град}$	c'	n	Источник, из которого взяты критеральные уравнения
Шар; горизонтальный цилиндр	Диаметр	$2 \cdot 10^{-11} - 8 \cdot 10^{-6}$	0,32	1/8	[1]
		$8 \cdot 10^{-6} - 0,3$	1,4	1/4	
		$> 0,3$	1,5	2/5	
Вертикальная прямоугольная плита; вертикальный цилиндр при $d > 0,05 \text{ м}$	Высота	$2 \cdot 10^{-11} - 8 \cdot 10^{-7}$	0,32	1/8	[1], [5]
		$8 \cdot 10^{-6} - 4,0$	1,4	1/4	
		$> 4,0$	1,5	1/3	
Прямоугольная плоскость неограниченной длины с горизонтально расположенной большей осью, наклоненная под углом $\varphi = 0 \div 60^{\circ}$ к вертикали	Ширина	$8 \cdot 10^{-6} - 0,8$	$1,4 \sqrt{\cos \varphi}$	1/4	[3, 5]

Характеристика теплоотдающей поверхности	Определяющий размер $L, м$	$\theta_{cr} L^3 м^3 град$	c'	n	Источник, из которого взяты критериальные уравнения
Прямоугольная плоскость ограниченной длины с горизонтально расположенной большей осью, наклоненная под углом $\varphi=75^\circ$ с поверхностью, обращенной вверх	Ширина	$8 \cdot 10^{-10} - 0,2$	1,2	0,26	Данные автора [5]
То же, при $\varphi=75^\circ$ с поверхностью, обращенной вниз	Ширина	$8 \cdot 10^{-6} - 30$	1,0	0,22	[4, 5]
То же, при $\varphi=90^\circ$ (горизонтальная плоскость) с поверхностью, обращенной вверх	Ширина	$8 \cdot 10^{-6} - 0,1$	1,45	0,3	Данные автора
То же, при $\varphi=90^\circ$ (горизонтальная плоскость) с поверхностью, обращенной вниз	Ширина	$8 \cdot 10^{-6} - 30$	0,75	0,16	[4, 5]

Подобным путем из критериальных уравнений могут быть получены простые и удобные расчетные уравнения для других частных случаев (иных охлаждающих сред и температурных условий).

Исходные критериальные уравнения для составления табл. 2 взяты по данным М. А. Михеева [1] и автора [3, 4]. Для теплоотдачи прямоугольной плоской поверхности, обращенной вверх, при $\varphi=75^\circ$ и $\varphi=90^\circ$ использованы экспериментальные данные автора, ранее не публиковавшиеся; для $\varphi=75^\circ$

$$Nu = 0,396 (GrPr)^{0,26} ;$$

для $\varphi=90^\circ$ (горизонтальная поверхность)

$$Nu = 0,223 (GrPr)^{0,3}.$$

Сведения о критических значениях комплекса $GrPr$, соответствующих изменению режима течения охлаждающей среды, для плоской поверхности взяты по данным М. П. Еникеева [5], для прочих случаев — по [1].

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
2. Теплофизические свойства вещества. Справочник под ред. Варгафтика Н. Б. Госэнергоиздат, 1956.
3. Чучман Г. П. Экспериментальное исследование теплоотдачи наклонной плоской поверхности при естественной конвекции в условиях ламинарного двухмерного потока охлаждающей жидкости. Сборник трудов БИМСХ, Минск, 1965.
4. Чучман Г. П. О допустимых по условиям нагрева токовых нагрузках плоских шин (см. настоящий сборник, стр. 201).
5. Еникеев М. П. Теплоотдача плоской поверхности при различных углах ее наклона в случае свободного движения воздуха. Труды Казанского сельскохозяйственного института, вып. 42-й, 1960.

СИДОРЕНКО Ю. А.,
кандидат технических наук;
ГРЕЙМАН Я. А., ТКАЧЕНКО В. М.,
инженеры

ПРИБОР С ПЕРЕСЧЕТНОЙ СХЕМОЙ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНТАКТОВ ИЗ МЕТАЛЛО-КЕРАМИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Одной из основных частей переключающих устройств является реле. Качество его работы в значительной степени определяется надежностью и долговечностью работы контактов. В зависимости от разрываемой мощности (величины тока) выбирается форма и материал контактов, а также расстояние между ними.

Во время работы контакта под нагрузкой контактирующиеся поверхности подвергаются электрической эрозии, которая определяется величиной изменяемого напряжения и тока. В процессе электрической эрозии разрушается поверхность контактов, что приводит к увеличению сопротивления их. Таким образом, зная сопротивление контакта до начала работы и после совершения цикла переключений, можно определить степень его износа.

При изучении керамикометаллических электроконтактных материалов основное внимание уделяется их электропроводности, электрической и механической прочности. Следует отметить, что сопротивление контакта, определяемое в основном его площадью, в большинстве случаев на несколько порядков превосходит сопротивление подводящих проводников и сопротивление материала, из которого изготовлены контакты. Поэтому наряду с изменением электропроводности контактных материалов необходимо измерять и сопротивление контакта (т. е. сопротивление граничного слоя замкнутых контактов)*.

Для любого режима работы электрических контактов и их конфигурации можно определить контактное сопротивление, соответствующее предельно допустимому износу контактов. Измеряя контактное сопротивление параллельно с измерением количества переключений контактов, можно судить также и о долговечности их, т. е. об одной из наиболее важных характеристик электрических контактов.

Для измерения контактного сопротивления была собрана установка, позволяющая автоматически переключать контакты

* Ниже мы будем называть это сопротивление контактным сопротивлением.

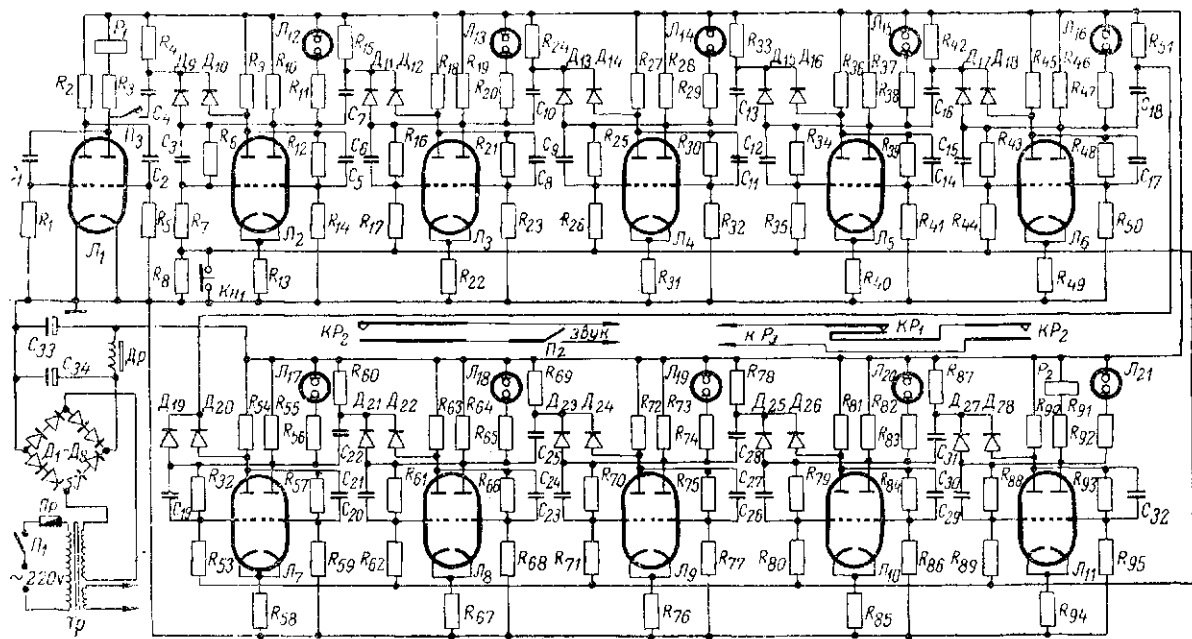


Рис. 2. Электронная схема переключения контакта и подсчета числа переключений.

Таблица 1

R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	R ₅	R ₆	R ₇	R ₈	R ₉	R ₁₀	R ₁₁	R ₁₂	R ₁₃	R ₁₄	R ₁₅
130 КОМ	22 КОМ	22 КОМ	360 КОМ	130 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ
R ₁₆	R ₁₇	R ₁₈	R ₁₉	R ₂₀	R ₂₁	R ₂₂	R ₂₃	R ₂₄	R ₂₅	R ₂₆	R ₂₇	R ₂₈	R ₂₉	R ₃₀
270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ
R ₃₁	R ₃₂	R ₃₃	R ₃₄	R ₃₅	R ₃₆	R ₃₇	R ₃₈	R ₃₉	R ₄₀	R ₄₁	R ₄₂	R ₄₃	R ₄₄	R ₄₅
11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ
R ₄₆	R ₄₇	R ₄₈	R ₄₉	R ₅₀	R ₅₁	R ₅₂	R ₅₃	R ₅₄	R ₅₅	R ₅₆	R ₅₇	R ₅₈	R ₅₉	R ₆₀
25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ
R ₆₁	R ₆₂	R ₆₃	R ₆₄	R ₆₅	R ₆₆	R ₆₇	R ₆₈	R ₆₉	R ₇₀	R ₇₁	R ₇₂	R ₇₃	R ₇₄	R ₇₅
270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ
R ₇₆	R ₇₇	R ₇₈	R ₇₉	R ₈₀	R ₈₁	R ₈₂	R ₈₃	R ₈₄	R ₈₅	R ₈₆	R ₈₇	R ₈₈	R ₈₉	R ₉₀
11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ	25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	360 КОМ	270 КОМ	130 КОМ	25 КОМ
R ₉₁	R ₉₂	R ₉₃	R ₉₄	R ₉₅	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	C ₉	C ₁₀
25 КОМ	470 КОМ	270 КОМ	11 КОМ	130 КОМ	4,0 КОМ	4,0	30	270	30	30	270	30	30	270
C ₁₁	C ₁₂	C ₁₃	C ₁₄	C ₁₅	C ₁₆	C ₁₇	C ₁₈	C ₁₉	C ₂₀	C ₂₁	C ₂₂	C ₂₃	C ₂₄	C ₂₅
30	30	270	30	30	270	30	270	30	30	30	270	30	30	270
C ₂₆	C ₂₇	C ₂₈	C ₂₉	C ₃₀	C ₃₁	C ₃₂	Д ₁ -Д ₅		Д ₆ -Д ₈		Л ₁	Л ₂ -Л ₁₁		
							ДЖ		Д2Ж		6Н1П	6Н3П		

Л₁₂-Л₂₁

МН-5

реле P_3 от источника питания. Контактная группа реле P_2 соединена последовательно с контактной группой реле B_1 . Кроме того, реле P_2 включает звуковую сигнализацию после окончания цикла работы (1024 переключения). Параллельно анодной нагрузке правых триодов триггеров через ограничивающее сопротивление включены сигнальные неоновые лампочки МН-5 ($L_{12}-L_{21}$).

Перед началом работы правые триоды всех ячеек должны быть заперты, а левые открыты, что осуществляется с помощью кнопки K_{H_1} «сброс». При этом неоновые лампочки не горят, так как напряжение на них равно 0. Кроме того, обмотка реле P_2 , включенного в анодную цепь правого триода, обесточена. Контакты реле P_2 замкнуты и переключение исследуемых контактов определяется лишь работой реле P_1 , включенного в анодную цепь мультвибратора. По истечении рабочего цикла (1024 переключения) правый триод последнего триггера пересчетной схемы (L_{11}) отпирается. При этом срабатывает реле P_2 и обмотка реле P_3 отключается от источника питания. Дальнейшее переключение контактов реле P_1 не приводит к переключению исследуемых контактов. При срабатывании реле P_2 включается звуковая сигнализация, указывающая на окончание рабочего цикла. Звуковую сигнализацию можно отключить тумблером $П_2$ «сигнализация». Тумблер $П_3$ установлен для замыкания цепи, по которой импульсы от мультвибратора поступают на пересчетную схему.

Вся схема питается от общего выпрямителя. Он собран по двухполупериодной мостовой схеме на полупроводниковых диодах Д₇Ж/Д₁-Д₈.

Силовой трансформатор собран на пластинках Ш-32. Толщина набора трансформатора 48 мм. Первичная обмотка трансформатора содержит 790 витков провода ПЭВ-2 \varnothing 0,55, вторичная — 825 витков ПЭВ-2 \varnothing 0,55, накальная — 25 витков ПЭВ-2 \varnothing 1,56. Дроссель фильтра собран на пластинках Ш-22. Толщина набора 24 мм. Обмотка дросселя содержит 620 витков провода ПЭВ-1 \varnothing 0,47. В табл. 1 приведены все необходимые данные к рис. 2.

Выводы

Установка, собранная по указанной выше схеме, отличается простотой и надежностью. С помощью такой установки можно исследовать всевозможные электроконтактные материалы. Полностью исключена возможность ошибки при подсчете количества переключений исследуемых контактов. Двойным мостом ДМЛ-48 можно с высокой точностью измерять контактное сопротивление. Эти достоинства установки наряду с автоматизацией переключений и их подсчета делают установку очень удобной и надежной в работе.

ВОПРОСЫ ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

*СУСЛОВ В. П.,
кандидат технических наук;*

*ДОРОНИН В. И.,
инженер*

ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЕ ВОССТАНОВЛЕНИЕ ИЗНОШЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

В директивах XXIII съезда КПСС предусматривается дальнейшее развитие ремонтной базы сельского хозяйства, оснащение ремонтных предприятий металлорежущими станками, ремонтно-технологическим оборудованием и приборами, внедрение индустриальных методов ремонта и на основании этого улучшение качества и снижение стоимости ремонтных работ.

Затраты на запасные части достигают 60—65% от затрат на ремонт машин. Количество потребляемых запасных частей увеличивается с каждым годом, вызывая рост расхода металлов, в том числе легированных и цветных. В то же время значительное количество деталей выбраковывается с незначительными потерями веса и размеров. Восстановление изношенных и поврежденных деталей даст большой экономический эффект. По данным инженера П. Карпекина, на хорошо оснащенных, даже не узкоспециализированных ремонтных предприятиях себестоимость восстановления деталей составляет 20—30% от стоимости новых деталей. На Батайском РМЗ общая сумма затрат на ремонт 32 наименований деталей тракторов С-80 составляла 66 руб. 21 коп., а общая их преysкураантная стоимость 696 руб. 90 коп., или стоимость ремонта составляла 9,5% от преysкураантной стоимости деталей.

Однако на ряде ремонтных предприятий Белорусской ССР стоимость восстановления деталей велика. Это объясняется тем, что многие ремонтные предприятия маломощны, оснащены универсальным оборудованием, вследствие чего ограничено применение прогрессивных способов восстановления.

Высококачественное восстановление изношенных деталей машин зависит в основном от того, будет оно вестись в мелкосерийном и слабо оснащенном универсальном ремонтном предприятии или на крупных специализированных предприятиях с применением поточных линий и передовых способов восстановления.

Организация централизованного восстановления изношенных деталей позволит дать вторую жизнь огромному количеству дорогостоящих деталей, которые в настоящее время скапливаются в автохозяйствах, совхозах, колхозах и ремонтных мастерских «Сельхозтехники» и направляются в утиль. Тем самым может быть сэкономлено сотни миллионов рублей, тысячи тонн качественных сталей и в значительной мере обеспечит решение проблемы снабжения хозяйств запасными частями.

Централизованное восстановление деталей на специализированных заводах и цехах должно вестись не всеми возможными способами, а лишь современными, наиболее рентабельными и обеспечивающими долговечность восстановленных деталей.

Планом республиканского объединения «Белсельхозтехника» на 1966 г. предусматривалось восстановление деталей: по тракторам ДТ-54, ДТ-55А, Т-75 — 32 наименования, по тракторам «Беларусь» и Т-38 — 16 наименований.

Количество деталей, которые должны быть восстановлены за 1966 г. в неспециализированных ремонтных предприятиях БССР, достигнет значительных размеров. Так, например, корпус коробки перемены передач — 3000 шт.; ось коленчатая — 1000 шт.; палец поршневой — 16000 шт.; блок цилиндров — 700 шт.; каток опорный — 45000 шт.; ось катка — 12000 шт.

Номенклатура деталей, подлежащих восстановлению централизованным способом на специализированных предприятиях таких, как Кобринский ремонтный завод, Полоцкий АРЗ и др., составляет в настоящее время в денежном выражении 7—8% от всего объема работ.

Из вышесказанного видно, что следует организовать восстановление ряда указанных деталей в специализированных производствах с узкой номенклатурой и в значительных объемах. Этим будет достигнута значительная экономия средств, идущих на восстановление, и резко повысится качество и работоспособность восстановленных деталей. По нашим подсчетам только в Белорусской ССР благодаря экономии металла при организации централизованного восстановления изношенных деталей будет сэкономлено 6700 т металла в год.

Сбор изношенных деталей производится через торговые базы республиканского объединения «Белсельхозтехника». Все хозяйства при получении новых деталей по утвержденной «Белсельхозтехникой» номенклатуре сдают районным и областным базам объединения изношенные детали по цене, определенной специальным прейскурантом.

Базы проводят сортировку изношенных деталей и партиями направляют их в соответствующие предприятия для восстановления. Восстановленные детали передаются в торговую сеть для реализации потребителям.

ТАРАТУГА А. И.,
кандидат технических наук

ВЛИЯНИЕ ВРЕМЕНИ ОТ КОНЦА ДЕФОРМАЦИИ ДО ЗАКАЛКИ ПРИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОМ УПРОЧНЕНИИ НА СУБСТРУКТУРУ РЕССОРНЫХ СТАЛЕЙ

На основании теоретических и экспериментальных данных, полученных при исследовании влияния параметров высокотемпературной термомеханической обработки (ВТМО) на механические свойства рессорных сталей, установлено, что из всех интервалов исследуемых степеней деформации (5, 15, 25 и 40%) наилучшее сочетание прочностных и пластических характеристик и ударной вязкости в процессе ВТМО достигается после 15—25% пластической деформации. При этом нагрев перед деформационным наклепом должен осуществляться при 950—970°C для стали 55С2 и 900—920°C для стали 50ХГ [1].

ВТМО также способствует ($\lambda = 15\%$) увеличению усталостных характеристик сталей 55С2 и 50ХГ на 5—22% по сравнению с усталостными характеристиками прочности тех же сталей, термически обработанных по стандартным режимам [2].

Исследованиями было установлено, что оптимальным временем выдержки сталей 55С2 и 50ХГ до закалки после деформации, обеспечивающим получение сочетания наилучших механических свойств, является 6—8 секунд [3]. Уменьшение или увеличение этого времени приводит в первом случае к возрастанию прочности и уменьшению пластичности (ниже допустимых норм), а во втором, наоборот, к заметному снижению прочности (что нежелательно) и увеличению пластичности (рис. 1). Следует отметить, что при производственном использовании прямой высокотемпературной термомеханической обработки для изготовления (или восстановления) рессорных листов* выдержка металла в течение 6—8 секунд до закалки после деформации является практически достаточной для подачи прокатанных листов в штампы гибочно-закалочной машины с целью придания им соответствующей стрелы прогиба и проведения закалки.

Представляло научный интерес выяснение причин сохранения повышенных механических характеристик сталей даже после таких сравнительно длительных выдержек деформированного металла на воздухе.

* Имеется в виду использование ручной передачи листов от прокатного стана в гибочно-закалочную машину.

Для изучения влияния времени от конца деформации до закалки на точную структуру, образцы из исследуемых сталей обрабатывали по установленному для них оптимальному режиму ВТМО, т. е. нагревали до температуры 950—970°C (ст. 55С2) и 900—920°C (ст. 50ХГ), прокатывали со степенью обжатия 15%

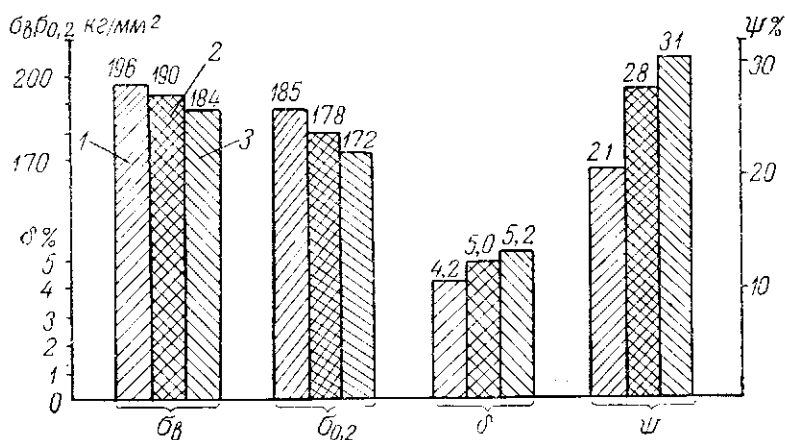


Рис. 1. Зависимость механических свойств стали 55С2 от времени до закалки после деформации. Режим ВТМО: нагрев до 950—970°C; деформация 15%; закалка через 1—2 сек. (1), 6—8 сек. (2), 15 сек. (3); отпуск 400°C, 1 час.

и затем закаливали в масле через 1—2, 6—8 и 15 секунд. После закалки образцы отпускали на 400°C (ст. 55С2) и 300°C (ст. 50ХГ) в течение 1 часа. Температура закалки сталей через 15 секунд после 15% деформации была равна, а в отдельных случаях на 10—15°C выше критической точки A_{c3} . Рентгеноструктурному анализу подвергали образцы из сталей 55С2 и 50ХГ до и после высокотемпературной термомеханической обработки. Образцы для рентгеноструктурного исследования размером 15×15 мм вырезали абразивным кругом из середины заготовок.

После шлифования с поверхности образцов травлением в «царской водке» снимали слой 0,3 мм. Состав реактива: $\frac{1}{4}$ HNO_3 и $\frac{3}{4}$ HCl .

Съемку рентгенограмм проводили с вращающихся образцов на установке УРС-50И на кобальтовом излучении. Определяли физическое уширение линий (110) и (220). Режимы съемки линий: ширина щели 1—1—0,1 (мм); напряжение на рентгеновской трубке 30 кв; сила тока 12 мА; скорость поворота счетчика — 1° в минуту; скорость движения диаграммной бумаги 4800 мм/час. Ширина интерференционной линии определялась по 2—3 об-

разцам, обработанным по одному и тому же режиму, и бралось их среднее значение.

Размер блоков и величину микронапряжений II рода оценивали по уширению интерференционных линий (методика Г. В. Курдюмова и Л. И. Лысака). Эталонном служило отожженное армко-железо.

Все использованные в расчетах материалы (формулы, графики для исправления ширины линий на геометрию съемки и расчета поправки на неоднородность K_x кобальтового излучения при различных распределениях интенсивности в интерференционной линии) взяты из литературных данных [4—5].

Величину плотности дислокаций вычисляли по формуле, предложенной профессором М. Л. Бернштейном [6].

Результаты исследований влияния времени выдержки деформированных образцов до закалки на тонкую структуру (рис. 2)

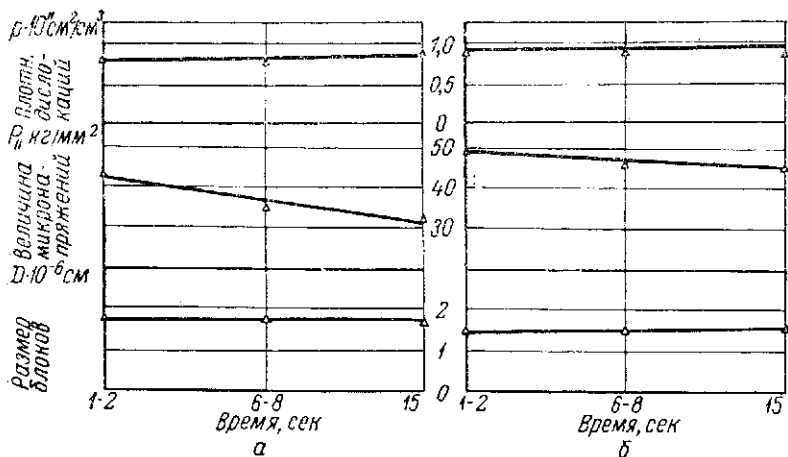


Рис. 2. Изменение тонкой структуры рессорных сталей в зависимости от времени между окончанием деформации и закалкой после ВТМО: а — λ -15%, отпуск 400°C, 1 час (ст. 55С2) и б — λ -15%, отпуск 300°C, 1 час (ст. 50ХГ).

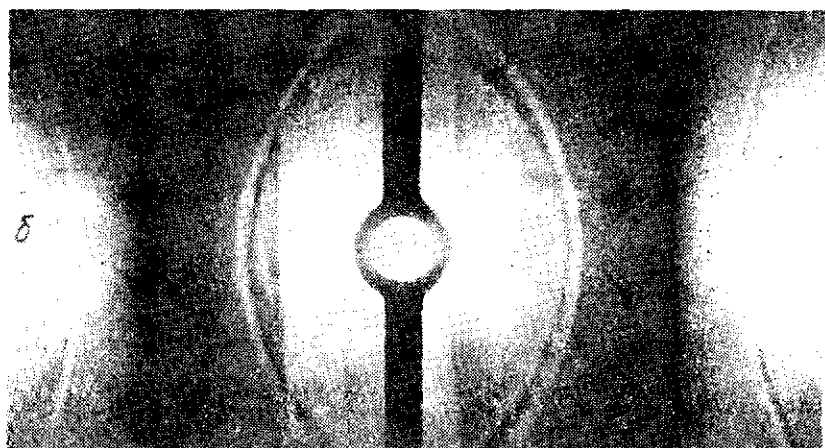
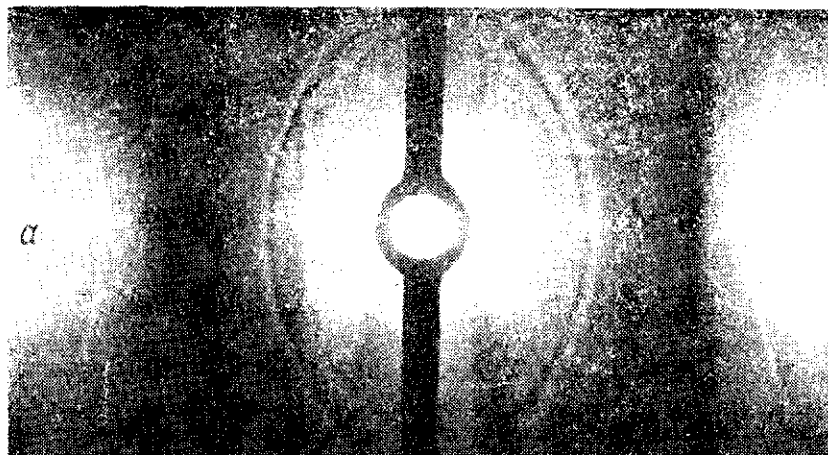
показали, что увеличение времени выдержки деформированного металла на воздухе с 1—2 до 15 секунд не оказывает влияния на величину блоков и плотность дефектов кристаллической решетки. Практически они сохраняются неизменными, наблюдается лишь заметное снижение напряжений II рода, т. е. происходят процессы возврата.

Как известно, свойства металла в значительной степени определяются характером распределения дислокаций. Поэтому процесс возврата, неизбежно сопровождающий процесс пластической деформации, очевидно, приводит к такой дислокационной структуре, которая, как показали механические испытания

(рис. 1), способствует сохранению прочностных свойств даже в условиях таких сравнительно длительных выдержек деформированного металла на воздухе.

Предполагалось, что одной из причин повышения прочностных свойств металлов при ВТМО является преимущественная ориентировка кристаллов по определенным кристаллографическим плоскостям, возникающая в процессе пластической деформации.

Поэтому было произведено исследование для выявления текстуры после деформирования ($\lambda = 15$ и 40%) и закалки (через 6—8 секунд) сталей 55С2 и 50ХГ.



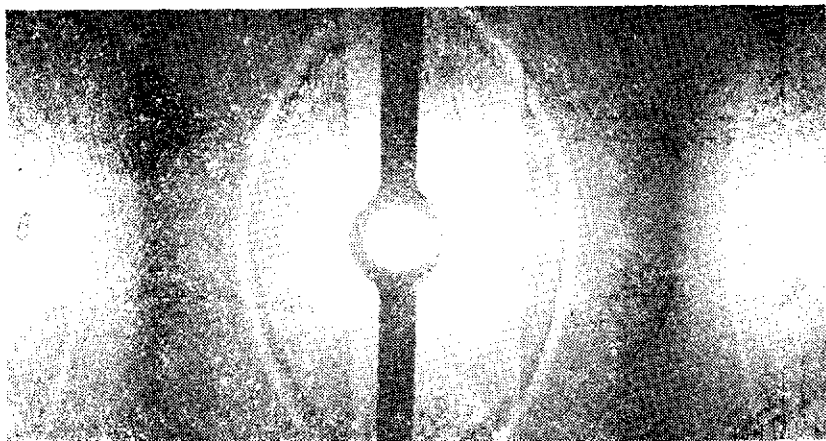


Рис. 3. Рентгенограммы стали 50ХГА после ВТМО:
а - деформация 15%, закалка в масле; *б* - деформация 15%, закалка в масле, отпуск 300°C, 1 час; *в* - деформация 10%, закалка в масле, отпуск 300°C, 1 час.

Съемка на рентгеновскую пленку производилась аппаратом УРС-70 в дебаевской камере на кобальтовом излучении (напряжение на трубке 30 кВ, сила тока 14 мА).

Съемка (на просвет) велась с плоских тамплетов, полученных травлением (в «царской водке») образцов толщиной 1 мм до 0,1—0,15 мм. Текстура оценивалась по неравномерной интенсивности дебаевских колец на рентгенограммах.

Как показали исследования (рис. 3), заметного изменения интенсивности интерференционных линий, характерного для текстурированного состояния при 15 и 40%-ном горячем наклепе, не обнаружено.

Вероятно, что ориентированная направленность кристаллографических плоскостей, вызываемая пластической деформацией аустенита, рассеивается по нескольким кристаллографическим направлениям образовавшегося мартенсита.

Выводы

1. Увеличение времени выдержки после горячей деформации до закалки приводит к протеканию процессов возврата. При этом количество дислокаций, образующихся при горячем наклепе, почти не изменяется, а очевидно изменяется их расположение в материале, обуславливающее сохранение прочностных свойств металла.

2. Ориентированная направленность кристаллографических плоскостей, вызываемая пластической деформацией аустенита,

рассивается по нескольким кристаллографическим направлениям образовавшегося мартенсита, в результате чего текстура при высокотемпературной термомеханической обработке ($\lambda = 15$ и 40%) не выявляется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горин Д. И., Таратута А. И. Пути повышения производительности сельскохозяйственной техники. Сборник трудов Белорусского института механизации сельского хозяйства. Минск, Изд-во «Урожай», 1966.
2. Горин Д. И., Брон Д. И., Таратута А. И., Левитес И. И. «Автомобильная промышленность». 1965, № 1.
3. Горин Д. И., Таратута А. И. Сборник научных трудов аспирантов Белорусского института механизации сельского хозяйства. Минск, Изд-во «Урожай», 1965.
4. Под редакцией Ю. А. Багаряцкого. Рентгенография в физическом металловедении. М., Metallurgizdat, 1962.
5. Миркин Л. И. Справочник по рентгеноструктурному анализу поликристаллов. М., Физматгиз, 1961.
6. Бернштейн М. Л. «Металловедение и термическая обработка». 1962, № 1.

МАРЧЕНКО С. А.,
кандидат технических наук

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МЕТАЛЛОПОКРЫТИИ

Изучение сравнительной износостойкости металлопокрытий является важной частью проблемы выбора рационального способа восстановления деталей машин.

Исследовались следующие виды покрытий: металлизационные (высокочастотная, электродуговая и газовая металлизация), наплавочные (автоматическая наплавка под слоем флюса и вибродуговая наплавка), электролитические (хромирование и оставление).

Лабораторные опыты проводились на универсальной машине трения МИ-1М. Образцами служили ролики, изготовленные из стали 45, на поверхность которых наносилось покрытие. Форма и размеры образца и контртела (чугунной колодки), а также режимы высокочастотной, электродуговой и газовой металлизации приведены в ранее опубликованных работах [1, 2] и др. Выбор режимов нанесения остальных покрытий производился на основании исследований автора, анализа ряда работ других исследователей и опыта работы передовых ремонтных предприятий республики.

Наплавка под слоем флюса производилась при помощи аппарата А-580 дугой постоянного тока при обратной полярности проволокой марки 30ХГСА диаметром 1,6 мм. Сила тока 220 а, напряжение 26—28 в, скорость наплавки 14 м/час, скорость подачи проволоки 2,2 м/мин, флюс АН-348А мелкой грануляции, толщина слоя 1 мм. Для повышения износостойкости образцы после наплавки подвергались закалке т. в. ч. и наряду с незакаленными испытывались на износ.

Вибродуговая наплавка осуществлялась проволокой (сталь 65ГА) диаметром 1,6 мм при следующем режиме: ток постоянный ($I = 180$ а), полярность обратная, напряжение 18 в, индуктивность 4—5 витков РСТЭ-34, число оборотов детали в минуту 2,8, амплитуда вибрации электрода 1,4 мм, скорость подачи проволоки 1,0—1,2 м/мин, величина продольной подачи головки 2 мм/об, угол расположения электрода 45°. Охлаждающая жидкость: 5% кальцинированной соды и 14,5% технического глицерина, подача жидкости в зону наплавки 0,6—0,9 м/мин, толщина слоя 1 мм.

Режим хромирования. Состав ванны CrO_3 — 150 г/л; H_2SO_4 — 1,5 г/л; температура ванны — 58°C; плотность тока — 65 а/дм², толщина покрытия — 0,25 мм.

Режим осталивания. Состав ванны: хлористое железо ($\text{FeCl}_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$) — 200 г/л; соляная кислота (HCl) — 0,8 г/л; хлористый марганец — 10 г/л; плотность тока — 30 а/дм²; температура электролита — 80°C; толщина слоя — 0,5—0,6 мм.

Эталоном служила сталь 45, закаленная т. в. ч. на мартенсит. Перед испытанием образцы шлифовались.

Испытание покрытий на износ проводилось при удельной нагрузке на образец $P_{уд} = 75 \text{ кг/см}^2$ и скорости скольжения 0,96 м/сек.

Опытным путем была установлена подача смазки (масло промышленное 50) для металлизационных покрытий в количестве одной капли за 2 минуты испытания, а для других покрытий — одной капли в минуту, что обеспечивало работу пар трения в условиях, близких к граничному трению.

Металлизированные образцы перед испытанием пропитывались в масле до полного насыщения (38 часов).

В процессе испытания регистрировался момент трения, температура, число оборотов ролика. Температура трущихся пар замерялась железоконстантановой термопарой, износ определялся с точностью до 1 мк. Запись показателей режима трения производилась через каждые 30 минут испытания. Результаты исследований представлены таблицей и графиками 1, 2.

В первоначальный период испытаний (приработка) металлизационных покрытий происходит интенсивное выдавливание и испарение масла. Изнашивание сопровождается повышенным моментом трения и температурой, которые в дальнейшем понижаются (табл. 1). Покрытие высокочастотной металлизации обладает более высокой износостойкостью и коротким временем приработки по сравнению с покрытиями газовой и электродуговой металлизации (см. рис. 1). Износостойкость этого покрытия в 3 раза, а газовой металлизации в 2 раза выше износостойкости покрытия электродуговой металлизации и на 16,5% более, чем у стали 45, закаленной т. в. ч. (рис. 2). Повышенная износостойкость покрытий высокочастотной металлизации объясняется их структурой, высокой микротвердостью и более прочной взаимосвязью напыленных частиц [3].

Изучение поверхностей трения под микроскопом показало, что в условиях, близких к граничному трению, износ металлизационных покрытий происходит в основном за счет истирания металла частиц покрытия, а не за счет их вырывания.

Износостойкость металла покрытия вибродуговой наплавки ниже износостойкости металлизационных покрытий и стали 45, закаленной т. в. ч. Объясняется это неоднородностью структуры наплавленного металла и более низкой, к тому же неодинаковой

Основные характеристики изнашивания металлопокрытий в зависимости от продолжительности испытания при трении в паре с чугуном.

Режим испытания: $P_{уд} = 75 \text{ кг/см}^2$
 $V_{ск} = 0,96 \text{ м/сек}$

Способ нанесения покрытия	Структура покрытия	Интенсивность изнашивания, мк/час				Момент трения, кгс.см		Температура трения, $^{\circ}\text{C}$		Частота поверхности, класс		Микротвердость H_{V}^{50} , кгс/мм^2		
		Образец		Контроль		до испытания	в конце опыта	до испытания	в конце испытания	до приработки	после испытания	до приработки	после испытания	отклонение
		после первого часа испытания	в конце опыта	после первого часа испытания	в конце опыта									
Электролитическое осталивание	Высокой дисперсности	7,4	1,3	6,0	1,00	28	6,8	89	40	7	8	500	530	30
Наплавка под слоем флюса	Сорбит, перлит	7,0	0,8	4,1	0,52	32	6,7	97	52	7	8	540	562	+ 22
Электродуговая металлизация	Тростосорбит, тростин	5,6	0,8	4,6	0,40	26,4	4,8	90	35	7	8	730	645	-85
Вибродуговая наплавка	Тростосорбит, тростомартенсит	5,3	1,0	4,3	0,5	26,5	5,2	90	43	7	8	720	610	-110
Наплавка под слоем флюса, закаленная т. в. ч.	Тростосорбит, тростомартенсит	5,0	1,0	5,9	0,45	32	6,7	92	48	6	7	785	650	-135
Газовая металлизация	Тростомартенсит, тростосорбит	4,4	0,6	5,2	0,35	30,2	6,0	86	38	7	9	785	715	-70
Сталь 45, закаленная т. в. ч.	Мартенсит	3,8	0,6	3,2	0,38	20,8	3,8	96	40	8	8	840	680	-190
Высокочастотная металлизация	Мартенсит, тростомартенсит	3,4	0,4	3,0	0,30	19,6	3,2	82	36	8	9	820	740	- 80
Электролитический хром	Высокой дисперсности	2,0	0,3	3,4	0,6	30,3	6,8	98	45	9	9	1100	975	-125

поверхностной твердостью его по сравнению со сталью 45, закаленной на мартенсит.

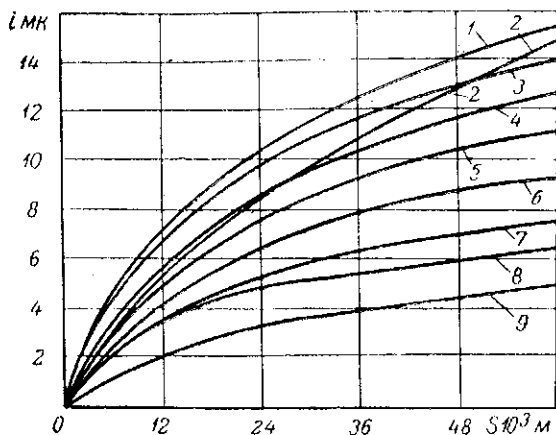


Рис. 1. Износ покрытий i в зависимости от пути трения:

1—электролитическое осталивание; 2—автоматическая наплавка под слоем флюса; 3—вибродуговая наплавка; 4—электродуговая металлизация; 5—автоматическая наплавка под слоем флюса, закаленная т. в. ч.; 6—газовая металлизация; 7—сталь 45, закаленная т. в. ч.; 8—высокочастотная металлизация; 9—гладкий хром.

Покрытие электролитическим осталиванием по износостойкости приближается к металлу наплавки под флюсом без последующей закалки.

Из всех рассматриваемых покрытий самую высокую износостойкость показал хром, вследствие его высокой твердости и теплоустойчивости. Изнашивание хромового покрытия при удельной нагрузке 75 кг/см^2 в первый час испытания происходило при температуре 98°C , а через 1,5—2 часа от начала опыта температура снизилась до 50°C . Объясняется это тем, что твердый хром плохо удерживает смазку, а испытания велись при большом удельном давлении и недостаточной подаче смазки. Высокая температура в первые 1,5—2 часа испытания наблюдалась и у остальных покрытий, вызванная малой величиной действительной опорной поверхности трущихся пар и большим давлением на контактных участках. В результате механического внедрения и пластической деформации неровностей трущихся поверхностей первоначальный износ покрытий был большим. По мере увеличения продолжительности испытания неровности сглаживались (прирабатывались), опорная поверхность увеличивалась и удельные давления на контактных участках резко уменьшались

[4, 5, 6]. Снижение температуры со временем испытания у всех покрытий, кроме твердого хрома, связано с их исходной чистой поверхности. Все покрытия в результате износа и приработки получали новую микрогеометрию, более высокую по сравнению с начальной, кроме хрома и стали 45, закаленной т. в. ч., что согласуется с результатами исследований В. А. Щадричева [4].

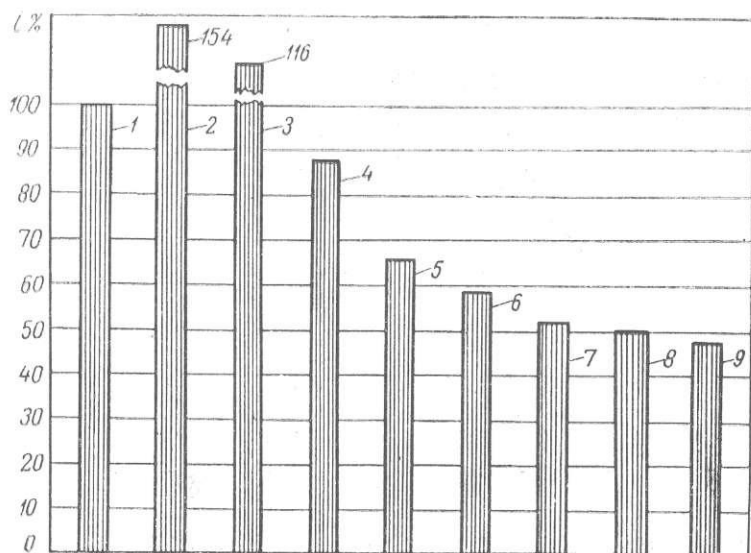


Рис. 2. Сравнительная износостойкость покрытий в % за 48 тыс. м пути трения:

1 — сталь 45, закаленная т. в. ч.; 2 — хром; 3 — покрытие высокочастотной металлизацией; 4 — покрытие газовой металлизацией; 5 — наплавка под слоем флюса, закаленная т. в. ч.; 6 — покрытие электродуговой металлизацией; 7 — покрытие вибродуговой наплавкой; 8 — наплавка под слоем флюса; 9 — электролитическое осталивание.

В результате приработки изменяется не только микрогеометрия, но и микротвердость покрытий (табл. 1). Снижение микротвердости электролитических покрытий объясняется некоторым снижением внутренних напряжений вследствие удаления водорода под влиянием высоких температур, развиваемых на контактных участках трущихся поверхностей. Уменьшение микротвердости закаленных сталей происходит из-за структурных превращений в тонком поверхностном слое под действием высоких температур, возникающих в процессе трения на контактных участках. Повышение микротвердости покрытий с низкой исходной твердостью можно объяснить упрочнением поверхности в результате наклепа.

Выводы

1. Износостойкость различных покрытий зависит от комплекса физико-механических свойств, основными из которых являются структура, микротвердость и шероховатость поверхности. Для повышения износостойкости необходимо применять покрытия с высокой микротвердостью и оптимальной шероховатостью поверхности.

Наиболее износостойкими являются покрытия, имеющие структуру мартенсита, и менее износостойкими — структуру перлита и феррита.

Износостойкость покрытий со структурной неоднородностью определяется преобладающей группой структурной составляющей поверхностного слоя.

2. Продолжительность и качество приработки покрытий зависят от исходных значений чистоты поверхности и микротвердости. Приработка покрытий с невысокой чистотой поверхности и низкой микротвердостью характеризуется большой продолжительностью и интенсивным износом. Хорошая прирабатываемость металлизационного покрытия объясняется его высокой деформируемостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Марченко С. А. Исследование влияния режимов высокочастотной металлизации на износостойкость восстановленных деталей машин. Автореферат кандидатской диссертации. Минск, 1964.

2. Марченко С. А. Износостойкость металлизационных покрытий в условиях сухого трения скольжения. Сборник научных трудов Белорусского института механизации сельского хозяйства, Минск, 1965.

3. Горин Д. И., Марченко С. А. К вопросу образования стальных слоев высокочастотной металлизацией распылением. Сборник научных трудов аспирантов Белорусского института механизации сельского хозяйства, Минск, 1966.

4. Шадринчев В. А. Сравнительная износостойкость металлопокрытий, применяемых для восстановления деталей машин в условиях сухого трения скольжения. Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, т. XIV, 1959.

5. Вадивасов Д. Г. Исследование влияния условий процесса электрометаллизации на свойства металлических покрытий. Докторская диссертация. Саратов, 1958.

6. Маталли А. А. Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин. Машгиз, 1956.

ГОРИН Д. И., МАРЧЕНКО С. А.,
кандидаты технических наук

О ПРИРОДЕ СВЯЗИ МЕТАЛЛИЗАЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ С ОСНОВНЫМ МЕТАЛЛОМ

Основным фактором, определяющим возможность использования в производстве металлизации распыленным, является прочность связи покрытия с основным металлом.

Вопрос о природе связи частиц покрытия между собой и с поверхностью детали все еще остается дискуссионным, несмотря на множество высказанных гипотез и соображений [1, 2, 3].

Нами была сделана попытка выдвинуть некоторые теоретические положения по этому вопросу и проверить их экспериментально.

В твердых телах различают четыре вида связей: ионную, атомную, металлическую и молекулярную [4, 5, 6]. Эти виды связей в твердых телах не всегда встречаются в чистом виде, особенно в сложных телах, где могут быть и промежуточные виды связей [4]. Приведенное замечание в полной мере можно отнести к рассматриваемому соединению деталь—металлизационное покрытие.

В металлизационных покрытиях, по нашему мнению, могут иметь место следующие виды связей с основным металлом и между собой: металлическая, молекулярная и механическая.

Мы изучали состояние частиц при ударе о металлизирруемую поверхность и характер их связи при помощи металлографического микроскопа МИМ-8 при увеличении в 100, 300 и 800 раз и электронного микроскопа ЭМ-3 при увеличении в 5400 раз.

Для выполнения металлизационных работ использованы аппараты-металлизаторы: электродуговой ЭМ-6, газовый МПН-1-57 и высокочастотный МВЧ-2.

Режим электродуговой металлизации: напряжение на дуге 30 в, сила тока 120 а, давление сжатого воздуха $5,5 \text{ кг/см}^2$, расстояние от сопла металлизатора до металлизирваемой поверхности 100 мм. При металлизации использовалась проволока из стали 65ГА диаметром 1,6 мм. Производительность металлизационного аппарата ЭМ-6 7 кг/час. Режим газовой металлизации: расход ацетилена 480 л/час при давлении 0,3 атм и кислорода 960 л/час при 3 атм; давление сжатого воздуха 3,5—4 атм, расстояние от сопла металлизатора до ме-

таллизируемой поверхности 100 мм, проволока из стали 65ГА диаметром 1,6 мм.

Режим высокочастотной металлизации: частота тока лампового генератора ГЗ-46 400—500 кГц; напряжение высокой ступени 7—8 кВ; ток сетки 3,8 а; анодный ток 0,6 а; давление сжатого воздуха 4 кг/см², расстояние от сопла металлизатора до покрываемой поверхности 100 мм, проволока из стали 65ГА диаметром 4 мм. Во всех случаях образцами для исследова-

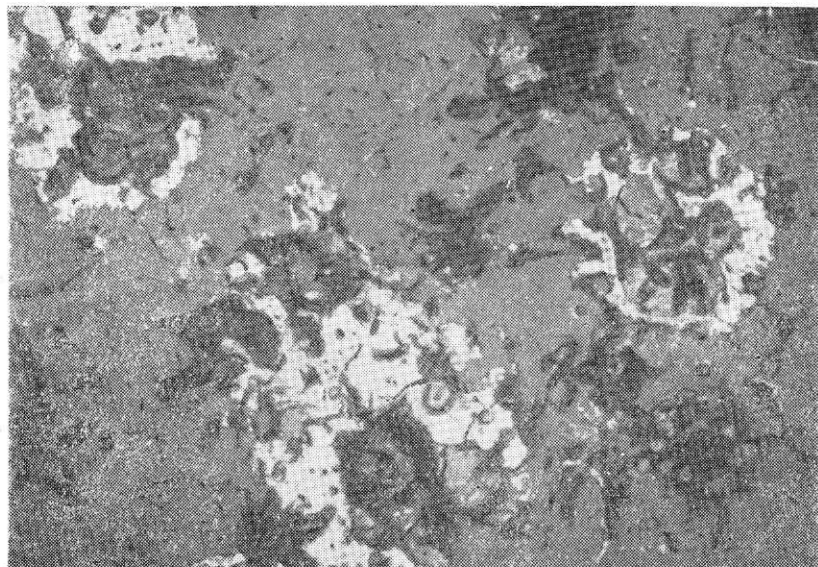


Рис 1. Форма и состояние частиц распыленной стали 65ГА при ударе их о поверхность стекла. Режим высокочастотной металлизации:
 $P_B = 4 \text{ кгс/см}^2$, $L = 100 \text{ мм}$; $\times 300 \times 5$.

ований служили ролики с наружным диаметром 38 мм, внутренним 16 мм и шириной 10 мм, изготовленные из стали 45.

Подготовка образцов под металлизацию заключалась в шлифовке с последующей непосредственно перед металлизацией обдувкой стальным металлическим песком [7]. Все ролики с покрытием подвергались шлифованию до размера $40 - 0,01 \text{ мм}$.

Опытами установлено, что при оптимальном режиме металлизации частицы распыленной стали достигают металлируемой поверхности в жидком (покрытые тонкой окисной пленкой) и в высокопластическом состоянии (рис. 1). Частицы имеют различные размеры (0,015—0,080 мм), скорость, кинетическую энергию и температуру. В связи с этим их взаимодействие с поверхностью детали может быть следующим: жидкие частицы металла —

твердая поверхность; частицы в высокопластическом состоянии — твердая поверхность; твердые частицы — твердая поверхность; частицы в различном состоянии — подогретая поверхность и различные комбинации. При ударе происходит пластическая

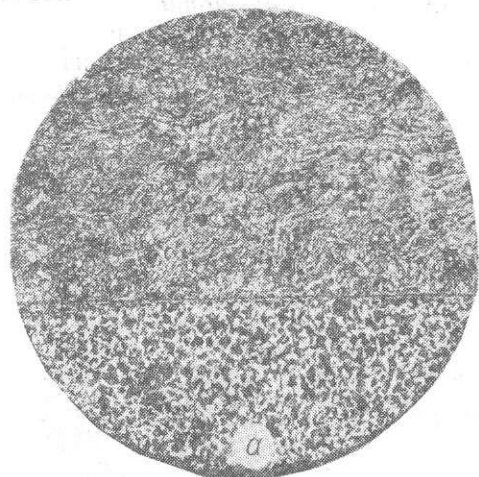


Рис 2. Переходная от напыленного слоя к основному металлу, шлиф травленный: *a* — $\times 100$; *б* — $\times 800$; *в* — $\times 5400 \times 3$.



деформация частиц, разрушение и выдавливание в стороны окисных пленок с обнажением участков жидкого металла, что способствует увеличению прочности сцепления частиц между собою и с покрываемой поверхностью.

Из исследования процессов порошковой металлургии [8] известно, что непосредственно после охлаждения кристаллические решетки поверхностных слоев металла содержат большое количество дефектов, и состояние поверхностных атомов характеризуется повышенной энергией. Это можно отнести и к металлизационным частицам.

Естественно, что если две такие поверхности приведены в контакт, процесс перестройки может привести к соединению этих поверхностей, т. е. к образованию металлических связей. При этом может иметь место молекулярная связь, а иногда и диффузия.

Исследования показывают, что прочность сцепления частиц с металлизируемой поверхностью зависит от целого ряда факторов: режимов металлизации, способа подготовки поверхности под металлзацию, состава металла распыляемой проволоки и поверхности восстанавливаемой детали и т. д. На прочность сцепления оказывает большое влияние первый слой осажденных частиц, который является как бы грунтом для последующих слоев. Сцепление частиц первого слоя с основным металлом происходит в более неблагоприятных условиях по сравнению с последующими слоями. Частицы распыленного металла, ударяясь о холодную поверхность детали, охлаждаются ею, в результате чего степень пластической деформации, а следовательно, и сцепляемость с твердой поверхностью детали происходит в худших условиях. Кроме того, покрываемая поверхность в той или иной мере неизбежно загрязнена посторонними веществами, что также приводит к снижению прочности сцепления.

При увеличении окисления металлизируемой поверхности прочность сцепления понижается, так как при этом уменьшается действительная поверхность контакта, ухудшается пластичность слоев.

На наш взгляд, основным фактором, препятствующим схватыванию, в этом случае является наличие на металлизируемой поверхности адсорбированных пленок, состоящих из полярных молекул. Эти пленки обладают способностью быстро образовываться на контактных поверхностях металлов и восстанавливаться на тех участках, где они были нарушены. Это объясняется процессом поверхностной миграции активных молекул. Подобная миграция может иметь место и в зоне непосредственного контакта металлических поверхностей. Она происходит под действием двумерного давления адсорбционных слоев на участке смыкания поверхностей, выявленного П. А. Ребиндором, а также в результате расклинивающего давления, установленного Б. В. Дерягиным [9].

Разность температур на границе между поверхностью детали и осаждаемыми частицами, а также между самими частицами придает контактной поверхности напряженный характер.

Можно полагать, что при высококачественной подготовке поверхности и оптимальных режимах металлизации могут иметь место между покрытием и основным металлом, а также между частицами напыленного металла все отмеченные выше три вида связей, из которых металлическая связь имеет место на малом количестве участков (рис. 2).

Поскольку участки с металлической связью между напыленным металлом и деталью сравнительно немного как по величине, так и по площади, прочность их сцепления в основном обуславливается молекулярной связью и механическим зацеплением. Сказанное подтверждается также характером диаграмм испытания металлизационных покрытий на прочность сцепления.

Таким образом, для повышения прочности сцепления покрытия с основным металлом необходимо всегда стремиться к обеспечению возможно большего металлического контакта между частицами покрытия и с металлируемой поверхностью. Это практически достигается соответствующей чистотой покрываемой поверхности, ее шероховатостью, наибольшей температурой частиц распыляемого металла, равномерностью распыла, силой удара частиц о поверхность, высокой степенью пластической деформации, подогревом поверхности детали перед металлизацией.

Выводы

1. Физико-механические свойства металлизационных покрытий в большой степени зависят от прочности связи частиц с основным металлом и между собой. Такая связь может быть металлической, молекулярной и механической.

Механическая и молекулярные связи имеют исключительное место и являются главным фактором, определяющим общую прочность сцепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вадивасов Д. Г. Исследование влияния условий процесса электрометаллизации на свойства металлических поверхностей. Автореферат докторской диссертации, Саратов, 1958.

2. Ширжецкий М. Н. Образование, строение и свойства стальных металлизационных слоев. Автореферат кандидатской диссертации. Харьков, 1961.

3. Шадринцев А. А. Основы рационального способа восстановления автомобильных деталей металлопокрытиями. Машгиз, 1962.

4. Абиндер С. Б. Холодная сварка металлов. Изд-во АН Латвийской ССР, 1957.

5. Гуляев А. П. Металловедение. Оборонгиз, 1951.

6. Лашко-Авакян С. В. Металловедение сварки (некоторые вопросы). Машгиз, 1954.

7. Марченко С. А. Прогрессивный способ восстановления деталей. «Промышленность Белоруссии», 1963, № 11.

8. Гартер Р. И., Дьяченко С. С. Исследование процессов спекания электролитической меди. Ж. Т. Ф., том XXII, вып. 7-й, 1962.

9. Дерягин Б. Н. Что такое трение. Изд-во АН СССР, 1952.

ДАВЛЕНИЕ В ЗОНЕ КОНТАКТА РОЛИКА С ДЕТАЛЬЮ

Повышение надежности и долговечности сельскохозяйственных машин является важнейшей народнохозяйственной задачей. Решение этой задачи возможно одним из способов поверхностного упрочнения деталей машин, повышения их износостойкости и усталостной прочности. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что в этом отношении весьма благоприятное влияние оказывает поверхностный наклеп и, в частности, обкатка деталей роликами.

Упрочняющий эффект: увеличение твердости, изменение микроструктуры, повышение износостойкости деталей, работающих в условиях смазки, объясняется улучшением физико-механических характеристик материала. Последнее зависит от правильно выбранных технологических режимов обработки. В этой связи большой теоретический и практический интерес представляет изучение закономерностей изменения давления в зоне контакта инструмента с деталью и причин, вызывающих разную степень деформации.

Кроме того, давление в зоне контакта может из объекта исследования превратиться в орудие исследования, например, для определения и характеристики твердости материалов.

В работе [1] показано, что в области упругих деформаций с увеличением усилия на ролике давление в зоне контакта увеличивается. Известно, что соотношение между усилием вдавливания и размерами отпечатка в большинстве случаев определяют из формул Г. Герца и И. Я. Штаермана. Однако при достижении усилия свыше определенной величины эти формулы не отражают действительного положения о состоянии металла в пластичной зоне.

Для определения среднего давления в зоне контакта применим эмпирический закон Е. Мейера [2]. Давление на поверхности отпечатка при условии отсутствия трения между роликом и деталью можно принять равным отношению усилия вдавливания ролика к площади проекции отпечатка на плоскость, касательную к цилиндру, т. е.

$$P_{\text{ср}} = \frac{4P}{\pi ab},$$

где P — нагрузка, приложенная к ролику;
 a и b — оси эллипса отпечатка.

Эксперименты по определению давления в зоне контакта были проведены на образцах* из сталей 15, 35, 45, 45Г2.

С помощью пятитонного прессы Р-5 и специально изготовленного приспособления (рис. 1) получены отпечатки на цилиндрической поверхности образцов (рис. 2).

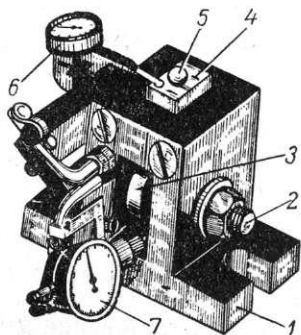


Рис. 1. Приспособление для получения отпечатка на цилиндрической поверхности образца.

Приспособление представляет собой корпус 1, в котором на оси 2 закрепляется образец 3. Пуансон 4, являющийся частью упрочняющего ролика, контактирует с образцом. Нагружение осуществляется через шарик 5. Индикатор 6 показывает перемещение пуансона 4, а индикатор 7 — перемещение образца из-за имеющихся зазоров и упруго-пластической деформации системы. Разность показаний приборов 6 и 7 характеризовала глубину отпечатка под нагрузкой.

Приспособление позволило более точно, чем это возможно на производственной установке, осуществить

нагружение и замер глубины отпечатка.

На микроскопе УИМ-21 измерялись большая и малая оси проекции отпечатка (эллипса). Найденная площадь несколько

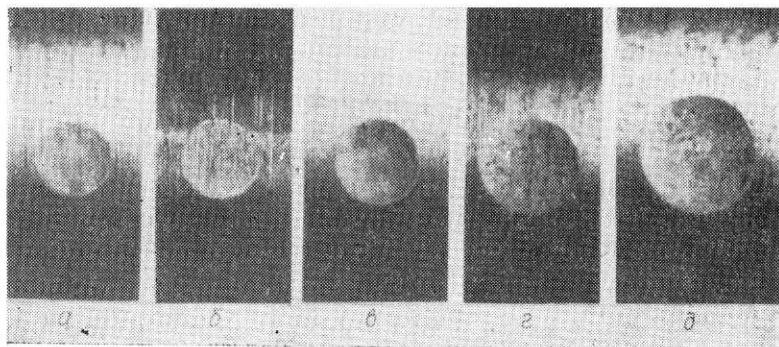


Рис. 2. Отпечатки (1—5 усилия соответственно 4905, 9810, 14715, 19620, 24525 н).

* Перед обкаткой образцы подвергались нормализации, чистота поверхности соответствовала шестому классу. Диаметр образцов — 40 мм, размеры ролика — $D=130$ мм, $\rho=10$ мм.

меньше действительной, так как она является лишь площадью проекции отпечатка, которая, кроме того, вычислена без учета упругих деформаций. Поэтому полученные значения давлений несколько завышены. Результаты опытов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Марка стали	Усилие на ролик P_{II}	Результаты измерений			Расчетные величины	
		глубина отпечатка h , мм	оси эллипса a мм b мм		площадь проекции отпечатка, мм ²	давление в зоне контакта P , Мн/мм ²
Сталь 15	4905	0,081	2,610	2,981	6,99	701
	9810	0,154	3,473	4,102	11,14	886
	14715	0,201	4,169	4,946	16,15	911
	19620	0,285	4,716	5,664	20,80	943
	24525	0,367	5,239	6,360	26,10	936
Сталь 35	4905	0,067	2,333	2,580	4,72	1004
	9810	0,130	3,063	3,444	8,22	1192
	14715	0,174	3,645	4,289	12,28	1196
	19620	0,237	4,167	4,966	16,24	1208
	24525	0,329	4,629	5,583	20,28	1209
Сталь 45	4905	0,042	2,233	2,400	4,21	1158
	9810	0,092	2,930	3,240	7,49	1314
	14715	0,167	3,406	3,942	10,55	1381
	19620	0,219	4,014	4,576	14,41	1362
	24525	0,297	4,411	5,103	17,66	1385
Сталь 45Г2	4905	0,040	1,798	1,943	2,74	1784
	9810	0,077	2,644	2,724	5,67	1785
	14715	0,117	2,958	3,392	7,86	1862
	19620	0,171	3,524	3,808	10,01	1862
	24525	0,228	3,882	4,297	13,11	1868

Из табл. 1 видно, что с увеличением усилия на ролик (от 4905 до 24525 н) среднее давление в зоне контакта для исследуемых сталей почти не изменяется. Величина давлений, полученных от нагрузки на ролик в 4905 н, несколько ниже, чем при остальных нагрузках. Это вызвано тем, что при «точечном» контакте в малом объеме металла преобладает пластическая деформация. Она протекает преимущественно в направлении касательных напряжений, вызывая увеличение размеров отпечатка в плоскости, перпендикулярной действию силы.

С увеличением нагрузки на ролик свыше 4905 н проникновение инструмента в деталь увеличивается. Деформациям (упругой и пластической) подвергается значительно больший объем металла, которые протекают в направлении, перпендикулярном к рабочей поверхности инструмента. Как видно из данных табл. 1, в этом случае размеры отпечатков (в том числе и их глу-

бина) увеличиваются пропорционально нагрузке, приложенной к ролику. Поэтому, учитывая погрешности опыта, давление в зоне контакта можно считать постоянным. Для сталей 15, 35, 45, 45Г2 оно соответственно равно 875, 1160, 1320, 1830 Mn/m^2 .

Таким образом, эксперименты показали, что глубина и размеры отпечатка увеличиваются с увеличением нагрузки на ролик. Глубина проникновения ролика в деталь является одним из основных факторов, влияющих на изменение физико-механических свойств стали (глубину наклепа, твердость) и микропрофиля поверхности.

Давления, найденные по просекции отпечатка, в 2—2,5 раза меньше расчетных, полученных по формулам для упругих деформаций Г. Герца и И. Я. Штаермана, и более близки к результатам Ю. Г. Проскурякова [3]. Данные опытов совпадают с результатами других авторов, в частности с исследованиями В. В. Иванова, проведенными на стали 5 [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Горин Д. И., Филяев А. Т. Давление в зоне контакта при обкатке цилиндрической детали роликом. Сборник научных работ БИМСХ, Минск. Изд-во «Урожай», 1966.
2. Пилипчук Б. П. Обзор теорий твердости. М.—Л., Стандартгиз, 1962.
3. Проскуряков Ю. Г. Современные способы и технология обработки деталей упрочняюще-калибрующим инструментом. Машгиз, 1962.
4. Иванов В. В. Упрочнение деталей подвижного состава накаткой. Трансжелдориздат, 1956.

СУСЛОВ В. И.,
кандидат технических наук;
ИЩЕНКО А. Ф.,
инженер

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПАР ТРЕНИЯ

Как известно, процессы трения и износа весьма сложны. Вскрывая эти закономерности, мы приближаемся к пониманию явлений, происходящих в действующих парах трения. Ниже приводятся некоторые данные по исследованию процесса трения и износа электролитических хрома и никеля из четырех ванн, которые получены путем опытов на машине трения МИ в диапазоне пяти нагрузок [3].

Для никелевых покрытий из ванн 11, 10 и 3 в процессе трения наблюдается повышение твердости, что связано с наклепом в поверхностном слое. Видимо, по толщине для различных нагрузок она разная, но эта разница не может быть уловлена на ПМТ-3.

При испытании букс под нагрузкой 43,3; 71,2; 99,0 и 126,6 кг/см² с исходного состояния изменение микротвердости вплоть до установления максимальной укладывалось во времени 90 ÷ 120 мин. Чем больше давление на буксу, тем меньше промежуток времени до установления в поверхностном слое максимальной микротвердости. Видимо, такой слой с повышенной микротвердостью имеется у хромового и никелевого покрытий из ванны 30. Его толщина еще меньше, чем у никелевых покрытий из ванн 11, 10 и 3.

На рис. 1 и 2 приведены фотографии микроструктуры электролитических хрома и никеля из ванны 30 при увеличении 600. Для хрома характерна мелкозернистая структура с размером зерен 2,5 ÷ 6 мк. Никель из ванны 30 имеет менее однородную более крупнозернистую структуру, чем хромовая с размером зерен 14 ÷ 28 мк. Состав травителя: 50 г соляной кислоты HCl, 50 г дистиллированной воды H₂O, 4 г сернистой меди CuSO₄ · 5H₂O.

Поверхности трения после взаимной приработки становятся ровными и видимых нарушений в металлографический микроскоп не наблюдается. Отмечено, что при хорошем состоянии поверхностей трения и даже при весьма длительных исследованиях, когда практически износ, температура буксы, работа и момент трения остаются постоянными, наблюдаются небольшие колеба-

ния момента трения. Величины колебаний зависят от пар трения так же, как и величина износа, работы и момента трения и температуры. Для выяснения этого явления мы решили произвести исследование поверхностей трения на электронном микроскопе, имеющем ряд преимуществ по сравнению с оптическим.

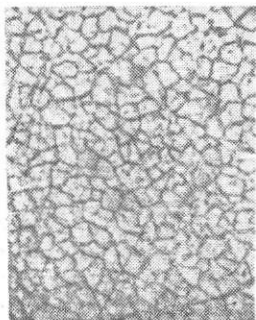


Рис. 1. Фотография микроструктуры электролитического хрома.



Рис 2. Фотография микроструктуры электролитического никеля из ванны 30.

В процессе взаимной приработки, когда чистота поверхностей трения отличается от оптимальной, колебания момента трения имеют место и они более отчетливые, чем при оптимальной чистоте поверхностей трения. В процессе приработки на сопряженных деталях в ряде случаев можно наблюдать наличие рисок, которые отчетливо видны и располагаются по направлению взаимной приработки.

На рис. 3 приводятся фотографии, полученные на электронном микроскопе УЭМВ-100 при увеличении в 13000 без приготовления шлифа:

а) хромовое покрытие при нагрузке $154,4 \text{ кг/см}^2$; длительность испытания 5 млн. оборотов нижнего ролика; следы рисок заметны по направлению движения;

б) никелевое покрытие из ванны 30 при нагрузке $154,4 \text{ кг/см}^2$; длительность испытания 6 млн. оборотов нижнего ролика. Здесь более отчетливо видны риски по направлению трения;

в) никелевое покрытие из ванны 30 при нагрузке $99,0 \text{ кг/см}^2$. Длительность испытания 600 тыс. оборотов нижнего ролика. Здесь видны риски более глубокие, образовавшиеся в процессе первоначальной приработки;

г) никелевое покрытие из ванны 11 при нагрузке $154,4 \text{ кг/см}^2$. Длительность испытания 4 млн. оборотов нижнего ролика. Здесь в отдельных местах еле заметны риски, а в некоторых местах явно видны глубокие риски по направлению трения;

д) никелевое покрытие из ванны 3 при нагрузке $154,4 \text{ кг/см}^2$. Длительность испытания 5 млн. оборотов нижнего ролика. В отдельных местах еле заметные следы рисок. Редко наблюдаются более глубокие риски;

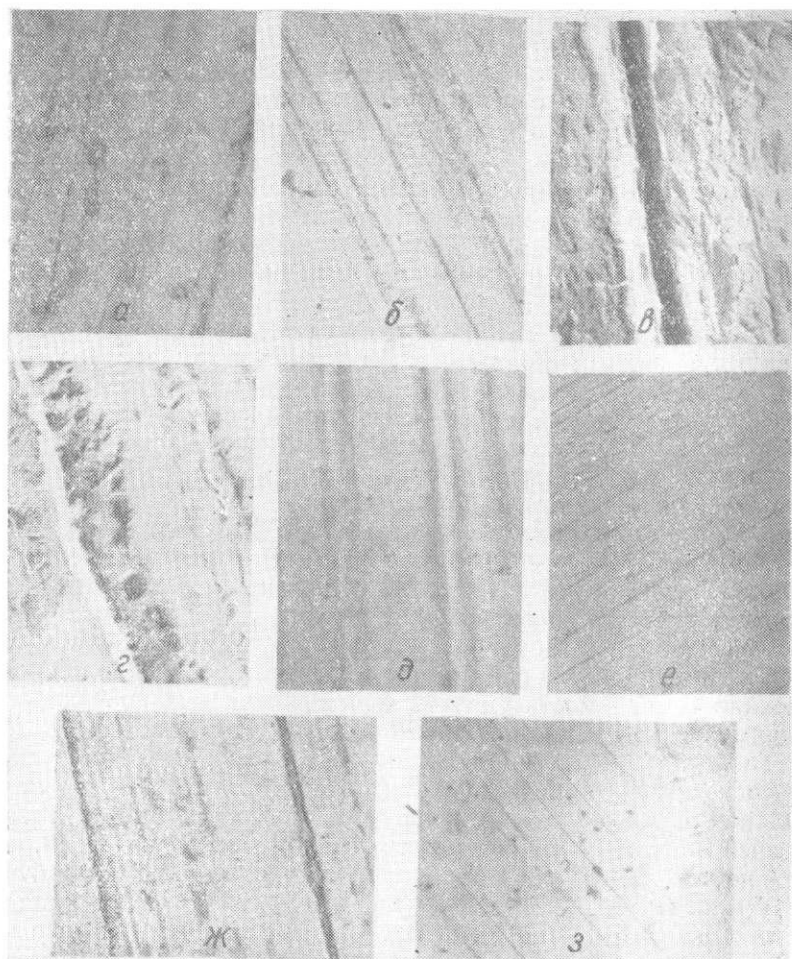


Рис. 3. Снимки поверхностей трения на электронном микроскопе без предварительного травления.

е) никелевое покрытие из ванны 3 при нагрузке 99 кг/см^2 при длительности испытания 600 тыс. оборотов нижнего ролика. Следы рисок еле заметны;

ж) никелевое покрытие из ванны 10 при нагрузке $71,2 \text{ кг/см}^2$

при длительности испытания 600 тыс. оборотов нижнего ролика. Явно видны риски, следы первоначальной приработки;

з) поверхность ролика из закаленного чугуна, работавшего в паре с буксой, покрытой никелем из ванны 30, при нагрузке $154,4 \text{ кг/см}^2$. В отдельных местах еле заметны риски.

Рассмотрение микрофотографий, полученных на электронном микроскопе (см. рис. 3), показывает, что поверхности трения имеют повреждения в виде рисок и различных углублений, хотя пары и работали при оптимальных условиях трения. Они образовались в результате наростообразования как в процессе приработки, так и у приработанных пар трения. Наличие их подтверждает, что процессу трения сопутствует наростообразование, которое оказывает влияние на процессы трения и износа. У пар трения, работающих при оптимальной чистоте поверхностей трения, оно проявляется в меньшей степени, чем в процессе приработки. Из наших исследований вытекает, что при оптимальной чистоте поверхностей трения момент (а следовательно и коэффициент) трения, износ пары, работа, трения и температура буксы минимальные, хотя величина R_{μ} благодаря наростообразованию изменяется, оставаясь в пределах этого класса чистоты.

Утверждение, что увеличение высоты шероховатостей по сравнению с оптимальным значением повышает износ за счет возрастания механического зацепления, скалывания и среза шероховатостей поверхностей, приведенное Маталиным [1], полностью подтверждается. В то же время уменьшение высоты шероховатостей против оптимального значения, которое приводит к резкому возрастанию износа за счет возникновения молекулярного сцепления и заедания плотно соприкасающихся поверхностей повышенной гладкости (чему способствует выдавливание и плохая смачиваемость смазкой зеркально чистых поверхностей) нашими исследованиями [2] не вполне подтверждается.

Так, для пары трения ролик—термически не обработанная букса из чугуна при достижении поверхностями трения чистоты $\nabla 9$ резко повышается температура, момент и работа трения. При чем чистота $\nabla 9$ при нагрузке $126,6 \text{ кг/см}^2$ не является оптимальной. Оптимальной же является $\nabla 7$ для ролика и $\nabla 8$ буксы.

Температура буксы может достигать 132° , причем и на ролик и на буксе нет следов нагара. Износ при этих условиях мало изменяется, но за счет молекулярного сцепления в отдельных контактируемых местах возрастает работа трения. Мощность в этом случае будет расходоваться больше на приведение в действие агрегата.

При чистоте поверхностей трения, больше оптимальной, возрастает работа трения и температура. Причем возрастание силы трения за счет молекулярного сцепления и приводит к росту момента, коэффициента и работы трения.

Температура, моменты и работа трения на 10000 оборотов

Износ, мк				Работа трения, кг·см	
при оптимальной чистоте поверхностей трения		при чистоте поверхностей трения $\nabla 9$		при оптимальной чистоте поверхностей трения	при чистоте поверхностей трения $\nabla 9$
ролик	букса	ролик	букса		
0,05	0,0214	0,08	0,0198	43,4—45,8	243—363

нижнего ролика при оптимальных условиях и при чистоте поверхностей трения $\nabla 9$ для пары ролик — термически не обработанная букса приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что износ ролика на 0,03 превышает износ при оптимальных условиях трения, тогда как износ букс почти одинаковый. Работа трения при чистоте поверхностей трения $\nabla 9$ возрастает в $5,8 \div 8$ раз, температура в $3,46 \div 4,4$ раза и момент трения в $5,9 \div 8$ раз по сравнению с оптимальными условиями трения. Причем значения температуры, работы и момента трения не остаются постоянными, а изменяются в процессе исследования (при чистоте поверхностей трения $\nabla 9$) за счет наростообразования. Сама же чистота поверхностей трения R_a увеличивается или уменьшается, но остается в пределах $\nabla 9$. А с изменением ее меняется и момент трения.

Таким образом, как в процессе первоначальной приработки, так и при установившемся процессе трения (включая и оптимальные условия трения) процессу трения сопряженных пар сопутствует наростообразование, которое в какой-то мере раньше не учитывалось. Это подтверждается на всех испытанных нами парах трения, у которых ролик был изготовлен из термически обработанного чугуна, а букса — из электролитических хрома и никеля из ванн 30, 11, 10 и 3, а также пар трения, у которых ролик также был изготовлен из чугуна, термически обработанного, а букса из чугуна как термически обработанного, так и чугуна без термообработки. Оно проявляется в различной мере для различных пар трения, но неизменно сопутствует им в процессе трения и износа.

Во многих исследованиях утверждается, что при определенных условиях в трущихся парах может произойти схватывание. И это действительно так. Благодаря чему может произойти схватывание? На наш взгляд, первой причиной схватывания трущихся пар является увеличивающееся наростообразование. В процессе первоначальной приработки, когда чистота поверхностей трения еще не достигла оптимального значения, имеет место интенсивное наростообразование. Интенсивность его зависит в первую очередь от нагрузки.

Таблица 1

Температура трения, °С		Момент трения		Чистота поверхностей трения			
При оптимальной чистоте поверхностей трения	при чистоте поверхностей трения 9	при оптимальной чистоте поверхностей трения	при чистоте 9 поверхностей трения	при оптимальных условиях трения		при чистоте поверхностей трения 9	
				ролик	бука	ролик	бука
30	132—104	8,0—8,75	86,25—40	7	8	9	9

При оптимальной чистоте поверхностей трения наростообразование минимально. Если с этого исходного состояния увеличивать нагрузку, то момент трения начинает расти, вследствие увеличения наростообразования, до определенного момента.

Более повышенная нагрузка может привести к улучшению чистоты поверхностей (с увеличением нагрузки чистота поверхностей трения сначала ухудшается) и достигнуть оптимального значения, но может быть нагрузка и такой, которая приведет к более интенсивному наростообразованию и к схватыванию поверхностей трения.

На снимках, полученных с помощью электронного микроскопа, ясно видны риски, которые подтверждают описанные нами явления. Образовавшийся нарост нарушает поверхности трения, прорезая на сопряженной поверхности канавку определенной глубины. Когда сила резания достигает величины, большей, чем сила сцепления нароста с поверхностью, на которой он образовался, последний срывается и нарушает поверхность детали. Таким образом, величина удельного давления ($кг/см^2$) в местах действительного контакта соприкасающихся пар является определяющим фактором (при прочих равных условиях) к наростообразованию.

Если при данной чистоте поверхностей трения и нагрузке наростообразование не перейдет через максимум, то взаимной приработкой пары трения достигнуть не смогут. Это приведет в дальнейшем к схватыванию трущихся поверхностей. Известно, что пары трения, имеющие одноименную кристаллическую решетку, всегда отличаются повышенным коэффициентом трения. Это объясняется хорошим условием для наростообразования. Если пары трения изготовлены с оптимальной чистотой поверхности, то период приработки будет минимален. Это и есть необходимые и достаточные условия для увеличения ресурса сопряженных пар при прочих равных условиях.

В процессе эксплуатации зачастую меняются условия работы, а следовательно, и шероховатость трущихся поверхностей (изменение R_a или R_z). Последняя, как правило, не выходит за пределы оптимального значения и отвечает лучшим условиям с точ-

ки зрения износа, которые могут сохраняться при необходимом и достаточном количестве смазки. В период первоначальной приработки, когда наблюдаются мгновенные повышения температур, излишнее количество смазки будет ухудшать условия трения и способствовать наростообразованию. Высышки больших температур могут привести к разложению масла, вследствие чего выделится большое количество тепла, которое в этом месте ухудшит чистоту поверхностей трения. Последнее приведет к мгновенному увеличению момента трения. Мгновенное увеличение температур может привести к тому, что наростообразование в процессе приработки не пройдет через максимум. В дальнейшем это приведет к увеличению наростов, ухудшению чистоты поверхностей и к схватыванию. Чтобы бороться со схватыванием поверхностей трения, необходимо создать условия, при которых наростообразование будет минимальным.

Учитывая большое значение, которое играют наросты в процессе трения и износа, необходимо показать процесс образования их. Входящие в непосредственное соприкосновение детали машин изготовлены с определенной точностью, исходя из выбранной посадки и заданной шероховатости поверхностей трения. Направление следов обработки в них в ряде случаев не совпадает, что создаст благоприятные условия для образования наростов.

После непосредственного контакта деталей, если у них чистота поверхностей трения была меньше оптимальной, замечается значительный рост момента и работы трения, что ведет к повышению температуры трущихся пар. Шероховатость поверхностей (величина R_a или R_z), как правило, ухудшается, постепенно растет момент трения, связанный с образованием наростов. Сначала, когда наростообразование незначительное, момент трения будет меньшим, а затем по мере увеличения его растет момент трения и температура. Вследствие зацепления неровностей происходит отделение продуктов износа (срезание неровностей поверхностей трения). В местах среза образуются ювелирные поверхности. Продукты износа вместе с маслом движутся между трущимися поверхностями, поэтому такие активные места на поверхностях трения образуются в разных ее частях в зависимости от сочетания высоты неровностей на трущихся деталях. При определенном давлении будут преобладать упругие деформации. Должна установиться действительная площадь соприкосновения, что и приведет в дальнейшем к оптимальной чистоте поверхностей трения. При недостаточной же опорной площади всех микроконтактов из-за большого удельного давления имеют место пластические деформации. Это приводит к появлению микроскопических продуктов износа в масле между трущимися деталями.

При отделении частичек износа по поверхности их образуют-

ся совершенно чистые микроплощадки с весьма активной поверхностью, на которых в данное мгновение нет окисных пленок. Но пространство между двумя трущимися поверхностями ограничено, поэтому в дальнейшем активная частичка износа может быть заторможена и задержана на одной из них. Силы межмолекулярного сцепления войдут в действие. Им будет содействовать давление между трущимися поверхностями в этом месте и частичкой износа. Образовавшийся микронарост будет иметь большую твердость, вследствие своеобразной проковки его между двумя поверхностями.

Имея хорошее сцепление с одной из поверхностей трения и большую твердость, этот микронарост будет срезать слои из сопряженной детали сначала на наиболее возвышающихся частях поверхности, а затем начнет делать сплошной срез. В это время поверхность у него будет становиться активной, способной к присоединению новых отделившихся частичек износа, в том числе и срезанных им, т. е. нарост, присоединяя эти активные частички, сам увеличивается в размерах. Рост его зависит от взаимной скорости перемещения и удельного давления между трущимися поверхностями.

Если давление не превышает критического для данного состояния поверхностей трения, наростообразование достигает максимального значения и затем вследствие улучшения чистоты поверхностей трения станет уменьшаться. Вместе с ним уменьшатся и момент трения, работа трения и температура. Если же при данном давлении наростообразование будет все время увеличиваться, т. е. при данной исходной чистоте поверхностей оно не обеспечит достижения нужной степени приработки вследствие преобладания пластической деформации в местах соприкосновения пар трения, то увеличивающееся наростообразование приведет к схватыванию поверхностей трения. Образовавшиеся наросты при благоприятных условиях увеличиваются и становятся элементарными резами. По мере увеличения их сила резания будет возрастать. В дальнейшем она может достигнуть величины, большей, чем сила сцепления нароста с деталью.

При этих условиях наблюдается срыв его и повреждение той поверхности, на которой он ранее удерживался. Такое явление можно наблюдать, если после достижения оптимальной чистоты поверхностей трения (при которой момент, работа и коэффициент трения, износ ролика и буксы и температура буксы будут минимальными) увеличивать нагрузку. В этом случае наблюдается увеличение момента трения от изменения степени приработки, которая возрастает. Температура, момент и работа трения будут увеличиваться из-за роста пластической деформации.

Подобное явление можно наблюдать при увеличении удельного давления. Несмотря на то, что на предыдущей нагрузке были достигнуты оптимальные условия трения, при определенном

превышении нагрузки (разном для различных пар трения) достигнуть оптимальных условий трения не представляется возможным. Этому мешает увеличивающееся наростообразование, которое, как правило, приводит в дальнейшем к схватыванию поверхностей. Постепенное повышение нагрузки может несколько сдвинуть свой максимальный предел, при котором наростообразование перейдет через максимум, и в дальнейшем чистота поверхностей трения будет приближаться к оптимальной.

Выводы

1. Электронномикроскопические исследования поверхностей трения подтверждают явление наростообразования, которое сопутствует процессу трения и износа сопряженных пар.

2. Рассмотрение сущности процесса трения и износа без учета явления наростообразования, которое сопутствует ему, является неполным, так как не отражает действительности этого процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маталин А. А. Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин. Машгиз, 1956.

2. Суслов В. П. и Ищенко А. Ф. Исследование износа чугуна при различных нагрузках. Сборник научных трудов аспирантов. Минск, Изд-во «Урожай», 1965.

3. Суслов В. П., Ищенко А. Ф. Сравнительные исследования износа электролитических покрытий. Сборник научных трудов аспирантов. Минск, Изд-во «Урожай», 1965.

СУСЛОВ В. П.,
кандидат технических наук;
ИЩЕНКО А. Ф.,
инженер

О КОЭФФИЦИЕНТАХ ТРЕНИЯ ПАР ЧУГУН—ХРОМ И ЧУГУН—НИКЕЛЬ

В табл. 1 приводятся величины коэффициентов трения для хромового и никелевых электролитических покрытий из четырех ванн [1], а также величины средней температуры буксы в зависимости от нагрузки.

Таблица 1

Наименование покрытий	Нагрузка на буксу, кг/см ²				
	43,4	71,2	99,0	126,6	154,4
Коэффициент трения					
Средняя температура буксы, °С					
Хромовое	$\frac{0,016}{26}$	$\frac{0,0146}{26,5}$	$\frac{0,014}{28}$	$\frac{0,0139}{28,5}$	$\frac{0,0133}{30}$
Никелевое из ванны 30 . .	$\frac{0,016}{18}$	$\frac{0,0117}{21}$	$\frac{0,0113}{24}$	$\frac{0,0117}{26}$	$\frac{0,0135}{30}$
Никелевое из ванны 11 . .	$\frac{0,0051}{23}$	$\frac{0,0097}{25}$	$\frac{0,014}{26,5}$	$\frac{0,0136}{29}$	$\frac{0,0126}{31}$
Никелевое из ванны 10 . .	$\frac{0,0147}{24}$	$\frac{0,014}{26}$	$\frac{0,0126}{26,5}$	$\frac{0,0164}{27,5}$	$\frac{0,018}{30}$
Никелевое из ванны 3 . . .	$\frac{0,016}{22}$	$\frac{0,0148}{25}$	$\frac{0,0209}{26}$	$\frac{0,0193}{28}$	$\frac{0,0216}{30}$

Исследования производились на машине трения МИ. На рис. 1 показаны кривые изменения коэффициентов трения. Кривые 1, 2, 3, 4 и 5 соответственно относятся к хромовому и никелевым покрытиям из ванн 30, 11, 10 и 3.

При непродолжительном испытании на износ, как показано в работах [1, 2], значения коэффициентов трения не укладываются в те закономерности, которые приводятся в литературе для различных пар трения. Отдельные же значения их совпадают с данными, которые приводятся в табл. 1. Например, для никелевого покрытия из ванны 11 при нагрузке 99,0 кг/см² и для

никелевого покрытия из ванны 3 при нагрузке $43,4 \text{ кг/см}^2$ значения очень близкие. Остальные значения не совпадают. Но это и логично, так как данные из табл. 1 получены при значительных продолжительностях испытания, поэтому их можно считать правильными.

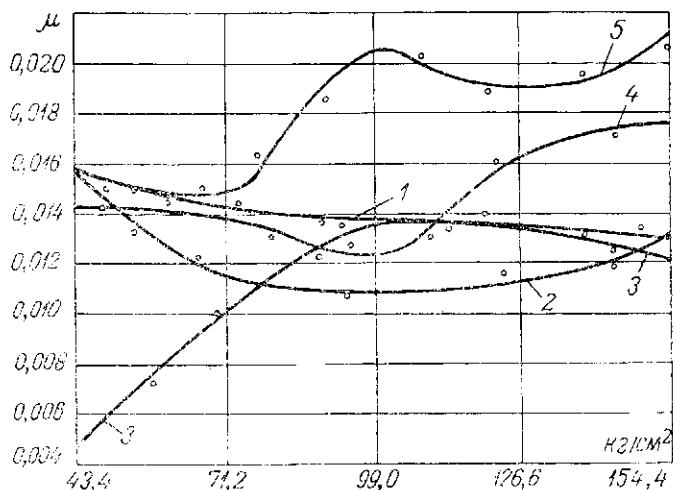


Рис. 1. Кривые изменения коэффициентов трения в зависимости от нагрузки:

1 — для электролитического хрома; 2 — для электролитического никеля из ванны 30; 3 — для электролитического никеля из ванны 11; 4 — для электролитического никеля из ванны 10; 5 — для электролитического никеля из ванны 3.

Из таблицы и рисунка видно, что для хромового покрытия коэффициент трения с повышением нагрузки уменьшается. Это согласуется с литературными данными. Для никелевого покрытия из ванны 30 до нагрузки $99,0 \text{ кг/см}^2$ коэффициент трения уменьшается, а затем при нагрузках $126,6$ и $154,4 \text{ кг/см}^2$ увеличивается. Значение коэффициента трения меньше, чем для хромового покрытия, исключая последний и первый диапазоны, где коэффициенты почти равны.

Для никелевого покрытия из ванны 11 наблюдается низкий коэффициент трения в первом диапазоне нагрузки. Затем он повышается и при нагрузке $99,0 \text{ кг/см}^2$ достигает наибольшего значения, после чего уменьшается. Значение коэффициента трения на всех диапазонах нагрузки меньше хромового, а при нагрузке $99,0 \text{ кг/см}^2$ они равны.

Для никелевого покрытия из ванны 10 значение коэффициентов трения с повышением нагрузки уменьшается, достигает минимума при нагрузке $99,0 \text{ кг/см}^2$, а затем повышается. Лишь на последних двух диапазонах коэффициент трения больше, чем у хромового покрытия.

Для никелевого покрытия из ванны 3 коэффициент трения все время изменяется при переходе к следующим диапазонам нагрузки. Причем в последних трех диапазонах он больше, чем при хромовом покрытии. Такой характер изменения коэффициента трения для никелевых покрытий из ванн 11, 10 и 3 во многом определяется явлением наростообразования, характерным именно для данных пар трения, когда наросты образуются и на ролике и на буксе. При образовании наростов только на буксе (хромовое покрытие) коэффициент трения с повышенным нагрузкой понижается. Для никелевого покрытия из ванны 30 наросты образуются на ролике, износ буксы здесь превышает износ ролика, поэтому меньший коэффициент трения почти для всех диапазонов нагрузки может определяться в том числе и за счет того, что между буксой и роликом находятся мельчайшие частицы износа из никеля. Такое предположение действительно и для никелевого покрытия из ванны 11 в первых двух диапазонах, когда износ буксы больше. В третьем диапазоне износ ролика превышает износ буксы и коэффициент трения увеличивается. В менее явно выраженной форме можно сказать и о коэффициентах трения в четвертом и пятом диапазонах для никелевого покрытия из ванны 11.

Сказанное подтверждает и изменение температуры для никелевого покрытия из ванны 30. Она ниже на всех диапазонах, чем у хрома, исключая последний диапазон, где температуры равны. Для никелевого покрытия из ванны 11 температура в первых трех диапазонах тоже ниже, чем у хромового покрытия.

Для никелевых покрытий из ванны 10 и 3 температура в первых трех диапазонах ниже. Это частично можно отнести за счет преобладания в продуктах износа мельчайших частичек никеля.

Выводы

1. При исследовании пар трения с целью определения или проверки коэффициентов трения, длительность периода испытания должна быть такой, при которой полностью выявляется процесс наростообразования.

2. При максимальном наростообразовании коэффициент трения будет наибольшим.

ЛИТЕРАТУРА

1. Суслев В. П., Ищенко А. Ф. Сравнительные исследования износа электролитических покрытий. Сборник научных трудов аспирантов, Минск, Изд-во «Урожай», 1965.

2. Ищенко А. Ф. Сравнительные исследования на износ электролитического хрома и электролитических никелевых покрытий. Сельскому хозяйству — высокопроизводительные машины, Минск, Сельхозгиз БССР, 1963.

*ШИЛЯЕВ А. С.,
кандидат физико-математических наук*

О НЕКОТОРЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЯХ И ФИЗИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЯХ ПРИ УЛЬТРАЗВУКОВОМ РЕЗАНИИ МЕТАЛЛА

Применение в машиностроении сталей и сплавов, обладающих большой вязкостью при малой теплопроводности и высокой прочности, что обуславливает весьма низкую обрабатываемость их резанием, требует изыскания новых средств, изменяющих характер взаимодействия инструмента и обрабатываемой детали, от которого в основном зависит износ режущего инструмента.

За последние годы все большее внимание исследователей, занимающихся вопросами механической обработки, привлекают последние достижения физической науки, к числу которых относятся ультразвука.

В 1954—1965 гг. в Советском Союзе Е. Г. Коноваловым были проведены опыты по изучению вибрационного резания. Было установлено, что высокочастотные колебания (частотой 6,9 кгц) позволяют улучшить чистоту поверхности на один класс и на 20% снизить силу резания в тангенциальном направлении.

В последние годы проведен ряд экспериментальных и теоретических работ в этом направлении [1-5], которые еще не вышли из стадии экспериментирования. Полученные же результаты дают основание полагать, что применение ультразвуковых колебаний при резании на ряде операций облегчит процесс пластической деформации в зоне резания. Это должно привести к улучшению качества обрабатываемой поверхности и увеличению стойкости инструмента. Однако, несмотря на сказанное, вибрационное резание с ультразвуковой частотой до сих пор изучено еще недостаточно.

Целью настоящей работы было выяснение некоторых физических закономерностей влияния ультразвука на процесс резания и обрабатываемый материал. Экспериментальная часть работы была пачата в 1960 г. в лаборатории ультразвука Научно-исследовательского технологического института под руководством автора при участии сотрудников лаборатории: Плеханова О. А., Курса В. В., Верзакова Ю. Н., Ярославцева И. М., Солодянкина Г. А., Бочкарева Р. И.

Изучение резания при наложении на резец ультразвуковых колебаний проводилось при наружном точении стали ЭИ654 в

состоянии поставки $\sigma_B = 70 \text{ кг/мм}^2$ на станке ИБ1 с высотой центров 175 мм, имеющем диапазон продольных подач от 0,1 до 4 мм/об и ступенчатое изменение чисел оборотов шпинделя от 12,5 до 2500 об/мин. Мощность электродвигателя главного движения станка 7 квт.

Для проведения экспериментальной работы был изготовлен опытный инструмент из стали Р18, термически обработанной на твердость HRC 62—65. Использовались также резцы с пластинами твердого сплава ВК8 и ВК6М, которые припаивались к державке из стали 45 с твердостью HRC 30—40.

Для наложения ультразвуковых колебаний на резец был использован магнитострикционный вибратор. Все эксперименты проводились на частоте 20 кГц с использованием генератора типа УЗ1-10М.

Измерение величины амплитуды производилось микроскопом МБУ-4 с объективом 20×0,40 и микрометром окулярным, винтовым МОВ-1-15Х, закрепленным на резцедержателе. Для контроля за изменением величины амплитуды в процессе резания была приспособлена электромагнитная головка.

В якорь головки закреплялась игла, которая устанавливалась в углубление резца. Колебания инструмента подавались через иглу якорю. Так как частота колебаний в процессе опыта оставалась практически постоянной, то изменение ЭДС электромагнитной головки зависело только от изменения величины амплитуды. Изменение ЭДС электромагнитной головки регистрировалось ламповым вольтметром МВО-2М, по показанию которого можно было судить об изменении величины амплитуды и в случае необходимости восстанавливать ее под настройкой генератора.

Измерение частоты ультразвуковых колебаний велось прибором ИЧ-7, подсоединенным через делитель напряжения параллельно питанию магнитостриктора.

Измерение температуры, возникающей в зоне резания, произ-

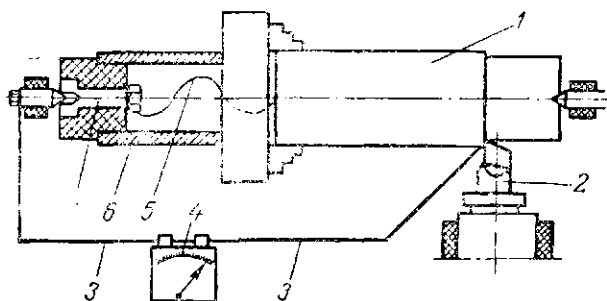


Рис. 1. Схема измерения температуры:

1 — обрабатываемый образец; 2 — резец; 3 — соединительные провода; 4 — гальванометр; 5 — провод, соединяющий образец с токосъемником; 6 — гильза; 7 — токосъемник.

водилось методом естественной терпары (рис. 1). Обрабатываемый образец 1 защищался от токов рассеивания изоляционным кольцом в трехкулачковом патроне и гильзой 7 в задней бабке. А с токосъемником 6 он через пологий шпиндель станка соединялся проводом 5, один конец которого был припаян к образцу, другой прижимался гайкой к токосъемнику. Гальванометр 4 с токосъемником и резцом 2 соединялся проводами 3.

Методика исследований содержит в себе два этапа: предварительные и основные испытания.

Первый этап исследований процесса резания при наложении на резец ультразвуковых колебаний проводился с целью выявления наиболее эффективного направления колебаний, величины амплитуды, а также материала режущей части инструмента. Эти данные использовались во всех последующих (основных) исследованиях. Колебания создавались в наиболее выгодном направлении и амплитуде, при наиболее стойкой режущей части инструмента. Исследования проводились при наружном точении стали ЭИ654.

Второй этап исследований включал в себя выявление характера износа инструмента с наложением ультразвуковых колебаний. Определялась чистота обработки, стойкостные и силовые функциональные зависимости от скорости подачи и глубины резания.

Все функциональные зависимости проводились с вибрациями и без вибраций при одних и тех же условиях.

Опыты по выявлению наиболее эффективного направления приложения колебаний проводились в трех направлениях: в радиальном вдоль режущей кромки, по продольной подаче перпендикулярно режущей кромке и в тангенциальном направлении.

Схема ввода колебаний представлена на рис. 2.

Для проведения исследований были созданы для каждого

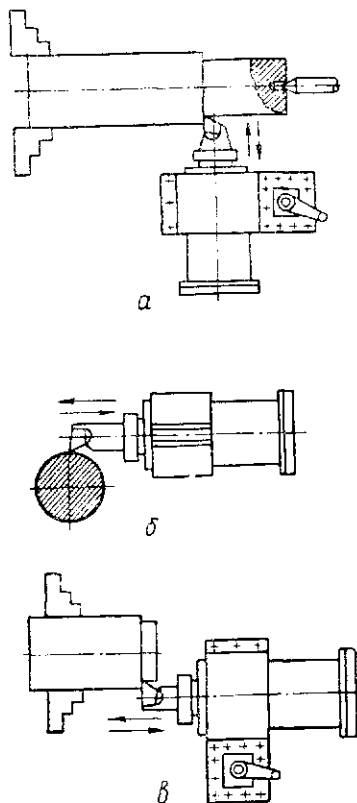


Рис. 2. Схема ввода колебаний: а — в радиальном, б — в тангенциальном, в — в направлении подачи.

направления колебаний резцы с одной и той же геометрией режущей части. Это позволило избежать дополнительного конструкторского решения применительно к ультразвуковой установке или оборудованию.

В каждом выбранном направлении колебаний проводилось определение стойкости от величины амплитуды. Для оценки эффективности применения ультразвуковых колебаний были проведены опыты, колебания в которых отсутствовали.

Во всех графиках кривая 1 обозначает точение с наложением на резец ультразвуковых колебаний, а кривая 2 — обычное точение.

В проведенных опытах за критерий затупления принимался износ по заданной поверхности, равный 1 мм. Величина износа измерялась лупой Бриннеля с ценой деления 0,05 мм. Условия проведения опытов и результаты стойкостных зависимостей при нагруженном точении резцами из стали Р18 приведены на рис. 3, из которого видно, что ультразвуковые колебания в каждом направлении с изменением амплитуды оказывают характерное влияние на стойкость инструмента.

Введение в зону резания колебаний в радиальном направлении вдоль режущей кромки оказало отрицательное воздействие на стойкость резцов, которая уменьшилась с увеличением амплитуды. При направлении колебаний по подаче перпендикулярно режущей кромке наблюдалось резкое снижение стойкости в режиме малых амплитуд (4 мк). С увеличением колебаний стойкость резцов повышалась, но оставалась на заданных амплитудах ниже стойкости в опытах, проведенных без колебаний.

Дальнейшее увеличение амплитуды колебаний возможно еще более повысит стойкость резцов, но опытная ультразвуковая установка ограничивает проводимые исследования в данном направлении. Колебания в тангенциальном направлении в режиме малых амплитуд дали увеличение стойкости инструмента в

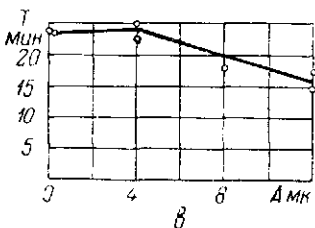
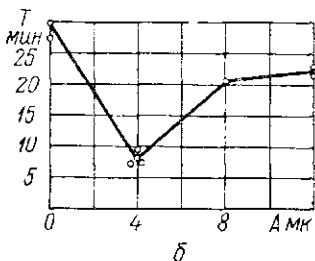
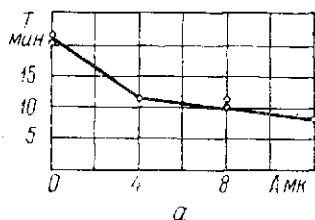


Рис. 3. Влияние направления и амплитуды A ультразвуковых колебаний на стойкость T резца. Колебания: a — в радиальном направлении вдоль режущей кромки; b — в направлении подачи перпендикулярно режущей кромке; $в$ — в тангенциальном направлении. $v = 8$ м/мин; $t = 1$ мм; $S = 0,2$ мм/об.

сравнении с опытами, проводимыми без колебаний, но с увеличением амплитуды происходило снижение стойкости. Точение резцами из сплава ВК8 и ВК8М с наложением ультразвуковых колебаний приводило к выкрашиванию режущих кромок твердосплавных пластинок. Нам не удалось найти характеристики ультразвуковых колебаний, которые позволили бы избавиться от выкрашивания твердосплавных резцов и увеличить стойкость их при резании жаропрочных сталей и сплавов.

Дальнейшие исследования проводились на наиболее эффективных ультразвуковых параметрах: при сообщении ультразвуковых колебаний инструменту в тангенциальном направлении в режиме малых амплитуд.

Исследования обрабатываемости стали ЭИ654 при точении с наложением на резец ультразвуковых колебаний с частотой 20 кГц, которые задавались в тангенциальном направлении (вдоль вектора скорости), проводились с величиной амплитуды 4 мк резцами из Р18.

Резцы в процессе обработки охлаждались пятипроцентной эмульсией. Для оценки эффективности введения в зону резания ультразвуковых колебаний каждый эксперимент проводился дважды: с колебаниями и без колебаний.

На рис. 4 приведена зависимость износа резца от времени работы.

Износ резца с наложением на него ультразвуковых колебаний менее интенсивен, чем без колебаний. Существенные изменения условий взаимодействия передней и задней поверхностей контакта режущей части инструмента и обрабатываемого материала при наложении на резец

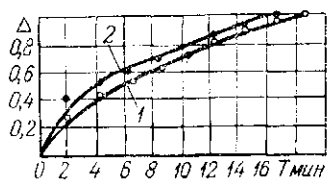


Рис. 4. Зависимость износа резца от времени работы.

ультраульковых колебаний приводят к периодическому повороту векторов сил трения, улучшению условий доступа смазочно-охлаждающей жидкости в рабочую зону, а следовательно, к облегчению процесса стружкообразования.

С другой стороны, отсутствие нароста, который наблюдается при обычном резании, не способствует защите режущей кромки от истирающего действия со стороны стружки и обработанной поверхности. Этим, по-видимому, можно объяснить, что при значительном облегчении процесса стружкообразования разница в износе резца от времени работы незначительна.

Данное предположение, возможно, следует распространить и на стойкостные зависимости резца от скорости, подачи и глубины резания (рис. 5).

Результаты исследований дают возможность считать, что увеличение сечения стружки приводит к ослаблению влияния ультразвуковых колебаний на процесс резания (рис. 5, б, в).

Зависимость стойкости резца от скорости резания имеет одинаковый характер как при точении с наложением колебаний, так и при обычном точении (рис. 5, а).

Характер влияния ультразвуковых колебаний на температуру резания от скорости, подачи и глубины резания такой же, что и у стойкостной зависимости (рис. 6). Снижение температуры резания при наложении на резец ультразвуковых колебаний сле-

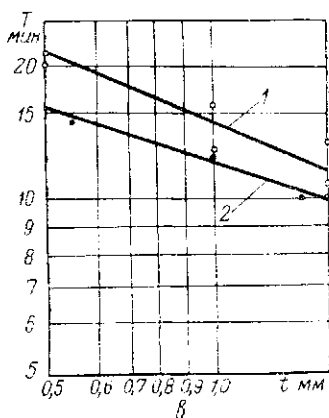
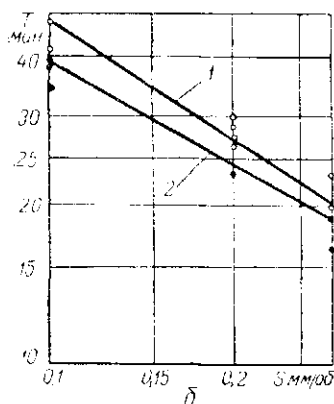
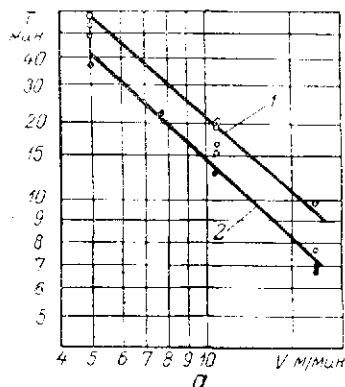


Рис. 5. Зависимость стойкости резца от: а — скорости, б — подачи и в — глубины резания.

дует искать, по-видимому, в уменьшении пластических деформаций срезаемого слоя, на которые, на наш взгляд, большое значение оказывает смазочно-охлаждающая среда. Проникновение смазочно-охлаждающей среды на трущиеся поверхности при обычном резании происходит от колебаний режущего инструмента и обрабатываемой детали [6].

При вынужденных высокочастотных колебаниях создаются благоприятные условия для проникновения смазочно-охлаждающей среды на контактные поверхности. Кроме того, проникновение смазочно-охлаждающей жидкости происходит в распылен-

ном состоянии, что увеличивает ее охлаждающую способность.

Данные измерений величины $H_{ск}$ и $H_{ср}$ показали, что применение ультразвуковых колебаний малой амплитуды незначительно влияет на чистоту обработки. Так, при скорости резания 15 м/мин и при подаче 0,3 мм/об положительное влияние ультразвука на чистоту обработки поверхности прекращается (рис. 7).

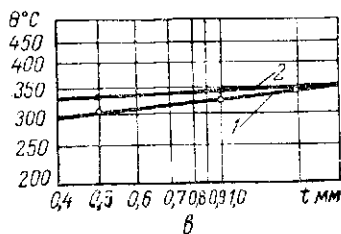
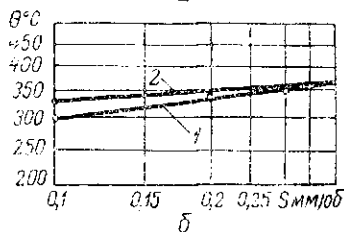
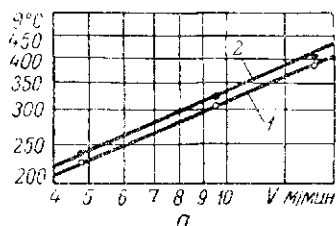


Рис. 6. Зависимость температуры резания при точении стали от: а — скорости, б — подачи, в — глубины резания; $v = 8,5$ (б) и 9 (в) м/мин; $t = 0,5$ (а) и $0,7$ (б) мм.

По-видимому, при точении с наложением ультразвуковых колебаний увеличение резания свыше 15 м/мин приводит к разрушению нароста. Этим самым резцы при образовании поверхности ставятся примерно в одинаковые условия. С увеличением же подачи интенсивность ультразвуковых колебаний в режиме малых амплитуд недостаточна для полного разрушения нароста, появление которого оказывает отрицательное действие на чистоту обработки.

В процессе проведения опытов было замечено, что при обработке с наложением ультразвуковых колебаний на резец изменяется вид обработанной поверхности, которая из блестящей (при работе ультразвука) становится матовой (при включении колебаний). Это различие заметнее с увеличением амплитуды колебаний.

Часто при работе с ультразвуком большой интенсивности на обработанной поверхности наблюдалось чередование светлых и матовых полос, составляющих с осью детали некоторый угол. Кроме того, в процессе экспериментов было выявлено, что резание с увеличенной амплитудой вызывает в деформируемом слое металла обратимые процессы, которые прекращают свое действие спустя 5—12 мин. после прохода резца.

В результате действия этих процессов твердость обработанной поверхности повышается. По сравнению с твердостью по-

верхности, обработанной при тех же режимах, но без колебаний или с колебаниями малой амплитуды, твердость поверхности, обработанной с амплитудой 12 мк, на 5—8 единиц HRC выше. Замеры по времени показали, что спустя 5—12 мин. после прохождения реза твердость обработанной поверхности становится весьма близкой к твердости поверхности, обработанной без ультразвука. Это явление можно использовать для объяснения

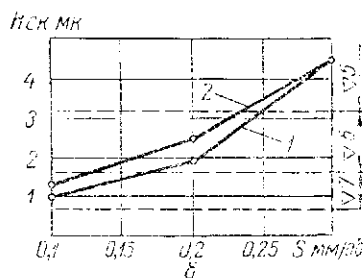
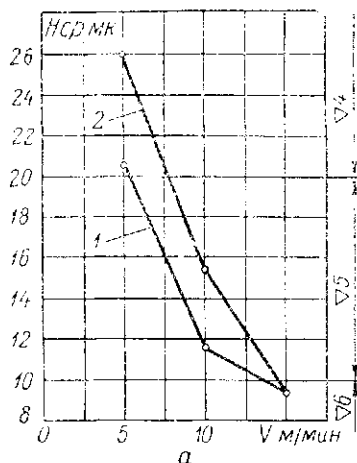


Рис. 7. Зависимость чистоты обработки: а — от скорости резания, б — от глубины.

падения стойкости с увеличением глубины при резании с ультразвуком. Действительно, с увеличением глубины резания увеличивается и площадь инструмента с обрабатываемой поверхностью, которая в этом случае является и площадью акустического контакта. С увеличением площади контакта увеличивается и количество ультразвуковой энергии, проникающей в металл, а следовательно, и объем обратимых микроизменений, вызывающих временное увеличение твердости.

В связи с обнаруженными нами явлениями при ультразвуковом резании металла следует обратить внимание на утверждение, которое содержится в работе Токийского технологического колледжа, что при $v > 2\pi fA$ ультразвуковое резание переходит в обычное и не представляет интереса для исследований. С нашей точки зрения это утверждение не является справедливым, так как не учитывает микроизменений, возникающих в обрабатываемом металле под действием ультразвука.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воронин А. А., Марков А. П. Влияние ультразвуковых колебаний на процесс резания жаропрочных сплавов. «Станки и инструмент», 1960, № 11.
2. Жустарев Е. Н., Захаров В. И. и др. Обработка металлов

резанием с воздействием ультразвука. Сб. «Применение ультразвука в технологии машиностроения» ЦИИТИ, М., 1960.

3. Исаев А. И., Анохин В. С. Применение ультразвуковых колебаний инструмента при резании металлов. «Вестник машиностроения», 1961, № 5.

4. Марков А. И. О влиянии ультразвуковых колебаний на процесс резания жаропрочных сплавов. Сб. «Промышленное применение ультразвука». Машгиз, 1961.

5. Марков А. И. Воздействие вынужденных ультразвуковых колебаний на процесс резания металлов. Сб. «Применение ультразвука в машиностроении». Изд-во «Наука и техника», Минск, 1964.

6. Гордот М. Б. Влияние смазочно-охлаждающей среды на силы, действующие на рабочие поверхности реза. «Известия высших учебных заведений», «Машиностроение», МВТУ, 1961, № 11.

7. Кикай Гидзюцу (Япония), *Mechanical Engineering*, Vol. 9, № 1, p. 12—18.

СОДЕРЖАНИЕ

Вопросы теории и расчета тракторов

	Стр.
<i>Иванов В. М.</i> Контактный износ шестерен Д 03-005 трактора «Беларусь»	3
<i>Гончаров И. А., Кошман В. Н., Солонский А. С., Рубинштейн Е. И., Фельдман И. П.</i> Исследование привода переднего ведущего моста трактора МТЗ-52	12
<i>Жарнов Э. М.</i> Определение спектра возмущающих газовых сил четырехтактного дизеля на его теоретическим индикаторным диаграммам	17
<i>Чудаков Д. А., Жарнов Э. М.</i> Об уравнивании тракторных четырехцилиндровых дизелей	32
<i>Рожанский А. А., Молибожко Т. А.</i> Опыт применения аналоговых вычислительных машин для расчета максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях гусеничных тракторов	42
<i>Астраханцев М. М.</i> Методика и приборы для исследования взаимодействия с почвой гусеничных движителей болотоходных тракторов типа Т-100МБ	51
<i>Новицкий И. В.</i> Влияние параметров топливоподачи на показатели дизеля Д-16 и тепловое состояние предкамеры	60
<i>Бойков П. И., Гринюк М. Т., Кошман В. Н., Солонский А. С., Ткачев М. Т.</i> К обоснованию методов стендовых испытаний силовой передачи колесного трактора	66
<i>Безверхенко В. А., Хархурим Ш. Х.</i> Работомер тракторного двигателя	79
<i>Гончаров И. А.</i> Трудоемкость технических уходов за тракторами	87
<i>Блом Е. О.</i> Исследование влияния сепараторов на шум и вибрацию шарикоподшипников	92

Вопросы теории, конструкции и эксплуатации сельскохозяйственных машин

<i>Алексейчик П. А.</i> О влиянии климатических условий на производительность зерноуборочных комбайнов	97
<i>Матюто Н. А.</i> Результаты испытаний машины для внесения органических удобрений	102
<i>Размыслович И. Р., Сташинский Р. С.</i> Исследование условий разрушения почвенного пласта сжатием при уборке картофеля	107
<i>Алексейчик Н. А., Моисеевко В. Д.</i> Исследование механизма подачи туков центробежных разбрасывателей вентиляторного типа	117
<i>Размыслович И. Р., Рапичук Л. К.</i> О представлении в функциях Бесселя решения уравнения синусов для качающихся грохотов	126
<i>Размыслович И. Р., Лабутко С. П.</i> Экспериментальные лабораторные и полевые исследования битеров картофелеуборочных машин	131
<i>Яцына С. К.</i> К вопросу определения аэродинамических свойств	

тета и коэффициентов местных сопротивлений воздухопроводов относительно методом	139
<i>Карасенко В. А.</i> Классификация и производительность электрифицированных машин животноводства	144
<i>Шарилов В. М., Коженкова К. И., Давидовский Н. А.</i> Математический метод оптимального использования и пополнения машинно-тракторного парка для комплексной механизации полеводства	163

Вопросы электрификации процессов сельскохозяйственного производства

<i>Сидоренко Ю. А., Грейман Я. А.</i> Новые электроконтактные материалы	169
<i>Кудрявцев И. Ф.</i> Бесконтактные полупроводниковые средства автоматизации электроприводов	172
<i>Кудрявцев И. Ф., Герасимович Л. С.</i> Полупроводниковые пленочные электронагревательные установки	180
<i>Кудрявцев И. Ф., Манькан А. Н.</i> Бесконтактные цепи управления с полупроводниковыми и фотоэлектрическими элементами для автоматизации осветительных установок	187
<i>Дойников Б. Д.</i> К расчету циркуляции паровых котлов с двухсветовыми экранами сельскохозяйственного и промышленного назначения	192
<i>Чучман Г. П.</i> О допустимых по условиям нагрева токовых нагрузках плоских шин	198
<i>Чучман Г. П.</i> Расчет теплоотдачи свободной конвекцией по экспериментальным зависимостям	204
<i>Сидоренко Ю. А., Грейман Я. А., Ткаченко В. М.</i> Прибор с пересчетной схемой для измерения электрического сопротивления контактов из металл-керамических материалов	209

Вопросы электрификации и технологии ремонта сельскохозяйственной техники

<i>Суслов В. И., Доронин В. И.</i> Централизованное восстановление изношенных деталей	214
<i>Таратута А. И.</i> Влияние времени от конца деформации до закалки при термомеханическом упрочнении на субструктуру рессорных сталей	216
<i>Марченко С. А.</i> Сравнительная износостойкость металлопокрытий	222
<i>Горин Д. И., Марченко С. А.</i> О природе связи металлизационного покрытия с основным металлом	228
<i>Горин Д. И., Филяев А. Т.</i> Давление в зоне контакта ролика с деталью	233
<i>Суслов В. П., Ищенко А. Ф.</i> Некоторые закономерности металлических пар трения	237
<i>Суслов В. И., Ищенко А. Ф.</i> О коэффициентах трения пар чугуна—хром и чугуна—никель	246
<i>Шляев А. С.</i> О некоторых закономерностях и физических явлениях при ультразвуковом резании металла	249

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННУЮ ТЕХНИКУ —
НА УРОВЕНЬ СОВРЕМЕННЫХ ТРЕБОВАНИЙ

Редакторы *Н. Акалович* и *А. Польщак*
Художественный редактор *И. Протасеня*
Технический редактор *А. Шемствова*
Корректор *М. Дубовская*

ЛТ 00467. Сдано в набор 25/II 1967 г. Подписано
к печати 30/XII 1967 г. Формат 60x90^{1/16}. Печ. л.
16,25. Уч.-изд. л. 13,56. Тираж 1400 экз. Заказ 458.
Цена 93 коп. Бумага тип. № 2, сорт 1.

Издательство «Урожай»
Государственного комитета
Совета Министров БССР по печати
Минск, Инструментальный пер., 11.

Типография «Красный печатник»
Минск, пер. Калинина, 10.