

МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТРАКТОРНЫЙ ИНСТИТУТ НАТИ

В Ы П У С К 3

Д. А. ЧУДАКОВ
канд. техн. наук

ТРАНСМИССИИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ
ТРАКТОРОВ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1949

В книге собран конструктивный и расчетный материал по трансмиссиям отечественных и иностранных сельскохозяйственных тракторов. Рассмотрены основные механизмы трансмиссий: главные муфты; коробки передач, включая приводы к ним и механизмы переключения; дифференциалы — простые и двойные; муфты поворота и сервомеханизмы, облегчающие управление ими; центральные (главные) и конечные передачи. Из деталей трансмиссии рассмотрены шестерни — их зацепление, расчетные параметры, материал. Другие детали трансмиссий будут рассмотрены в последующих выпусках.

Книга содержит большое количество чертежей и расчетных таблиц. Уделено внимание также уточнению методики расчета и выбору расчетных формул. По некоторым разделам методика расчета разработана впервые.

Материал, приведенный в книге, позволяет судить о новейших тенденциях в области конструкции тракторных трансмиссий.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор, директор НАТИ
инж. А. Н. Буров.

Заместитель ответственного редактора,
инж. З. И. Тейтельбаум.

Члены редколлегии:

доктор технических наук В. Н. Болтинский, профессор Н. Ф. Болховитинов, кандидат технических наук Н. Ф. Вержбицкий, профессор М. К. Кристи, профессор Е. Д. Львов (научный редактор выпуска), главный инженер В. Я. Слонимский, кандидат технических наук Д. А. Чулаков.

1. ОБЩИЕ ДАННЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

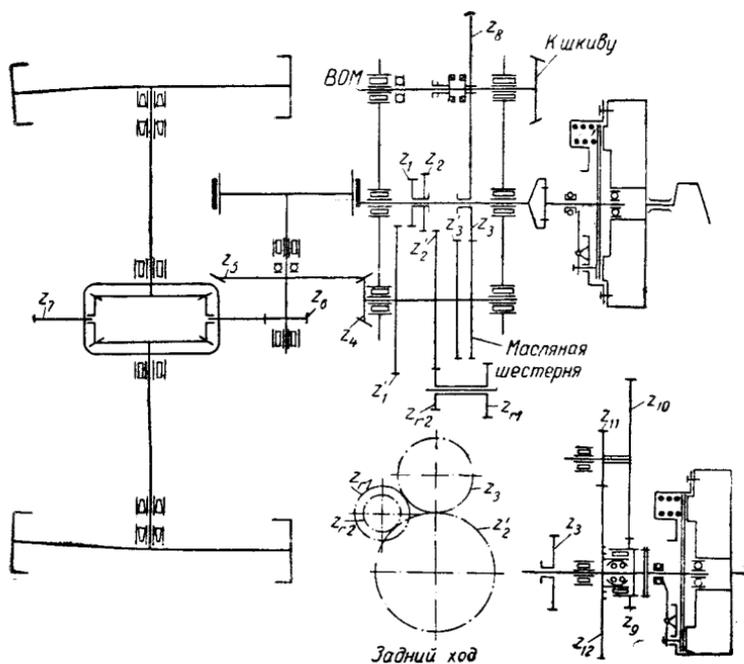
В состав тракторной трансмиссии входят следующие механизмы: 1) главная муфта сцепления, 2) коробка передач, 3) центральная (главная) передача, 4) механизмы поворота, 5) конечные передачи, 6) передачи к валу отбора мощности и другим приводным агрегатам.

Примером трансмиссии более ранних конструкций колесных тракторов стандартного типа может служить трансмиссия трактора СХТЗ 15/30 (фиг. 1). Для нее характерно применение трехступенчатой коробки передач и расположение дифференциала непосредственно на полуосях ведущих колес. Для возможности использования трактора СХТЗ 15/30 на работе с посалочными машинами, требующими пониженных скоростей движения, служит дополнительная передача, которая может быть установлена между главной муфтой и коробкой передач.

Тракторы универсального типа, от которых требуется высокий вертикальный просвет для прохождения над растениями при междурядной обработке, имеют несколько иную компоновку трансмиссий. Примером может служить трансмиссия трактора „Универсал“ (фиг. 2). Ее особенностью является вынос конечных передач непосредственно к ведущим колесам трактора и установка осей их ведущей и ведомой шестерен в вертикальной плоскости. При такой компоновке трансмиссии остова трактора приподнимается над поверхностью земли. Для той же цели гусеничные тракторы универсального типа обычно имеют двухпарные конечные передачи.

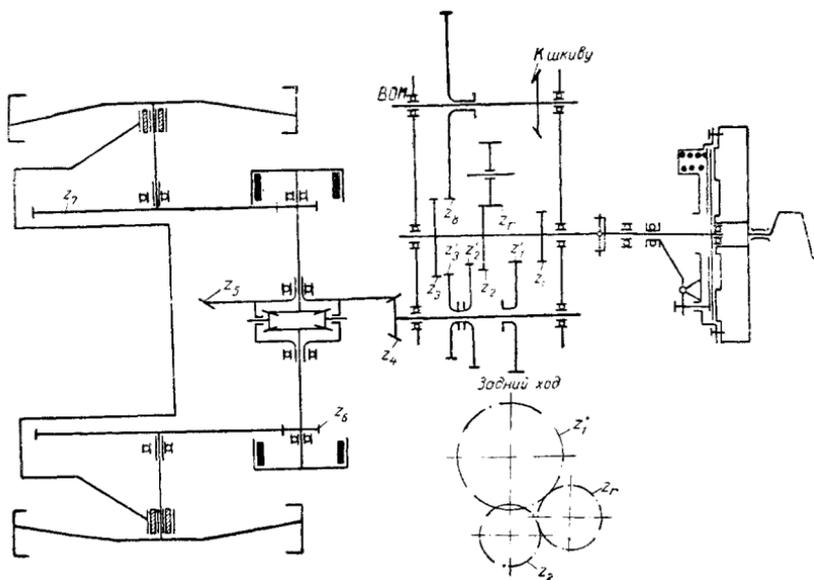
Расположение конечных передач непосредственно у ведущих колес затрудняет регулировку ширины колеи трактора, возможность которой считается в настоящее время для тракторов универсального типа обязательной. С этой точки зрения более удобна трансмиссия с центральным расположением конечных передач, допускающая изменение ширины колеи трактора путем перемещения ведущих колес по полуосям (фиг. 3 и 4); однако при такой схеме трансмиссии для получения нужного вертикального просвета требуется применение ведущих колес большого диаметра, а габариты центральной части картера с расположенными в ней конечными передачами должны быть достаточно сжатыми по ширине, чтобы не мешать прохождению трактора по междурядьям.

В настоящее время у колесных тракторов боковое расположение конечных передач сохранилось лишь на некоторых моделях малой мощности, у которых из-за небольшого диаметра ведущих колес нельзя при ином расположении получить достаточную величину вертикального просвета.



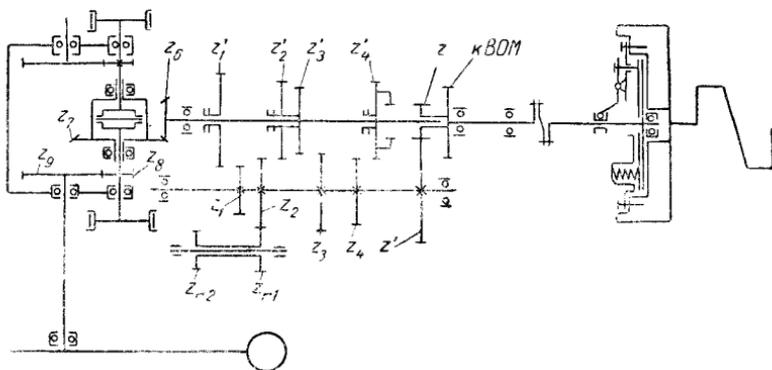
Фиг. 1. Схема трансмиссии трактора СХТЗ 15/30.

Шестерни	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_5	z_6	z_7	z_{r1}	z_{r2}	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}
Число зубьев	15	48	18	45	25	38	13	50	13	75	18	12	49	23	51	18	56
Передача	I		II				III		Задний ход				Дополнительная понижающая передача				
Сцепление шестерен	$\frac{z_1' z_5 z_7}{z_1 z_4 z_6}$		$\frac{z_2' z_5 z_7}{z_2 z_4 z_6}$				$\frac{z_3' z_5 z_7}{z_3 z_4 z_6}$		$\frac{z_{r1} z_2' z_5 z_7}{z_3 z_{r2} z_4 z_6}$				$\frac{z_{10} z_{12}}{z_9 z_{11}}$				
Переда-точное число	71,0		55,5				34,0		60,0				6,9				



Фиг. 2. Схема трансмиссии пропашного трактора „Универсал“.

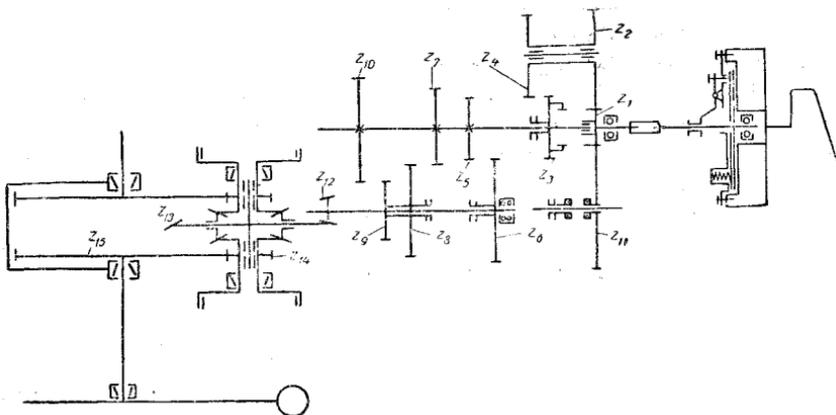
Шестерни	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_5	z_6	z_7	z_7'	z_8
Число зубьев	16	36	20	32	25	27	13	63	13	80	20	61
Передача	I		II		III		Задний ход					
Сцепление шестерен	$\frac{z_1' z_2 z_7}{z_1 z_4 z_1}$		$\frac{z_2' z_5 z_1}{z_2 z_1 z_6}$		$\frac{z_3 z_6 z_7}{z_3 z_1 z_6}$		$\frac{z_7' z_1 z_5 z_7}{z_2 z_7 z_1 z_6}$					
Передаточное число	67,1		47,7		32,2		53,6					



Фиг. 3. Схема трансмиссии тракторов Фармол Н и MD.

Шестерни		z	z'	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'
Число зубьев	Н	18	55	23	47	28	42	31	39
	MD	20	54	19	44	23	40	26	37
Передачи		I			II			III	
Сцепление шестерён		$\frac{z' z_1 z_2 z_0}{z z_1 z_0 z_3}$			$\frac{z' z_2 z_3 z_0}{z z_2 z_0 z_3}$			$\frac{z' z_3 z_4 z_0}{z z_3 z_0 z_3}$	
Передаточное число	Н	105,1			77,2			64,6	
	MD	92,5			69,2			53,7	

Шестерни	z_1	z_1'	z_{F2}	z_{F1}	z_6	z_7	z_8	z_9
Число зубьев	35	35	22	23	16	49	12	66
	29	34	18	18	19	50	13	73
Передачи	IV		V			Задний ход		
Сцепление шестерён	$\frac{z' z_4 z_7 z_0}{z z_4 z_0 z_4}$		$\frac{z_7 z_0}{z_6 z_8}$			$\frac{z' z_{F1} z_1 z_7 z_9}{z z_2 z_{F2} z_8 z_8}$		
Передаточное число	51,4		16,8			90,3		
	46,7		14,77			76,1		



Фиг. 4. Схема трансмиссии трактора Оливер 70.

Шестерни	z_1	z_3	z_8	z_4	z_5	z_6	z_7	z_9
Число зубьев	14	31	20	25	20	33	24	29
Передачи	I		II		III		IV	
Сцепление шестерен	$\frac{z_2 z_3 z_6 z_{13} z_{15}}{z_1 z_4 z_5 z_{12} z_{11}}$		$\frac{z_2 z_3 z_8 z_{13} z_{15}}{z_1 z_4 z_7 z_{12} z_{14}}$		$\frac{z_6 z_{13} z_{15}}{z_5 z_{12} z_{14}}$		$\frac{z_8 z_{13} z_{15}}{z_7 z_{12} z_{14}}$	
Передачное число	97,4		71,4		55		40,4	

Шестерни	z_6	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}
Число зубьев	19	34	39	8	51	13	68
Передачи	V		VI		Задний ход		Отбор мощности
Сцепление шестерен	$\frac{z_9 z_8 z_6 z_{13} z_{15}}{z_1 z_4 z_{10} z_{12} z_{11}}$		$\frac{z_6 z_{13} z_{15}}{z_{10} z_{12} z_{14}}$		$\frac{z_6 z_6 z_{13} z_{15}}{z_1 z_1 z_{12} z_{14}}$		$\frac{z_{11}}{z_1}$
Передачное число	32,95		18,65		97,4		2,78

Схема трансмиссии трактора Форд — Фергюсон (фиг. 5) отличается тем, что привод от коробки передач к ведущим колесам осуществлен одной парой конических шестерен со спиральными зубьями.

На одноосных огородных тракторах небольшой мощности часто применяются упрощенные трансмиссии. Трансмиссия одноосного трактора с двигателем мощностью 3,0—5,0 л. с., показанная на фиг. 6, приспособлена для передачи вращения от двигателя к ведущим колесам только для движения трактора вперед; коробки передач в ней нет, и скорость движения регулируется изменением числа оборотов двигателя; поворот трактора и задний ход производятся за счет физической силы водителя. Для облегчения поворота привод к ведущим колесам осуществляется через храповой механизм *a*, позволяющий забегающему колесу вращаться быстрее отстающего. При заднем ходе ведущие колеса отсоединяются от двигателя выключением муфты сцепления, установленной на одном из промежуточных валов трансмиссии.

В трансмиссии более мощного одноосного огородного трактора (фиг. 7) имеется коробка передач с тремя ступенями для движения вперед и задним ходом. На валу заднего моста установлены кулачковые муфты, позволяющие при повороте выключать ведущее колесо на отстающей стороне и передавать крутящий момент только забегающему колесу.

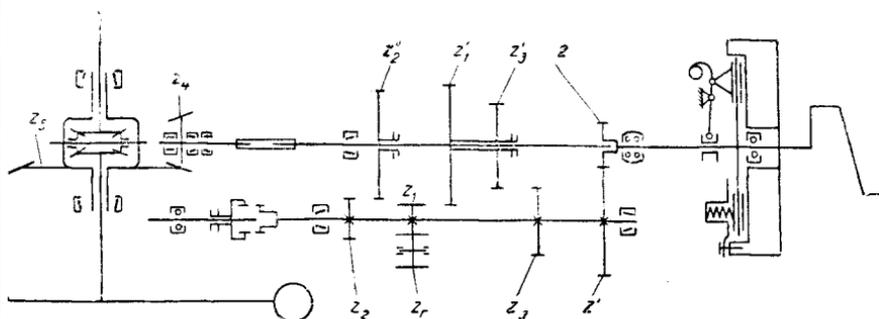
Наряду с приведенными специальными конструкциями на некоторых одноосных тракторах применяются трансмиссии, имеющие обычную для колесных тракторов схему.

Трансмиссии гусеничных тракторов различаются между собой главным образом конструкцией и расположением механизмов поворота. Наибольшее распространение имеют трансмиссии с фрикционными муфтами поворота, расположенными перпендикулярно продольной оси трактора. Такие трансмиссии применены на тракторах „Кировец Д-35“ (фиг. 8), СТЗ-НАТИ (фиг. 9) и „Сталинец-80“ (фиг. 10). Реже применяются трансмиссии с продольным расположением муфт поворота. Такую трансмиссию имели тракторы „Коммунар“ и „Коминтерн“ (фиг. 11). На некоторых сельскохозяйственных гусеничных тракторах в качестве механизма поворота применяются двойные дифференциалы (фиг. 12).

Кроме приведенных, встречаются и другие схемы тракторных трансмиссий: с поперечным расположением валов коробки передач, с цепными и планетарными конечными передачами и т. д.

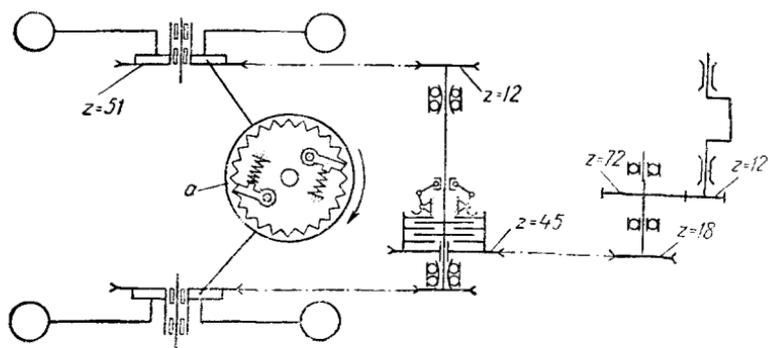
В табл. 1 приведены данные о скоростях и передаточных числах трансмиссий ряда тракторов.

Вследствие роста числа оборотов тракторных двигателей и применения на универсальных тракторах ведущих колес большого диаметра, а на гусеничных тракторах пониженных резервных скоростей, максимальные передаточные числа тракторных трансмиссий достигают высоких значений. У тракторов универсального типа величина их на первой передаче доходит до 100 и выше. При необходимости иметь пониженную скорость движения трактора для работы с посадочными машинами максимальные передаточные числа трансмиссии достигают еще больших величин. У гусеничных тракторов максимальные передаточные числа трансмиссий несколько ниже и обычно не превышают 70—75.



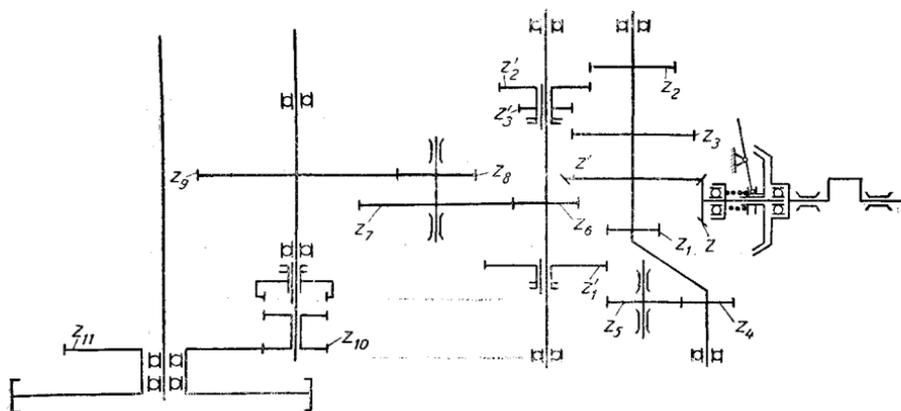
Фиг. 5. Схема трансмиссии трактора Форд—Фerguson.

Шестерни	z	z'	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_5
Число зубьев	20	55	15	60	19	56	32	43	6	40
Передачи	I		II			III			Задний ход	
Сцепление шестерен	$\frac{z' z_2 z_5}{z z_1 z_4}$		$\frac{z' z_2 z_1}{z z_2 z_1}$			$\frac{z' z_3 z_5}{z z_3 z_4}$			$\frac{z' z_r z_2 z_5}{z z_1 z_7 z_4}$	
Передаточное число	73,33		54,04			24,6			68,4	



Фиг. 6. Схема трансмиссии одноосного трактора с двигателем мощностью 3—5 л. с.

Наибольший диапазон скоростей (до 6 и выше) имеют тракторы, оборудованные пневматическими шинами, в связи с применением у них относительно высоких транспортных скоростей. Эти же тракторы имеют наибольший диапазон рабочих скоростей за счет повышения их верхних значений до пределов, допускаемых современными сельскохозяйственными машинами и орудиями. Гусеничные тракторы имеют более узкий диапазон скоростей как общий, так и рабочий, так как у них с расширением



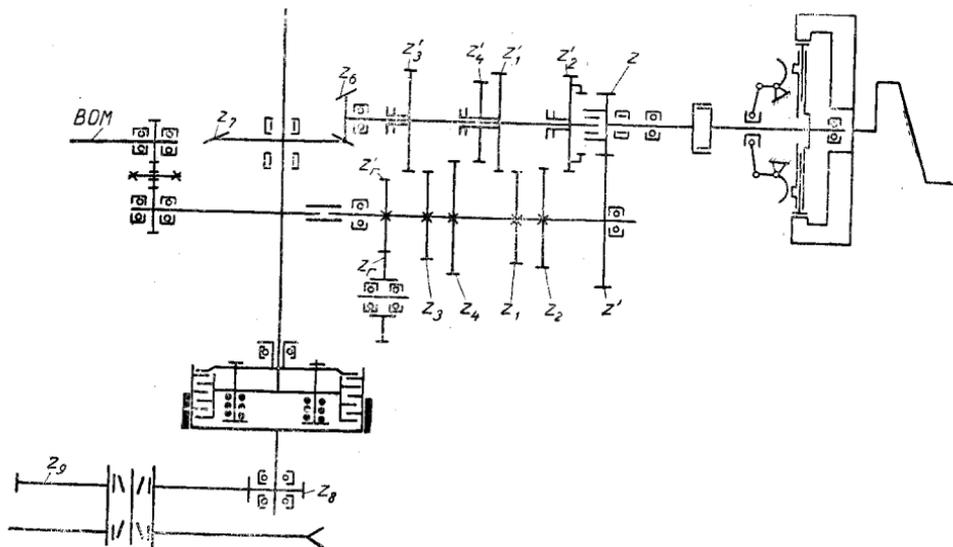
Фиг. 7. Схема трансмиссии одноосного трактора с двигателем мощностью 7—8 л. с.

Шестерни	z	z'	z_1	z'_1	z_2	z'_2	z_3	z'_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}
Число зубьев	15	45	14	35	24	26	36	14	14	20	16	46	16	54	15	60
Передачи	I		II				III			Задний ход						
Сцепление шестерен	$\frac{z' z_1 z_7 z_9 z_{11}}{z z_6 z_8 z_{10}}$				$\frac{z' z_2 z_7 z_9 z_{11}}{z z_2 z_6 z_8 z_{10}}$				$\frac{z' z_3 z_7 z_9 z_{11}}{z' z_3 z_6 z_8 z_{10}}$			$\frac{z' z_5 z_1 z_7 z_9 z_{11}}{z z_4 z_5 z_6 z_8 z_{10}}$				
Передачное число	291,9		126,1				45,5			291,9						

диапазона скоростей и переходом на более высокие скорости движения к. п. д. заметно снижается. Величина диапазона скоростей у гусеничных тракторов зависит главным образом от величины первой скорости. Там, где эта скорость имеет вспомогательное, резервное назначение, общий диапазон шире, чем в тех случаях, когда первая скорость является рабочей и потому несколько более высокой.

Современные тракторы имеют пяти- реже шестиступенчатые коробки передач. Верхней рабочей скоростью обычно является четвертая, следующие имеют транспортное назначение. Трехступенчатые коробки сохранились лишь на ограниченном числе тракторов небольшой мощности.

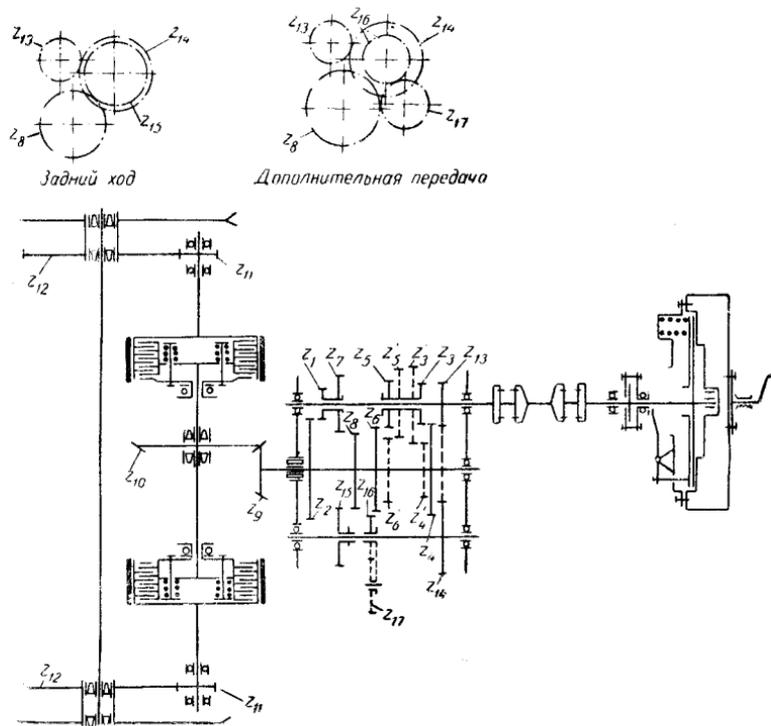
Обычно ряды скоростей не имеют закономерной структуры. Лишь в некоторых конструкциях закономерность соблюдается в подборе рабочих скоростей. При этом нельзя отметить предпочтительного применения рядов одной какой-либо определенной структуры. Геометрический, гармонич-



Фиг. 8. Схема трансмиссии трактора КД-35.

Шестерни	z	z'	z_1	z'_1	z_2	z'_2	z_3	z'_3	z_4	z'_4	z_r	z'_r	z_6	z_7	z_8	z_9
Число зубьев	16	34	24	27	26	24	28	23	30	21	23	19	13	49	13	66
Передачи	I		II		III		IV		V		Задний ход					
Сцепление шестерен	$\frac{z' z_1 z_7 z_9}{z z_1 z_6 z_8}$		$\frac{z' z_2 z_7 z_9}{z z_2 z_6 z_8}$		$\frac{z' z_3 z_7 z_9}{z z_3 z_6 z_8}$		$\frac{z' z_4 z_7 z_9}{z z_4 z_6 z_8}$		$\frac{z_7 z_9}{z_6 z_8}$		$\frac{z' z_r z_3 z_7 z_9}{z z' z_r z_6 z_8 z_8}$					
Передающее число	45,75		37,54		33,4		28,45		19,14		49,22					

ческий и арифметический ряды имеют примерно одинаковое распространение. При небольших диапазонах скоростей, характерных для тракторов сельскохозяйственного типа, структура ряда мало влияет на производительность трактора, поэтому все перечисленные ряды практически можно считать равноценными. Вспомогательные скорости — резервная и транспортные, — как правило, назначаются вне зависимости от общей структуры.



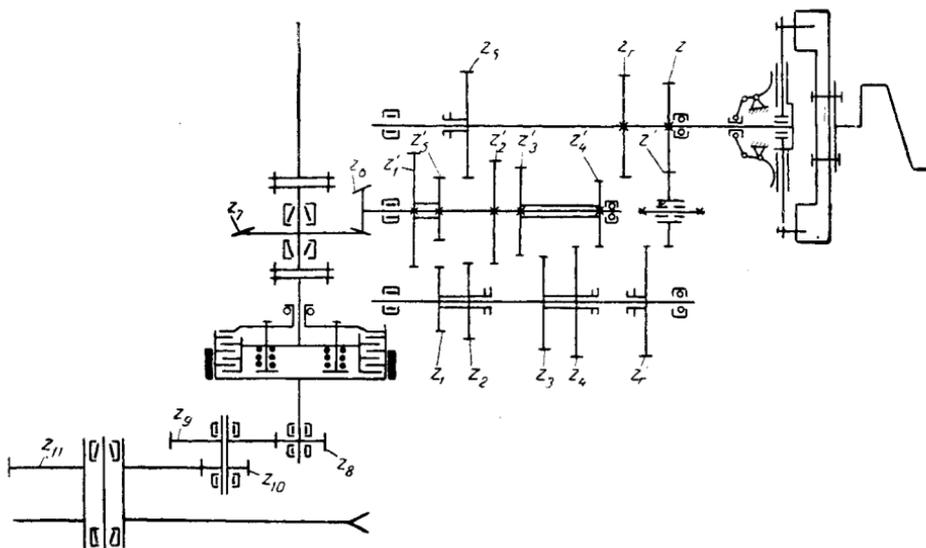
Фиг. 9. Схема трансмиссии трактора СТЗ-НАТИ.

Для трактора сельскохозяйственного типа

Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}
Число зубьев	15	48	17	45	19	44	25	38	16	41	13	63	16	38	23
Передачи	I		II			III			IV			Задний ход			
Сцепление шестерен	$\frac{z_2 z_{10} z_{12}}{z_1 z_9 z_{11}}$			$\frac{z_4 z_1 z_{15}}{z_3 z_6 z_{11}}$			$\frac{z_6 z_{10} z_{12}}{z_5 z_9 z_{11}}$			$\frac{z_8 z_{10} z_{12}}{z_7 z_9 z_{11}}$			$\frac{z_{14} z_8 z_{10} z_{12}}{z_{13} z_{15} z_9 z_{11}}$		
Переда- точное число	39,73		33,52			28,75			18,87			48,58			

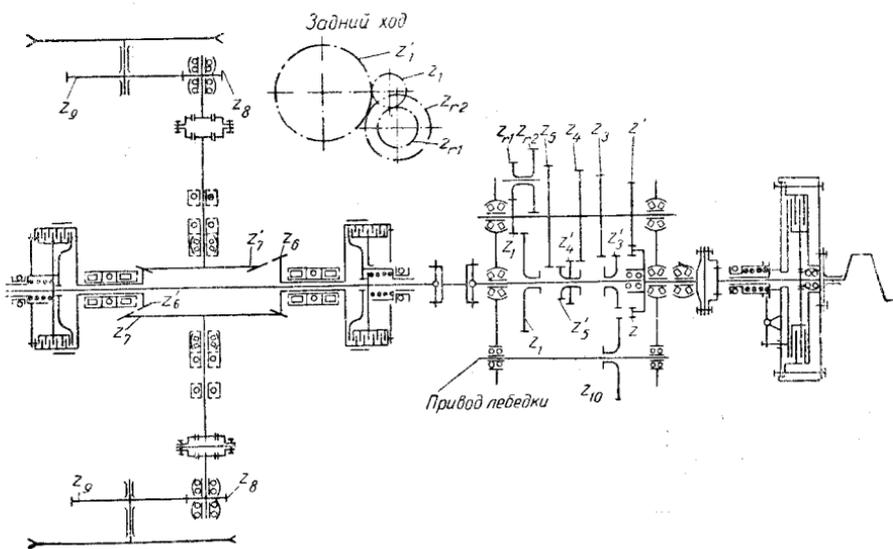
Для трактора транспортного типа

Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}
Число зубьев	15	48	40	23	33	30	25	38	16	41	13	63	16	38	23	16	21
Передачи	Дополни- тельная		I		II		III		IV		Задний ход						
Сцепле- ние шестерен	$\frac{z_{14} \cdot z_{17} \cdot z_8}{z_{13} \cdot z_{16} \cdot z_{17}}$		$\frac{z_3}{z_1}$		$\frac{z_8}{z_7}$		$\frac{z_1}{z_5}$		$\frac{z_4}{z_3}$		$\frac{z_{14} z_8}{z_{13} z_{15}}$						
Переда- точное число	70,10		39,73		18,87		11,29		7,34		48,58						



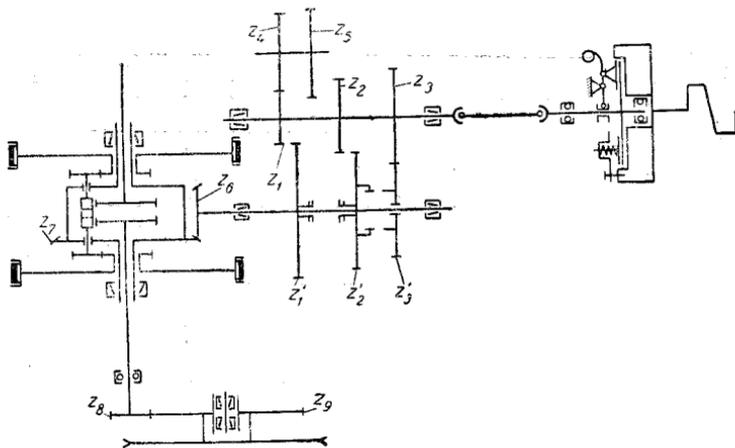
Фиг. 10. Схема трансмиссии трактора „Сталинец-80“.

Шестерни		z	z'	z_r	z_r'	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_4'	z_5	z_5'	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}
Число зубьев		22	19	26	28	15	30	20	25	24	21	28	17	27	16	14	39	12	27	12	53
Передача		I				II				III				IV		V					
Ход вперед	Сцепление шестерен	$\frac{z' z_r' z_7 z_9 z_{11}}{z z' z_6 z_8 z_{10}}$				$\frac{z' z_r' z_7 z_9 z_{11}}{z z' z_3 z_5 z_{10}}$				$\frac{z' z_r' z_3 z_7 z_9 z_{11}}{z z' z_3 z_5 z_8 z_{10}}$				$\frac{z' z_r' z_4 z_7 z_9 z_{11}}{z z' z_4 z_6 z_8 z_{10}}$		$\frac{z_5' z_7 z_9 z_{11}}{z_5 z_8 z_9 z_{10}}$					
	Передачное число	70,4				43,8				30,7				21,3		16,3					
Ход назад	Сцепление шестерен	$\frac{z_r' z_7' z_9 z_{11}}{z_r z_7 z_9 z_{10}}$				$\frac{z_r' z_7' z_9 z_{11}}{z_r z_3 z_5 z_{10}}$				$\frac{z_r' z_3' z_7 z_9 z_{11}}{z_r z_3 z_5 z_8 z_{10}}$				$\frac{z_r' z_4' z_7 z_9 z_{11}}{z_r z_4 z_6 z_8 z_{10}}$		—					
	Передачное число	59,6				37,1				26,0				18,1		—					



Фиг. 11. Схема трансмиссии трактора „Коминтерн“.

Шестерни	z	z	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_4'	z_5	z_5'	z_6	z_6'	z_7	z_7'	z_8	z_9	z_{10}
Число зубьев	32	30	17	45	38	24	42	20	46	16	20	24	20	70	18	63	11	50	36
Передачи	I		II			III			IV		V		Задний ход						
Сцепление шестерен	$\frac{z' \cdot z_1'}{z \cdot z_1}$		$\left(\frac{z_1'}{z_2} \right) \frac{z_7 z_9}{z_6 z_8}$			$\frac{z' z_3'}{z z_3}$			$\frac{z' z_4'}{z z_4}$		$\frac{z' z_5'}{z z_5}$		$\frac{z' z_{r1} z_1'}{z z_2 z_{r2}}$						
Передачочное число	39,5		15,9			9,44			7,11		5,2		32,9						



Фиг. 12. Схема трансмиссии гусеничного трактора с двойным цилиндрическим дифференциалом.

Шестерни	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9
Число зубьев	14	35	19	30	25	24	20	23	6	37	17	70
Передачи	I		II			III		Задний ход				
Сцепление шестерен	$\frac{z_1 z_7 z_9}{z_1' z_6 z_8}$		$\frac{z_2' z_1 z_9}{z_2 z_6 z_8}$			$\frac{z_3 z_7 z_9}{z_3' z_6 z_8}$		$\frac{z_4 z_1 z_7 z_9}{z_1 z_2 z_6 z_8}$				
Передаточное число	63,4		40,1			24,4		55,4				

Скорости движения * тракторов и передаточные числа трансмиссий

Тракторы		Скорости в км/час на передачах:							Передаточные числа на передачах:						
Тип	Модель	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	При заднем ходе	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	При заднем ходе
Колесные Универсальные	„Универсал“	3,4	4,8	7,1	—	—	—	4,3	67,1	47,7	32,2	—	—	—	53,6
	Фармолл Н .	4,2	5,6	6,85	8,2	26,3	—	4,9	105,1	77,2	64,7	51,4	16,8	—	90,3
	Оливер 70 .	4,1	5,5	7,2	9,8	12,1	21,3	4,1	97,4	71,4	55,0	40,4	32,9	18,6	97,4
Одноосные	ВИСХОМ **	2,2	4,4	—	—	—	—	—	60,72	30,36	—	—	—	—	—
		4,4	8,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Гусеничные	„Кировец Д-35“	3,81	4,64	5,22	6,13	9,1	—	3,4	45,75	37,5	33,4	28,45	19,14	—	49,22
	СТЗ-НАТИ . .	3,82	4,53	5,28	8,0	—	—	3,12	39,7	33,5	28,75	18,9	—	—	48,6
	„Сталинец-80“	2,25	3,6	5,14	7,4	9,65	—	***	70,4	43,8	30,7	21,3	16,3	—	***

* Скорости даны теоретические, при расчетном числе оборотов двигателя, без учета буксования ведущих органов. Радиусы качения колес взяты по ободу без почвозацепов, но с учетом деформации шин.

** При числе оборотов двигателя от 1000 до 2000 в минуту.

*** Трактор „Сталинец-80“ имеет четыре скорости заднего хода: 2,66, 4,25, 6,1 и 8,75 км/час.

2. ГЛАВНЫЕ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Типовые конструкции

На тракторах в качестве главных муфт сцепления применяются в настоящее время исключительно дисковые сухие муфты трения. Встречавшиеся в более старых конструкциях конусные, колодочные и ленточные муфты, а также дисковые муфты, работающие в масле, вышли из употребления.

Преобладающее распространение имеют муфты однодисковые; двухдисковые муфты встречаются лишь в единичных случаях на тракторах большой мощности.

Тракторные главные муфты могут быть разбиты на два основных типа: постоянно замкнутые и непостоянно замкнутые, отличающиеся друг от друга способом нажатия на диски.

В качестве примера муфты постоянно замкнутого типа на фиг. 13 показана главная муфта трактора СТЗ-НАТИ. На фиг. 14 показан другой конструктивный вариант тракторной главной муфты постоянно замкнутого типа, отличающийся от предыдущего отдельными деталями.

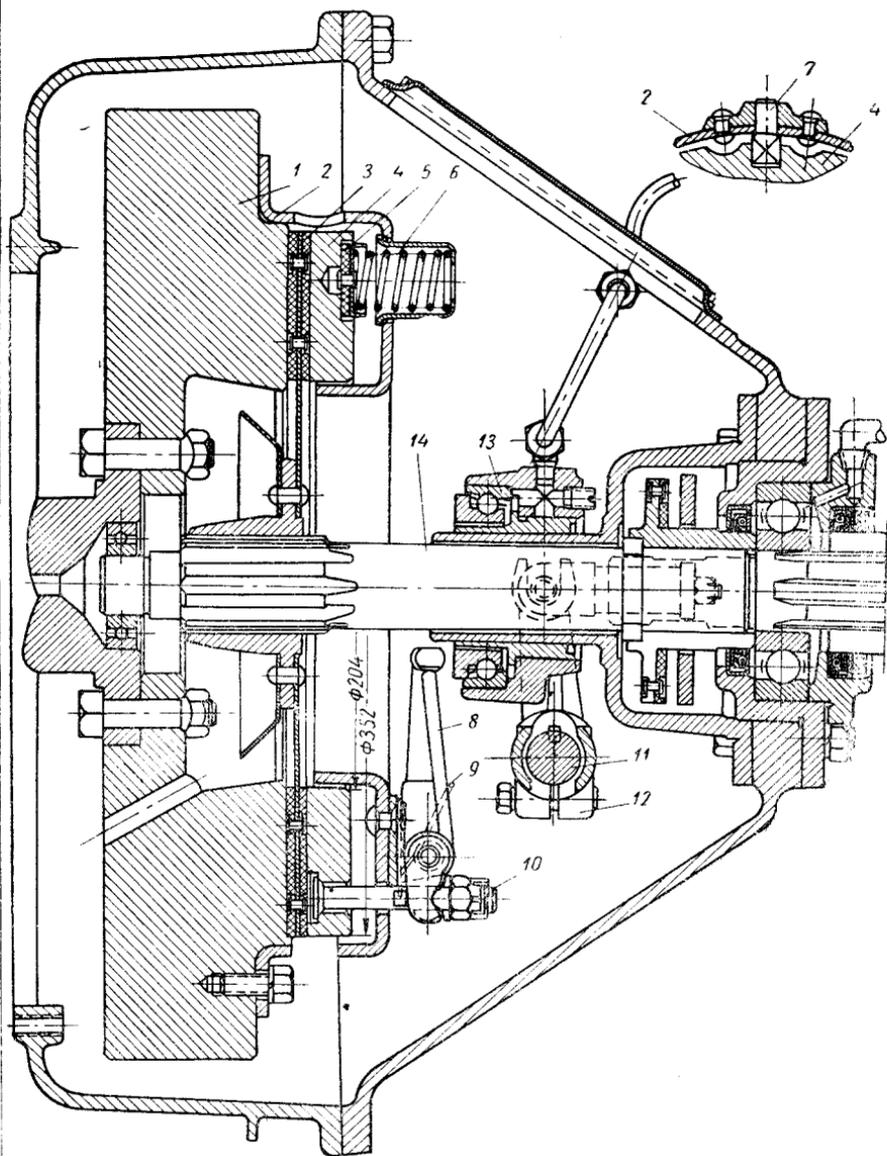
На некоторых тракторах устанавливаются полуцентробежные муфты, у которых для нажатия на диски используется, помимо давления пружин, центробежная сила вращающихся грузиков. Муфты непостоянно замкнутого типа имеют различную конструкцию нажимного механизма.

Главная муфта трактора „Кировец Д-35“ (фиг. 15) имеет нажимной механизм рычажного типа, переводимый для замыкания муфты через мертвое положение. Величина создаваемого при этом усилия нажатия на диски зависит от величины деформаций деталей муфты при включении и регулируется соответствующей установкой крестовины 6 нажимного механизма. Управляется муфта от ручного рычага.

Иную конструкцию нажимного механизма имеет муфта непостоянно замкнутого типа, показанная на фиг. 16. Включение муфты осуществляется перемещением фасонной передвижной втулки 9. Профиль поверхности этой втулки состоит из трех участков: прямолинейного, наклонного под углом α к горизонту, и двух дуг окружности — выпуклости радиуса R и впадины радиуса r . В начале включения муфты нажимные двуплечие рычажки 6 поднимаются по наклонному прямолинейному участку передвижной втулки и быстро ликвидируют зазор между дисками.

При перемещении по второму участку подъем нажимных рычажков становится все более замедленным, вследствие чего давление на диски растет все более плавно по мере приближения нажимного механизма к мертвому положению. Замыкание муфты происходит тогда, когда концы рычажков попадают во впадину фасонной поверхности передвижной втулки.

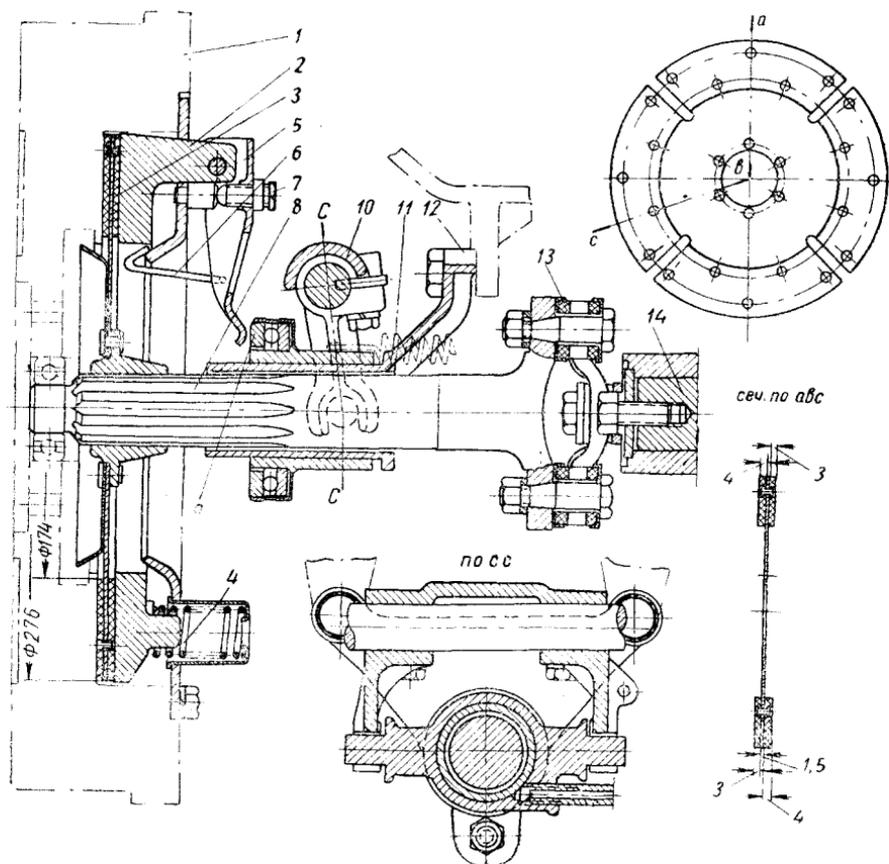
Главная муфта трактора „Сталинец-80“ (фиг. 17) представляет дальнейшее развитие схемы, показанной на фиг. 15. Основной ее особенностью является применение в нажимном механизме пружинных сережек 6, конструкция которых показана на фигуре отдельно. Эластичность сережек позволяет включать муфту при незначительных деформациях основных ее деталей.



Фиг. 13. Главная муфта трактора СТЗ-НАТИ:

1 — маховик; 2 — корпус муфты; 3 — ведомый диск с накладками; 4 — нажимной диск; 5 — теплоизоляционные прокладки; 6 — нажимные пружины (12 шт.); 7 — пальцы ведущего нажимного диска; 8 — отжимные рычаги; 9 — пружины отжимных рычагов; 10 — болты регулировочные; 11 — валик выключения; 12 — вилка выключения; 13 — подшипник выключения; 14 — вал муфты сцепления.

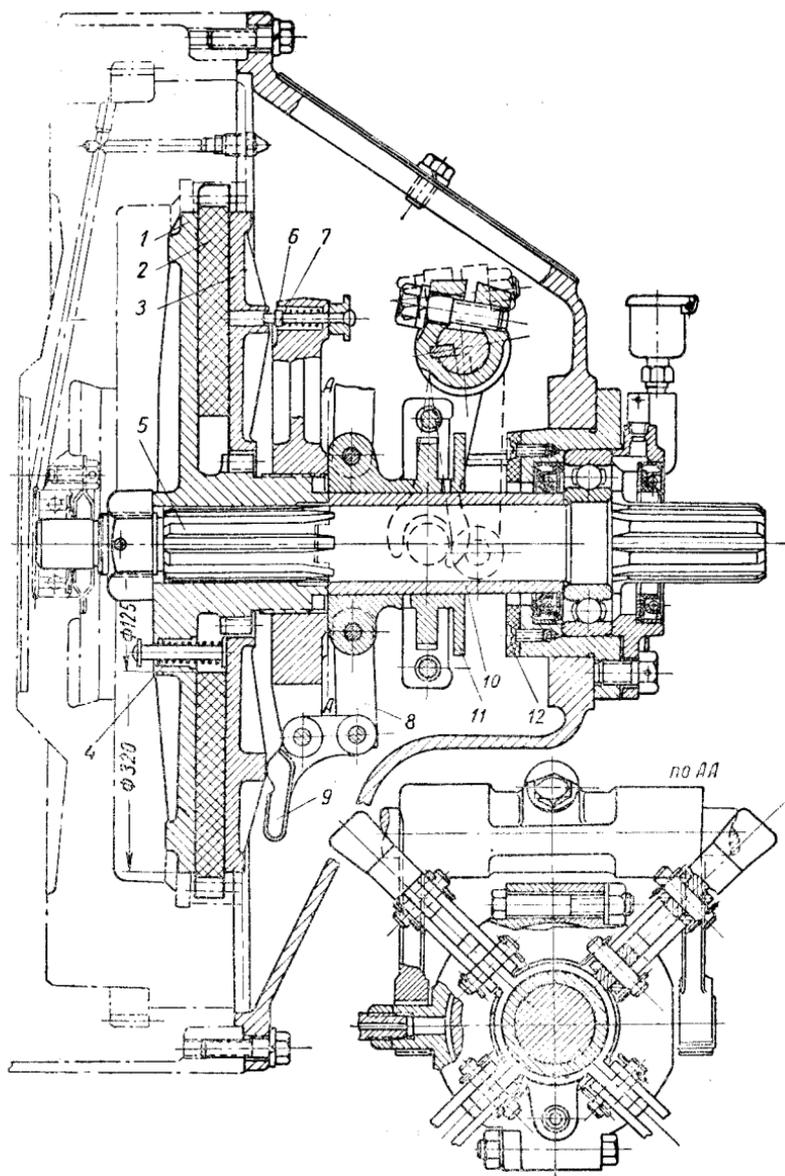
Отличительной особенностью муфты непостоянно замкнутого типа, показанной на фиг. 18, является наличие в нажимном диске 4 так называемых компенсационных пружин 6. Компенсационные пружины включаются в работу тогда, когда давление на диски становится больше усилия предварительного сжатия пружин. Вследствие пологой характеристики компенсационных пружин приведенный коэффициент жесткости



Фиг. 14. Вариант тракторной муфты постоянно замкнутого типа:

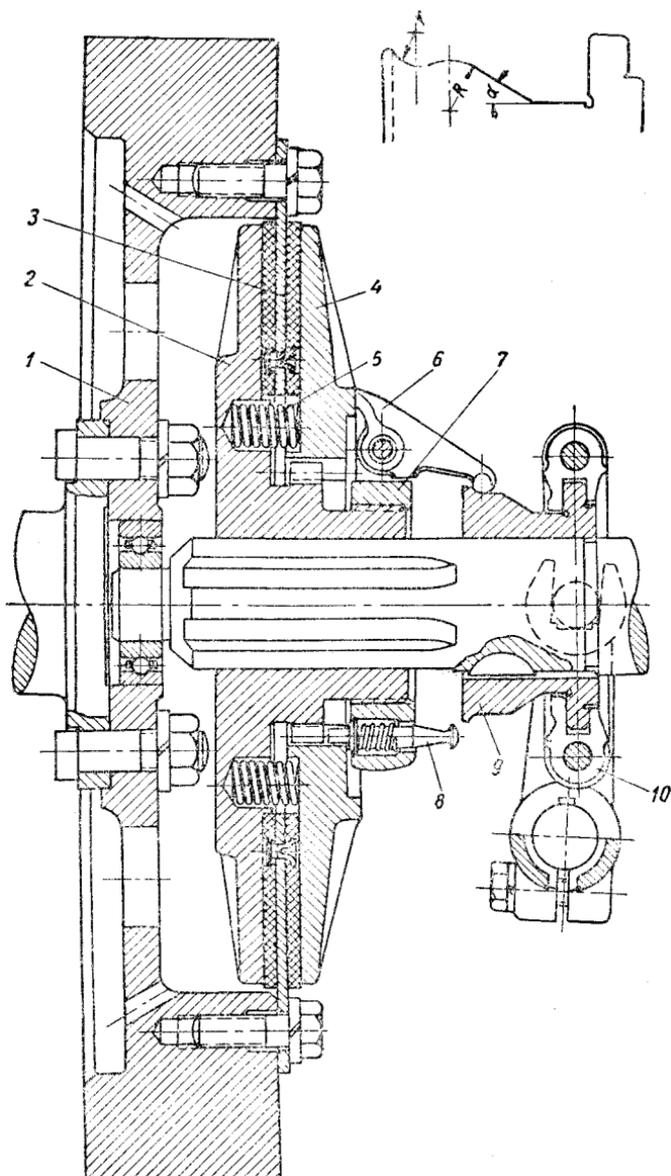
1 — маховик; 2 — ведущий (нажимной) диск; 3 — ведомый диск с накладками; 4 — нажимные пружины (9 шт.); 5 — отжимные рычаги (3 шт.); 6 — пружины отжимных рычагов (3 шт.); 7 — регулировочные болты (3 шт.); 8 — вал муфты сцепления; 9 — отводка; 10 — вилка отводки; 11 — оттяжная пружина; 12 — крошфейн отводки; 13 — гибкая муфта; 14 — первичный вал коробки.

деформируемых деталей муфты с момента ввода пружин в действие резко снижается, и процесс включения муфты продолжается после этого при медленном возрастании давления на диски. Износ трущихся деталей муфты в связи с этим будет сравнительно мало отражаться на величине нажимного усилия до тех пор, пока последнее не станет ниже усилия предварительного сжатия компенсационных пружин. Муфты подобного типа иногда называют муфтами постоянного давления.



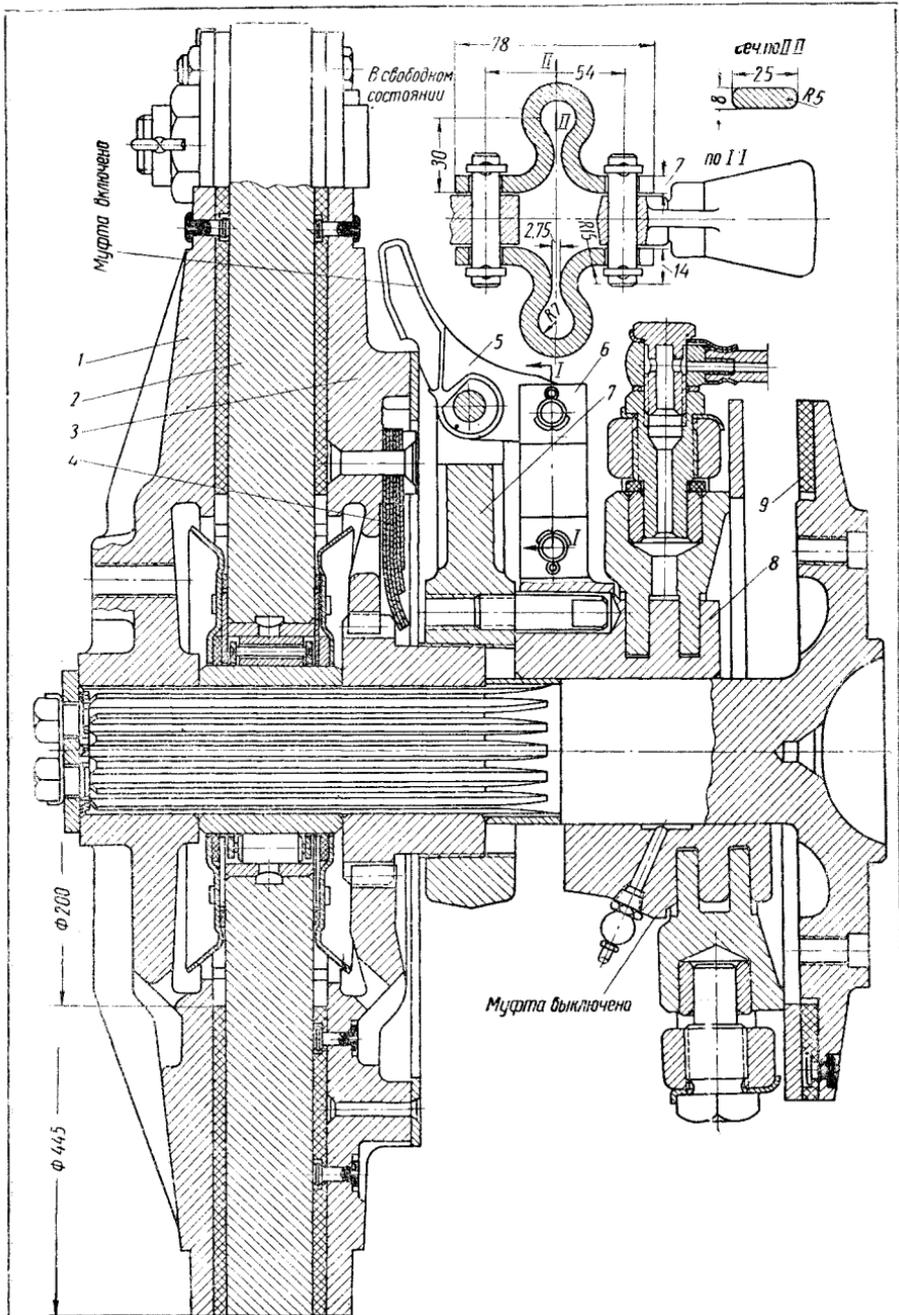
Фиг. 15. Главная муфта трактора „Кировец-Д-35*“:

1 — передний диск; 2 — ведущий (средний) диск; 3 — нажимной диск; 4 — оттяжные пружины (3 шт.); 5 — вал муфты сцепления; 6 — крестовина; 7 — защелка крестовины; 8 — сержки; 9 — двуручье нажимные кулачки; 10 — распорная втулка; 11 — передвижная втулка; 12 — тормозок.



Фиг. 16. Вариант тракторной муфты непостоянно-замкнутого типа:

1 — маховик; 2 — передний диск; 3 — ведущий (средний) диск с накладками; 4 — нажимной диск; 5 — отжимные пружины; 6 — двулучие нажимные рычажки; 7 — крестовина нажимного механизма; 8 — установочный штифт; 9 — передвижная втулка; 10 — переводной хомут.



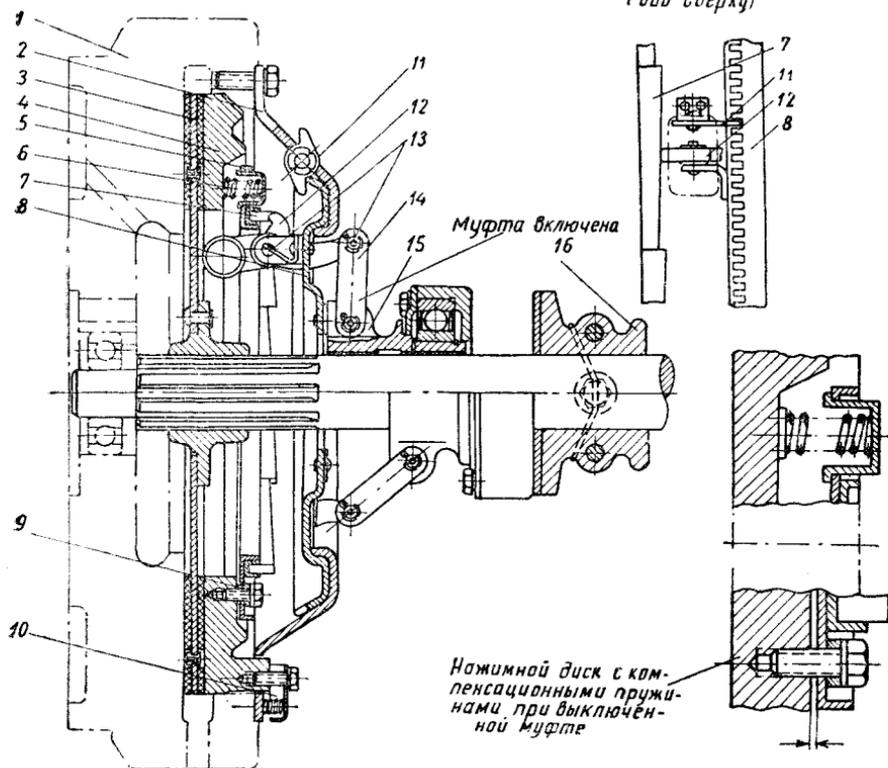
Фиг. 17. Главная муфта трактора „Сталинец-80“:

1 — передний диск с фрикционными накладками; 2 — ведущий (средний) диск; 3 — нажимной диск с фрикционными накладками; 4 — стяжные пружины (3 шт.); 5 — две плечи нажимных рычажки; 6 — пружинные сережки (6 шт.); 7 — крестовина нажимного механизма; 8 — передвижная втулка; 9 — тормозок.

Вопрос о том, какой тип муфты — постоянно или непостоянно замкнутый — является для трактора наиболее предпочтительным, до сих пор окончательно не решен.

На колесных тракторах преимущественно применяются муфты постоянно замкнутого типа, так как при наличии рулевого колеса ножное управление муфтой более удобно, чем ручное. Однако имеются колесные

Схема регулировки муфты
(вид сверху)



Фиг. 18. Муфта непостоянно замкнутого типа с компенсационными пружинами:

1 — маховик; 2 — корпус муфты; 3 — ведомый диск с фрикционными накладками; 4 — нажимной (ведущий) диск; 5 — кольцо нажимного диска; 6 — компенсационные пружины (15 шт.); 7 — нажимные винтовые дорожки; 8 — регулировочный диск; 9 — дистанционные втулки; 10 — оттяжные пружины (3 шт.); 11 — фиксатор регулировочного диска; 12 — нажимные рычажки; 13 — оси нажимных рычажков; 14 — серетки; 15 — передвижная втулка; 16 — тормозок сцепления.

тракторы, на которых стоят муфты непостоянно замкнутого типа. На гусеничных тракторах непостоянно замкнутый тип главной муфты является основным.

Распространение на тракторах муфт непостоянно замкнутого типа обуславливается следующими их особенностями:

1. Работа, затрачиваемая при включении муфты непостоянно замкнутого типа, меньше работы, затрачиваемой при выключении муфты такого же размера постоянно замкнутого типа.

2. Маневрирование трактора, в частности при сцепке с орудием, осуществляется удобней при наличии муфты непостоянно замкнутого типа. При этом устраняются опасности несчастных случаев, возможных при соскальзывании ноги с педали управления у муфт постоянно замкнутого типа.

3. Муфты непостоянно замкнутого типа могут быть оставлены в выключенном состоянии без воздействия со стороны водителя.

4. Для выключения муфт непостоянно замкнутого типа не требуется, чтобы водитель обязательно находился в это время на тракторе, что имеет значение при стационарной работе.

Поверхности трения

В главных муфтах тракторов используется сухое трение фрикционных материалов по чугуну. Обычно фрикционные материалы применяются в виде накладок, приклепываемых к металлическим дискам. Накладки выполняются или в форме сплошного кольца, или в виде отдельных секторов. В некоторых конструкциях (см. фиг. 14) накладки на разных сторонах диска имеют неодинаковую толщину, причем взаимное расположение толстых и тонких накладок меняется на соседних секторах; такое расположение накладок увеличивает плавность включения муфты.

Имеются также муфты, где фрикционные материалы применяются не в качестве накладок, а в виде самостоятельных дисков, как, например, ведущий диск главной муфты трактора „Кировец Д-35“, целиком изготовленный из спрессованной под большим давлением фрикционной пластической массы (фиг. 15).

Фрикционные накладки для муфт тракторов „Универсал“ и СТЗ-НАТИ изготавливаются из асбокартона по ГОСТ 2850-45. Для тяжелых условий работы на некоторых тракторах применяются двухслойные накладки. Они имеют наружный фрикционный слой из прессованной металлоасбестовой массы, а основание — из плетеной аболатунной пряжи, пропитанной специальным составом, в который для улучшения теплопроводности введена присадка алюминия. В последнее время на некоторых тракторах применяются металлокерамические фрикционные материалы из прессованного порошка на медной основе. Такие материалы по сравнению с асбестовыми более износостойки, допускают более высокие удельные давления и менее чувствительны к повышению температуры. Диски муфт сцепления имеют в этих случаях трехслойную конструкцию: металлокерамика — сталь — металлокерамика; диски тормозков первичного вала передач — двухслойную: металлокерамика — сталь. Значения коэффициентов трения металлокерамических дисков по чугуну были проверены на лабораторной установке при двух значениях удельных давлений ($2,5$ и 3 кг/см^2) и при двух значениях относительных скоростей скольжения ($3,5$ и 7 м/сек). Во всех случаях коэффициенты трения получились примерно одинаковыми и были несколько ниже значений, полученных при тех же условиях испытаний для асбестовых материалов по чугуну. Однако, учитывая более стабильный характер величины коэффициента трения у металлокерамических дисков, можно практически для обоих видов фрикционных материалов принимать одинаковые расчетные значения коэффициента трения (0,3).

Широкому внедрению в тракторостроении металлокерамических фрикционных материалов на медной основе препятствуют дороговизна и дефицитность цветных металлов.

В табл. 2 приведены результаты лабораторных исследований физико-химических параметров дисков с металлокерамическими покрытиями, муфт поворота и тормозка первичного вала передач трактора.

Таблица 2

Результаты исследования дисков металлокерамических муфт поворота и тормозка первичного вала передач трактора

Параметры		Диски	
		Ведомый диск муфты поворота	Неподвижный диск тормозка
Толщина в мм	основания	2,4	2
	металлокерамического слоя	1,2	3
Химический состав металло-керамического слоя в %	Cu	70,0	62,7
	Sn	8,39	10,91
	Pb	11,8	9,12
	Fe	0,75	3,94
	SiO ₂	1,20	4,8
	Ca	1,06	2,03
	C (графит)	6,8	6,4
	Al	—	0,1
Физические параметры металло-керамического слоя	Удельный вес	5,67	4,72
	Пористость в %	22,2	19,3
	Масловпитываемость в % (по весу)	1,7—2,0	1,5—1,7
	Твердость по Бринелю	≈ 22	≈ 22
Марка стали основания		ЭУ-8	10

В табл. 3 приведены размеры поверхностей трения и другие основные данные по главным муфтам сцепления ряда тракторов. Значения удельных давлений на диски и коэффициентов запаса сцепления приведены только для муфт постоянно замкнутого типа, у которых они могут быть замерены и подсчитаны с достаточной определенностью. У муфт непостоянно замкнутого типа величина указанных параметров зависит от регулировки и может колебаться в значительных пределах.

Главные муфты сцепления

Трактор	Тип муфты	Конструкция нажимного устройства	Расчетный момент двигателя в кг·см	Число пар поверх- ностей трения	Радиусы дис- ков трения в мм		Удельное давле- ние на диски в кг/см ²	Коэффициент за- гаса сцепления при $\mu = 0,3$
					наружный	внутрен- ний		
„Универ- сал“	Постоянно- замкнутая То же	9 нажимных пружин . .	1300	2	137,5	86	2,0	3,8
Фармолл- Каб		6 нажимных пружин . .	500	2	82,5	57	3,2	1,6
Фармолл Н	„	6 нажимных пружин . .	1200	2	125	84	1,85	2,62
Оливер 70		9 нажимных пружин . .	1500	2	114	73	2,78	2,5
СТЗ-НАТИ	„	12 нажимных пружин . .	3000	2	176	102	1,15	2,12
„Киро- вец Д-35“		Непосто- янно-зам- кнутая То же	Рычажный ме- ханизм . . .	1900	2	160	62,5	—
„Стали- нец-80“	„	Рычажный ме- ханизм с пружинными се- режками . .	6550	2	222,5	100	—	—
Экспери- ментальный		„	Рычажный ме- ханизм и ком- пенсацион- ные пружины	3600	2	177,5	108	—

Регулировочные характеристики муфт непостоянно замкнутого типа

Для оценки муфт непостоянно замкнутого типа могут служить так называемые регулировочные характеристики, дающие зависимость параметров муфты от ее регулировки.

Регулировочные характеристики позволяют судить об эксплуатационных качествах муфт и учитывать при их конструировании вопрос о регулировках муфты в процессе работы. Для тракторных механизмов, от которых требуется высокая эксплуатационная надежность, применение при расчете метода регулировочных характеристик имеет принципиальное значение. Прежде чем перейти к построению и анализу характеристик муфт разных конструкций, исследуем процесс включения муфты непостоянно замкнутого типа.

Как видно из схемы фиг. 19, ход S_B передвижной втулки нажимного механизма состоит из трех частей: 1) холостого хода S_x , продолжающегося от начала перемещения втулки до момента соприкосновения дисков; 2) рабочего хода S_p , продолжающегося до мертвого положения нажимного механизма; 3) хода замыкания S_3 .

Таким образом

$$S_B = S_x + S_p + S_3. \quad (1)$$

Перемещение нажимных концов двуплечих рычажков $S_{н. вкл.}$ за это время может быть представлено в виде суммы двух слагаемых:

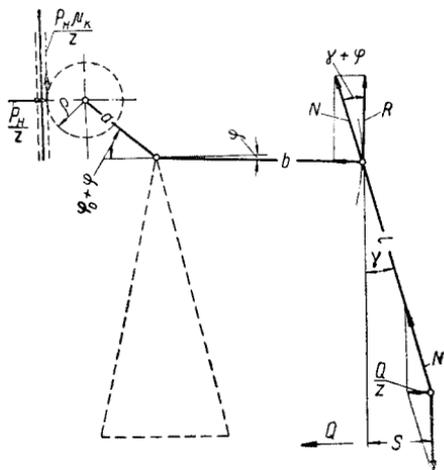
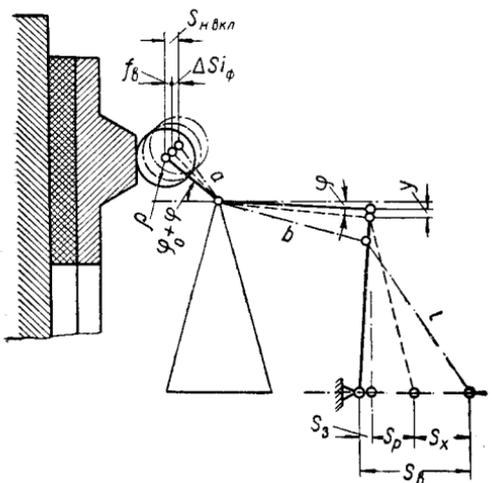
$$S_{н. вкл.} = \Delta S i_{\varphi} + f_{\delta}, \quad (2)$$

где ΔS — зазор между двумя смежными трущимися поверхностями в выключенной муфте;

i_{φ} — число пар трущихся поверхностей;

f_{δ} — суммарные горизонтальные деформации деталей муфты за время включения.

Между ходом S передвижной втулки, считая его от произвольной начальной точки движения до прихода нажимного механизма в мертвое



Фиг. 19. Схема перемещений нажимного механизма муфт непостоянно замкнутого типа.

Фиг. 20. Схема сил, действующих на нажимной механизм муфт непостоянно замкнутого типа.

положение, соответствующим ему вертикальным перемещением сержек нажимного механизма y и горизонтальным перемещением нажимных концов двуплечих рычажков $S_{н.}$, имеются следующие кинематические соотношения¹:

$$v = \frac{S^2}{2l} \quad (3)$$

$$S_{н.} = y \frac{a \sin \varphi_0}{b} = C_1 S^2, \quad (4)$$

где C_1 — постоянная нажимного механизма, равная $\frac{a \sin \varphi_0}{2lb}$; остальные обозначения (a , b , l , φ) показаны на фиг. 19. В соответствии с урав-

¹ Вывод этих соотношений имеется в статье автора „Расчет муфт сцепления с рычажным механизмом нажима“, „Труды НАТИ“, вып. 39, 1941.

нение 4 величина горизонтальных деформаций деталей муфты за время включения

$$f_s = C_1(S^2 - S_3^2). \quad (5)$$

Так как при включении муфты не должны иметь место остаточные деформации деталей, то по закону Гука величина усилия, сжимающего диски, должна быть пропорциональна ходу нажимных концов двуплечих рычажков с момента начала деформации деталей муфты. В соответствии с этим величина нажимного усилия, действующего на диски при замыкании муфты:

$$P_{н. вкл} = Kf_s = KC_1(S_p^2 - S_3^2), \quad (6)$$

где K — коэффициент жесткости деталей муфты, деформируемых при включении.

Определим значение усилия Q , которое должно быть приложено к передвижной втулке нажимного механизма при включении муфты. Пользуясь схемой фиг. 20, напишем уравнение равновесия двуплечих рычажков для случая нахождения передвижной втулки нажимного механизма на произвольном расстоянии S от мертвого положения. Ввиду незначительности углов φ поворота двуплечих рычажков относительно мертвого положения можно с достаточной точностью написать, что

$$\frac{P_n}{z} [a \sin \varphi_0 + \mu_k (a \cos \varphi_0 + \rho)] \approx Nb \approx \frac{Qb}{z \sin \gamma},$$

где P_n — нажимное усилие на диски в данный момент;

z — число двуплечих рычажков;

μ_k — коэффициент трения между нажимным диском и торцами двуплечих рычажков;

остальные обозначения показаны на фиг. 20.

Подставляя в уравнение вместо $\sin \gamma$ отношение $\frac{S}{l}$ и введя коэффициент η_m , учитывающий механические потери в нажимном механизме, получаем

$$Q = \frac{P_n C_2 S}{\eta_m}, \quad (7)$$

где $C_2 = \frac{a \sin \varphi_0 + \mu_k (a \cos \varphi_0 + \rho)}{lb}$ постоянный для данного нажимного механизма множитель.

Формула 7 показывает, что усилие Q — величина переменная. В начале рабочего хода передвижной втулки оно равно нулю, так как в это время нажимное усилие $P_n = 0$. При дальнейшем перемещении втулки усилие Q сперва растет, а затем начинает снижаться в связи с уменьшением значения S . В мертвом положении нажимного механизма, когда $S = 0$, усилие Q снижается до нуля. Наконец, после перехода нажимного механизма за мертвое положение усилие становится отрицательным.

Исследуем, при каком положении нажимного механизма усилие Q достигает максимального значения Q_{\max} . Подставив в формулу (7) вместо усилия P_n соответствующее ему значение $KC_1(S_p^2 - S^2)$, получим

$$Q = \frac{KC_1 C_2 (S_p^2 - S^2) \cdot S}{\eta_m}. \quad (8)$$

рычажным механизмом нажима. Характеристика построена для главной муфты тракторов „Сталинец-60“ и „Сталинец-65“, выпускавшихся до войны Челябинским тракторным заводом. Она позволяет сделать следующие выводы о муфтах такой конструкции:

1. Муфту трудно отрегулировать с достаточной определенностью. Небольшие колебания в величине S_p , получающиеся при незначительных изменениях в установке регулировочной крестовины, вызывают заметные изменения величины коэффициента запаса сцепления β . Вследствие такой чувствительности регулировка муфты в условиях эксплуатации получается, как показала проверка ряда тракторов „Сталинец-65“, весьма различной.

2. Муфта нуждается в частых регулировках, так как уже при сравнительно небольшом износе трущихся поверхностей коэффициент запаса сцепления падает до наименьших допускаемых пределов. Величина износа за период между двумя последовательными регулировками может быть получена на кривой f_v регулировочной характеристики. Для этого надо снести на нее по вертикали с кривой $P_{н. вкл}$ (кривой β) две точки, одна из которых соответствует запасу сцепления при регулировке муфты, а вторая — минимальному запасу сцепления, ниже которого муфта не должна работать. Как видно из диаграммы, при износе трущихся деталей муфты всего на 0,2 мм запас сцепления снижается с 2,5 до 1,5. Для увеличения междурегулировочного периода приходится при регулировке муфт устанавливать запас сцепления значительно выше рекомендуемого.

Рассмотрим, как влияют эластичные сержки, примененные в нажимном механизме муфты трактора „Сталинец-80“, на регулировочную характеристику муфты.

Усилие сжатия одной сержки N при включении муфты можно в соответствии с уравнением (3) представить в следующем виде:

$$N = \frac{K_c y}{z} = \frac{K_c}{z} \left(\frac{S_p^2 - S_3^2}{2l_0} \right), \quad (12)$$

где K_c — суммарный коэффициент жесткости всех сержек;

l_0 — длина сержки в свободном состоянии.

Подставив данное значение N в уравнение равновесия двуплечих нажимных рычажков, получаем после соответствующих преобразований:

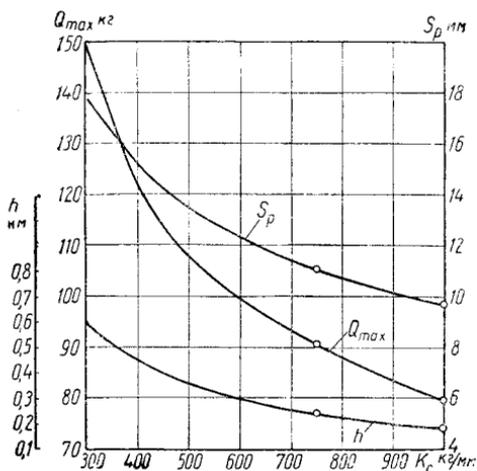
$$P_{н. вкл} = \frac{K_c (S_p^2 - S_3^2)}{2C_1 l_0^2}. \quad (13)$$

При выводе указанных соотношений не учитывались деформации остальных деталей муфты, ввиду их незначительной величины.

Сравнение полученного выражения (13) со значением $P_{н. вкл}$, найденным по уравнению (6), показывает, что муфты с пружинными сержками можно рассматривать как муфты с жестким нажимным механизмом, у которых приведенный коэффициент жесткости деталей, деформируемых при включении

$$K = \frac{K_c}{2C_1 C_2 l_0^2}. \quad (14)$$

Регулировочные параметры муфт рассматриваемого типа будут зависеть от выбранного значения коэффициента жесткости сереежек. Эта зависимость для муфты трактора „Сталинец-80“ показана на фиг. 22. На оси абсцисс отложены значения K_c в пределах 300—1000 кг/мм, а на оси ординат соответствующие им значения трех величин: 1) рабочего хода передвигной втулки S_p , необходимого для получения первоначального коэффициента запаса сцепления $\beta = 2,5$; 2) максимального усилия на передвигной втулке Q_{\max} при включении муфты; 3) приведенной величины износа трущихся деталей муфты h , соответствующей уменьшению запаса сцепления с 2,5 до 1,5.

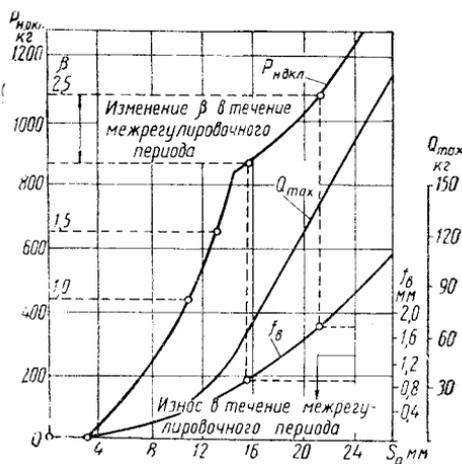


Фиг. 22. Диаграмма, характеризующая влияние коэффициента жесткости пружинных сереежек на регулировочные параметры главной муфты трактора С-80.

Сравнение приведенной диаграммы с регулировочной характеристикой муфты трактора „Сталинец-65“ фиг. 21 показывает, что при том коэффициенте жесткости, который имеют пружинные сереежки муфты „Сталинец-80“ $K_c = 750$ кг/мм регулировочные параметры обеих муфт мало отличаются друг от друга. Слишком большой коэффициент жесткости снижает то влияние, которое могло бы оказать введение пружинных сереежек на улучшение эксплуатационных качеств муфты. Уменьшение коэффициента жесткости пружины сереежек позволило бы допускать более значительный износ деталей муфты между регулировками и соответственно увеличивать междурегулировочные периоды.

Процесс включения муфты с компенсационными пружинами можно разделить после устранения всех зазоров на два этапа. Первый этап — от начала нажатия на диски до получения нажимного усилия, равного величине P предварительного сжатия компенсационных пружин; второй этап — при дальнейшем нажатии на диски.

В течение первого этапа пружины в работе не участвуют, и процесс включения муфты протекает так же, как в рассмотренных выше муфтах с жестким рычажным механизмом нажима. Обозначим приведен-



Фиг. 23. Регулировочная характеристика муфты непостоянно замкнутого типа с компенсационными пружинами.

ный коэффициент жесткости деталей муфты, деформирующихся на первом этапе включения, через K_1 .

Во время второго этапа включения, когда нажимное усилие становится больше усилия предварительного сжатия компенсационных пружин, последние включаются в число деформируемых деталей муфты. Приведенный коэффициент жесткости K деталей, деформируемых во время второго этапа включения муфты, можно выразить уравнением, обычно применяемым для случая последовательного соединения двух пружинных элементов

$$K = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}, \quad (15)$$

где K_2 — коэффициент жесткости компенсационных пружин.

Включение в систему деформируемых элементов муфты компенсационных пружин оказывает существенное влияние на регулировочную характеристику муфты (фиг. 23). На кривых диаграммы можно заметить два разных участка. Первый участок соответствует регулировкам муфты, при которых $P_{н. вкл} < P$. На этом участке деформации f_g растут относительно медленно, в то время как усилия $P_{н. вкл}$ возрастают резко. Второй участок соответствует регулировкам, при которых $P_{н. вкл} > P$. Здесь, наоборот, усилия $P_{н. вкл}$ растут плавно, а деформации f_g — быстро.

Сравняя рассматриваемую характеристику с регулировочной характеристикой муфты с жестким рычажным механизмом нажима (фиг. 21), можно отметить следующие преимущества муфт с компенсационными пружинами.

1. Меньшая чувствительность к регулировке. Коэффициент запаса сцепления меняется у них в небольших пределах даже при относительно значительных колебаниях в установке нажимного механизма. Это обстоятельство должно устранить разнообразие в регулировке, которое характерно для муфт, не имеющих компенсационных пружин.

2. Большая продолжительность междурегулировочных периодов. При износе трущихся деталей муфты примерно на 0,85 мм коэффициент запаса сцепления снижается всего с 2,5 до 2.

Основное влияние на характеристику муфты оказывает подбор компенсационных пружин.

Усилие P их предварительного сжатия должно быть не больше нажимного усилия, действующего на диски изношенной, требующей перерегулировки муфты, у которой коэффициент запаса сцепления снизился до минимально допустимого значения β_{\min} . В соответствии с этим можно написать, что

$$P \leq P_{н. вкл} \frac{\beta_{\min}}{\beta}, \quad (16)$$

где $P_{н. вкл}$ и β — соответственно рабочее нажимное усилие и коэффициент запаса сцепления у вновь отрегулированной муфты.

Величина износа поверхностей трения муфты между двумя последовательными регулировками зависит от коэффициента жесткости компен-

сационных пружин. Принимая для ориентировочных подсчетов $K_2 \approx K$, получаем

$$K_2 \approx \frac{P_{н. вкл} - P_{н. вкл} \frac{\beta_{\min}}{\beta}}{\Delta h i_{\phi}} \approx \frac{P_{н. вкл} \left(1 - \frac{\beta_{\min}}{\beta}\right)}{\Delta h i_{\phi}}, \quad (17)$$

где Δh — допускаемая величина износа одной пары поверхностей трения;
 i_{ϕ} — число пар поверхностей трения.

Усилие Q , необходимое для перемещения передвижной втулки, будет иметь максимальное значение при положении нажимного механизма, соответствующем началу включения компенсационных пружин. При дальнейшем перемещении передвижной втулки усилие Q будет снижаться, так как с этого момента нажимное усилие на диски растет медленно. В соответствии с этим для подсчета Q_{\max} у муфт с компенсационными пружинами можно воспользоваться уравнением (7), подставив туда вместо P_k усилие P предварительного сжатия компенсационных пружин, а вместо S — расстояние передвижной втулки от мертвого положения в момент начала включения компенсационных пружин. Для практических подсчетов можно пренебречь ходом передвижной втулки в течение первого этапа включения ввиду его относительно незначительной величины и принять в связи с этим, что $S = S_p$. Таким образом, выражение для подсчета Q_{\max} будет иметь следующий вид

$$Q_{\max} \approx \frac{PC_2 S_p}{\gamma_m}. \quad (18)$$

В табл. 4 приведены данные по нажимным механизмам ряда муфт непостоянно замкнутого типа.

Таблица 4

Нажимные механизмы муфт непостоянно замкнутого типа

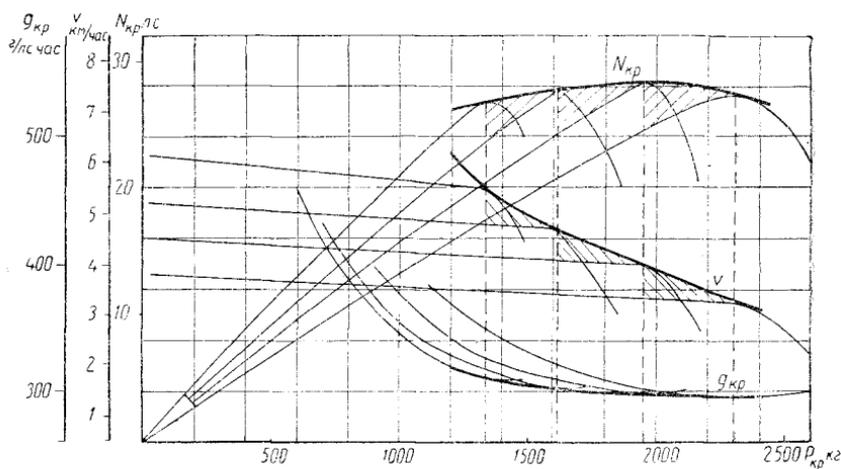
Трактор	Нажимной механизм	Размерные параметры ¹					Постоянные нажимного механизма в $\frac{1}{мм}$		Коэффициент жесткости деформируемых деталей в кг/мм
		a в мм	b в мм	l в мм	r в мм	φ_0 в градусах	C_1	C_2	
Сталинец-65	Жесткий рычажный . . .	18	39	48	7,5	40	0,003	0,009	$K \approx 4700$
КД-35	То же	16	25,5	51	12	105	0,002	0,011	—
Сталинец-80	Рычажный с пружинными сержками .	17	33	54	20	90	0,005	0,013	$K_c \approx 750$ $K \approx 2070$
Экспериментальный	Рычажный и компенсационные пружины	20	59	48	5	105	0,004	0,008	$K_1 \approx 1000$ $K_2 \approx 300$ $K \approx 230$

¹ Обозначения на фиг. 19.

3. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Типовые конструкции

Для сельскохозяйственных тракторов, у которых тяговая нагрузка может колебаться в довольно широких пределах в зависимости от эксплуатационных условий, маневрирование скоростями движения имеет существенное значение. Наилучшие результаты в этом отношении могло бы дать применение непрерывных коробок передач. Преимущества такой коробки иллюстрируются тяговым графиком (фиг. 24), построенным применительно к трактору КД-35. Тонкими линиями на графике показана тяговая характеристика трактора с пятиступенчатой коробкой передач, по-



Фиг. 24. Тяговые характеристики трактора КД-35 на стерне (тонкие линии — при ступенчатой коробке передач, жирные — при бесступенчатой коробке передач).

лученная при полевых испытаниях на стерне, а толстыми линиями — характеристика трактора, построенная для тех же условий работы, но в предположении, что трактор имеет непрерывную коробку передач с таким же к. п. д., как ступенчатая коробка. Из диаграммы видно, что непрерывная коробка позволяет полнее использовать мощность двигателя и повысить производительность трактора.

Однако непрерывные передачи для тракторов пока еще не вышли из стадии экспериментальных исканий.

Образец трактора с непрерывной передачей фирмы Аллис-Чалмерс, оборудованный трехступенчатым гидротрансформатором в комбинации с механической двухступенчатой коробкой передач, по своему к. п. д. значительно уступает тракторам с обычной механической трансмиссией. Кроме того, трактор по своей мощности (150 л. с.) является скорее трактором транспортного или промышленного назначения, чем сельскохозяйственного. Таким образом, на тракторах сельскохозяйственного типа до сих пор исключительное применение имеют механические ступенчатые коробки передач. Преимущественное распространение получили коробки с пятью-шестью передачами. В последнее время имеются

отдельные попытки применять на тракторах универсального типа реверсивные коробки передач. Наличие таких коробок позволило бы выбирать направление движения трактора, обеспечивающее наибольшие удобства наблюдения за работой сельскохозяйственных орудий.

На фиг. 25 показана простейшая конструкция трехступенчатой коробки передач колесного трактора малой мощности. По своей схеме она относится к коробкам однопарного типа. В более старых конструкциях тракторов такие схемы имели преимущественное распространение. В последнее время в связи с увеличением числа ступеней коробки и расширением диапазона передач однопарные схемы применяются сравнительно редко.

Коробки с более сложными кинематическими схемами, применяемые на тракторах, могут быть разбиты на две основные группы: 1) коробки с прямой передачей; 2) коробки с многопарными передачами.

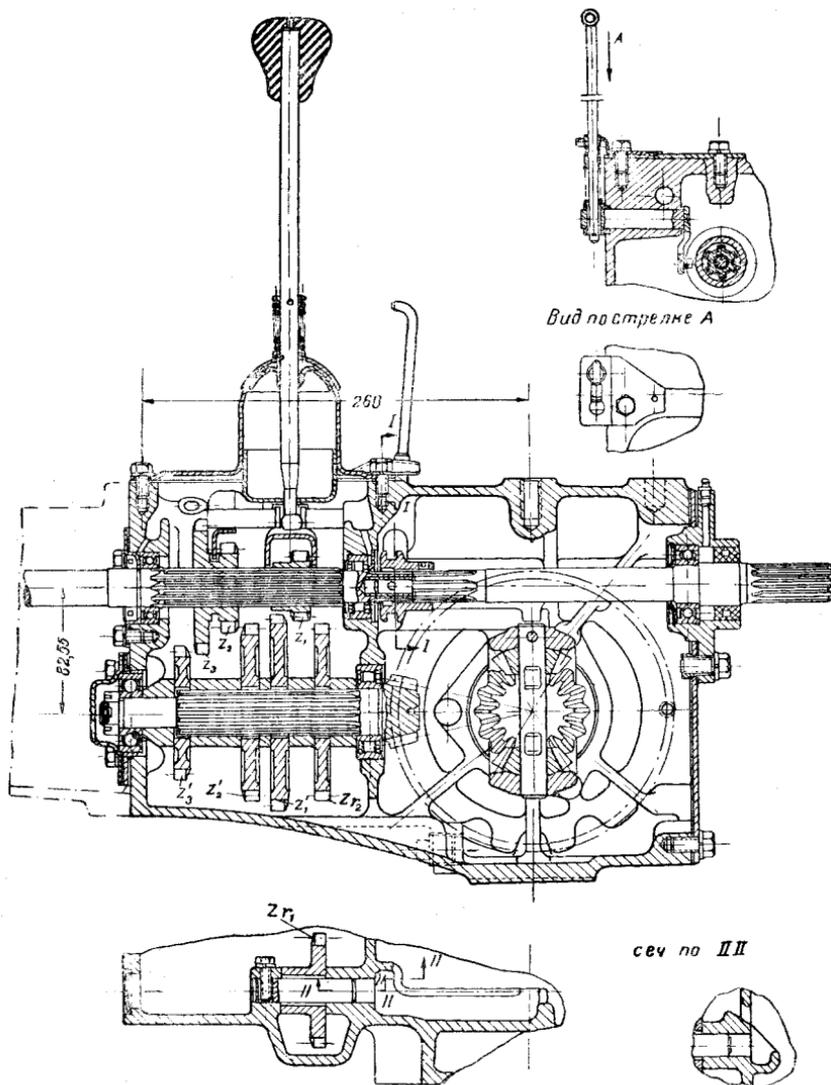
Схемы с прямой передачей преимущественно в пятиступенчатых коробках. Типичным примером такой конструкции является коробка передач трактора „Кировец Д-35“ (фиг. 26). Примером пятиступенчатой коробки с более широким диапазоном передаточных чисел, применяемой на колесных тракторах универсального типа, может служить коробка, показанная на фиг. 27. Полный диапазон передаточных чисел этой коробки используется только на тракторах с пневматическими шинами. Для тракторов на металлических колесах такой большой диапазон не нужен, так как дает слишком высокую транспортную скорость. Поэтому при выпуске тракторов на металлических колесах прямая передача в коробке не используется, и в механизм управления коробкой ставится специальный упор, препятствующий ее включению.

Промежуточный вал в коробках с прямой передачей нередко используется для непосредственного привода вала отбора мощности. Число оборотов вала и расположение его на тракторе в этом случае выбираются в соответствии со стандартом на валы отбора мощности.

Слабым местом коробки с прямой передачей является конструкция переднего подшипникового узла ведомого вала, в особенности в тех случаях, когда корпус первичного вала используется в качестве опоры коробки. Вследствие сравнительно редкого применения прямой передачи, а также в результате того, что у тракторных коробок на ведомом валу сидит ведущая шестерня центральной передачи, узел этот сильно нагружен. Между тем возможности его усиления ограничены габаритами. В конструкции, показанной на фиг. 28, сделана попытка устранить этот недостаток переносом пары постоянного зацепления назад. Отрицательными сторонами такого решения являются увеличение нагрузки на пару постоянного зацепления и высокое число оборотов, которое делает промежуточный вал при включении прямой передачи.

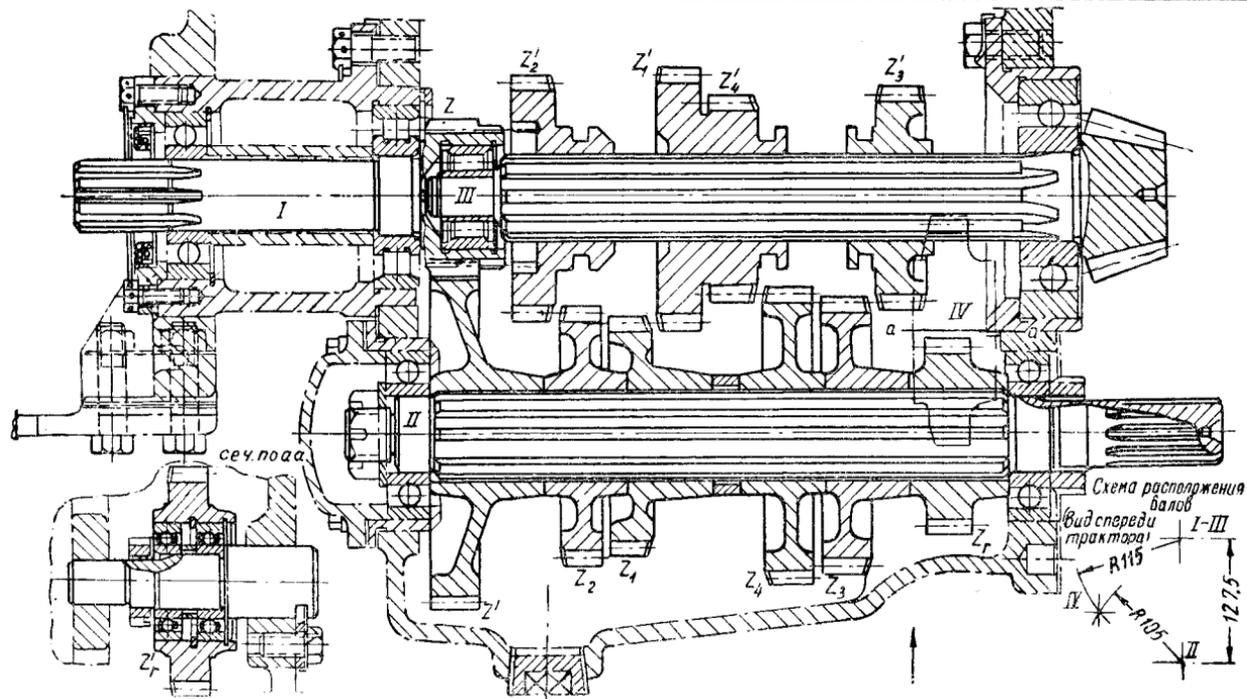
Среди коробок с многопарными передачами основное место занимают коробки составного типа, применяемые главным образом для получения шести ступеней передач. В этих случаях они представляют собой сочетание трехступенчатой коробки передач с дополнительным двухступенчатым редуктором.

Получение требуемого набора передач в составных коробках может быть осуществлено или последовательным сочетанием всех ступеней коробки сначала с одной, затем с другой ступенью редуктора, или каким-нибудь иным порядком. По первому варианту работает коробка передач,



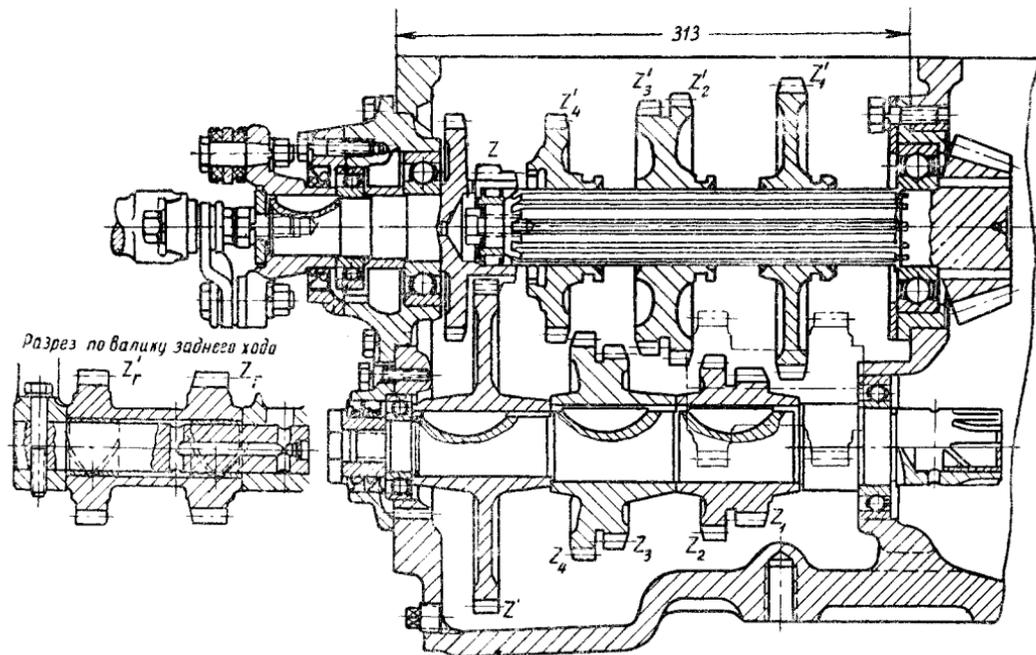
Фиг. 25. Трехступенчатая коробка передач колесного трактора малой мощности.

Шестерни	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_{r1}	z_{r2}
Число зубьев	13	39	17	35	26	26	22	35
Передачи	I		II		III		Задний ход	
Сцепление шестерен	$\frac{z_1'}{z_1}$		$\frac{z_2'}{z_2}$		$\frac{z_3'}{z_3}$		$\frac{z_{r1} z_{r2}}{z_1 z_{r1}}$	
Передачное число	3,00		2,06		1,00		2,7	



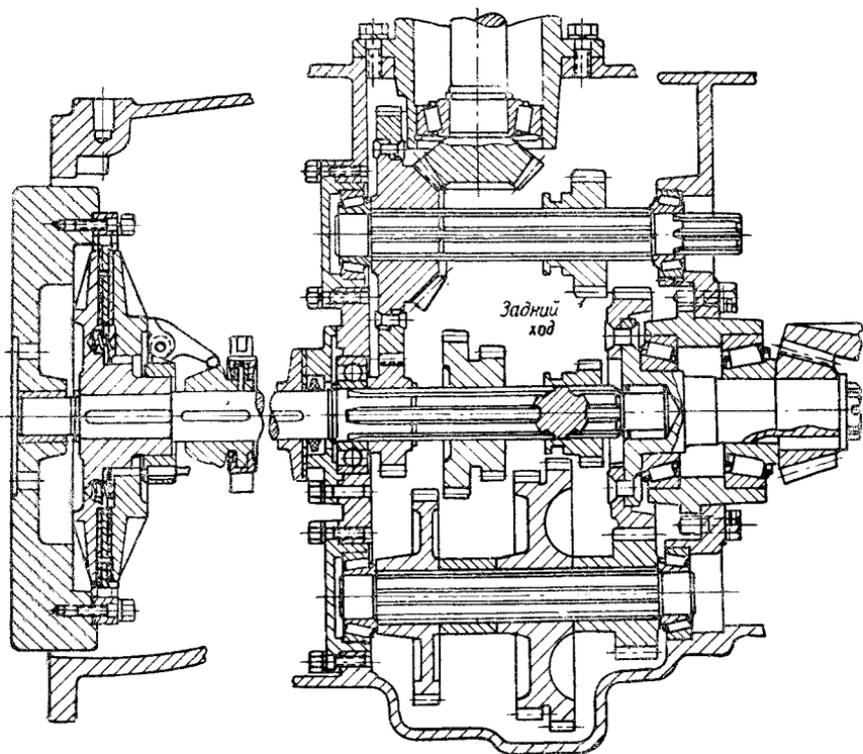
Шестерня	z	z'	z_r	z_r	z_1	z_1	z_2	z_2'	z_3	z_3	z_4	z_4'	
Число зубьев	16	34	19	23	24	27	26	24	28	23	30	21	
Передачи	I	II		III		IV		V		Задний ход			
Сцепление шестерен	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z'}{z_1}$	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z'}{z_2}$	$\frac{z'}{z_1}$	$\frac{z'}{z_2}$	$\frac{z'}{z_3}$	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z'}{z_4}$	Прямая передача	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z'}{z_r}$	$\frac{z'}{z_5}$
	$\frac{z}{z_1}$	$\frac{z}{z_2}$	$\frac{z}{z_3}$	$\frac{z}{z_4}$	$\frac{z}{z_5}$	$\frac{z}{z_6}$	$\frac{z}{z_7}$	$\frac{z}{z_8}$	$\frac{z}{z_9}$		$\frac{z}{z_r}$	$\frac{z}{z_{10}}$	$\frac{z}{z_{11}}$
Передачное число	2,39	1,96	1,74	1,48	1	2,57							

Фиг. 26. Коробка передач трактора КД-35.

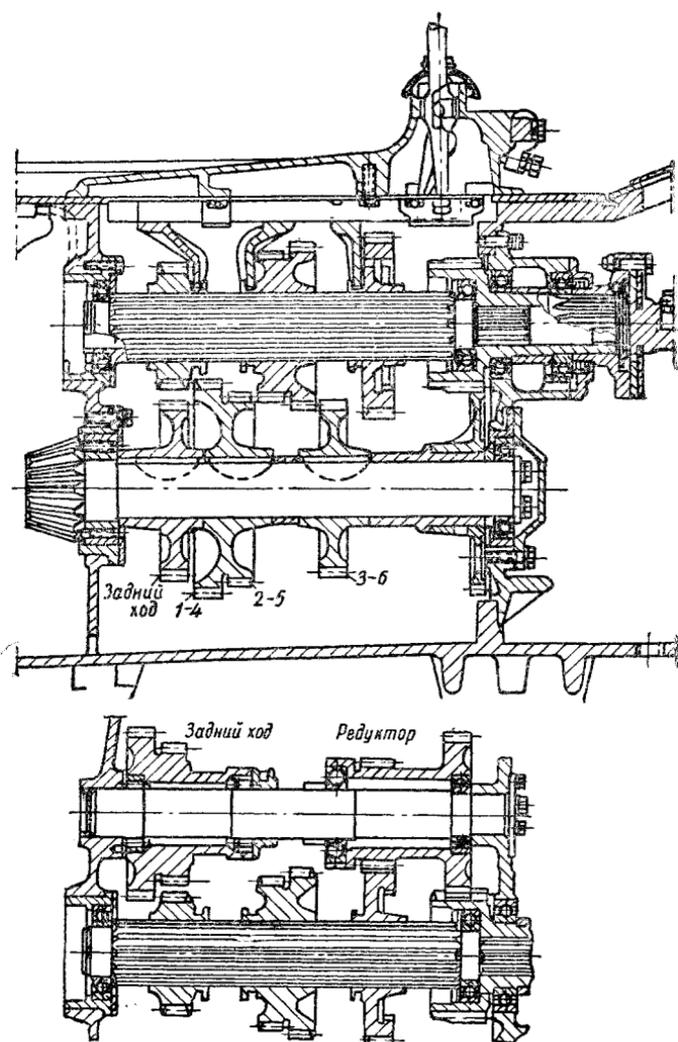


Фиг. 27. Пятиступенчатая коробка передач колесного трактора универсального типа.

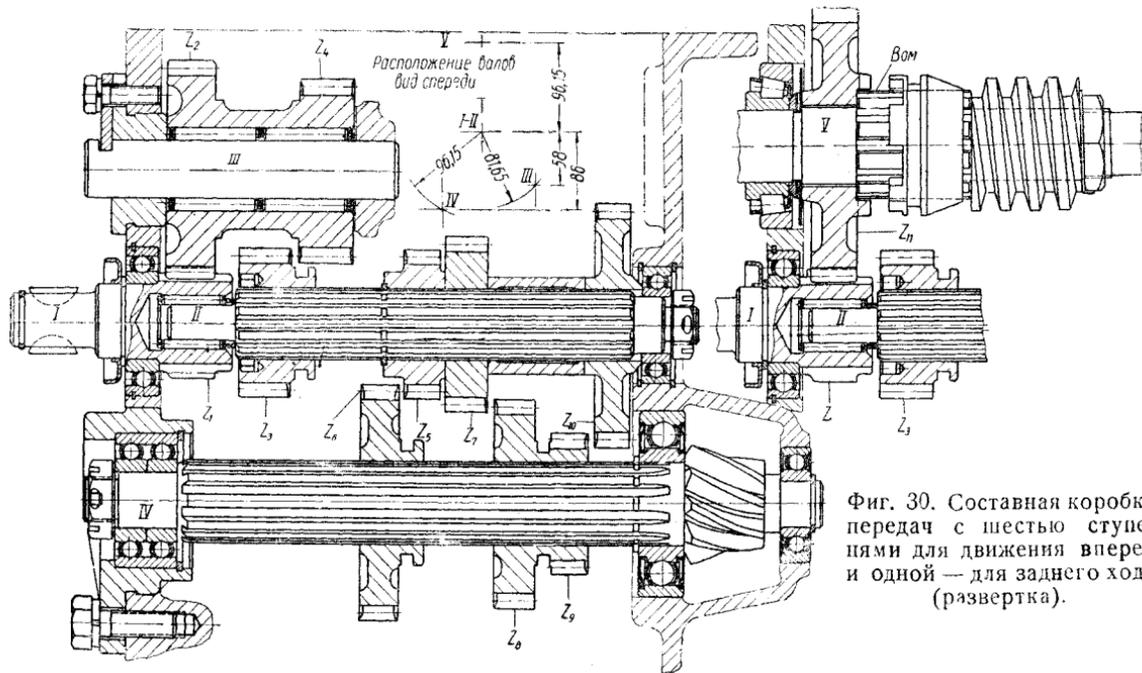
Шестерня	z	z'	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_4'		z_f	z'_f
Число зубьев	18	55	23	47	28	42	31	39	35	35		22	23
Передачи	Пара постоянного зацепления		I	II	III	IV	V				Задний ход		
Сцепление шестерен	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z'}{z} \frac{z_1'}{z_1}$	$\frac{z_2'}{z_2} \frac{z_1'}{z_1}$	$\frac{z_3'}{z_3} \frac{z_2'}{z_2} \frac{z_1'}{z_1}$	$\frac{z_4'}{z_4} \frac{z_3'}{z_3} \frac{z_2'}{z_2} \frac{z_1'}{z_1}$	Прямая передача	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z'_f}{z_2}$	$\frac{z_1'}{z_f}$				
Передачное число	3,06	6,24	4,58	3,84	3,06	1,00	5,36						



Фиг. 28. Коробка с прямой передачей и задним расположением пары постоянного зацепления.

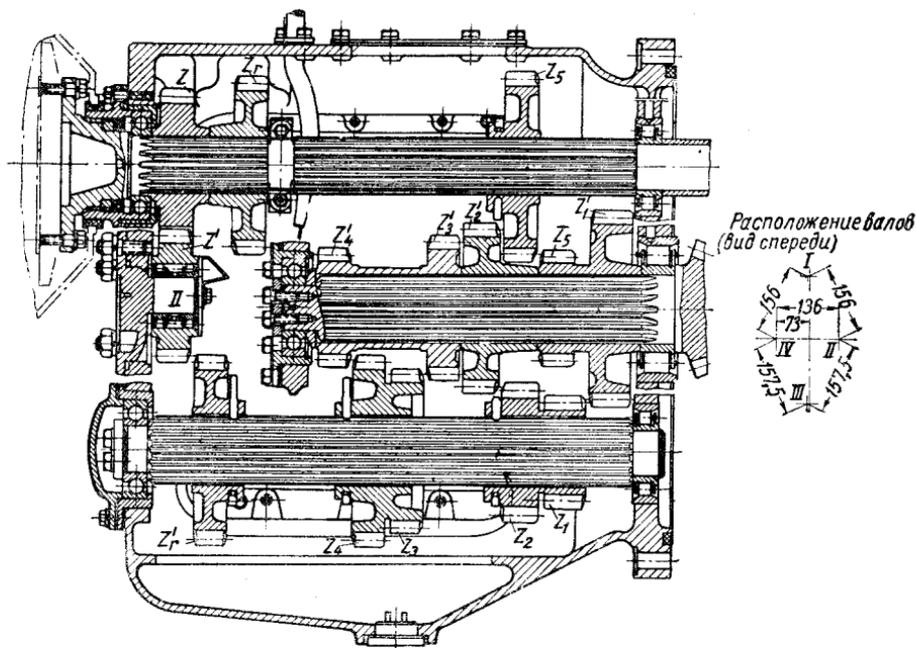


Фиг. 29. Составная коробка передач с шестью ступенями для движения вперед и двумя — для заднего хода.



Фиг. 30. Составная коробка передач с шестью ступенями для движения вперед и одной — для заднего хода (развертка).

Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{11}
Число зубьев	14	31	20	25	20	33	21	29	19	34	39	39
Передача	I	II		III	IV	V			VI	Задний ход	Отбор мощности	
Сцепление шестерен	$\frac{z_2}{z_3} \frac{z_3}{z_4} \frac{z_6}{z_5}$	$\frac{z_9}{z_1} \frac{z_3}{z_4} \frac{z_6}{z_7}$	$\frac{z_{11}}{z_5}$	$\frac{z_8}{z_7}$	$\frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_4} \frac{z_6}{z_{10}}$	$\frac{z_9}{z_{10}}$	$\frac{z_9}{z_1} \frac{z_4}{z_4}$	$\frac{z_{11}}{z_1}$				
Передачное число	2,93	2,14	1,65	1,21	0,99	0,56	2,93	2,78				



Фиг. 31. Коробка передач трактора „Сталинец-80“ (развертка).

Шестерня		z	z'	z_r	z_r'	z_1	z_1'	z_2	z_2'	z_3	z_3'	z_4	z_4'	z_5	z_5'	
Число зубьев		22	19	26	28	15	30	20	25	24	21	28	17	27	16	
Передачи		I			II			III			IV		V			
Передний ход	Сцепление шестерен	$\frac{z'}{z}$	$\frac{z_r'}{z_r}$	$\frac{z_1'}{z_1}$	$\frac{z_2'}{z_2}$	$\frac{z_3'}{z_3}$	$\frac{z_4'}{z_4}$	$\frac{z_5'}{z_5}$	$\frac{z_6'}{z_6}$	$\frac{z_7'}{z_7}$	$\frac{z_8'}{z_8}$	$\frac{z_9'}{z_9}$	$\frac{z_{10}'}{z_{10}}$	$\frac{z_{11}'}{z_{11}}$	$\frac{z_{12}'}{z_{12}}$	$\frac{z_{13}'}{z_{13}}$
	Передаточное число	2,54			1,58			1,10			0,77		0,59			
Задний ход	Сцепление шестерен	$\frac{z_r'}{z_r}$	$\frac{z_1'}{z_1}$	$\frac{z_2'}{z_2}$	$\frac{z_3'}{z_3}$	$\frac{z_4'}{z_4}$	$\frac{z_5'}{z_5}$	$\frac{z_6'}{z_6}$	$\frac{z_7'}{z_7}$	$\frac{z_8'}{z_8}$	$\frac{z_9'}{z_9}$	$\frac{z_{10}'}{z_{10}}$	$\frac{z_{11}'}{z_{11}}$	$\frac{z_{12}'}{z_{12}}$	$\frac{z_{13}'}{z_{13}}$	—
	Передаточное число	2,15			1,34			0,94			0,65		—			

показанная на фиг. 29. При таком варианте приходится реже прибегать к переключению шестерен в редукторе, чем при иных вариантах составных коробок. В коробке, показанной на фиг. 30, имеющей шесть передач вперед и одну назад, переход с одной ступени на другую без переключения шестерен в редукторе возможен только для двух пар смежных передач: первой — второй и третьей — четвертой. В то же время наиболее употребительные рабочие скорости (третья и четвертая) и наиболее употребительная транспортная скорость (шестая) получаются при прямой передаче в редукторе.

Другие схемы коробок с многопарными передачами применяются обычно при наличии каких-либо специальных требований. На фиг. 31 показана коробка передач трактора „Сталинец-80“ с пятью передачами вперед и четырьмя — назад. Передача вращения с ведущего вала на ведомый вал коробки производится на пятой передаче непосредственно, а на всех остальных — через редуктор переднего и заднего ходов.

Во всех приведенных конструкциях переключение передач производится посредством передвижных шестерен. Коробки передач с шестернями постоянного зацепления имеют ограниченное распространение, хотя их применение могло бы облегчить переключение передач и устранить преждевременный выход из строя шестерен вследствие разрушения торцов зубьев при переключениях.

Управление коробками. Тормозки первичного вала передач

Как показывает практика эксплуатации, основное внимание в механизме управления тракторными коробками должно быть уделено надежной фиксации положения, занимаемого передвижными вилками, исключающей возможность самопроизвольного выключения шестерен во время работы. Точно так же важно обеспечить включение шестерен на полную длину зуба.

Фиксация вилок переключения в тракторных коробках осуществляется двумя способами: стопорами и замками.

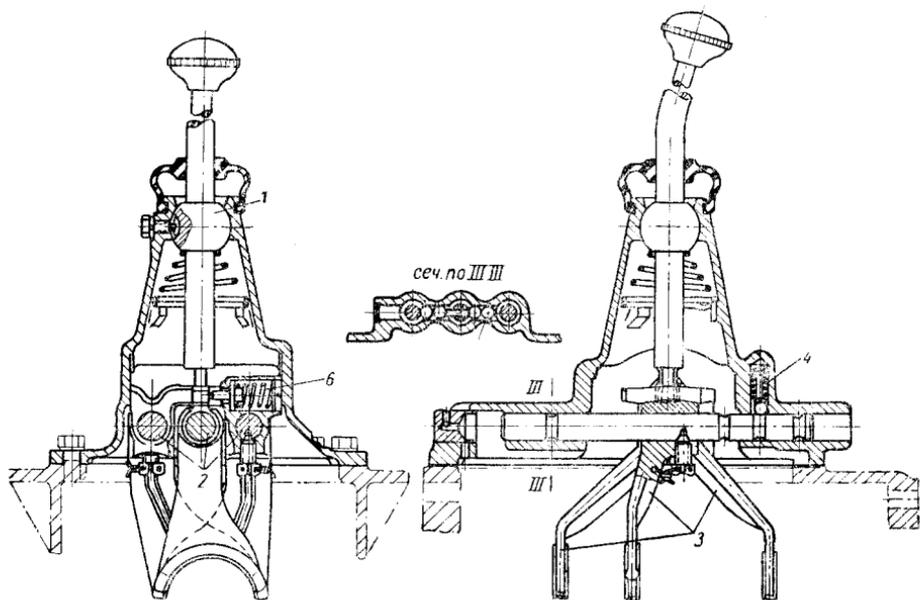
Типовой механизм переключения для пятиступенчатой коробки передач с шариковыми стопорами показан на фиг. 32. Механизм снабжен предохранителем 5, устраняющим возможность одновременного включения двух передач, и предохранителем 6, исключающим возможность ошибочного включения заднего хода.

Механизм управления пятиступенчатой коробкой передач, показанной на фиг. 27, имеет ряд конструктивных особенностей (фиг. 33). Валик с вилкой, включающей прямую передачу, имеет здесь два фиксатора, из которых один запирает валик при перемещении его вперед, а второй — при перемещении назад. Такая конструкция вызвана тем, что при небольших ходах этой вилки трудно разместить на валике рядом три лунки для шарика фиксатора. Предохранение от одновременного включения двух передач осуществляется скобой, приваренной точечной сваркой к заднему кронштейну валиков и отделяющей один валик от другого. Перемещения валиков ограничиваются пластиной 8, в которую они упираются в крайних положениях. Винт 7 устраняет возможность включения прямой передачи. Как указывалось выше, этот винт устанавливают на тракторах, снабжаемых металлическими колесами. Из других особен-

ностей рассматриваемого механизма следует отметить применение прямоугольных валиков 6 с приваренными к ним вилками 7 вместо обычных круглых и применение в качающемся рычаге переключения 3 шарнира 5 карданного типа вместо обычного шарового.

В некоторых конструкциях в качестве стопоров применяются цилиндрические стержни с коническими наконечниками.

Стопоры шариковые и стержневые не гарантируют от самовыключения

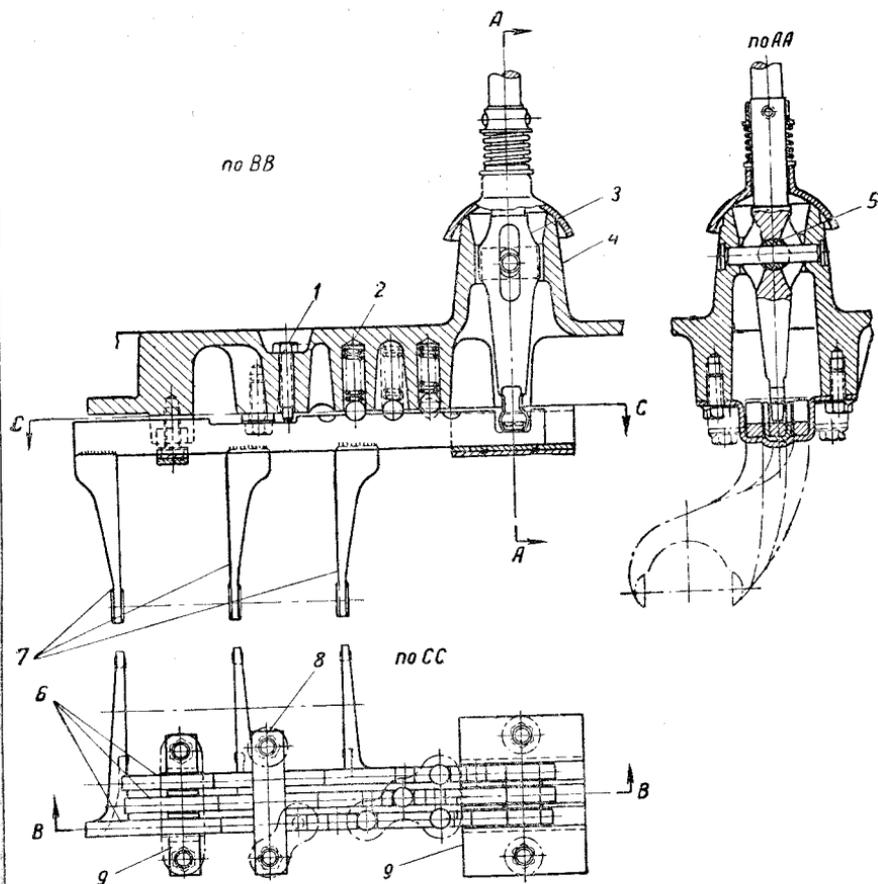


Фиг. 32. Механизм переключения передач пятиступенчатой коробки:

1 — рычаг переключения; 2 — валки переключения; 3 — вилки переключения; 4 — детали фиксатора; 5 — детали предохранителя от одновременного включения двух передач; 6 — детали предохраняющие от ошибочного включения заднего хода.

передат при перекосах шестерен. Возникающие при этом во время работы на зубьях осевые составляющие могут достигать, в особенности у мощных тракторов, величин, достаточных для выталкивания стопора из лунки.

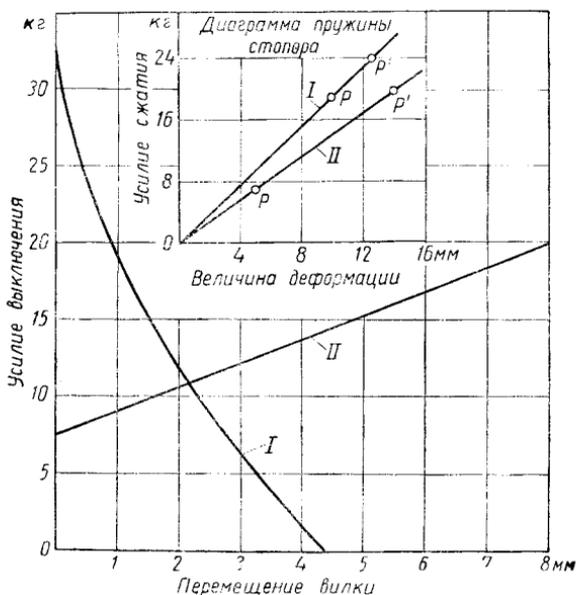
Величина усилий, необходимых для выключения вилки коробки передач при стопорах разного типа, показана на диаграмме фиг. 34, где кривая I относится к шариковому стопору, а кривая II — к стержневому. Для сравнимости потребных усилий пружины стопоров в обоих случаях взяты с примерно одинаковой характеристикой. Кривые показывают, что величина осевых усилий, могущих вызвать самопроизвольное выключение шестерен, невелика, причем шариковые стопоры дают более устойчивую фиксацию, чем стержневые. Однако эта устойчивость снижается по мере износа кромок лунки, так как усилие, необходимое для выключения шарика, резко падает с уменьшением глубины лунки. Поэтому ввиду недостаточной надежности фиксации вилок переключения посредством стопоров на некоторых тракторах, в частности на мощных, применяются механизмы переключения передач с фиксаторами замкового типа.



Фиг. 33. Механизм управления коробкой передач, показанной на фиг. 27:

1 — замок прямой передачи; 2 — фиксаторы в сборе; 3 — рычаг переключения передач; 4 — крышка картера трансмиссии; 5 — карданный шарнир рычага переключения передач в сборе; 6 — валики переключения передач; 7 — вилки переключения передач; 8 — ограничитель хода валиков; 9 — кронштейны валиков переключения.

Конструкция такого механизма для четырехступенчатой коробки передач и схема его работы показаны на фиг. 35. Положение вилки переключения 9 фиксируется двумя призматическими выступами на подвижной кулисе механизма 5, заходящими в соответствующие пазы, имеющиеся на вилках. Когда механизм заперт, выступы заходят в пазы всех трех вилок. Чтобы передвинуть какую-либо вилку, нужно предварительно удалить из нее удерживающий ее замок, передвинув соответственно кулису. К концу включения вилка подходит к отжату замку



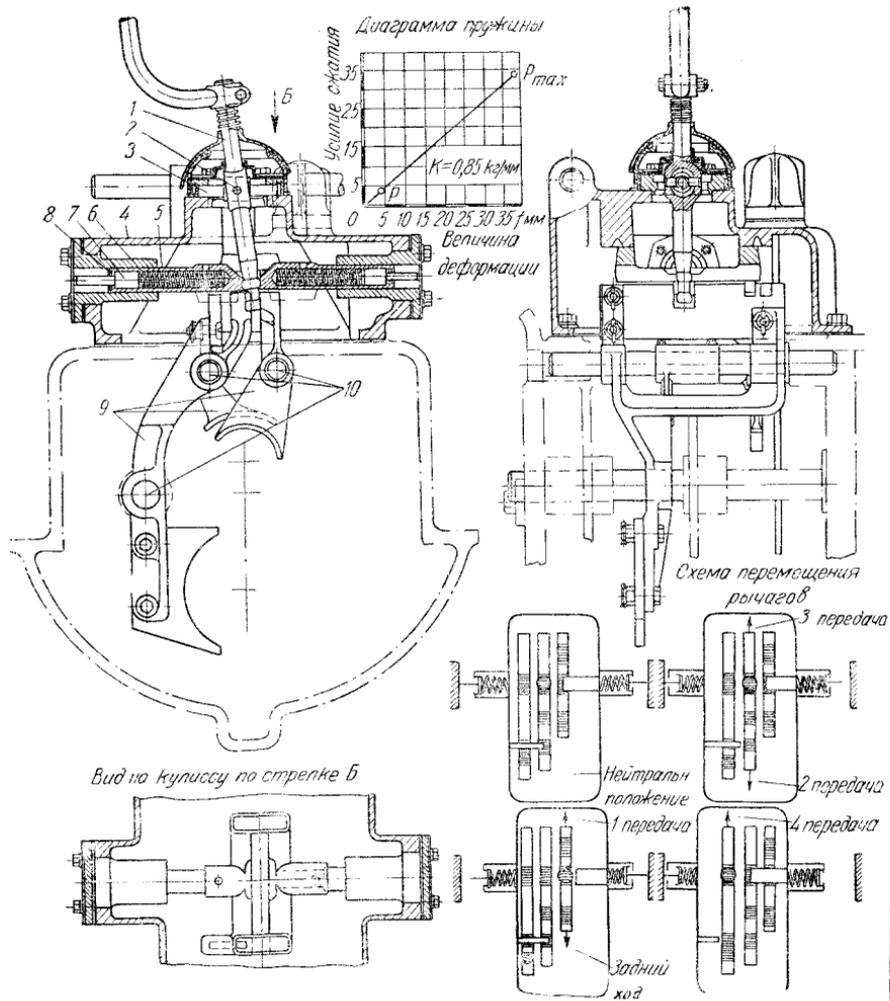
Фиг. 34. Кривые усилий выключения вилки коробки передач при стопорах разного типа:

I — стопор шариковый; *II* — стопор стержневой; *P* — усилие пружины стопора при включенной передаче; *P'* — максимальное усилие пружины при выключении передачи.

другим своим пазом, и кулиса под действием пружины 6 возвращается в свое первоначальное положение, вновь запирая вилку. Из других элементов рассматриваемого механизма следует отметить шарнир карданного типа в рычаге переключения 1, который применен взамен обычного шарового, аналогично тому, как это сделано в механизме переключения передач, показанном на фиг. 33.

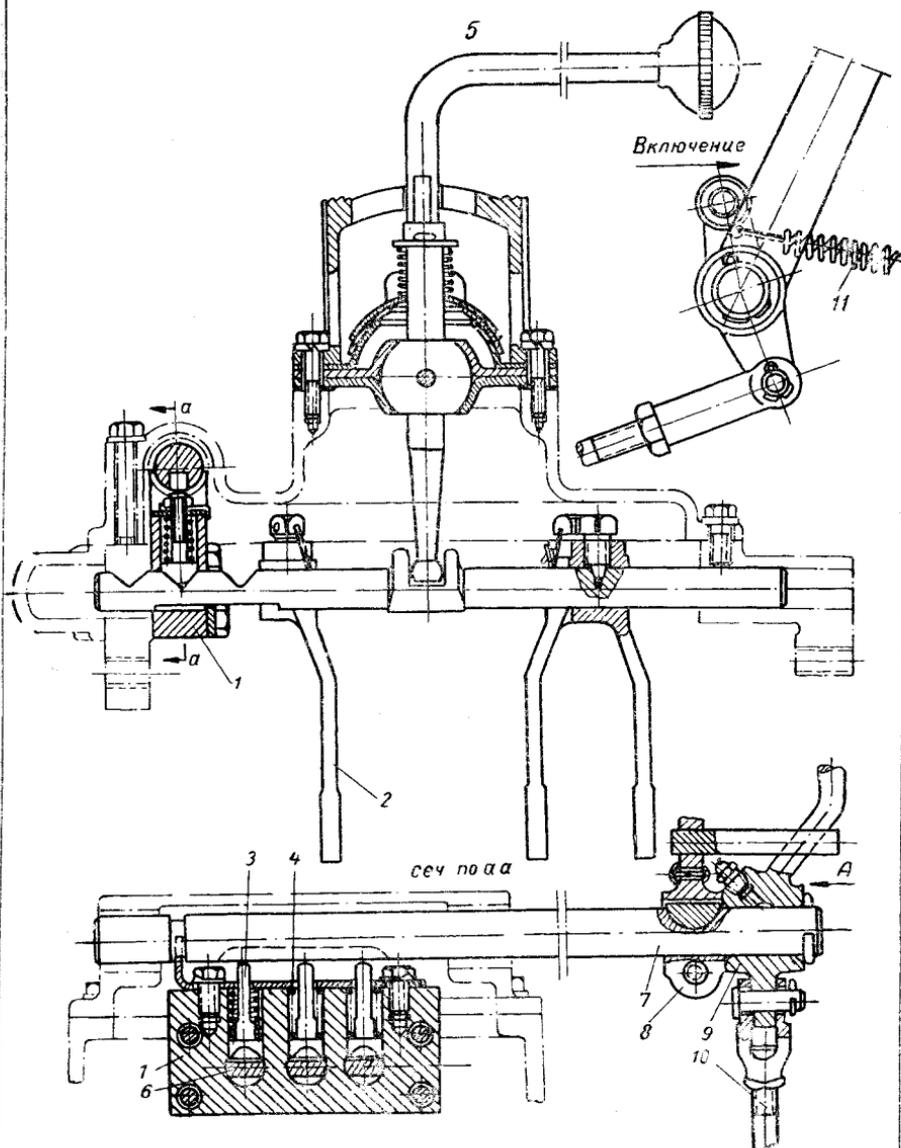
В последнее время на тракторах начинают применять блокировку механизма переключения передач с приводом главной муфты. Такая блокировка устраняет возможность переключения передач без предварительного выключения муфты.

У трактора „Кировец Д-35“ (фиг. 36) блокировка осуществляется специальным валиком 7, установленным над фиксаторами 3 и связанным с рычагом муфты сцепления. На валике имеется продольный паз, ширина которого соответствует размерам стержней фиксаторов. Переключе-



Фиг. 35. Механизм переключения передач с фиксаторами замкового типа для четырехступенчатой коробки:

1 — рычаг переключения; 2 — ось кардана рычага переключения; 3 — палец кардана; 4 — корпус механизма; 5 — кулиса; 6 — пружина кулисы; 7 — упор пружины; 8 — стопорное кольцо; 9 — вилки переключения; 10 — валы переключения.



Фиг. 36. Механизм переключения передач трактора „Кировец Д-35“:

1 — корпус механизма; 2 — вилки переключения; 3 — фиксаторы; 4 — пружины фиксаторов; 5 — рычаг переключения передач; 6 — валики переключения; 7 — валик блокировки; 8 — рычаг валика блокировки; 9 — рычаг сцепления; 10 — тяга сцепления; 11 — пружина рычага валика блокировки.

чение передач возможно только в том случае, когда паз находится непосредственно над фиксаторами. При любом другом положении валик блокировки не позволяет фиксаторам выходить из лунок на валиках переключения.

Тяги управления муфтой регулируются таким образом, чтобы валик блокировки располагался своим пазом над фиксаторами при полностью выключенной муфте. Рычаг управления муфтой связан с рычагом поворота валика блокировки только при выключении муфты. Включение муфты происходит независимо от поворота валика блокировки, который возвращается в исходное положение самостоятельно под действием оттягивающей его пружины 11. Такая односторонняя связь устраняет возможность поломки фиксаторов, если бы они по каким-либо причинам застряли в валике блокировки.

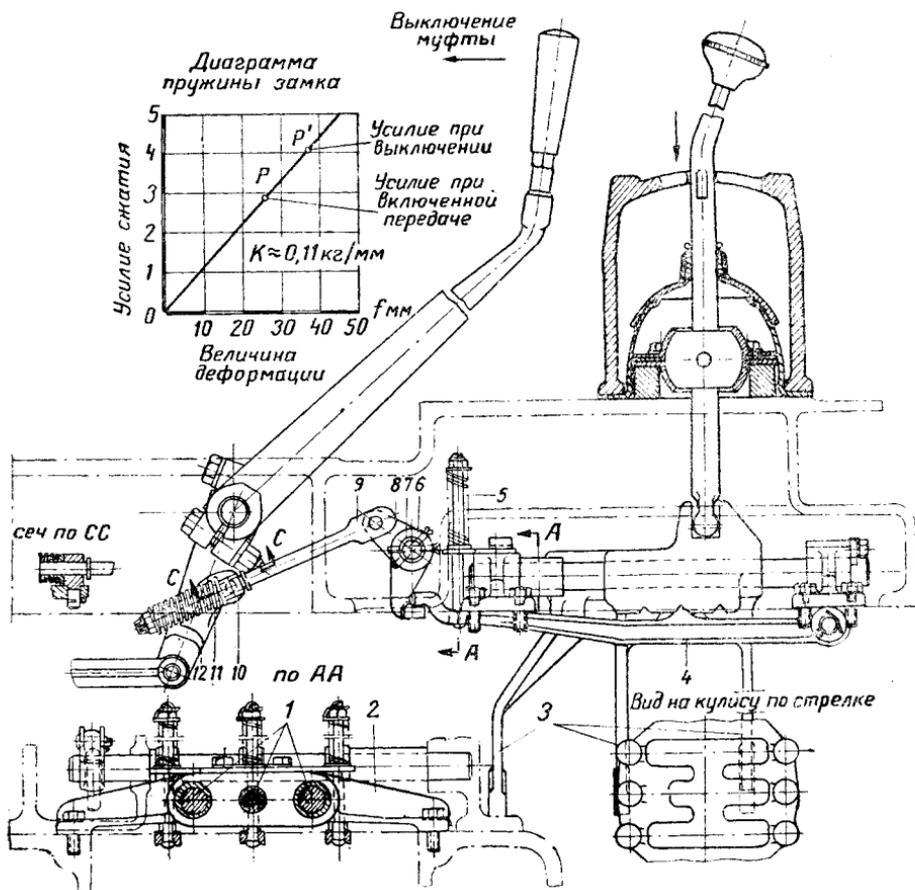
Более сложная конструкция блокировки переключения передач с приводом главной муфты показана на фиг. 37. Блокировка осуществляется рычагами 8, соединенными через тяги 9 с рычагом 12 главной муфты. Пока муфта включена, рычаги 8 держат замки 4, запирающие вилки переключения 3, в верхнем положении, при котором переключение передач невозможно; при выключении муфты замки освобождаются. Обратное включение муфты становится возможным только после того, как переключаемая шестерня будет передвинута в нужное положение и перемещенная вилка станет своим пазом против выступа на замке.

В сложных коробках некоторые передачи получают переключением двух пар шестерен. В таких коробках управление иногда осуществляется двумя отдельными рычагами. Два рычага имеет механизм переключения передач трактора „Сталинец-80“ (фиг. 38). Из них рычаг 2 перемещает шестерни основной коробки, а рычаг 1 — шестерни редуктора переднего и заднего хода. В конструкцию управления коробкой входит механизм блокировки, аналогичный применяемому на тракторе „Кировец Д-35“ (фиг. 36). Направляющая муфта 11 предохраняет от одновременного перемещения двух валиков переключения, а ограничитель 10 и защелка 12 облегчают выбор рычагом управления нужного валика.

Механизм управления коробкой передач составного типа, показанной на фиг. 30, позволяющий переключать шестерни в коробке и в редукторе одним рычагом, изображен на фиг. 39. Принцип работы механизма основан на последовательном включении сначала нужной передачи в редукторе, а потом нужной передачи в коробке. Для этого рычаг управления 1 при перемещении из нейтрального положения передвигает средний валик переключения с вилкой редуктора 3, после чего он отводится в сторону и передвигает один из боковых валиков, на котором сидит вилка включаемой передачи коробки.

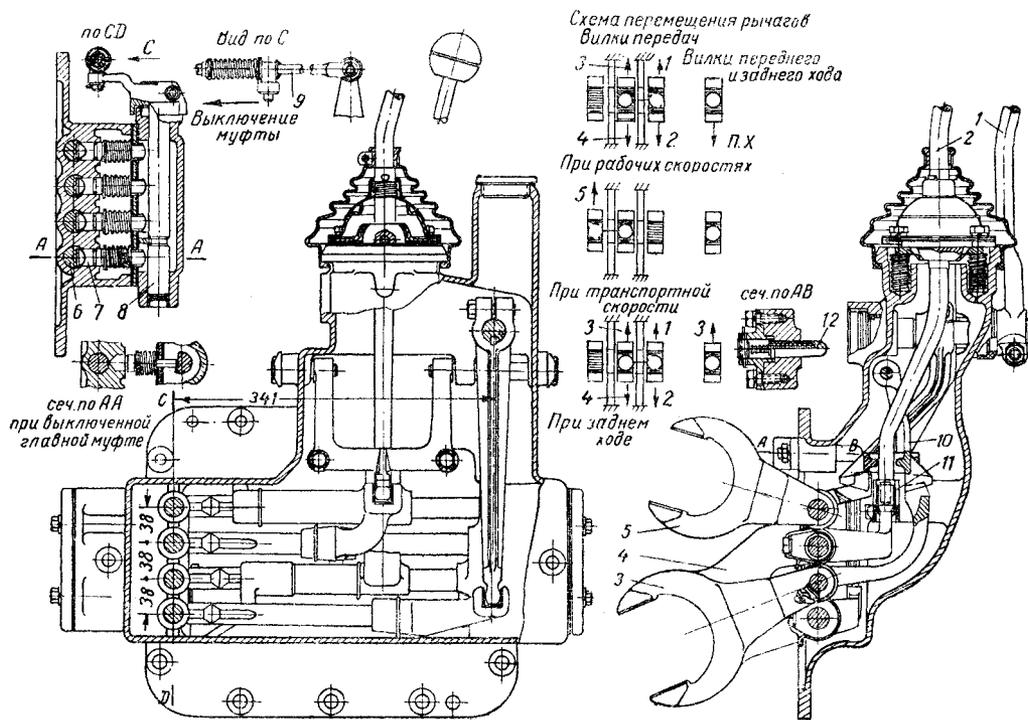
Для облегчения переключения передач и уменьшения при этом ударной нагрузки на зубья шестерен часто применяют торможение первичного вала передач специальными тормозками (фиг. 40). Такие тормозки имеются на всех гусеничных тракторах. На колесных тракторах тормозки применяются реже.

Однако, как показывает опыт эксплуатации тракторов на стальных колесах со шпорами, отсутствие тормозков способствует разрушению торцов зубьев у шестерен коробок передач.



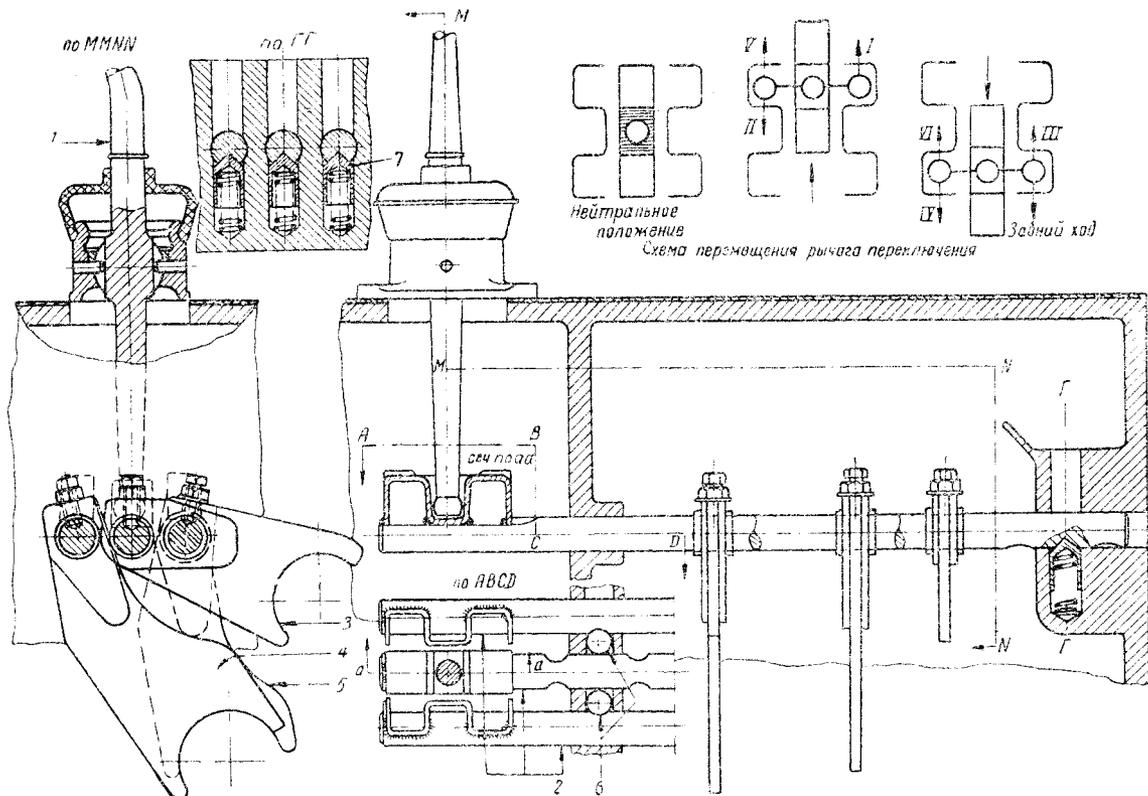
Фиг. 37. Вариант блокировки механизма переключения передач с приводом главной муфты:

- 1 — валики переключения; 2 — корпус механизма; 3 — вилки переключения; 4 — замки;
 5 — пружины замков; 6 — запирающие рычажки; 7 — ось запирающих рычажков;
 8 — рычаг блокирующего механизма; 9 — тяга блокирующего механизма; 10 — сухарь;
 11 — пружина блокирующего механизма; 12 — рычаг главной муфты.

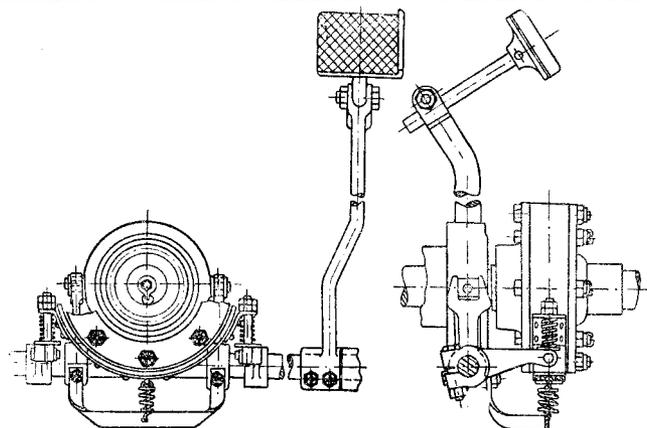


Фиг. 38. Механизм переключения передач трактора „Сталинец-80“:

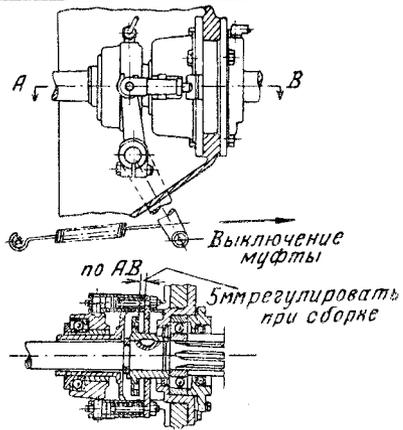
1 — рычаг переднего и заднего хода; 2 — рычаг передач; 3 — вилка I и II передач; 4 — вилка III и IV передач; 5 — вилка V передачи; 6 — валики переключения передач; 7 — фиксаторы; 8 — валик блокировки; 9 — тяга привода муфты сцепления. 10 — ограничитель; 11 — направляющая муфта; 12 — защелка.



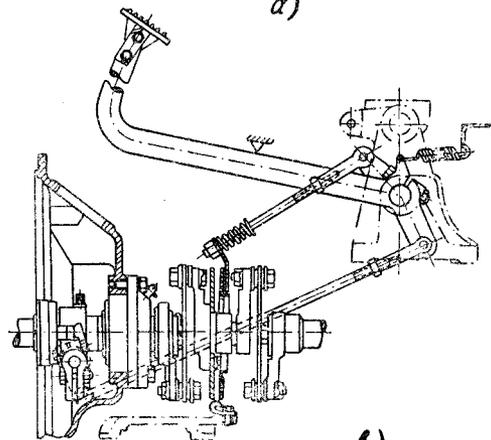
Фиг. 39. Механизм управления коробкой передач составного типа, показанной на фиг. 30:
 1 — рычаг переключения передач; 2 — валики переключения передач; 3 — вилка редуктора; 4 — вилка II, IV, V и VI передач; 5 — вилка I и III передач и заднего хода; 6 — шарики предохранительного замка; 7 — фиксатор в сборе.



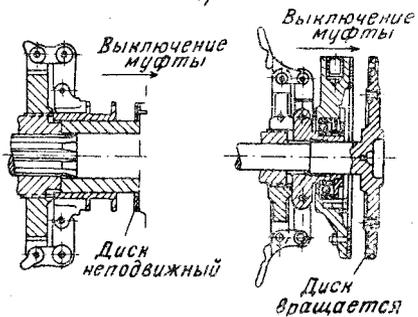
а)



б)



в)



г)

д)

Фиг. 40. Типовые конструкции тормозков первичного вала передач:

а — ленточный тормозок трактора „Коминтерн“; б — дисковый пружинный тормозок трактора СТЗ-НАТИ; в — дисковый шарнирный тормозок; г и д — дисковые тормозки тракторов С-65 и С-80.

Наибольшее распространение получили тормозки дискового типа. Конструкция их при установке муфт сцепления непостоянно замкнутого типа элементарно проста. При применении муфт постоянно замкнутого типа усложняется привод к тормозку. Он должен допускать регулировку начала торможения и иметь в своем составе пружинный элемент, который позволял бы в случае надобности продолжать выключение муфты после окончания включения тормозка.

В табл. 5. приведены данные по тормозкам первичного вала передач ряда тракторов.

Таблица 5

Тормозки первичного вала передач

Трактор	Θ_1 в кгсмсек ²	n_m расчетное число оборотов двигателя в ми- нуту	Радиусы тормозных дисков в мм		Давление на диски при торможении		M_r в кгсм	L_r в кгсм см ²	t в сек.
			r_n	r_b	общее в кг	удельное в кг/см ²			
„Кировец Д-35“ .	2,26	1400	54	30	130	2,05	165	380	2,0
СТЗ-НАТИ . . .	1,0	1250	56,5	32,5	36	0,54	48	130	2,7
„Сталинец-65“ . . .	7,55	850	75	50	100	1,0	190	300	3,5
Эксперименталь- ный	1,1	1500	62	31	130	1,45	120	150	1,0

* При подсчете момента трения давление на диски у трактора СТЗ-НАТИ взято по усилию пружин тормозка в момент выключения муфты, а у других тракторов — по нажатию, получающемуся при усилии на рычаге водителя, равном 15 кг.

Длительность торможения t подсчитывалась по уравнению количества движения:

$$t = \frac{\Theta_1 \omega_m}{M_r}, \quad (19)$$

где Θ_1 — момент инерции первичного вала передач и редуцированный к первичному валу момент инерции всех постоянно с ним кинематически связанных вращающихся масс;

M_r — расчетный момент трения тормозка при $\mu = 0,3$;

ω_m — расчетная угловая скорость коленчатого вала в рад/сек.

Удельная работа трения L_r определялась по формуле

$$L_r = \frac{\Theta_1 \omega_m^2}{2\pi (r_n^2 - r_b^2)}, \quad (20)$$

где r_n — наружный, а r_b — внутренний радиусы тормозных дисков.

Приводы к коробкам передач

У тракторов коробка передач, как правило, отделена от муфты сцепления, и соединение двигателя с трансмиссией осуществляется промежуточной приводной муфтой. Жесткий привод применяется только на некоторой части тракторов безрамной конструкции, у кото-

рых соосность валов муфты сцепления и коробки передач может быть обеспечена надлежащим центрированием заднего фланца блока двигателя и переднего фланца корпуса трансмиссии. В большинстве же случаев, в частности на всех тракторах с остовом рамного или полурамного типов, привод к коробке делается шарнирным, способным приспособляться к взаимным смещениям соединяемых валов.

Как показывают подсчеты, при рамной конструкции остова взаимные смещения валов муфты сцепления и коробки передач могут колебаться в следующих пределах:

в поперечном направлении	6—10 мм
в продольном направлении	4 ÷ 6 мм
перекосы	3 ÷ 4°

Эти смещения получаются в результате неточного расположения механизмов и деформаций рамы во время работы. Для тракторов с полурамной конструкцией остова приведенные значения могут быть снижены примерно вдвое.

Практически для избежания таких больших смещений соединяемых валов применяется регулирование взаимного положения механизмов на раме трактора. Однако опыт эксплуатации показывает, что в процессе работы соосность постепенно нарушается и регулировку положения механизмов приходится периодически повторять. При нарушении соосности соединительные приводы, если они не рассчитаны на работу при больших смещениях, быстро выходят из строя.

В приводах к тракторным коробкам применяются пространственные шарниры следующих типов: 1) свободные соединения; 2) упругие шарниры; 3) карданы.

Вследствие весьма ограниченной приспособляемости одношарнирного привода на практике получил преимущественное распространение двухшарнирный привод.

Двухшарнирный привод к коробке передач трактора СТЗ-НАТИ (фиг. 41) имеет свободные соединения в виде зубчатых муфт. Вал 5 привода центрируется на шаровых опорах. Для фиксации вала в осевом направлении служит дистанционная шайба 6.

Наибольший угол поворота β_{\max} шарнирного соединения при отсутствии закруглений зубьев может лимитироваться или боковым зазором между зубьями (схема А, фиг. 41), или радиальным зазором (схема В). У трактора СТЗ-НАТИ имеет место первый случай.

При длине зубьев $b = 20$ мм и среднем боковом зазоре $\Delta S = 0,43$ мм

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{\Delta S}{b} = \frac{0,43}{20} = 0,0215,$$

откуда $\beta_{\max} = 1^{\circ} 16'$.

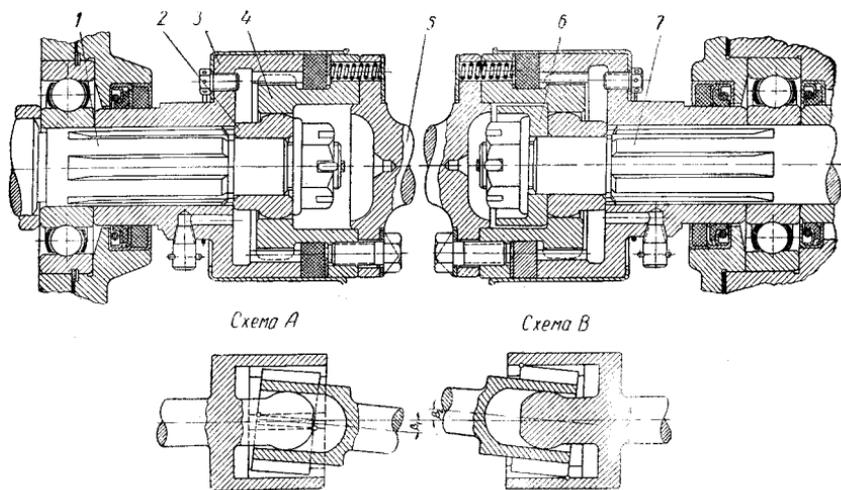
Суммарная угловая приспособляемость двухшарнирного привода α определяется величиной $2\beta_{\max}$, что применительно к трактору СТЗ-НАТИ дает

$$\alpha = 2\beta_{\max} = 2^{\circ} 32'.$$

Поперечная приспособляемость привода при расстоянии между осями шарниров $L = 550$ мм равна $L \operatorname{tg} \beta_{\max} = 11,8$ мм.

Полученные цифры, как показывает расчет допусков, являются достаточными для компенсации возможных неточностей изготовления. Однако в эксплуатации привод оказался одним из наиболее изнашиваемых узлов трактора. Причина этого заключается в дополнительных смещениях сопрягаемых валов во время работы из-за значительных деформаций рамы трактора и в большом внутреннем трении, присущем данному типу шарнира. В настоящее время Сталинградским тракторным заводом разработана более совершенная конструкция привода, описываемая ниже.

На тракторах „Кировец Д-35“ применена другая конструкция привода со свободными соединениями в шарнирах, обладающая по сравне-



Фиг. 41. Привод к коробке передач трактора СТЗ-НАТИ:

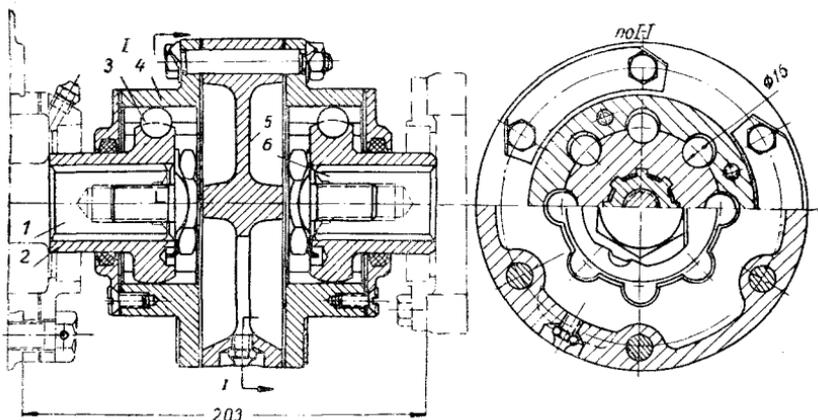
1 — вал муфты сцепления; 2 — центрирующее яблоко; 3 — наружная зубчатка; 4 — внутренняя зубчатка; 5 — вал привода; 6 — дистанционная шайба; 7 — вал коробки передач.

нию с предыдущей большей приспособляемостью во всех направлениях (фиг. 42). Крутящий момент передается здесь шариками 3, заложенными в лунки на внутренней обойме 2 и в канавки на наружной обойме 4 шарнира. Обоймы одновременно используются для центрирования привода. С точки зрения уменьшения износа привода имеет значение, что трение скольжения в шарнирах заменено в основном трением качения.

В приводах с упругими шарнирами пространственная приспособляемость достигается за счет деформаций упругих деталей. Простейшая конструкция одношарнирного упругого привода применяется на тракторах „Универсал“ (фиг. 43). Приспособляемость привода ограничена и достигается за счет сжатия резиновых шайб 3 и деформаций стального диска 5, соединяющего лапы 2 и 6 приводной муфты. Детали привода, как показывает практика, быстро изнашиваются.

К приводам с упругими шарнирами может быть отнесена конструкция, разработанная Сталинградским тракторным заводом (фиг. 44). Упругими элементами шарниров являются резино-металлические втулки 3, показанные на фигуре отдельно. Резиновые втулки завулканизированы

в стальные четырехслойные трубки из сетки с отверстиями диаметром в 0,5 мм и обтянута снаружи прорезиненной тканью толщиной 3 мм. По техническим условиям резина, идущая на втулки, должна иметь прочность на разрыв не менее 15 кг/см² и удлинение не менее 350% при остаточном удлинении не более 25%. Испытания привода на трак-

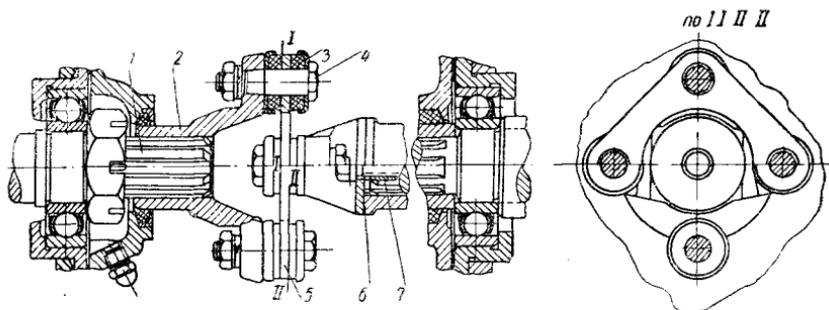


Фиг. 42. Привод к коробке передач трактора КД-35:

1 — вал муфты сцепления; 2 — внутренняя обойма; 3 — шарики; 4 — наружная обойма; 5 — соединительное кольцо; 6 — вал коробки передач.

торе СТЗ-НАТИ дали благоприятные результаты. Привод оказался достаточно износостойким, работает бесшумно и не нуждается в смазке.

Особенностью упругих шарниров является возникновение в них при смещениях соединяемых валов усилий деформации, нагружающих детали

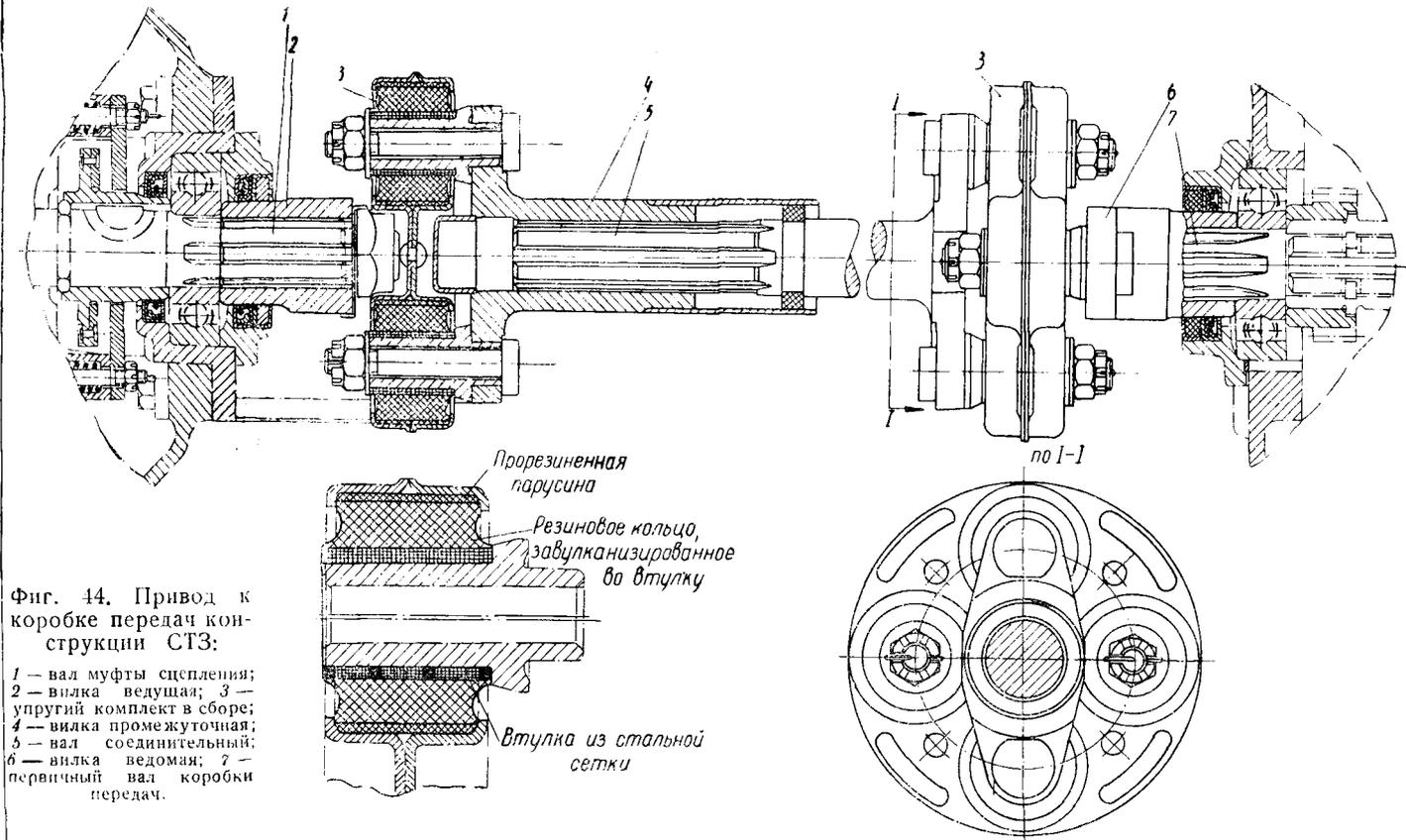


Фиг. 43. Привод к коробке передач трактора „Универсал“:

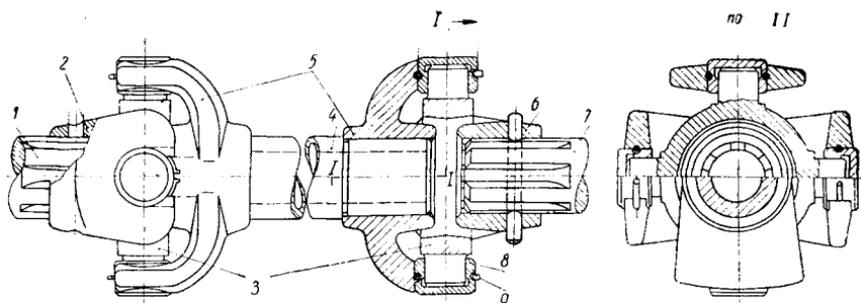
1 — вал муфты сцепления; 2 — ведущая лапа привода; 3 — шайбы резиновые; 4 — пальцы упругих шарниров; 5 — диск привода; 6 — ведомая лапа привода; 7 — вал коробки передач.

шарниров и увеличивающих давление на опоры валов. Усилия эти не поддаются расчету и могут быть определены только экспериментально.

Высокой приспособляемостью к смещениям соединяемых валов обладают шарниры карданного типа. Ценным качеством этих шарниров является также то, что они не создают значительных дополнительных нагрузок на опоры соединяемых валов. Момент, возникающий при работе карданной передачи в продольной плоскости распо-



жения валов, равняется $M_{кр} \sin \gamma$, где $M_{кр}$ — крутящий момент, передаваемый шарниром, а γ — угол наклона шарнира. Расчеты, проведенные применительно к трактору КД-35, показывают, что при значении угла γ в 4° указанный момент повышает нагрузки на подшипники соединяемых валов не больше чем на 80% .



Фиг. 45. Вариант карданного привода к коробке передач трактора:

1 — вал муфты сцепления; 2 — вилка кардана подвижная; 3 — крестовины кардана; 4 — вал кардана; 5 — вилки карданного вала; 6 — вилка кардана неподвижная; 7 — вал коробки передач; 8 — колпачки; 9 — стопорные кольца колпачков.

Конструкция карданного привода к коробке передач трактора показана на фиг. 45. Кардан не имеет продольной приспособляемости. Шарниры его работают на скользящих втулках. Масленки для смазки шарниров не предусмотрены, однако возможность работы привода без регулярной смазки в эксплуатационных условиях вызывает сомнение.

Шестерни коробок передач

В тракторных коробках применяются прямозубые шестерни эвольвентного профиля с углом исходного контура режущего инструмента в 20° . Одно время были широко распространены укороченные так называемые двухмодульные зубья. Однако в последних конструкциях можно отметить тенденцию к переходу на зубья нормальной высоты, что связано с повышением точности изготовления шестерен, позволяющей обеспечить участие в работе одновременно двух пар зубьев. Обычно все шестерни коробки имеют зубья одинакового модуля. Из ряда коробок передач, рассмотренных ниже, только у коробки трактора Фармолл Н зубья шестерен постоянного зацепления имеют модуль, отличный от остальных шестерен. Коррекция зубьев большого распространения не получила. Она применяется или для улучшения условий зацепления в парах, где одна из шестерен имеет малое число зубьев, или для более тонкого подбора ряда передач. В последнем случае применяется снижение суммы чисел зубьев у шестерен скорректированной пары на единицу против номинала.

В табл. 6 приведены основные размерные параметры шестерен коробок передач ряда тракторов.

Шестерни тракторных трансмиссий изготавливают из легированных цементируемых сталей. В отдельных случаях менее нагруженные шестерни изготавливают из среднеуглеродистых сталей без цементации. В послед-

Шестерни коробок передач

Трактор	Момент на ведущем валу коробки в кгсм	Шестерни	Межцентровое расстояние А в мм	Число зубьев z	Модуль <i>m</i> в мм	Угол зацепления α в градусах	Длина зубьев в мм	Высота в мм		Зацепление
								головки зуба <i>h'</i> при нарезке	зуба <i>h</i>	
„Универсал“	1300	I передачи	117	16	4,5/3,6	20	22	3,6	8,1	Нулевое
		II передачи		36			24	3,6		
		III передачи		20			22	3,6		
				25			22	3,6		
				27			22	3,6		
Фармолл Н	1170	Постоянного зацепления	5 дюймов	18	Питч 7,3	20	13,1	5,4	8,5	Смещенное симметричное
				55			14,3	1,8		
		I передачи	5 "	23	Питч 7,0	20	20	4,6	8,9	Смещенное симметричное
				47			18,5	2,6		
				28			16,3	3,6		
II передачи	5 "	42	Питч 7,0	20	13,1	3,6	8,9	Нулевое		
III передачи	5 "	31			14,3	3,6				
IV передачи	5 "	39	7,0	20	14,3	3,6	8,9			
				35	Питч 7,0	20	14,3	3,6	8,9	
				35			14,3	3,6		
Оливер 70	1325	Редуктора	Пара постоянного зацепления	3 ³ / ₁₄ дюйма	Питч 7,0	20	28	4,3	8,35	Смещенное симметричное
				31			28	2,9		
		Пара переключаемая	I и III передач	3 ³ / ₁₄ дюйма	Питч 7,0	20	29	3,6	8,35	Нулевое
				20			29	3,6		
				31 ¹ / ₁₄ дюйма			20	3,6		
				33			21	3,6		
II и IV передач	V и VI передач	31 ¹ / ₁₄ дюйма	Питч 7,0	20	23	3,6	8,35			
		29			23	3,6				
				34	Питч 7,0	20	19	3,6	8,35	
				19			20	3,6		

КД-35	1900	Постоянного зацепления	127,5	16 34	5/3,75	22° 50' 35"	32	5,25	8,5	Смещенное несимметричное	
		I передачи	127,5	24 27			23,5	3,75			
		II передачи	127,5	26 24	5/3,75	22° 50' 35"	23,5	5,0			
		III передачи	127,5	28 23			27	3,75			
		IV передачи	127,5	30 21	5/3,75	20	27	3,75			
				27			3,75				
СТЗ-НАТИ	3000	I передачи	157,5	15 48	5/3,75	20	31	4,75	8,44	Смещенное симметричное	
		II передачи	157,5	17 46	5/3,75	20	34	3,75			
		III передачи	157,5	19 44			5/3,75	20			32
		IV передачи	157,5	25 38	5/3,75	20					32
											28
						28	3,75				
Сталинец-80*	6650	Редуктора {	Ведущая	143,5	22	7	20	38	7	15,4	Нулевое
			Промежуточная	164,5	19	7	20	38	7		
			Ведомая		28	7	20	38	7		
		I передачи	157,5	15 30	7	20	46	7			
		II передачи	157,5	20 25	7	20	42	7			
		III передачи	157,5	24 21	7	20	42	7			
		IV передачи	157,5	28 17	7	20	36	7			
		V передачи	150,5	27 16	7	20	36	7			
							38	7			
								38	7		

Материал шестерен тракторных трансмиссий

Трактор	Наименование стали	Марка стали	Термическая обработка	На изготовление каких шестерен применяется
„Универсал“	Хроми- стая	20X	Цементация на глубину 1,3—1,7 мм. Закалка до твердости $R_C=56$	Все шестерни трансмиссии, кроме перечисленных ниже
	Хроми- стая	40X	Закалка до твердости 302—255 НВ	Шестерни передачи на вал отбора мощности
	Хромони- келевая	12ХНЗА	Цементация на глубину 1,5—2 мм. Закалка до твердости $R_C=58$	Ведущая шестерня конечной передачи
СТЗ-НАТИ	Хроми- стая	20X	Цементация на глубину 1,2—1,5 мм. Закалка до твердости $R_C=56 \div 63$	Все шестерни трансмиссии, кроме указанной ниже
	Хромони- келевая	12ХНЗА	Цементация на глубину 1,2—1,5 мм. Закалка до твердости $R_C=56 \div 63$	Ведущая шестерня конечной передачи
„Сталинец-80“	Хромони- келевая	20ХНЗА	Цементация на глубину 1,5—1,9 мм. Закалка до твердости $R_C=56$	Все шестерни трансмиссии, кроме перечисленных ниже.
	Хромомо- либденовая	30ХМА	Цементация на глубину 1,5—1,9 мм. Закалка до твердости $R_C=56$	Вал с малой шестерней центральной передачи
	Хромони- келевая	50ХН	Поверхностная закалка токами высокой частоты на глубину не менее 2,5 мм. Твердость закаленного слоя $R_C=50$	Ведомая шестерня второй пары конечной передачи
Фармолл Н	Хромомо- либденовая	4119 SAE	Цементация на глубину 0,9—1,3 мм. Закалка до твердости $R_C=58 \div 63$.	Все шестерни трансмиссии, кроме указанных ниже.
	Марганце- волибде- новая	4042 SAE	Поверхностная закалка токами высокой частоты. Твердость закаленного слоя $R_C=48 \div 52$	Венец шестерни конечной передачи

нее время в связи с распространением закалки с нагревом токами высокой частоты нецементируемые стали начинают применять и для ответственных шестерен. В частности венцы больших шестерен конечных передач у трактора „Сталинец-80“ имеют поверхностную закалку. Данные о материале шестерен ряда тракторов приведены в табл. 7.

Как показывает опыт эксплуатации тракторов, основными видами повреждений шестерен коробок передач являются:

1. Разрушение и смятие зубьев на торцах со стороны включения.
2. Отслаивание цементационного слоя.
3. Износ зубьев в результате истирания рабочей поверхности.
4. Выкрашивание рабочих поверхностей (питтинг).

Поломки зубьев происходят редко и обычно вызываются какими-либо случайными причинами. Тем не менее расчет зубьев на прочность до сих пор является одним из основных, поскольку методика расчета на износ все еще остается недостаточно разработанной. Расчет на прочность обычно ведется или по формуле Льюиса, или по близкой ей упрощенной формуле А. В. Осипяна¹:

$$\sigma = \frac{6Ph_z}{bs^2}, \quad (21)$$

где σ — напряжение в расчетном сечении; P — усилие по начальной окружности; h_z — глубина захода, равная сумме головок сопряженных зубьев; b — длина зубьев и s — расчетная толщина зуба, которая берется в сечении, расположенном от вершины зубьев на расстоянии, равном глубине захода h_z , но не ниже основной окружности.

Формула А. В. Осипяна является более универсальной, чем формула Льюиса, так как может быть применена для расчета любых зубьев — скорректированных и нескорректированных; применение же формулы Льюиса практически ограничено теми случаями расчета, для которых имеются подсчитанные значения коэффициента формы зуба.

При зубьях нормальной высоты расчет наиболее нагруженных шестерен иногда производится по уточненной формуле А. В. Осипяна, которая отличается от упрощенной тем, что в ней учитывается истинное число зубьев, участвующих в зацеплении. По уточненной формуле наибольшие напряжения получаются у ведомой шестерни в начале участка работы одной пары зубьев, а у ведущей — в конце этого участка. Формула имеет следующий вид:

$$\sigma = \frac{6Ph_x}{bs^2}, \quad (22)$$

где h_x — плечо силы P в указанных точках. Остальные обозначения те же, что в упрощенной формуле.

В табл. 8 приведены результаты проверочных расчетов на прочность зубьев шестерен коробок передач шести различных тракторов. В соот-

¹ А. В. Осипяна. К расчету на прочность цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями. Известия НАТИ № 6., 1934.

вместе с принятыми расчетными формулами в таблице даются для каждой пары шестерен четыре значения напряжений:

- σ_1' — напряжение в ведущей шестерне по упрощенной формуле;
- σ_2' — напряжение в ведомой шестерне по упрощенной формуле;
- σ_1'' — напряжение в ведущей шестерне по уточненной формуле;
- σ_2'' — напряжение в ведомой шестерне по уточненной формуле.

Помимо значений σ , в табл. 8 приведены также данные об износных параметрах зубьев указанных шести коробок передач и о величине продолжительности зацепления у сопрягаемых шестерен.

Из различных параметров, которыми принято характеризовать износостойкость зубьев, в тракторной практике обычно определяются следующие: 1) удельное давление между зубьями k и 2) секундная работа трения kv_τ .

Подсчет значений k и kv_τ производился для четырех положений точки касания зубьев на линии зацепления: 1) в начале зацепления, принимая, что в это время в зацеплении находятся две пары зубьев; 2) в начале участка работы одной пары зубьев; 3) в конце участка работы одной пары зубьев и 4) в конце зацепления, когда в работе снова находятся две пары зубьев. Индексы при k и kv_τ соответствуют приведенной нумерации и указывают, к какой точке на линии зацепления относится расчет.

Удельное давление k в $кг/см^2$ подсчитывалось по формулам:

$$\begin{aligned} k_1 &= 600 \sqrt{\frac{PA \operatorname{tg} \alpha}{2b\lambda_2 (A \sin \alpha - \lambda_2)}}; \\ k_2 &= 600 \sqrt{\frac{PA \operatorname{tg} \alpha}{b (A \sin \alpha - \lambda_1 + t_0) (\lambda_1 - t_0)}}; \\ k_3 &= 600 \sqrt{\frac{PA \operatorname{tg} \alpha}{b (A \sin \alpha - \lambda_2 + t_0) (\lambda_2 - t_0)}}; \\ k_4 &= 600 \sqrt{\frac{PA \operatorname{tg} \alpha}{2b\lambda_1 (A \sin \alpha - \lambda_1)}}. \end{aligned} \quad (23)$$

Здесь A — межцентровое расстояние рассчитываемой пары;

λ_1 и λ_2 — соответственно $\sqrt{R_{e1}^2 - r_{o1}^2}$ и $\sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2}$, где R_{e1} — радиус окружности выступов ведущей шестерни, а R_{e2} — ведомой, r_{o1} — радиус основной окружности ведущей шестерни, а r_{o2} — ведомой;

t_0 — шаг на основной окружности;

α — угол зацепления.

Уравнения (23) получаются из обычной формулы Герца для напряжений смятия двух прижимаемых друг к другу упругих круговых цилиндров с параллельными осями, если принять модуль упругости ведущей и ведомой шестерен одинаковым ($E = 2 \cdot 10^6$ $кг/см^2$), а вместо радиусов цилиндров подставить радиусы кривизны сопрягаемых эвольвентных профилей в точке касания.

Входящие в уравнения (23) величины должны иметь размерность $кг$ и $см$.

Принятые значения расчетных моментов на первичном валу коробки указаны в табл. 6.

Скорости скольжения сопряженных профилей зубьев определялись по формулам:

$$\begin{aligned} v_{\tau_1} &= 0,1 (n_1 + n_2) (\lambda_2 - r_2 \sin \alpha); \\ v_{\tau_2} &= 0,1 (n_1 + n_2) (r_1 \sin \alpha - \lambda_1 + t_0); \\ v_{\tau_3} &= 0,1 (n_1 + n_2) (\lambda_2 - r_2 \sin \alpha - t_0); \\ v_{\tau_4} &= 0,1 (n_1 + n_2) (r_1 \sin \alpha - \lambda_1), \end{aligned} \quad (24)$$

где n_1 и n_2 — соответственно числа оборотов в минуту ведущей и ведомой шестерен.

Продолжительность зацепления подсчитывалась по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\lambda_1 + \lambda_2 - A \sin \alpha}{t_0}. \quad (25)$$

Для наглядности результаты подсчетов представлены в графической форме (фиг. 46 и фиг. 47). На оси абсцисс диаграмм отложены номера пар шестерен, подвергнутых поверочному расчету. Римскими цифрами обозначены пары, передающие вращение ведомому валу коробки на соответствующих передачах. Цифрами O_1 и O_2 обозначены промежуточные шестерни в передачах неоднорядного типа, причем индекс 1 относится к промежуточной паре постоянного зацепления, а индекс 2 — к переключаемой паре промежуточных шестерен. На фиг. 46 отложены значения напряжений σ ; на верхних диаграммах — по упрощенной формуле, а на нижних — по уточненной. Правые диаграммы относятся к зубьям ведущих шестерен, левые — к зубьям ведомых. На фиг. 47 отложены значения k и kv_z в крайних точках зацепления.

По величине напряжений в зубьях шестерен коробок передач рассмотренные тракторы могут быть разбиты на три группы.

Легкие универсальные тракторы Оливер и Фармолл образуют группу тракторов с наиболее высокими напряжениями. В особенности это относится к трактору Фармолл, причем высокие напряжения допущены у него не только для шестерен I передачи, у которых величина передаваемого момента ограничена сцеплением трактора с почвой, но и для других передач. У трактора Оливер напряжения ниже, но при их оценке нужно учесть, что по кинематической схеме коробки (фиг. 4) шестерни I, II и V передач используются также для получения III, IV и VI передач, и, естественно, что на этих последних напряжения получаются пониженными.

Гусеничные тракторы „Кировец Д-35“, СТЗ-НАТИ и „Сталинец-80“ образуют следующую группу тракторов, у которых величина допущенных напряжений ниже, чем у тракторов первой группы. Разница в напряжениях обусловлена более высокими требованиями, предъявляемыми к этим тракторам в отношении надежности работы и долговечности деталей, по сравнению с иностранными колесными тракторами универсального типа, рассчитанными на значительно менее интенсивное использование в условиях индивидуального хозяйства. У всех перечисленных гусеничных тракторов напряжения находятся в практически близких

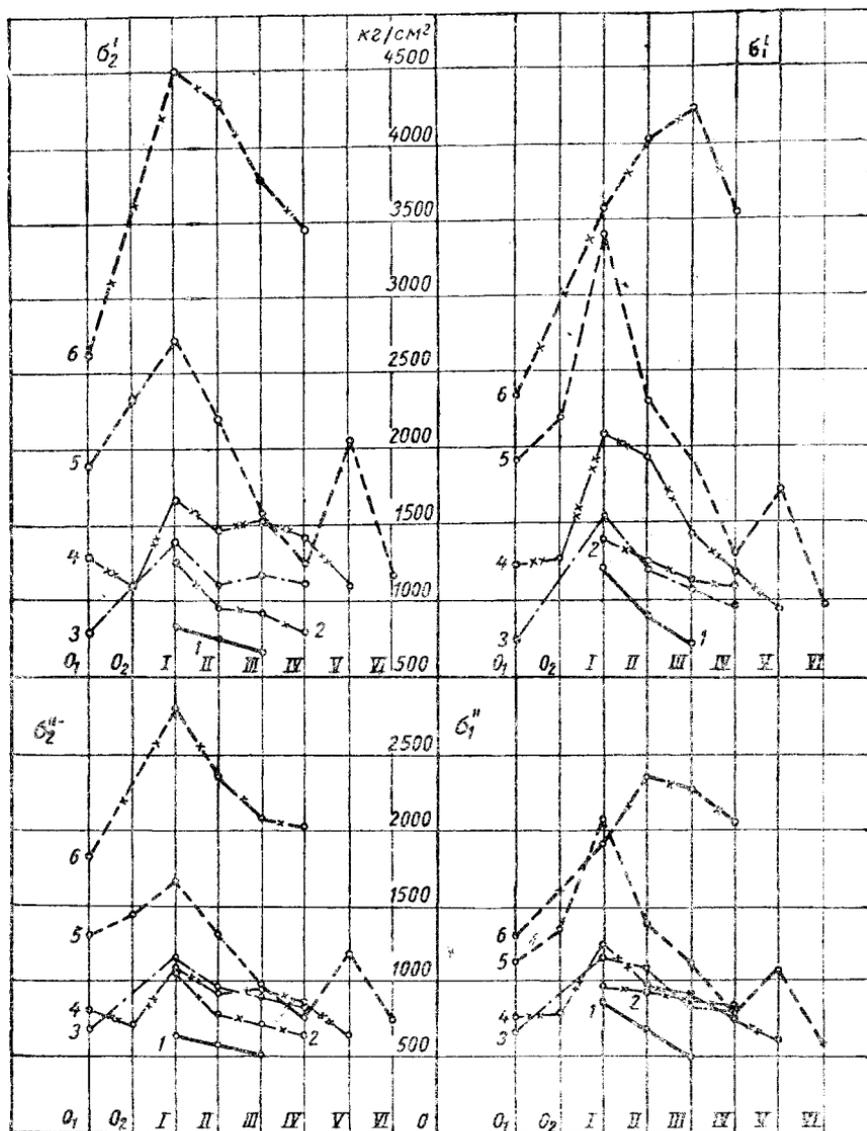
Расчетные данные по шестерням коробок передач

Трак- тор	Ше- стерни	Продолжи- тельность за- цепления ϵ	Напряжения σ в $кг/см^2$				Удельное давление k в $кг/см^2$				Скорость скольжения сопряженных профилей зубьев v_{τ} в $м/сек$				Секундная работа трения $k v_{\tau}$ $кгм/см^2сек$				
			σ_1'	σ_2'	σ_1''	σ_2''	k_1	k_2	k_3	k_4	$v_{\tau 1}$	$v_{\tau 2}$	$v_{\tau 3}$	$v_{\tau 4}$	$k_1 v_{\tau 1}$	$k_2 v_{\tau 2}$	$k_3 v_{\tau 3}$	$k_4 v_{\tau 4}$	
Универ- сал *	I передачи	1,33	1209	850	850	640	10 680	10 250	8 100	5 610	1,61	0,85	-0,68	-1,44	17 195	8740	-5500	-8 080	
	II передачи	1,33	900	760	650	575	6 900	8 040	7 080	5 120	1,97	0,92	-0,80	-1,66	12 210	7380	-5660	-8 500	
	III передачи	1,35	680	660	480	475	5 140	6 600	6 450	4 920	2,06	0,99	-0,99	-2,06	10 590	6540	-6390	-10 135	
Фармолд Н	Постоян- ного заце- пления	1,5	2360	2640	1290	1820	10 080	11 350	10 300	7 080	0,984	0,175	-1,29	-2,43	9 920	1990	-1350	-17 200	
	I передачи	1,64	3560	4500	1900	2820	11 950	13 650	13 000	9 200	0,52	0,016	-0,32	-0,876	6 220	218	-4160	-8 060	
	II передачи	1,63	4020	4280	2350	2367	12 100	14 400	13 900	10 000	0,765	0,171	-0,189	-0,792	9 260	2630	-2630	-7 920	
	III передачи	1,74	4230	3780	2290	2080	10 700	12 850	12 600	10 150	0,94	0,15	-0,116	-0,882	10 060	1930	-1460	-8 950	
IV передачи	1,68	3500	3500	2025	2025	9 220	12 600	12 000	9 220	0,972	0,184	-0,184	-0,972	8 960	2200	-2200	-8 960		
Оливер 70	Редуктора	Пара по- стоянного зацепления	1,52	1900	1900	1135	1290	16 400	11 600	10 150	7 380	1,58	0,37	-0,77	-1,9	25 900	4280	-7820	-14 000
		Переключа- емая пара	1,56	2200	2360	1375	1440	8 900	10 900	11 500	11 200	1,25	0,34	-0,38	-1,3	11 100	3700	-4360	-14 550
	I и III передач *	1,6	3410 1920	2720 1535	2040 1150	1700 960	14 100 11 500	13 400 10 000	12 400 9 300	9 000 6 780	1,21 2,14	0,33 0,58	-0,24 -0,43	-1,13 -2,0	17 050 24 600	4420 5800	-2980 -4000	-10 200 -13 500	
	II и IV передач *	1,61	2320 1310	2190 1230	1385 780	1310 735	9 500 7 140	10 700 8 050	10 450 7 860	8 120 6 120	1,36 2,41	0,34 0,61	-0,29 -0,52	-1,32 -2,33	12 900 17 200	3640 4320	-3030 -4100	-10 700 -14 250	
	V и VI передач *	1,6	1720 970	2060 1170	1075 600	1200 680	7 000 5 270	9 800 7 400	10 700 8 050	12 000 9 050	1,96 3,48	0,43 0,76	-0,57 -1,0	-2,12 -3,72	13 700 18 300	4200 5620	-5100 -8050	-25 400 -33 600	

* Верхний ряд цифр относится к случаю работы шестерен на низшей передаче, а нижний ряд — на высшей.

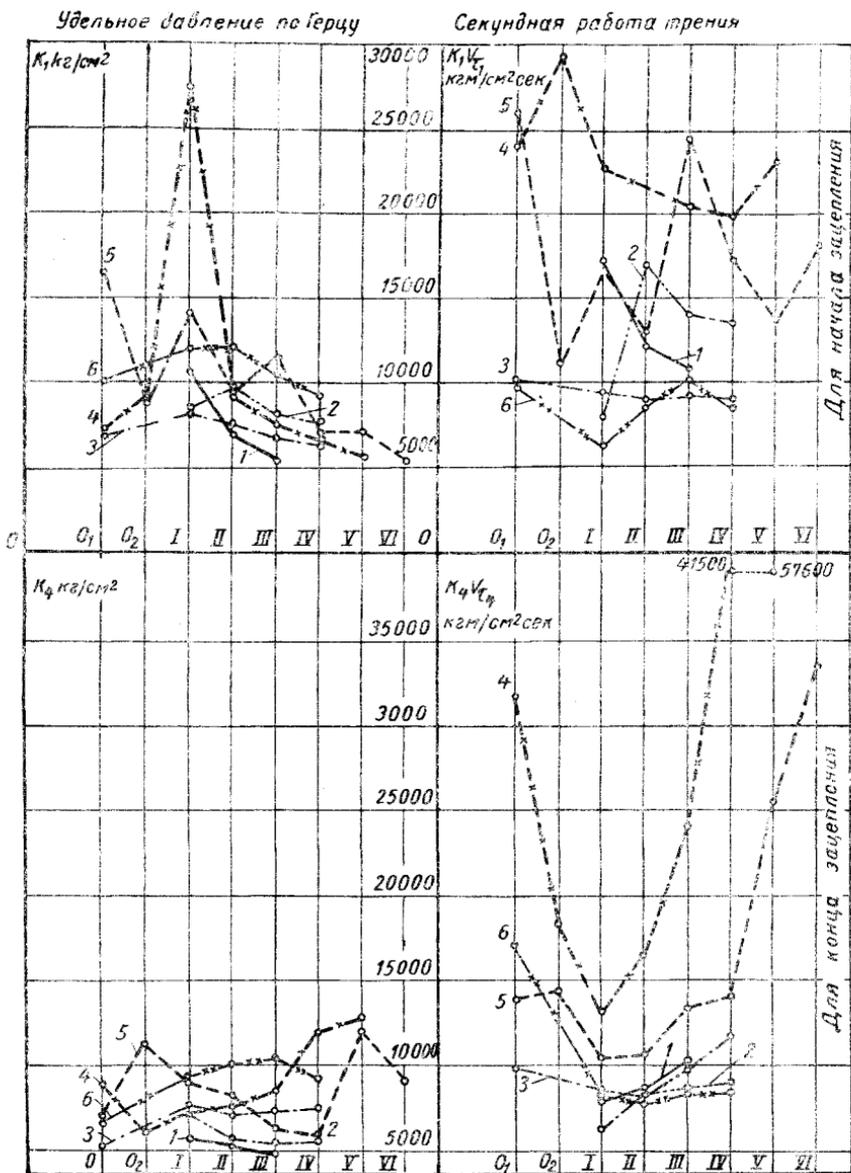
Продолжение табл. 8

Трактор	Шестерни	Продолжительность зацепления τ	Напряжения σ в кг/см^2				Удельное давление k в кг/см^2				Скорость скольжения сопряженных профилей зубьев v_{τ} в м/сек				Секундная работа трения $k v_{\tau}$ в $\text{кг/см}^2 \text{сек}$				
			σ_1	σ_2	σ_1''	σ_2''	k_1	k_2	k_3	k_4	$v_{\tau 1}$	$v_{\tau 2}$	$v_{\tau 3}$	$v_{\tau 4}$	$k_1 v_{\tau 1}$	$k_2 v_{\tau 2}$	$k_3 v_{\tau 3}$	$k_4 v_{\tau 4}$	
КД-3	Постоянного зацепления	1,12	740	760	640	690	6 840	9 000	7 320	5 160	1,48	1,13	-1,57	-1,92	10 100	10 200	-11500	-9900	
	I передачи	1,25	1550	1490	1160	1150	8100	10 750	10 200	7 600	1,17	0,7	-0,67	-1,15	9 550	7 540	-6840	-8 720	
	II передачи	1,13	1215	1100	1070	950	7600	9 450	9 550	6 940	1,17	0,89	-0,87	-1,14	8 900	8 400	-8300	-7 900	
	III передачи	1,25	1085	1185	840	900	6980	8 760	9 260	7 220	1,34	0,79	-0,82	-1,37	9 350	6 920	-7600	-9 900	
	IV передачи	1,25	995	1145	770	850	6200	8 400	9 250	7 460	1,46	0,85	-0,91	-1,52	9 050	7 140	-8400	-11 300	
СТЗ-НАТИ	I передачи	1,2	1400	1250	975	1040	8500	10 850	9 750	6 900	0,95	0,53	-0,49	-0,91	8 080	5 750	-4760	-6 280	
	II передачи	1,28	1260	950	940	735	9800	10 500	8 020	5 480	1,73	1,03	-0,8	-1,51	16 950	10 800	-6420	-8 300	
	III передачи	1,29	1175	925	890	715	8100	9 400	7 700	5 200	1,75	1,04	-0,89	-1,61	14 150	9 780	-6850	-8 540	
	IV передачи	1,3	1100	800	835	660	7500	9 060	7 720	5 380	1,83	1,07	-0,94	-1,7	13 700	9 700	-7260	-9 160	
"Стал-нец"-80	Редуктора	Пара постоянного зацепления	1,56	1220	1280	760	780	7 260	8 450	8 750	8 900	3,43	0,9	-1,03	-3,56	21 900	7 600	-9000	-31 700
		Переключаемая пара	1,58	1280	1110	770	690	9 100	8 400	7 850	6 000	3,26	0,91	-0,76	-3,1	29 600	7 650	-5960	-18 600
	I передачи	1,56	2110	1670	1250	1070	27 500	11 800	10 200	7 300	0,83	0,64	-0,42	-1,8	22 800	7 550	-4280	-13 150	
	II передачи	1,58	1600	1475	970	915	9 200	9 400	9 150	7 340	2,35	0,65	-0,58	-2,28	21 800	6 100	-5300	-16 750	
	III передачи	1,58	1460	1530	900	920	7 500	8 940	9 200	8 600	2,72	0,69	-0,77	-2,8	20 400	6 160	-7100	-24 000	
IV передачи	1,57	1175	1400	740	840	6 200	8 300	9 200	11 850	3,24	0,79	-1,06	-3,5	20 000	6 550	-9750	-41 500		
V передачи	1,56	920	1100	585	660	5 600	7 500	8 350	12 700	4,16	1,02	-1,4	-4,54	23 300	7 650	-11700	-57 600		



Фиг. 46. График напряжений, характеризующих прочность зубьев шестерен коробок передач.

Тракторы: 1 — „Универсал“; 2 — СТЗ-НАТИ; 3 — „Кировец Д-35“; 4 — „Сталинец 80“; 5 — Оливер 70; 6 — Фармолл Н.



Фиг. 47. График параметров износа зубьев шестерен коробок передач.
 Тракторы: 1 — «Универсал»; 2 — СТЗ-НАТИ; 3 — «Кировец Д-35»; 4 — «Сталипец-80»;
 5 — Оливер 70; 6 — Фермолл Н.

пределах, за исключением шестерен I передачи трактора „Сталинец-80“, имеющей резервное назначение, у которых поэтому допущены повышенные напряжения. Близость расчетных показателей шестерен указанной группы отчетливой выявляется при использовании уточненной формулы А. В. Осипяна, дающей для шестерен с различной величиной коэффициента высоты зубьев (как это имеет место в рассматриваемом случае) более сравнимые результаты.

Шестерни коробки передач трактора „Универсал“ имеют по сравнению с остальными рассмотренными коробками наиболее низкие напряжения, что объясняется сравнительной устарелостью конструкции этого трактора.

Только у ведущей шестерни I передачи напряжение получилось выше 1000 кг/см^2 , считая по упрощенной формуле А. В. Осипяна; у остальных шестерен расчетные данные оказались значительно ниже.

Шестерни, работающие на нескольких передачах, как-то: шестерни постоянного зацепления в коробках с прямой передачей и шестерни редукторов коробок передач тракторов „Сталинец-80“ и Оливер 70 имеют напряжения, более низкие, чем шестерни, используемые только на одной какой-нибудь передаче. Зацепление у них в большинстве случаев скорректировано, что привело к выравниванию напряжения в обеих сопряженных шестернях.

Проделанные расчеты позволяют также сделать несколько замечаний о влиянии схемы коробки передач на величину параметров износа шестерен.

Наиболее благоприятные показатели в этом отношении дает схема коробки с прямой передачей. Наличие понижающей пары постоянного зацепления уменьшает относительные угловые скорости вращения остальных пар шестерен коробки и соответственно снижает скорости скольжения между зубьями. При обычных кинематических соотношениях, применяемых в коробках данного типа, размеры указанных шестерен получаются такими, что границы рабочего профиля зубьев оказываются у них достаточно удаленными от основных окружностей даже без коррекции зацепления. Благодаря этому максимальные значения k и v_c в начале и конце зацепления снижаются: первые в результате увеличения в указанных точках приведенного радиуса кривизны сопряженных профилей зубьев, а вторые — в результате приближения границ рабочей части линии зацепления к полюсу зацепления.

Высказанные соображения подтверждаются результатами расчета шестерен коробки передач трактора КД-35. По величине k и в особенности по величине k_v шестерни этой коробки, если не считать пары постоянного зацепления, являются менее напряженными, чем аналогичные шестерни в коробках передач других типов.

В коробках с однопарными передачами при обычно применяемых кинематических соотношениях условия зацепления получаются менее благоприятными. Это является результатом необходимости получать значительные передаточные числа в одной паре, применения шестерен с небольшим числом зубьев и более высоких, чем в коробках с прямой передачей, относительных угловых скоростей вращения сопряженных шестерен. Поэтому в коробках с однопарными передачами следовало бы,

в особенности на низших передачах, применять коррекцию зацепления. Как видно из полученных расчетных данных, там, где это не сделано, k и $k\upsilon$ имеют высокие значения, притом значительно отличающиеся по величине в начале и конце зацепления.

Неблагоприятные показатели по параметрам износа имеют шестерни коробки передач трактора Оливер 70. Во-первых, это относится к секундной работе трения $k\upsilon$, величина которой в отдельных точках превосходит обычно допускаемые пределы, и, во-вторых, к большой разнице между значениями k и $k\upsilon$ в крайних точках зацепления. Первое обстоятельство обусловлено главным образом повышенными скоростями скольжения между зубьями в результате применения на рядеступеней передаточных чисел, меньших единицы или близких к ней. Второе обстоятельство вызвано отсутствием коррекции зацепления.

Необходимо отметить, что фактический срок службы шестерен тракторных коробок передач, как показывает практика, зависит от многих других факторов, не охваченных приведенными расчетными параметрами. Поэтому при конструировании тракторных передач, наряду с проведением необходимых расчетов следует уделять особое внимание конструктивным мероприятиям, обеспечивающим нормальные условия работы зацепления.

4. ЗАДНИЕ МОСТЫ

Типовые конструкции

Задние мосты у колесных и гусеничных тракторов конструктивно отличаются друг от друга. Попытки создать унифицированную конструкцию для тех и других пока не получили практического разрешения.

На фиг. 48 и 49 показаны два варианта задних мостов колесных тракторов универсального типа. Основное различие между ними заключается в устройстве дифференциалов. В первом варианте (фиг. 48) применен дифференциал закрытой конструкции. Он выполнен в виде самостоятельного агрегата, у которого крестовина, сателлиты и полуосевые шестерни смонтированы в отдельной коробке, вращающейся на подшипниках в корпусе заднего моста. Во втором варианте (фиг. 49) дифференциал открытый и отдельной коробки не имеет. Различно также у рассматриваемых конструкций расположение центральных передач относительно средней продольной оси трактора. На фиг. 48 ось ведущей шестерни центральной передачи совпадает со средней продольной осью трактора. На фиг. 49 она смещена; в результате этого опоры заднего моста расположены примерно симметрично относительно точки приложения окружного усилия в центральной передаче. Точнее, эта точка лежит несколько ближе к подшипнику, свободному от осевых усилий. Смещение оси ведущей шестерни благоприятно влияет на равномерность нагрузки подшипников заднего моста. В то время как в первой конструкции, показанной на фиг. 43, усилия, действующие в центральной передаче, нагружают главным образом правый подшипник корпуса дифференциала, во второй конструкции (фиг. 49) оба подшипника заднего моста — правый и левый — нагружены почти одинаково.

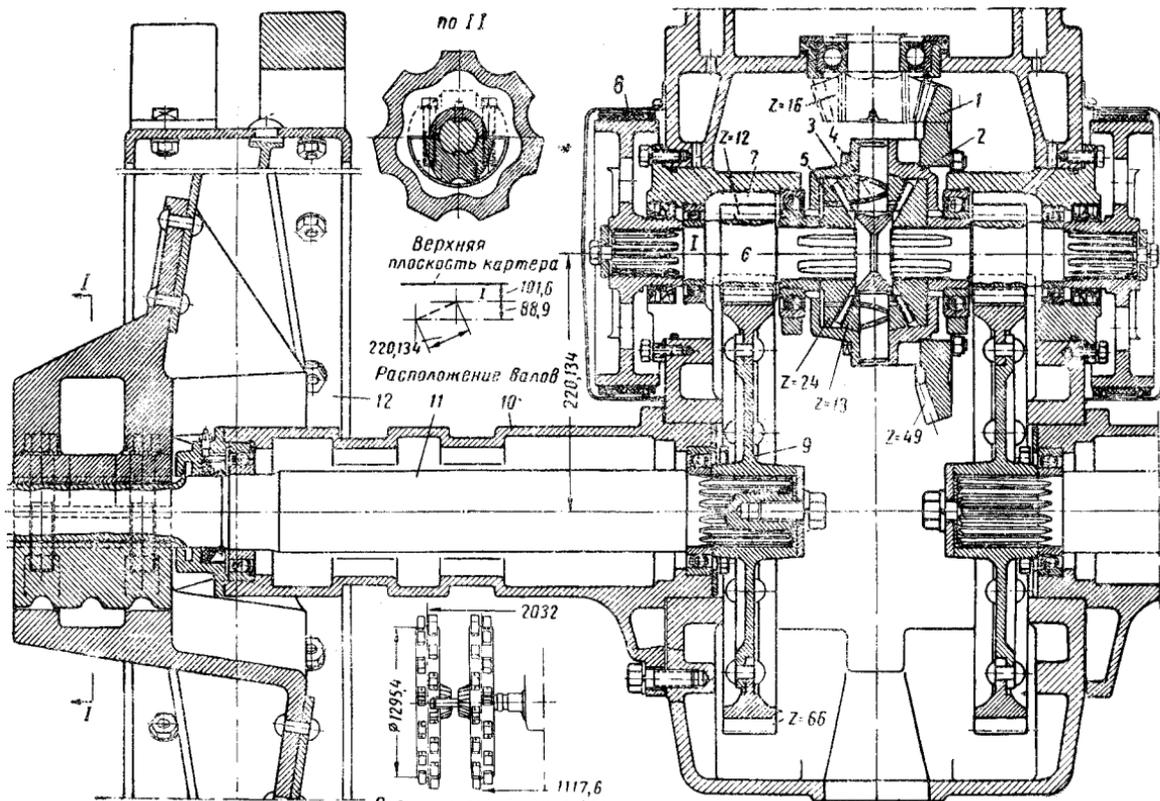
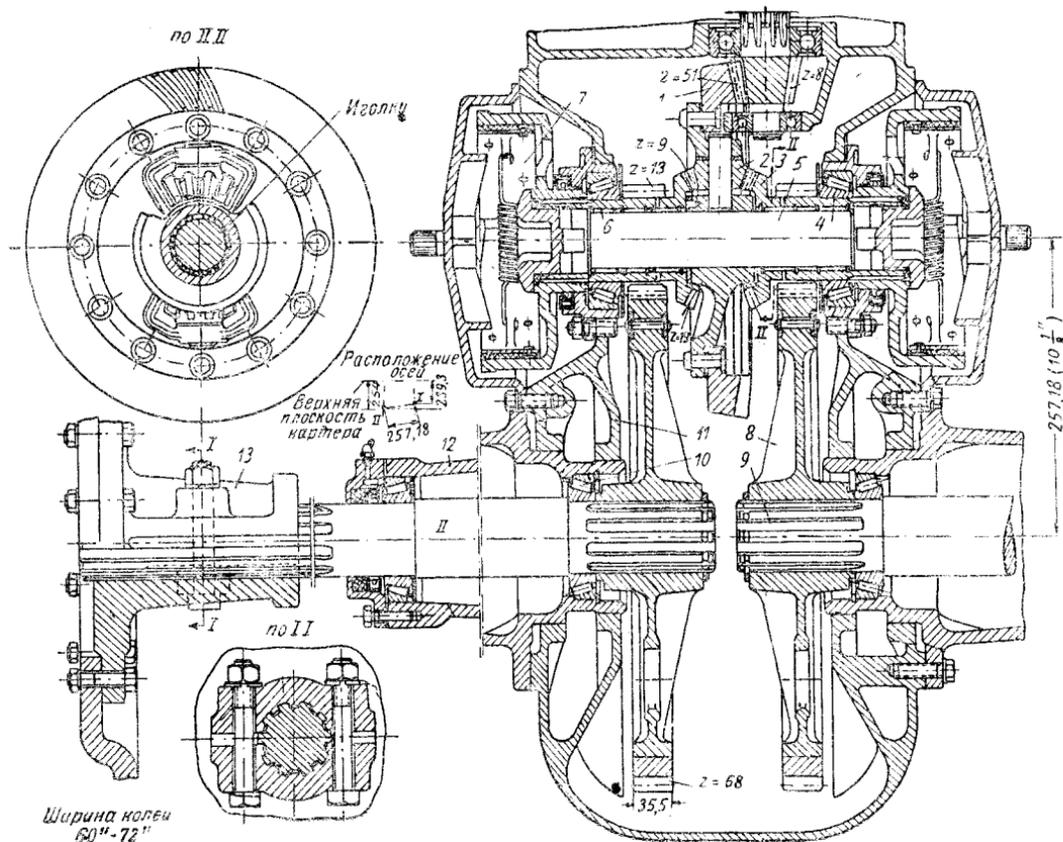


Схема расположения колес
при максимальной и минимальной колесе

Фиг. 48. Вариант заднего моста колесного универсального трактора с дифференциалом закрытого типа:

1 — большая шестерня центральной передачи; 2 — корпус дифференциала; 3 — сателлиты; 4 — крестовина сателлитов; 5 — полуосевые шестерни; 6 — ведущая шестерня конечной передачи ($z=12$); 7 — стакан подшипников; 8 — тормозной барабан; 9 — большая шестерня конечной передачи; 10 — кожух полуоси; 11 — полуось; 12 — колесо.

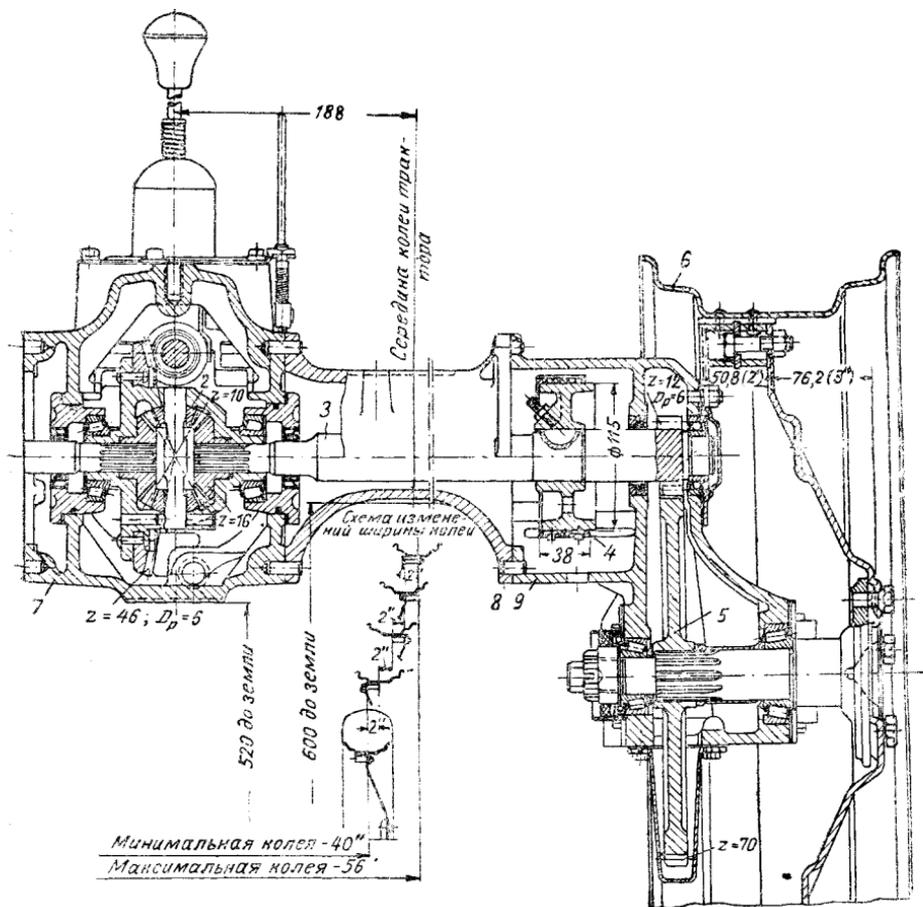


Фиг. 49. Вариант заднего моста колесного универсального трактора с дифференциалом открытого типа:

- 1 — большая шестерня центральной передачи; 2 — сателлиты; 3 — полуосевые шестерни с ведущими шестернями конечной передачи; 4 — подшипники заднего моста; 5 — вал дифференциала; 6 — игольчатые подшипники; 7 — тормозы; 8 — ведомые шестерни конечных передач; 9 — полуоси ведущих колес; 10 — подшипники полуосей ведущих колес; 11 — картер заднего моста; 12 — кожух полуосей; 13 — ступица колеса.

Шарика колес
60''-72''

Для тракторов небольшой мощности представляет интерес конструкция заднего моста с неразъемной коробкой дифференциала (фиг. 50). Неразъемную коробку можно использовать только для дифференциалов с двумя сателлитами, укрепленными на одной общей оси. При сборке полуосевые шестерни и сателлиты закладываются в коробку через боко-



Фиг. 50. Вариант заднего моста колесного универсального трактора малой мощности:

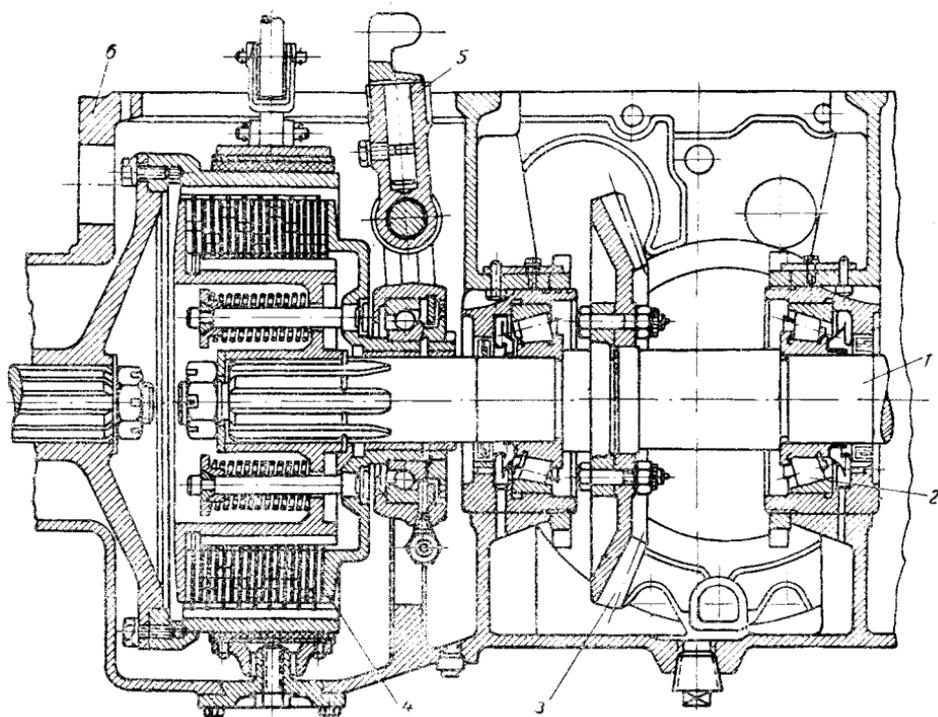
1 — большая шестерня центральной передачи; 2 — сателлиты; 3 — полуоси; 4 — тормозы; 5 — ведомые шестерни конечных передач; 6 — колесо; 7 — картер трансмиссии; 8 — промежуточный картер; 9 — картер конечной передачи.

вые окна, после чего сателлиты обкатываются по полуосевым шестерням до совмещения их отверстий с отверстиями под ось сателлитов в коробке дифференциала. В этом положении ось вставляется в коробку и фиксируется штифтом.

Обычно у колесных тракторов на ведущих валах конечных передач устанавливают тормозы. Они служат для облегчения поворотов трактора

путем торможения отстающего колеса и для остановки трактора путем одновременного торможения обоих колес.

Как уже отмечалось выше, компоновка задних мостов гусеничных тракторов прежде всего определяется типом применяемого механизма поворота. На сельскохозяйственных тракторах применяются два типа механизмов поворота: фрикционные муфты (муфты поворота) и двойные дифференциалы. Последние имеют ограниченное распространение, так как не обеспечивают достаточной устойчивости направления движения агрегата. Как показывают испытания, проведенные в НАТИ, эксплуатация сель-



Фиг. 51. Задний мост трактора СТЗ-НАТИ (без конечных передач):

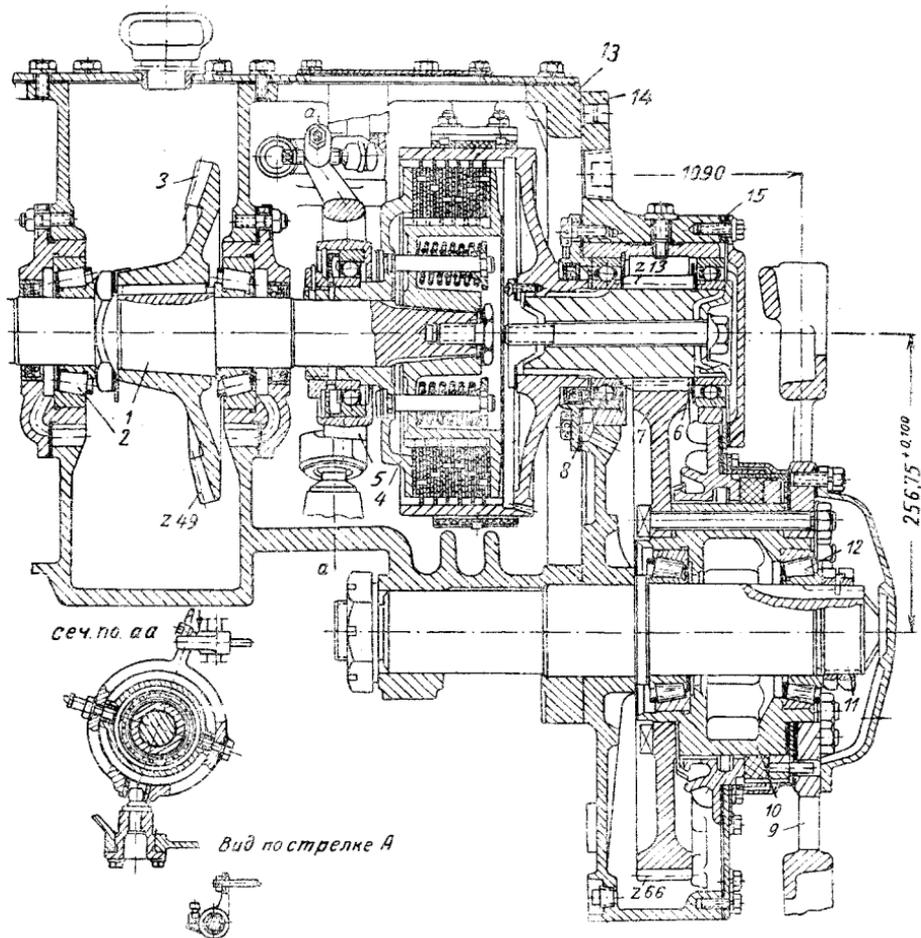
1 — ведущий вал заднего моста; 2 — подшипник; 3 — большая шестерня центральной передачи; 4 — муфта поворота; 5 — отводка муфты; 6 — картер заднего моста.

скохозяйственных тракторов с двойными дифференциалами возможна без затруднений только при совпадении направления тягового сопротивления с продольной осью трактора. При смещении точки прицепа трактор с двойными дифференциалами отклоняется от заданного пути.

Задние мосты гусеничных тракторов с муфтами поворота выполняются по нескольким схемам.

Широко распространенная схема заднего моста (фиг. 51) характерна тем, что обе фрикционные муфты 4 вместе с ведущим валом 1 образуют один общий монтажный комплект. Рассматриваемая схема имеет ряд недостатков, из которых основными являются: нарушение зацепления в центральной передаче при каждой переборке муфт, уменьшение

жесткости картера заднего моста из-за отсутствия внутренних стенок и трудность уплотнения вставных перегородок, отделяющих центральный отсек картера от боковых. В настоящее время эта схема выходит из употребления и заменяется другими, у которых указанные недостатки устранены применением индивидуального монтажа муфт.



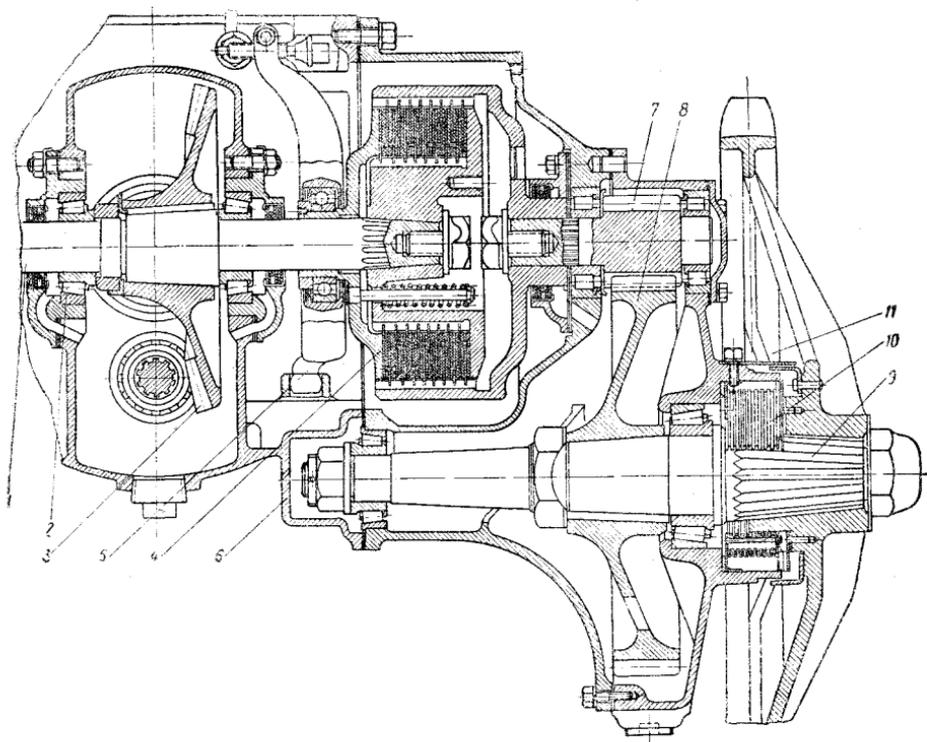
Фиг. 52. Задний мост трактора „Кировец Д-35“.

1 — вал заднего моста; 2 — подшипник; 3 — большая шестерня центральной передачи; 4 — муфта поворота; 5 — отводка муфты; 6 — ведущая шестерня конечной передачи; 7 — ведомая шестерня конечной передачи; 8 — подшипник ведущего вала конечной передачи; 9 — звездочка гусеницы; 10 — ступица; 11 — полуось; 12 — подшипник полуоси; 13 — картер заднего моста; 14 — корпус конечной передачи; 15 — крышка корпуса конечной передачи.

Задние мосты с индивидуально монтируемыми муфтами могут быть разделены на две группы — на мосты с цельным ведущим валом и на мосты с составным валом.

Одним из вариантов задних мостов первой группы является мост трактора „Кировец Д-35“ (фиг. 52). Здесь каждая муфта может быть снята с вала независимо от другой без разборки центральной передачи.

Муфта вынимается через боковое отверстие картера заднего моста после того, как удалена расположенная рядом с ней конечная передача. Аналогичную схему имеет задний мост, показанный на фиг. 53, но здесь доступ к муфтам более затруднен вследствие необходимости снимать конечную передачу вместе с промежуточным картером, расположенным между ней и основным корпусом заднего моста *б*. Такие конструкции пригодны преимущественно для тракторов небольшой мощности, у которых вес снимаемых деталей относительно незначителен.



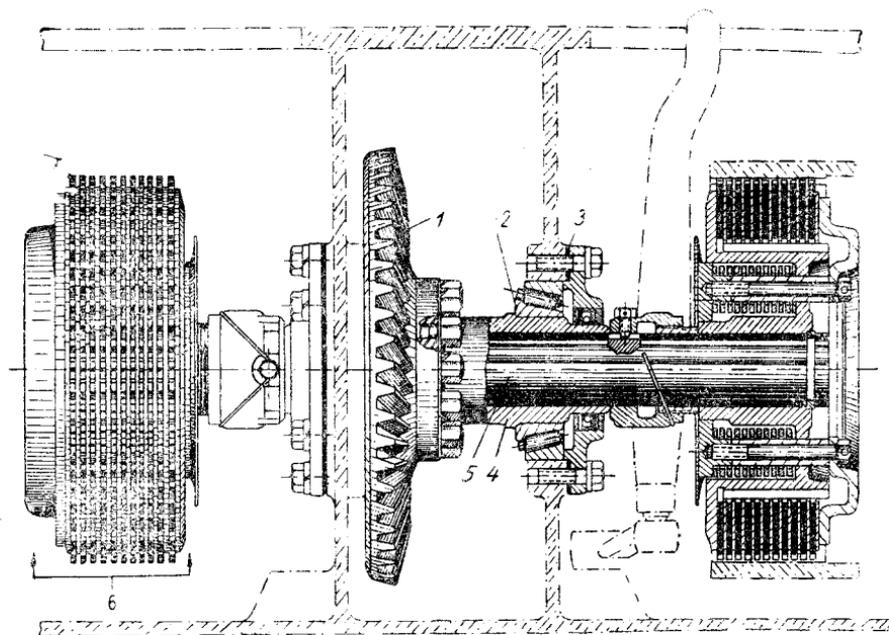
Фиг. 53. Вариант заднего моста с индивидуально монтируемыми муфтами поворота гусеничного трактора средней мощности:

1 — вал заднего моста; 2 — подшипник; 3 — большая шестерня центральной передачи; 4 — муфта поворота; 5 — отводка муфты; 6 — корпус заднего моста; 7 — ведущая шестерня конечной передачи; 8 — ведомая шестерня конечной передачи; 9 — вал конечной передачи; 10 — торцевое уплотнение; 11 — звездочка гусеницы.

Другой вариант заднего моста с индивидуально монтируемыми муфтами и цельным ведущим валом показан на фиг. 54. Здесь по существу имеются два вала, пропущенные один внутри другого. Наружным валом является полая ступица 4 конической шестерни 1 с внутренними шлицами, вращающаяся в подшипниках 2 заднего моста. Внутренний вал 5 имеет шлицы снаружи и вращается вместе со ступицей. На внутреннем валу сидят муфты поворота 6. Монтаж муфт производится в вертикальном направлении. Для того чтобы снять одну из муфт, нужно

предварительно продвинуть вал муфты в сторону и вывести его за пределы снимаемой муфты, после чего последнюю можно поднять вверх.

В конструкциях с составным валом ведущий вал выполняется из трех частей — средней части, на которой укреплена ведомая шестерня центральной передачи, и двух боковых хвостовиков, на которых монтируются муфты. Такая конструкция вала заднего моста применена на тракторе „Сталинец-80“ (фиг. 55). Чтобы снять муфту, достаточно предварительно отделить наружный барабан муфты от ведущего фланца вала конечной передачи, а хвостовик 5 от фланца 4 средней части вала заднего моста. На фиг. 56 показана другая конструкция составного вала

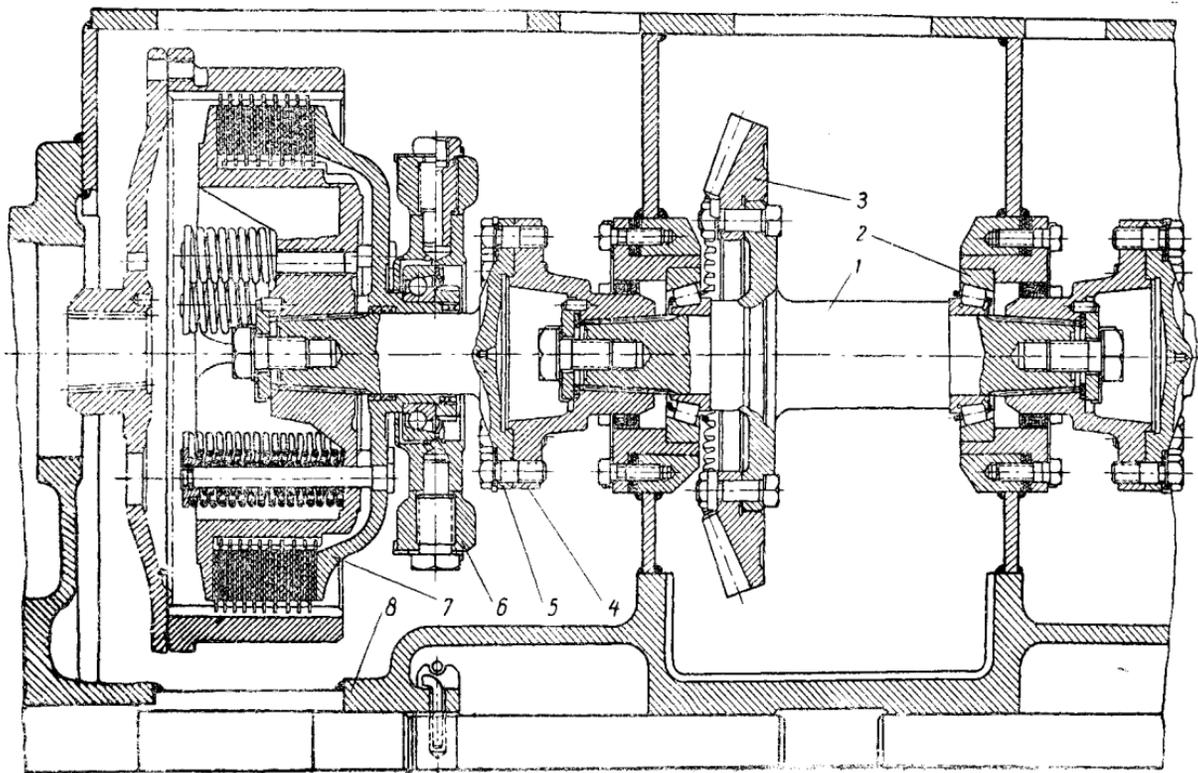


Фиг. 54. Вариант заднего моста гусеничного трактора с индивидуально монтируемыми муфтами поворота:

1 — большая коническая шестерня; 2 — подшипники; 3 — регулировочные прокладки; 4 — ступица конической шестерни; 5 — вал муфт поворота; 6 — муфта поворота.

заднего моста. Ее особенностью является отсутствие консольного крепления боковых хвостовиков 6 к средней части 1 вала. Хвостовики связаны с валом шлицевым соединением и центрируются в подшипниках, установленных в наружных барабанах 8 муфт. Такая конструкция освобождает от необходимости строго соблюдать соосность отдельных частей составного вала и переносит осевые усилия, возникающие при выключении муфт поворота, на спорные подшипники хвостовиков, устраняя благодаря этому осевую качку средней части вала при переменном выключении правой и левой муфт.

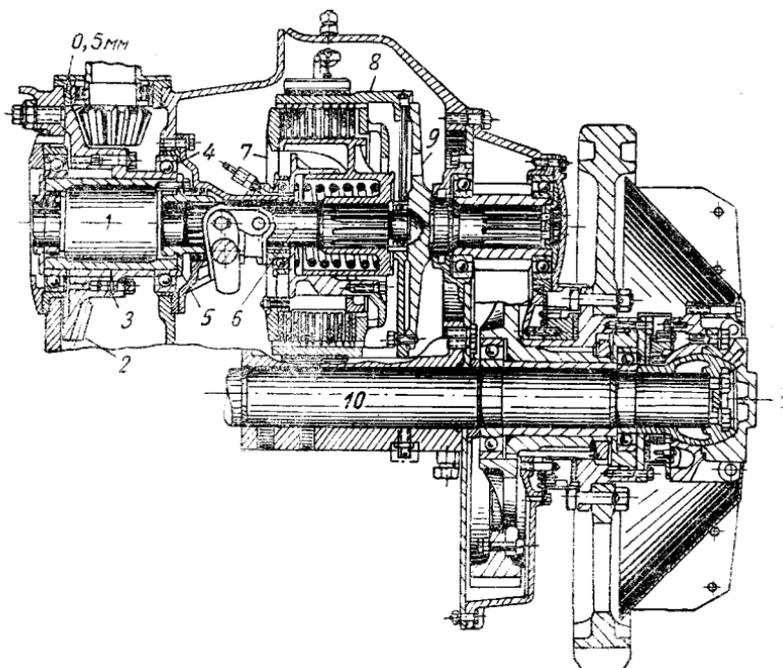
Из двойных дифференциалов преимущественное применение на сельскохозяйственных тракторах получили два типа: цилиндрические (фиг. 57) и конические (фиг. 58).



Фиг. 55. Задний мост трактора „Сталинец-80“ (без конечных передач):

1 — средняя часть вала заднего моста; 2 — подшипник вала; 3 — большая шестерня центральной передачи; 4 — фланец вала; 5 — боковой хвостовик; 6 — отводка муфты поворота; 7 — муфта поворота; 8 — картер заднего моста.

Конечные передачи у гусеничных тракторов всегда располагаются по бокам трактора, непосредственно у ведущих звездочек гусениц. Преимущественно применяются однопарные прямозубые передачи с наружным зацеплением. Двухпарные конечные передачи, как отмечалось выше, устанавливаются на гусеничных пропашных тракторах для получения большого вертикального просвета под задним мостом, а также на некоторых тракторах особо большой мощности для увеличения передаточного числа конечных передач.



Фиг. 56. Вариант заднего моста мощного гусеничного трактора с индивидуально монтируемыми муфтами поворота и составным ведущим валом:

1 — средняя часть вала заднего моста; 2 — большая шестерня центральной передачи; 3 — ступица конической шестерни; 4 — подшипник; 5 — зубчатая соединительная муфта; 6 — боковой хвостовик; 7 — муфта поворота; 8 — наружный тормозной барабан; 9 — ведущий вал конечной передачи; 10 — ось ведущих звездочек гусениц.

Конечная передача трактора „Сталинец-80“ (фиг. 59) состоит из двух пар цилиндрических шестерен с общим передаточным числом $i = 9,95$. Другая конструкция конечной передачи мощного гусеничного трактора, показанная на фиг. 60, имеет цилиндрическую пару и планетарный редуктор с общим передаточным числом $i = 10,45$.

Ведомые шестерни конечных передач и звездочки гусениц сидят или на общем вращающемся валу, или на общей ступице, вращающейся на неподвижной оси. Последний вариант применяется обычно в тех случаях, когда неподвижная ось используется для подвески на ней тележек гусениц, или в качестве элемента остова трактора. На фиг. 61 и 62 показаны две типовые конструкции закрепления шестерен конечных

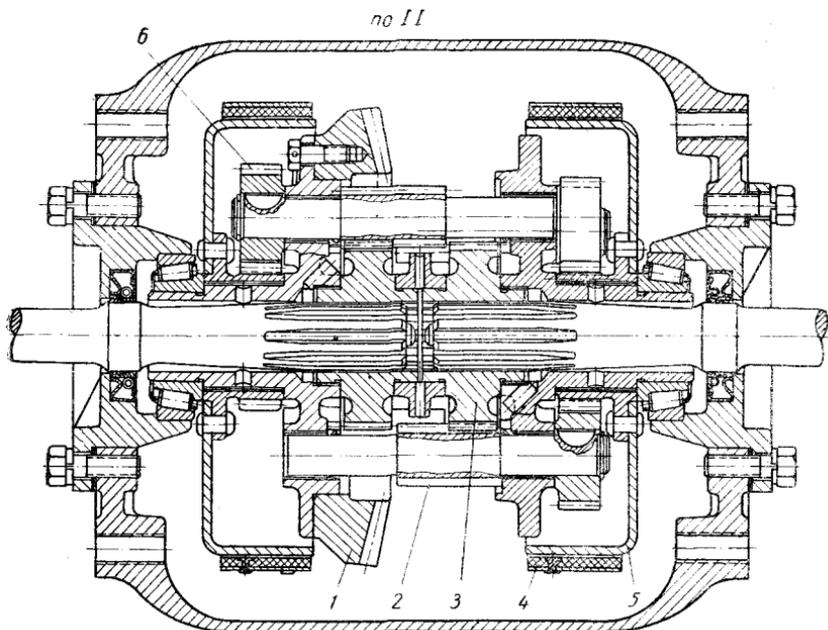
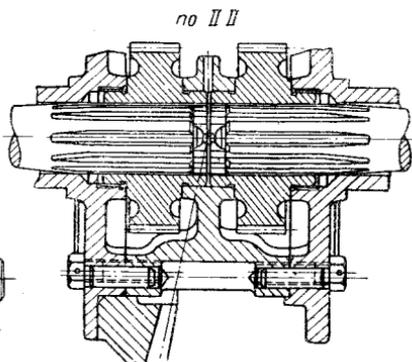
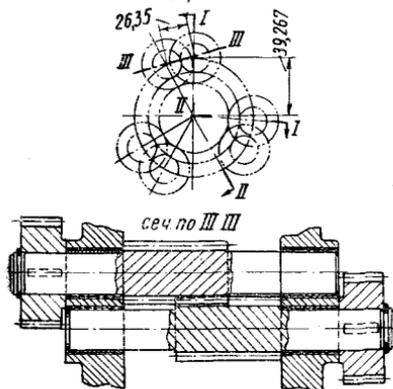
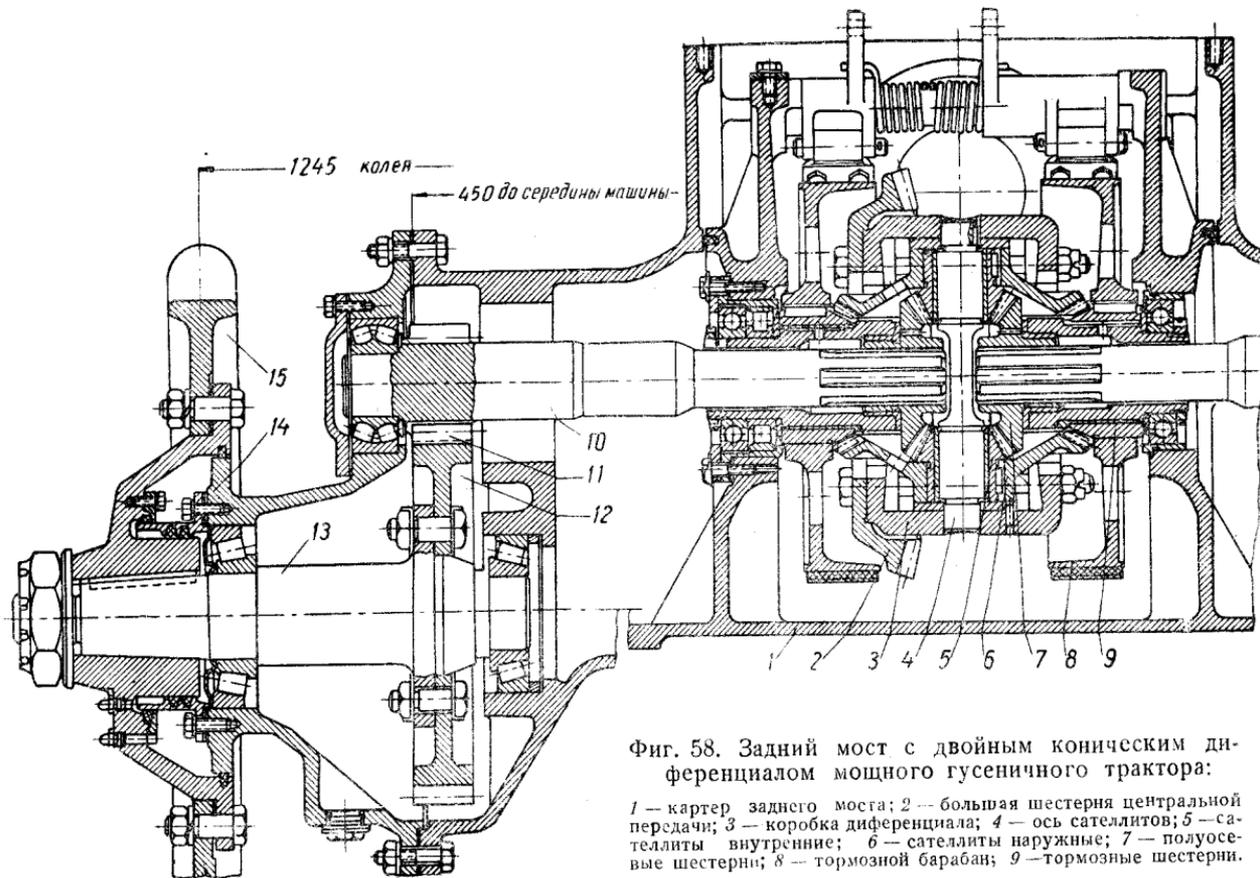


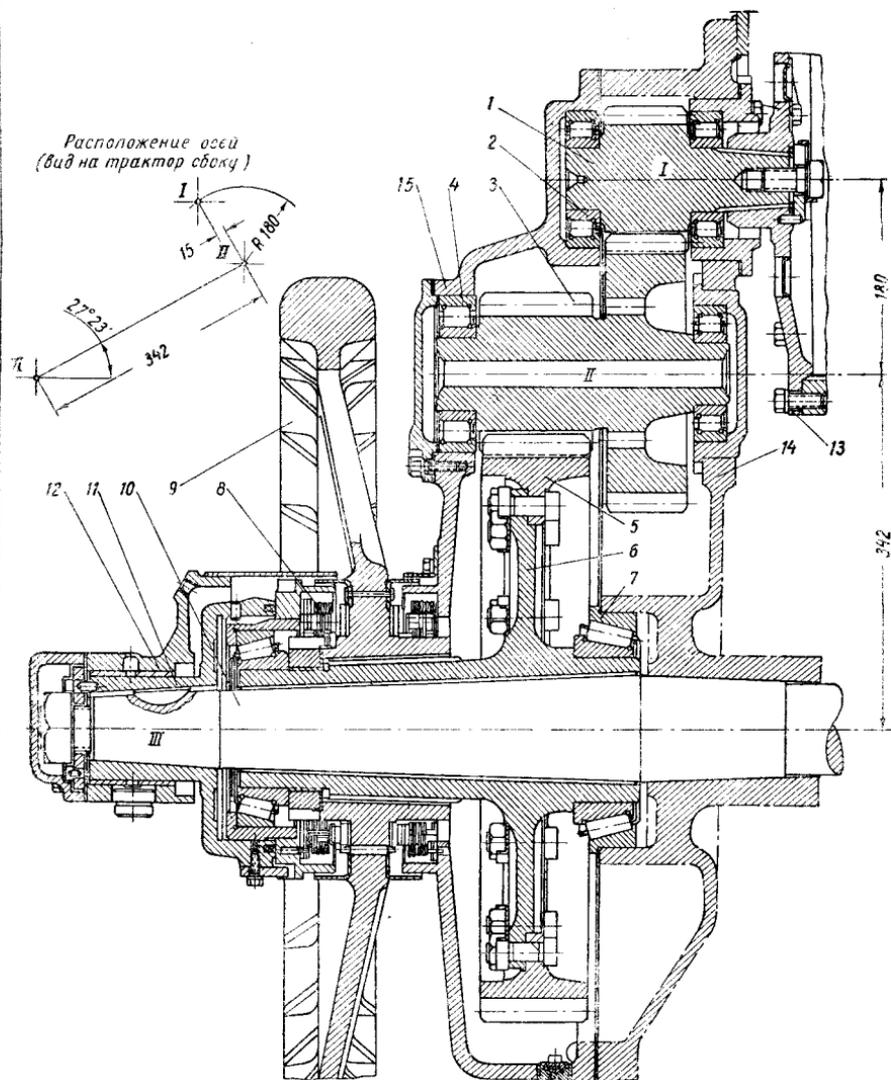
Схема расположения шестерен
дифференциала



Фиг. 57. Двойной цилиндрический дифференциал гусеничного трактора малой мощности:

1 — большая шестерня центральной передачи; 2 — сателлиты внутренние; 3 — полуосевые шестерни; 4 — лента тормоза; 5 — тормозной барабан; 6 — сателлиты наружные.

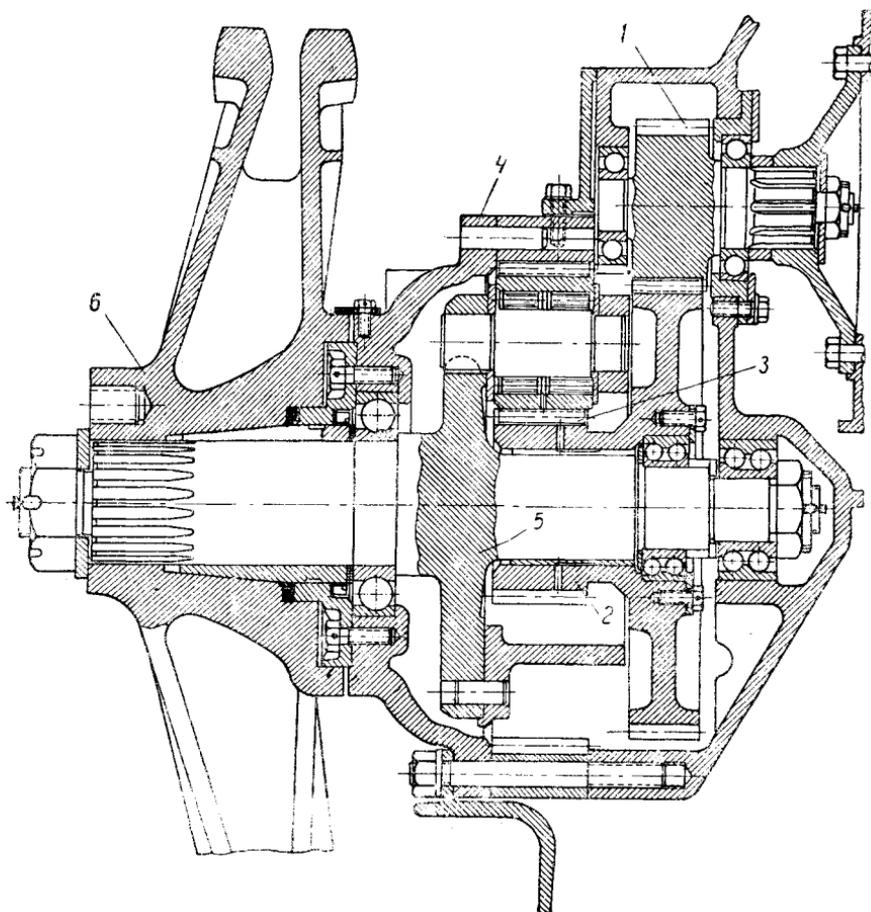




Фиг. 59. Конечная передача трактора „Сталинец 80“:

1 — ведущая шестерня конечной передачи; 2 — подшипники ведущей шестерни; 3 — двойная шестерня; 4 — подшипники двойной шестерни; 5 — венец ведомой шестерни конечной передачи; 6 — ступица ведомой шестерни; 7 — подшипники ступицы; 8 — сальники; 9 — ведущая звездочка гусениц; 10 — ось ведущей звездочки; 11 — корпус наружного подшипника; 12 — кронштейн тележки гусениц; 13 — фланец тормозного барабана; 14 — картер заднего моста; 15 — картер конечной передачи.

передач и звездочек гусениц на общей ступице. Первая конструкция применена на тракторе СТЗ-НАТИ, вторая на тракторе „Кировец Д-35“. На тракторе СТЗ-НАТИ для передачи ступице крутящего момента применены специальные призонные соединения; на тракторе „Кировец Д-35“ для этой цели использованы стяжные болты; часть из них благодаря небольшим зазорам, допущенным в болтовых соединениях, работает на



Фиг. 60. Конечная передача мощного гусеничного трактора:

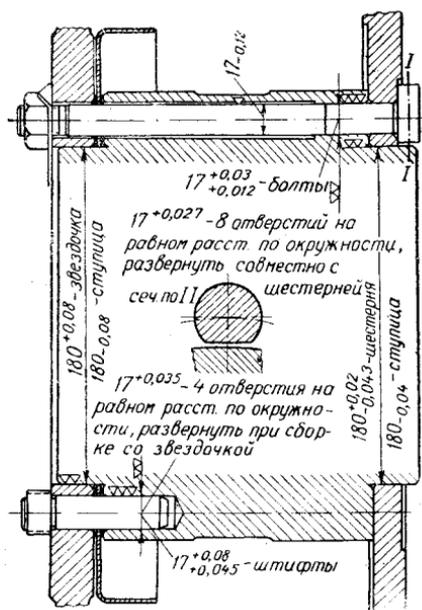
1 — ведущая шестерня конечной передачи; 2 — двойная шестерня; 3 — сателлиты; 4 — неподвижная шестерня планетарного ряда; 5 — ведущий вал звездочек гусениц с водилом планетарного ряда; 6 — ведущие звездочки гусениц.

срез. Способ соединения, примененный на тракторе „Кировец Д-35“, проще и, как показали испытания, для тракторов небольшой и средней мощности достаточно надежен.

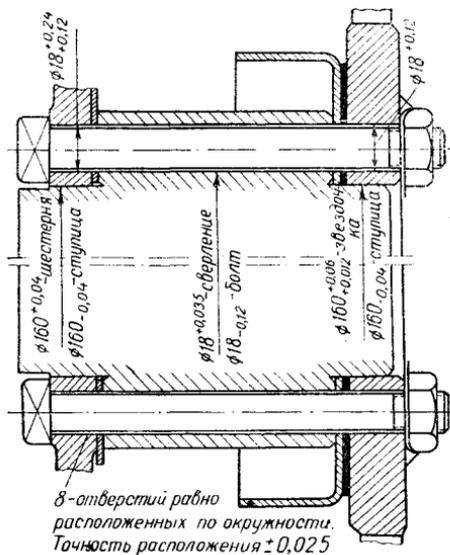
Серьезное значение для долговечности конечных передач имеет система уплотнений. В последнее время широкое распространение получили самоподжимные торцевые сальники разных конструкций.

В сальниках тракторов „Сталинец-80“ (фиг. 63, а) основными рабочими элементами являются две уплотнительные шайбы, — вращающаяся 7 и

неподвижная 2, прижимаемые друг к другу специальным нажимным приспособлением 3. Вращающаяся шайба — металлическая, цементируется



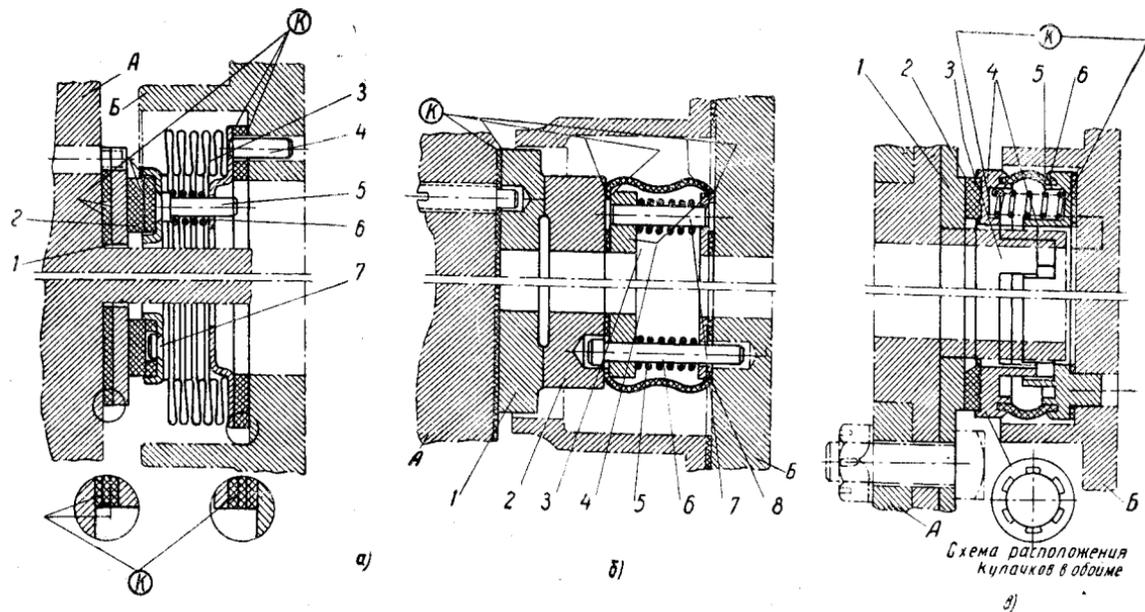
Фиг. 61. Закрепление шестерни и звездочки на ступице конечной передачи трактора СТЗ-НАТИ.



Фиг. 62. Закрепление шестерни и звездочки на ступице конечной передачи трактора „Кировец Д-35“.

на глубину $0,6 \div 0,9$ мм, закаливается до твердости $H_{RC} \geq 56$ и покрывается слоем хрома толщиной 0,01 мм. Неподвижная шайба — двухслойная и состоит из наружного кожного кольца и внутреннего пробкового, склеенных между собою. Для предохранения от проворачивания обе уплотнительные шайбы снабжаются фиксирующими пальцами и, кроме того, приклеиваются. Корпус нажимного приспособления представляет собою гофрированный барабан из листовой латуни толщиной 0,2 мм с припаянными к нему торцевыми кольцами. Давление на уплотнительные шайбы осуществляется девятью спиральными пружинами 6, находящимися внутри корпуса. Величина давления в рабочем состоянии примерно $0,3 \text{ кг/см}^2$.

У торцевых сальников, показанных на фиг. 63, б, обе уплотнительные шайбы — вращающаяся 1 и неподвижная 2 — металлические. Нажимное приспособление 3 представляет собою отдельный комплект, состоящий из двух обойм 4, охваченных снаружи манжетом 8 из тонкостенной маслостойкой резины, и из пружин 5, установленных между обоймами. В рабочем положении пружины прижимают уплотнительные шайбы с усилием, равным $0,9 \text{—} 1,0 \text{ кг/см}^2$. Для разгрузки резинового манжета от момента трения, возникающего между уплотнительными шайбами, обоймы 4 соединены между собой кулачками. Уплотнительные шайбы изготовлены из специальной графитированной стали, закалены до твердости $52 \text{—} 60 H_{RC}$, и трущиеся поверхности их обработаны до чистоты не ниже 9-го класса по ГОСТ 2789-45.



Фиг. 63. Торцевые сальники задних мостов различных гусеничных тракторов:

- а) 1 — шайба уплотнительная вращающаяся; 2 — шайба уплотнительная неподвижная; 3 — нажимное приспособление в сборе; 4 — палец-фиксатор (3 шт.); 5 — направляющая пружины (9 шт.); 6 — пружины (9 шт.); 7 — палец-фиксатор уплотнительной шайбы (9 шт.); 8 — прокладки (кожа — пробка — кожа);
- б) 1 — шайба уплотнительная вращающаяся; 2 — шайба уплотнительная неподвижная; 3 — нажимное приспособление в сборе; 4 — обоймы нажимного приспособления; 5 — пружины (12 шт.); 6 — палец-фиксатор (6 шт.); 7 — палец пружины (6 шт.); 8 — манжет резиновый;
- в) 1 — шайба уплотнительная вращающаяся; 2 — шайба уплотнительная неподвижная; 3 — нажимное приспособление в сборе; 4 — обоймы нажимного приспособления; 5 — пружины (6 шт.); 6 — манжет кожаный.
- А — вращающаяся деталь; Б — неподвижная деталь; К — места, собираемые на клею.

У торцевых сальников, показанных на фиг. 63, в, конструкция нажимного приспособления подобна предыдущей. Вращающаяся уплотнительная шайба 1 здесь металлическая, а неподвижная 2 — кожаная. Неподвижная уплотнительная шайба приклеивается к обойме 4 нажимного приспособления, причем на поверхности обоймы, изготовляемой литьем под давлением, сделаны бугорки высотой 0,8—1,0 мм, врезающиеся в кожаную шайбу и предохраняющие ее от проворачивания.

Механизмы поворота

На всех колесных тракторах, за исключением некоторых одноосных, для облегчения поворота установлены дифференциалы, как правило, конические. Число сателлитов в закрытых дифференциалах обычно три-четыре, в открытых — два.

В табл. 9 приведены расчетные данные и размеры сателлитов и полуосевых шестерен нескольких тракторов. Расчет шестерен производился для случая прямолинейного движения трактора на II передаче, так как у рассматриваемых тракторов полное использование мощности двигателя на I передаче ограничено условиями сцепления ведущих колес с почвой. Зубья проверялись на прочность по упрощенной формуле А. В. Осипяна (21), модифицированной применительно к коническим шестерням. По этой формуле

$$\sigma = \frac{6Mh_3}{rb_{np}s^2} \quad (26)$$

Здесь M — момент, передаваемый зубом шестерни;

r — радиус большого основания начального конуса;

h_3 — глубина захода в сечении зуба на большом основании конуса;

s — расчетная толщина зуба на большом основании конуса, подсчитанная для эквивалентной цилиндрической передачи с числом зубьев. $z' = \frac{z}{\cos \delta}$, где δ — угол конусности начального конуса;

$b_{np} = \frac{L(1-n^3)}{3}$ — приведенная длина зубьев,

где L — длина образующей начального конуса;

b — длина зубьев на этой образующей;

$n = 1 - \frac{b}{L}$ — коэффициент, характеризующий длину зубьев.

В табл. 9 приведены также размеры опорных поверхностей осей сателлитов и торцевых поверхностей, воспринимающих осевые давления сателлитов и осевые давления полуосевых шестерен. Для всех этих поверхностей подсчитаны средние значения удельных давлений при указанном выше расчетном режиме работы трактора.

Следует отметить повышенные напряжения в зубьях сателлитов и полуосевых шестерен у трактора Оливер и в особенности у трактора Форд. В первом случае это является результатом применения дифференциала открытой конструкции с двумя сателлитами, а во втором случае служит одним из показателей общей чрезмерной напряженности деталей данного трактора.

Дифференциалы колесных тракторов

Параметры	Обозначения	Значения для тракторов		
		„Универсал“	Оливер 70	Форд 9 N
Расчетный момент дифференциала на II передаче в кг см	M	10 100	20 500	55 000
Число сателлитов	K	4	2	4
Число зубьев сателлитов	z_1	13	9	11
Число зубьев полуосевых шестерен	z_2	24	19	20
Модуль зубьев в мм	m	5,0	$\frac{4}{5}$ (питч)	$\frac{5}{6}$ (питч)
Угол зацепления в градусах	α	20	20	20
Система зацепления		Нулевая	Смещение $\pm 0,6$ мм	Смещение $\pm 0,3$ мм
Длина зубьев сателлитов в мм	b_1	26	18,25	18,25
Длина зубьев полуосевых шестерен в мм	b_2	30	19,5	19,5
Напряжение в зубьях в кг/см ² : сателлитов	σ_1	1000	3300	7000
полуосевых шестерен	σ_2	620	2300	5100
Длина опорной поверхности оси сателлита в мм	l	31	26	24
Диаметр опорной поверхности оси сателлита в мм	d	25	22	22
Окружное усилие по середине длины зуба полуосевой шестерни в кг	P	270	1000	1600
Удельное давление на ось сателлита в кг/см ²	σ_{d1}	70,0	350	600
Торцевая опорная поверхность сателлита в см ²	F_1	18,9	10	10,6
Удельное давление на торцевую опорную поверхность сателлита в кг/см ²	σ_{d2}	5,0	31,2	53,0
Торцевая опорная поверхность полуосевой шестерни в см ²	F_2	104	Осевое усилие	37
Удельное давление на опорной поверхности полуосевой шестерни	σ_{d3}	3,3	воспринимается роликовыми подшипниками	55

Примечание. σ_{d1} , σ_{d2} , σ_{d3} подсчитывались по следующим формулам:
 $\sigma_{d1} = \frac{2P}{ld}$; $\sigma_{d2} = \frac{2P \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1}{F_1}$ и $\sigma_{d3} = \frac{kP \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2}{F_2}$. Здесь δ_1 угол конусности начального конуса сателлита, а δ_2 — полуосевой шестерни.

Осевые усилия, действующие на полуосевые шестерни, передаются у тракторов „Универсал“ непосредственно на коробку дифференциала. У трактора Форд, где удельные давления на торцевых поверхностях полуосевых шестерен значительно выше, между шестернями

и коробкой дифференциала установлены промежуточные стальные шайбы плавающего типа. У трактора Оливер осевые усилия, действующие на полуосевые шестерни, воспринимаются коническими роликовыми подшипниками, на которых дифференциал вращается в корпусе заднего моста.

В двойных дифференциалах гусеничных тракторов шестерни подбираются по заданному минимальному радиусу поворота трактора R_{\min} . Последний обычно берется в пределах $(1,8 \div 2,5) B$ (считая по забегающей гусенице), где B — ширина колеи трактора.

В табл. 10 приведены кинематические данные для двух конструкций двойных дифференциалов — конического и цилиндрического, которые можно считать типичными для механизмов поворота данного типа.

Двойные дифференциалы

Таблица 10

Дифференциал	Число сателлитов k	Число зубьев				$i_{\partial} = \frac{z_1 z_4}{z_2 z_3}$	$R_{\min} = \frac{B(1 + i_{\partial})}{2i_{\partial}}$
		внутренних сателлитов z_1	полуосевых шестерен z_2	наружных сателлитов z_3	тормозных шестерен z_4		
Конический	2	14	22	50	28	0,356	1,91B
Цилиндрический	3	9	33	18	24	0,364	1,88B

В качестве материала для проектирования двойных дифференциалов ниже приводятся расчетно-конструктивные данные по двойному дифференциалу гусеничного трактора малой мощности, показанному на фиг. 57. Шестерни этого дифференциала имеют укороченные зубья и скорректированное зацепление. У внутренних сателлитов зубья во избежание подрезки нарезаны при положительном смещении инструмента, в связи с чем расстояния между осями у сопряженных пар внутренних сателлитов соответствующим образом увеличены. Внутренние сателлиты с полуосевыми шестернями имеют смещенное нулевое зацепление, причем зубья сателлитов нарезаны при положительном смещении инструмента, а полуосевых шестерен — при отрицательном. Наружные сателлиты с тормозными шестернями также имеют смещенное нулевое зацепление, причем положительное смещение применено у тормозных шестерен для увеличения толщины ступицы шестерни. Размерные параметры шестерен приведены в табл. 11.

Таблица 11

Шестерни двойного дифференциала гусеничного трактора малой мощности (фиг. 57)

Шестерни	Модуль в мм	Угол зацепления в градусах	Длина зуба в мм	Смещение инструмента в мм
Внутренние сателлиты	2,8/2,3	20	52	+0,6
Полуосевые шестерни	2,8/2,3	20	24	-0,6
Наружные сателлиты	2,8/2,3	20	20	-0,6
Тормозные шестерни	2,8/2,3	20	20	+0,6

Расчетные параметры шестерен приведены в табл. 12 для двух случаев движения трактора — прямолинейного на I передаче и поворота. В первом случае расчетный момент дифференциала определялся по мощности двигателя, во втором случае расчет производился по максимальному моменту на ведущих полуосях, возможному по условиям сцепления с почвой при коэффициенте сцепления $\varphi = 1,2$. Зубья рассчитывались на прочность по упрощенной формуле А. В. Осипяна (21).

Таблица 12

Расчетные данные по шестерням двойного дифференциала гусеничного трактора малой мощности (фиг. 57)

Параметры	Значения при:	
	прямолинейном движении на I передаче	повороте
1	2	3
Расчетный момент дифференциала по двигателю в кгсм	$M = 12\,000$	—
Расчетный момент на полуоси по сцеплению в кгсм	—	$M' = 8000$
Окружное усилие на зубе полуосевой шестерни в кг	$P = \frac{M}{2kR_2} = 430$	$P' = \frac{M'}{kR_2} = 575$
Напряжения изгиба в зубьях полуосевых шестерен в кг/см ²	1560	2100
Предельный момент трения тормоза в кгсм	—	$M_{mp} = 2M'i_0 = 5800$
Окружное усилие на зубе тормозной шестерни в кг	—	$P_{mp} = \frac{M_{mp}}{kR_4} = 570$
Напряжения изгиба в зубьях тормозной шестерни в кг/см ²	—	2840
Напряжения изгиба в зубьях наружных сателлитов в кг/см ²	—	3120

Примечание. Здесь R_2 — радиус начальной окружности полуосевой шестерни, а R_4 — тормозной.

Данные по удельным давлениям на опорные поверхности осей сателлитов приведены в табл. 13. Нагрузки на опоры определялись геометрическим сложением реакций, возникающих при прямолинейном движении трактора от сил, действующих на зубья внутреннего сателлита со стороны полуосевой шестерни и второго парного сателлита, а при повороте помимо того, от усилия на наружном сателлите. Расчетные моменты, взяты по табл. 12. Опорные втулки — тонкостенные, разрезные, изготовлены из биметаллической ленты.

Дифференциал имеет простые ленточные тормозы с двумя затягиваемыми концами, работающие в масле. Основные размеры тормоза: диаметр барабана $D = 216$ мм; рабочая ширина ленты $b = 45$ мм; угол охвата ленты $\alpha = 290^\circ$. В тормозах допущены высокие удельные давления, значительно превосходящие обычно применяемые для сухих тормозов. При предельном тормозном моменте $M_{mp} = 5800$ кгсм и коэффи-

Удельные давления на опорные поверхности сателлитов двойного дифференциала гусеничного трактора малой мощности (фиг. 57)

Вариант расчета	Опорная реакция в кг от усилий			Результирующая реакция в кг	Размеры опорной поверхности в мм		Удельное давление в кг/см ²
	на полуосевой шестерне	на парном сателлите	на наружном сателлите		длина	диаметр	
Прямолинейное движение на I передаче	340	240	-	216	25,4	20	42,5
Поворот	450	520	750	200	25,4	20	40

коэффициенте трения асбеста по чугуну в масле $\mu = 0,1$ усилие на набегающем конце ленты

$$T = \frac{M_{mp} e^{\mu \alpha}}{0,5 D (e^{\mu \alpha} - 1)} \approx 1380 \text{ кг},$$

откуда удельное давление

$$P_0 = \frac{T}{0,5 D b} \approx 28,4 \text{ кг/см}^2.$$

В табл. 14 приведены данные по муфтам поворота тракторов КД-35, СТЗ-НАТИ и „Сталинец-80“. Расчетные моменты трения муфт определялись при $\mu = 0,3$. Коэффициент запаса сцепления муфт β подсчитан в двух вариантах; по двигателю — для случая прямолинейного движения трактора на I передаче и по сцеплению с почвой — для случая поворота. В последнем случае принят коэффициент сцепления $\varphi = 1,2$.

При конструировании муфт поворота для сельскохозяйственных тракторов существенное внимание должно быть уделено удобству и легкости управления ими, поскольку в условиях эксплуатации эта операция является одной из наиболее утомительных. При работе в поле трактор должен поворачиваться дважды каждые несколько минут, в течение которых он проходит один гон: первый раз при въезде в него, второй — при выезде. Помимо этого, муфтами поворота приходится систематически пользоваться и посреди гона для выравнивания направления движения трактора. У тракторов небольшой и средней мощности задача облегчения управления муфтами поворота обычно решается рационализацией конструкции привода, за счет надлежащего подбора плеч рычагов, уменьшения потерь на трение и деформацию и т. д. В машинах более мощных начинают применять различного рода сервомеханизмы, использующие в помощь водителю внешние источники энергии. Можно считать, что применение сервомеханизмов становится необходимым, когда работа выключения муфты превышает 300 кгсм.

Простейшим средством для облегчения управления муфтами постоянно замкнутого типа могут явиться так называемые сервопружины, которые аккумулируют часть энергии нажимных пружин, освобождающейся

Муфты поворота

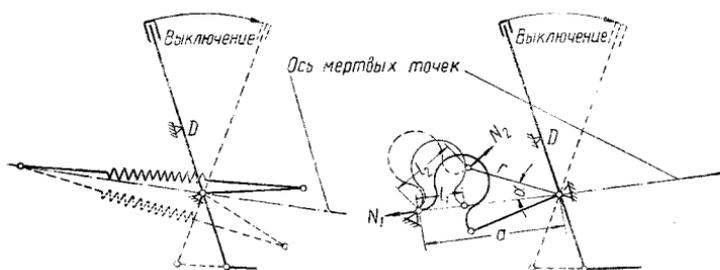
Параметр	Значения для тракторов		
	КД-35	СТЗ-НАТИ	„Сталинец -80“
Тип муфты	Сухая многодисковая постоянно замкнутого типа		
Число пар поверхностей трения	12	18	20
Радиусы дисков в мм:			
наружный	139	139	184
внутренний	99,5	99,5	146
Число пружин нажимного устройства (двойных)	6	6	8
Число рабочих витков пружин ¹	6 и 8	7,5 и 10	13,5 и 19
Диаметр проволоки пружин ¹ в мм	5,5 и 3,5	5,5 и 3,5	5,5 и 4
Наружный диаметр пружин в мм	39 и 23,5	39,0 и 23,5	41 и 26
Давление на диски при включенной муфте:			
общее в кг	750	720	1150
удельное в кг/см ²	2,53	2,44	2,92
Момент, передаваемый муфтой, в кгсм:			
при прямолинейном движении на I передаче (по двигателю)	8 550	12 600	23 500
при повороте (по сцеплению)	14 800	20 600	29 200
Расчетный момент трения муфты при $\mu = 0,3$	32 200	46 400	114 000
Коэффициент запаса сцепления муфты β :			
по двигателю (при прямолинейном движении)	3,76	3,68	4,85
по сцеплению с почвой	2,18	2,25	3,9

¹ В графах с двойными цифрами — первая цифра относится к наружным пружинам, вторая — к внутренним.

при возвращении муфты из выключенного положения во включенное, и используют ее затем при последующем выключении муфты.

На фиг. 64 показаны две простейшие схемы сервопружин. Принцип работы пружин в обоих случаях одинаков, но на левой схеме пружина работает на растяжение, а на правой — на сжатие. Кроме того, в одном случае применена спиральная пружина, а в другом — листовая.

Работа сервопружин протекает следующим образом: при включенной муфте сервопружины занимают положение, показанное на схемах сплошными линиями, и прижимают при этом рычаг управления к упору D . При выключении муфты сервопружины сначала переводятся усилием водителя, приложенным к рычагу управления, через ось мертвых точек сервомеханизма, после чего они начинают помогать выключению муфты



Фиг. 64. Схемы сервопружин для муфт сцепления.

Положение сервопружин при выключенной муфте показано на схемах пунктиром.

При включении муфты усилие ее нажимных пружин возвращает приводной механизм в исходное положение, заряжая сервопружину до ее первоначального состояния. Чтобы обеспечить обратный переход сервопружин через ось мертвых точек, нужно их установить таким образом, чтобы включение муфты заканчивалось несколько позже перехода сервопружиной указанного положения.

Как показывает детальный анализ, сервопружины, работающие на сжатие, имеют ряд преимуществ по сравнению с сервопружинами, работающими на растяжение. Поэтому в дальнейшем рассматриваются только пружины первого типа. Эффективность сервопружин определяется: 1) величиной работы, которую экономит водитель при выключении муфты; 2) характером так называемой кривой серводействия, т. е. кривой, показывающей, как меняется усилие P на плече сервопружины в течение всего процесса выключения муфты.

Работа L сервопружины, используемая для облегчения выключения муфты, может быть выражена уравнением:

$$L = 0,5 (N_1 + N_2) (l_2 - l_1), \quad (27)$$

где согласно обозначениям, принятым на фиг. 64:

l_1 и N_1 — длина и усилие пружины в мертвом положении;

l_2 и N_2 — длина и усилие пружины в конце выключения муфты.

Зависимость между l_2 и l_1 выражается соотношением

$$l_2 = \sqrt{a^2 + r^2 - 2ar \cos \alpha},$$

откуда, принимая, ввиду малой величины угла α , $\cos \alpha \approx 1 - \frac{\alpha^2}{2}$, получаем

$$l_2 \approx \sqrt{l_1 + ar\alpha^2}. \quad (28)$$

Заменив в уравнении (27) N_1 через $k(l_0 - l_1)$, а N_2 через $k(l_0 - l_2)$, где k — коэффициент жесткости сервопружины, а l_0 — длина пружины в свободном состоянии, и подставляя $l_2 = \sqrt{l_1 + ar\alpha^2}$, получаем после соответствующих преобразований следующее выражение для величины работы:

$$L = kl_0 \left(\sqrt{l_1 + ar\alpha^2} - l_1 \right) - \frac{kara^2}{2}. \quad (29)$$

С другой стороны, возможная величина работы L равна той части потенциальной энергии L_0 , накапливаемой во время выключения муфты нажимными пружинами, которую представляется возможным использовать для зарядки сервопружины при обратном включении муфты. В соответствии с этим можно написать, что

$$L = L_0 \eta_m \eta_n \eta_{rp}, \quad (30)$$

где η_m — коэффициент, учитывающий затраты энергии на механические потери в приводе;

η_n — коэффициент, учитывающий неполноту использования энергии нажимных пружин на участках, где их усилия больше усилий, необходимых для зарядки сервопружины;

η_{rp} — коэффициент, учитывающий необходимость резервировать часть энергии нажимных пружин для компенсации возможных отклонений фактических значений параметров, влияющих на работу сервопружины, от принятых расчетных.

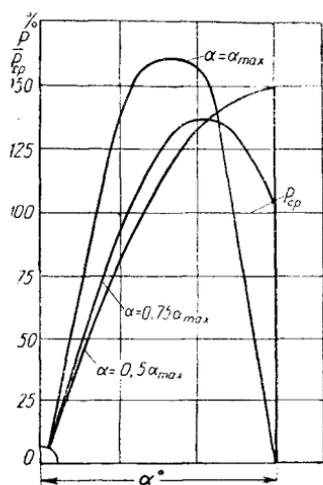
Кривая серводействия пружины зависит от степени использования потенциальной энергии сервопружины за время выключения муфты, т. е. от отношения действительного угла α поворота плеча сервопружины к углу α_{\max} , при котором потенциальная энергия пружины была бы реализована полностью и пружина вернулась бы в свободное состояние.

Диаграмма на фиг. 65 показывает кривые серводействия при различных значениях отношения $\frac{\alpha}{\alpha_{\max}}$. Для всех случаев работа сервопружины принята одинаковой.

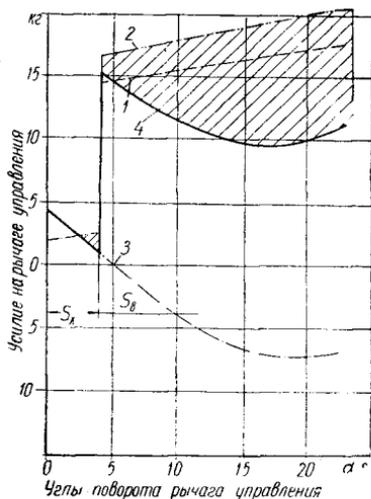
Наиболее благоприятный характер кривая серводействия имеет при $\alpha = 0,75 \alpha_{\max}$. Основная часть кривой за исключением небольшого начального участка расположена в зоне, близко прилегающей к линии среднего серводействия. Это позволяет повысить величину коэффициента использования энергии нажимных пружин η_n . Небольшое снижение серводействия, имеющее место на этой кривой к концу выключения, позволяет водителю более четко ощущать окончание процесса выключения муфты.

На фиг. 66 показана диаграмма усилий на рычаге управления муфтой поворота гусеничного трактора при использовании сервопружины, работающей на сжатие и подобранной в соответствии с изложенными соображениями. Диаграмма позволяет сделать следующие выводы относительно эффективности действия сервопружины.

1. Работа, которую экономит водитель (заштрихованная площадка на диаграмме) составляет 35—40% от работы, требуемой для выключения муфты при отсутствии сервопружины. Эти цифры являются средними и зависят от конструкции привода. Сложный привод с низким механическим к. п. д. значительно снижает возможную величину экономии.



Фиг. 65. Кривые серводействия пружины, работающей на сжатие, для разных значений $\frac{\alpha}{\alpha_{max}}$.



Фиг. 66. Диаграмма усилий на рычаге управления при установке сервопружины, работающей на сжатие:

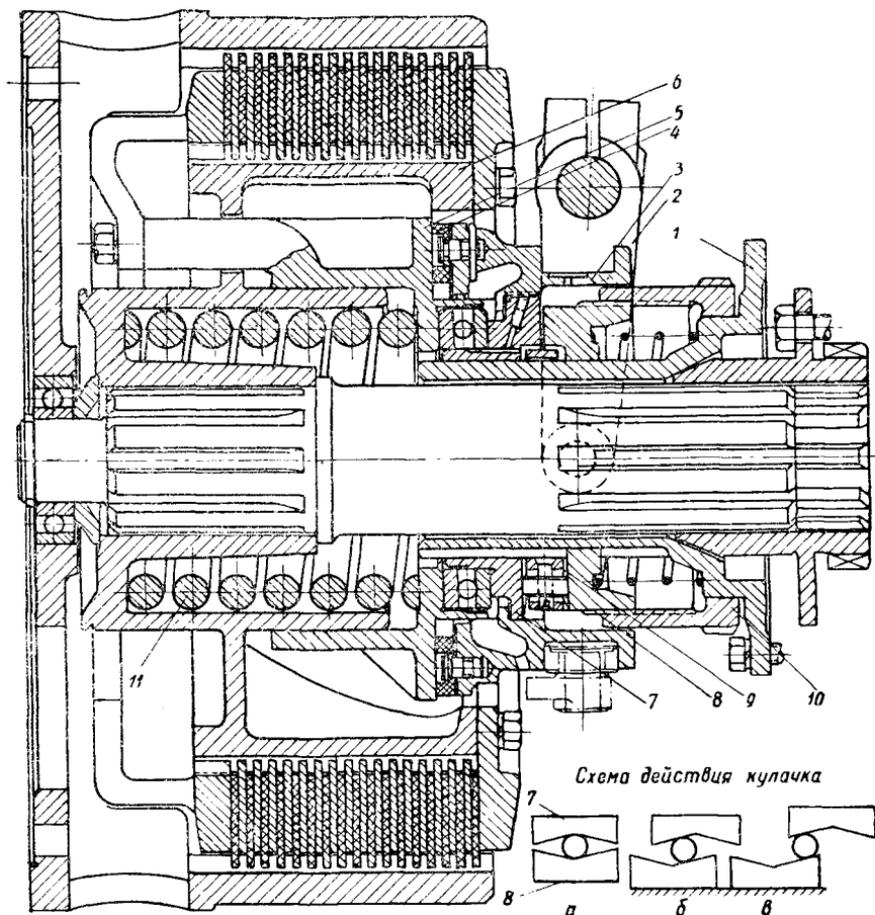
1—усилия от нажимных пружин; 2—результатирующие усилия при отсутствии сервопружины; 3—усилия от сервопружины; 4—результатирующие усилия при наличии сервопружины.

2. Кривая серводействия имеет резко переменный характер, причем в начале выключения муфты серводействие пружины почти равно нулю. В связи с этим величина максимального усилия на рычаге управления снижается сервопружинами в незначительной степени.

Для облегчения управления муфтами поворота может служить механический сервопривод, показанный на фиг. 67 (активизатор выключения). Сервопривод такого типа позволяет основную часть работы по выключению муфты выполнять за счет энергии тракторного двигателя. Водителю приходится прикладывать лишь усилие, необходимое для того, чтобы держать активизатор в рабочем состоянии.

Активизатор монтируется на трубчатом хвостовике 1, прикрепленном болтами к перегородке картера заднего моста. Он представляет собою кулачковый механизм, смещенный внутри корпуса 3. Наружный кулачок 7 соединен шпонками с корпусом активизатора, а внутренний

кулачок 8 сидит на шпонках на неподвижном хвостовике 7. Между кулачками расположен роликодержатель 9 с двумя роликами. При выключении муфты водитель через приводную вилку 2 прижимает корпус активизатора к обойме 5 нажимной пружины 11 муфты. В результате возникающей между ними силы трения активизатор вовлекается во вращательное движение. Когда момент трения, вращающий корпус активи-



Фиг. 67. Механический сервопривод управления муфтами поворота гусеничного трактора:

1 — хвостовик; 2 — приводная вилка; 3 — корпус сервопривода; 4 — фрикционная накладка; 5 — обойма нажимной пружины; 6 — ведущий барабан муфты; 7 — наружный кулачок; 8 — внутренний кулачок; 9 — роликодержатель; 10 — регулировочная гайка; 11 — нажимная пружина муфты.

затора, возрастет настолько, что осевая составляющая, действующая при этом на кулачок, будет в состоянии совместно с усилием нажатия вилки 2 преодолеть сопротивление нажимной пружины 11, муфта начнет выключаться. Выключение закончится в то время, когда приливы, имеющиеся на корпусе активизатора (на чертеже не показаны), упрутся в выступы, сделанные на вилке, и прекратят дальнейшее вращение

активизатора. При этом фрикционная накладка 4 будет скользить по обойме нажимной пружины, продолжаясь вращаться вместе с ведущим барабаном муфты. Схема работы кулачкового механизма активизатора показана на фиг. 67 отдельно. Буквой *a* обозначено положение кулачков при включенной муфте, буквой *b* — в момент начала выключения и буквой *в* — при выключенной муфте.

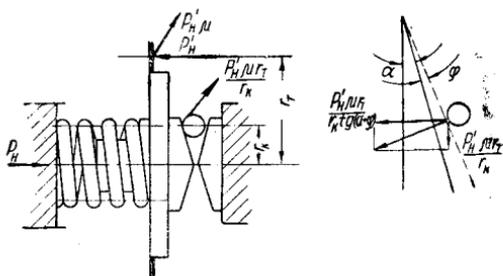
Для включения муфты нужно, чтобы водитель отпустил рычаг управления. Активизатор при этом вернется в исходное положение сначала под действием нажимной пружины муфты, а потом под действием оттяжной пружины, имеющейся в системе привода управления.

Из силовой схемы активизатора (фиг. 68) можно написать следующее соотношение между усилием $P'_н$, прикладываемым для выключения муфты к приводной вилке при наличии активизатора, и усилием $P_н$, необходимым для этой же цели без активизатора:

$$P'_н + \frac{P'_н \mu r_T}{r_k \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = P_н,$$

откуда

$$\frac{P'_н}{P_н} = \frac{1}{1 + \frac{\mu r_T}{r_k \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}},$$



Фиг. 68. Силовая схема активизатора.

где α — угол подъема винтовой поверхности кулачков активизатора;
 φ — угол трения, учитывающий сопротивление качению роликов по кулачкам;

остальные обозначения указаны на схеме.

При надлежащем подборе величины угла α и при малом сопротивлении качению роликов по кулачкам активизатор может снизить усилие, необходимое для выключения муфты, почти на 80%.

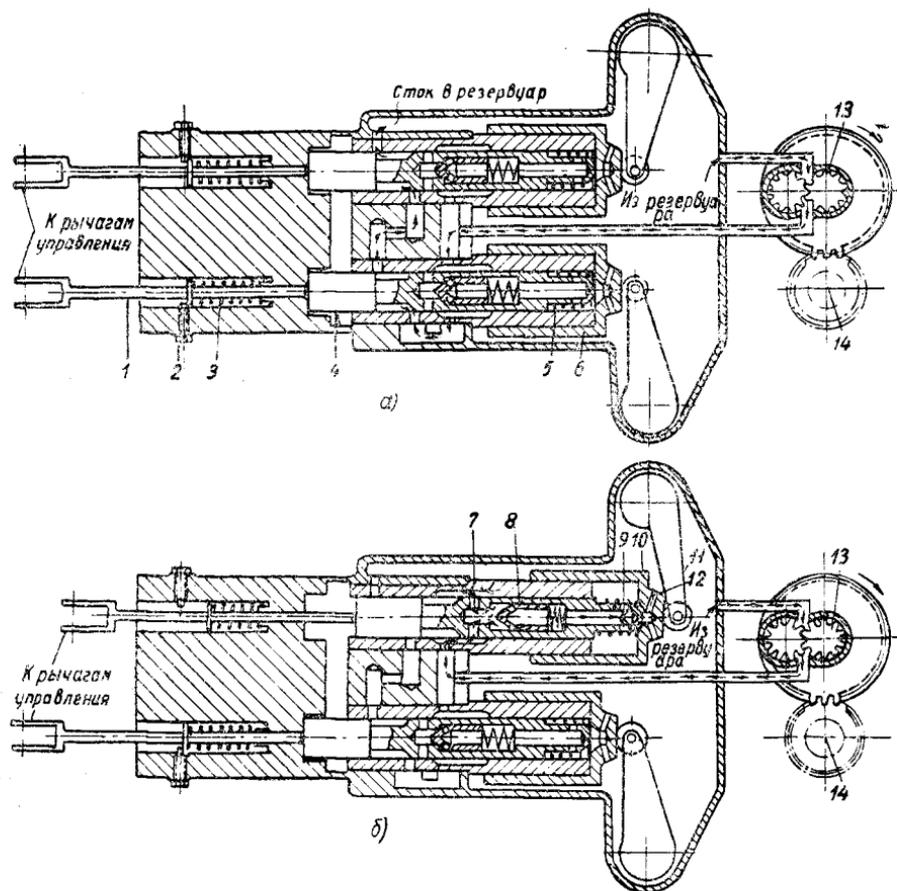
Наиболее радикально вопрос облегчения управления муфтами поворота решен на тракторах „Сталинец-80“ применением гидравлического сервомеханизма, схема работы которого показана на фиг. 69.

Основными частями механизма являются — насос, распределители и сервомоторы. Распределителей и сервомоторов имеется по два, по одному на каждую муфту.

Шестеренчатый насос 13, вращающийся от первичного вала коробки передач, подает масло из резервуара в приемную магистраль системы. Оттуда масло направляется распределителями или в один из сервомоторов при повороте трактора, или обратно в резервуар при прямолинейном движении. Изменение направления потока масла производится воздействием рычагов управления на положение золотников распределителей. Непосредственно работу выключения муфт выполняют сервомоторы. Необходимые для этого усилия создаются в сервомоторах давлением нагнетаемого туда масла.

В положении *a* рычаги управления не оказывают воздействия на толкатели 1, которые отведены пружинами 3 до упора в установочные винты 2. Вслед за толкателями под действием пружин 5 отхо-

дят и золотники 4. Путь масла показан стрелками. Из приемной магистрали масло проходит через отверстия в гильзах 6 золотников и сливается обратно в резервуар. Насос в рассматриваемом случае работает вхолостую; обе муфты остаются во включенном положении. Рассматриваемое положение соответствует езде трактора по прямой.



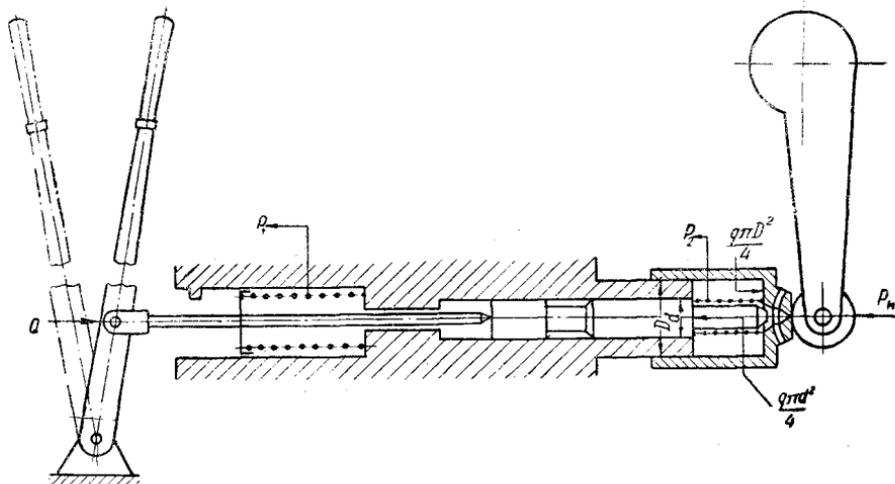
Фиг. 69. Принципиальная схема гидравлического сервомеханизма управления муфтами поворота трактора „Сталинец-80“:

a — движение по прямой (обе муфты включены); *б* — поворот направо (выключена правая муфта); 1 — толкатель; 2 — установочный винт; 3 — пружина толкателя; 4 — золотник; 5 — пружина золотника; 6 — гильза золотника; 7 — впускные каналы; 8 — обратный клапан; 9 — выпускные каналы; 10 — цилиндр сервомотора; 11 — рычаг отводки; 12 — спускные каналы цилиндра; 13 — масляный насос; 14 — ось первичного вала коробки передач.

В положении *б* (поворот направо) один из золотников отведен назад и перекрывает в гильзе золотника каналы, соединяющие приемную магистраль системы со сливным отверстием. Масло, нагнетаемое насосом, устремляется по каналам 7 внутрь золотника, открывает здесь обратный клапан 8 и через каналы 9 поступает в сервомотор. Под давлением масла поршень сервомотора перемещается и поворачивает рычаг 11 отводки муфты, в результате чего последняя будет выключаться. Вели-

чина давления в сервомоторе зависит от степени дросселирования выхода масла и устанавливается автоматически в соответствии с сопротивлением на рычаге отводки.

Если по каким-либо причинам подача масла прекращается или насос не в состоянии развить давления, необходимого для выключения муфты, поворот рычага отводки может быть осуществлен путем непосредственного нажатия золотника на поршень сервомотора.



Фиг. 70. Силовая схема гидравлического привода управления муфтами поворота трактора „Сталинец-80“.

Из силовой схемы сервомеханизма трактора „Сталинец-80“ (фиг. 70) следует, что для перемещения толкателя необходимо приложить усилие

$$Q = \frac{q\pi d^2}{4} + P_1 + P_2 = \delta \frac{q\pi d^2}{4},$$

где q — давление масла в системе;

d — диаметр золотника;

P_1 и P_2 — сопротивления отжимных пружин;

δ — коэффициент, оценивающий влияние сопротивления отжимных пружин на величину Q .

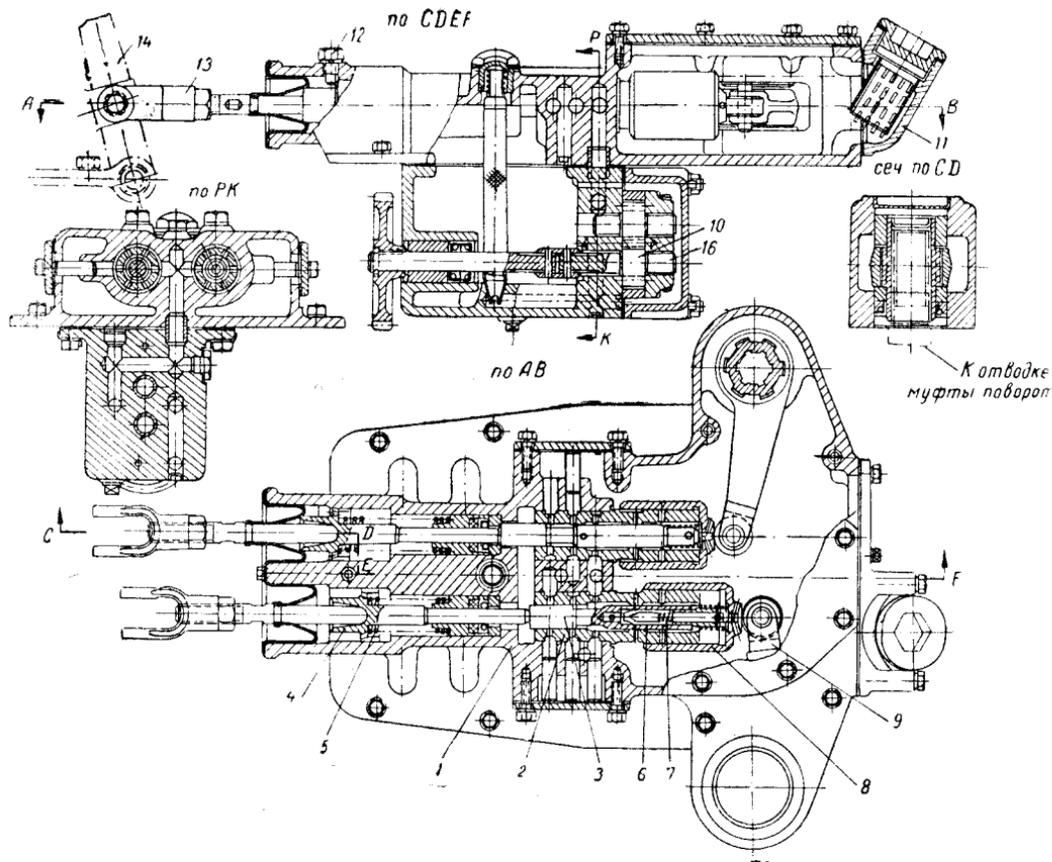
С другой стороны, между нажимным усилием P_n , создаваемым цилиндром сервомотора, и давлением в системе существует соотношение

$$P_n = \frac{q\pi D^2}{4},$$

где D — диаметр рабочего цилиндра сервомотора.

Объединяя оба приведенных уравнения, получим

$$Q = \frac{\delta d^2}{D^2} P_n.$$



Фиг. 71. Гидравлический привод управления муфтами поворота трактора «Сталинец-80».

1 — корпус сервомоторов; 2 — гильза золотника; 3 — золотник; 4 — толкатель; 5 — пружина толкателя; 6 — обратный клапан; 7 — пружина обратного клапана; 8 — цилиндр сервомотора; 9 — рычаг отводки; 10 — масляный насос в сборе; 11 — масляная горловина; 12 — установочный винт; 13 — вилка рычага управления; 14 — рычаг управления.

В гидроприводе трактора „Сталинец-80“, где $d = 19$ мм, $D = 45$ мм, $\delta \approx 1,3$, усилие $Q \approx 0,23 P_n$.

Конструкция сервомеханизма трактора „Сталинец-80“ показана на фиг. 71.

Шестерни центральных (главных) и конечных передач

Центральные передачи в большинстве тракторов выполняются в виде пары конических шестерен с прямыми или спиральными зубьями.

Применение спиральных зубьев, несмотря на все их очевидные преимущества, затрудняется необходимостью усиливать опоры передачи в связи с повышением осевых усилий. Возникающие при этом трудности специфичны для обычной компоновки тракторной трансмиссии с расположением ведущей шестерни центральной передачи непосредственно на ведомом валу коробки. Подшипник у ведущей конической шестерни получается при этом чрезмерно нагруженным, в особенности в коробках с прямой передачей, где по конструктивным условиям ему приходится воспринимать также и осевые усилия. Для снижения нагрузки на этот подшипник и уменьшения деформаций вала конической шестерни применяется иногда установка дополнительного подшипника, создающего для конической шестерни вторую опору. Такая конструкция опор применена, например, на ведомом валу коробки передач, показанной на фиг. 30.

В связи с изложенным при установке на тракторах конических шестерен со спиральными зубьями средний угол спирали нередко берется меньше обычных значений. На тракторе Фармолл-Каб, например, средний угол спирали у зубьев центральной передачи приблизительно равен 18° , а на тракторе „Сталинец-80“ он составляет всего $4^\circ 22' 20''$. Практически центральная передача трактора „Сталинец-80“ может быть отнесена к группе шестерен с спиральными зубьями, у которых средний угол спирали равен нулю. Такие шестерни в последнее время применяются на ряде тракторов.

Спиральные зубья с нулевым углом спирали нарезаются теми же методами, что обычные спиральные, и аналогично последним обладают в известной степени свойством самоустанавливаемости. Это позволяет им сохранять устойчивую зону контакта даже при некотором нарушении взаимного расположения сопряженных шестерен при деформациях в работе. Осевые усилия в передаче с такими зубьями почти не отличаются от осевых усилий в прямозубой конической передаче. Однако в отношении плавности зацепления, а также в отношении возможности снижения минимального числа зубьев ведущей шестерни и применения передач с более высокими передаточными числами спиральные зубья с нулевым углом спирали не имеют преимуществ перед прямыми.

В табл. 15 приведены размеры и расчетные параметры шестерен центральных передач ряда тракторов. Зубья проверялись на прочность по упрощенной формуле (26) А. В. Осипяна. По соображениям, изложенным выше, напряжения подсчитывались у гусеничных тракторов для случая прямолинейного движения на I передаче, а у колесных — на II передаче.

Шестерни цент

Трактор	Число зубьев z	Модуль m в мм	Угол зацепления α в градусах	Угол спирали зуба γ в градусах	Длина зубьев b в мм
„Универсал“	$\frac{13}{63}$	5,25/3,75	20	Прямой зуб	$\frac{37}{34,2}$
Фармолл Н	$\frac{16}{49}$	Питч 4,2	20	Прямой зуб	$\frac{35}{35}$
КД-35	$\frac{13}{49}$	6	14°30'	Прямой зуб	$\frac{42,4}{40}$
СТЗ-НАТИ	$\frac{16}{41}$	7	14°30'	Прямой зуб	$\frac{52}{52}$
„Сталинец-80“	$\frac{14}{39}$	9	20	4°22'20"	57

Примечание. Цифры верхнего ряда относятся к ведущим шестерням,

Шестерни конеч

Трактор	Крутящий момент $M_{расч}$ на ведущем валу в кгсм	Шестерни	Межцентровое расстояние A в мм	Число зубьев z	Модуль m в мм
„Универсал“	5 040	Ведущая Ведомая	279	13 80	6/4,8
Фармолл Н	8 200	Ведущая Ведомая	8 $\frac{2}{3}$ "	12 66	Питч 4,5
Оливер 70	9 000	Ведущая Ведомая	10 $\frac{1}{8}$ "	13 68	Питч 4/5
КД-35	8 550	Ведущая Ведомая	256,75	13 66	6,5/5
СТЗ-НАТИ	12 300	Ведущая Ведомая	247	13 63	6,5/5
„Сталинец-80“	1-я пара 23 600	Ведущая Ведомая	180	12 27	9
	2-я пара 53 100	Ведущая Ведомая	342	12 53	10,5

Примечание. Для колесных тракторов расчетный момент приведен для

Расчетные данные по

Тракторы	Продолжительность зацепления ε	Напряжения σ в кг/см ²				Удельное давление k в		
		σ_1	σ_2	σ_1'	σ_2'	k_1	k_2	k_3
„Универсал“	1,2	1035	840	810	750	11 000	12 700	8 760
Фармолл Н	1,47	2570	2840	1475	2085	18 400	14 450	11 800
Оливер 70	1,28	2500	2490	1785	2130	17 100	16 900	11 650
„Кировец Д-35“	1,17	1315	1700	1060	1510	11 520	13 560	9 660
СТЗ-НАТИ	1,19	1950	1750	1570	1550	13 400	15 000	10 300
„Сталинец-80“	1-я пара 1,3	1800	2290	1290	1820	11 700	13 100	11 300
	2-я пара 1,45	2430	2630	1480	2000	16 750	13 800	11 150

ральных передач

зуба h	Высота в мм		Зацепление	Крутящий момент $M_{расч}$ на ведущей шестерне в кгсм	Напряжения σ в кг/см ²
	головки зуба h'				
8,12	3,75		Нулевое	2 080	1230
	3,75				885
13,24	8,6		Глиссон	5 500	2050
	3,51				1650
13,12	8,58		Смещенное симметричное	4 540	2300
	3,42				2000
15,31	9,73		Смещенное симметричное	9 600	2560
	4,27				2300
19,69	13,95		Смещенное симметричное	16 900	1340
	4,05				1950

а нижнего — к ведомым.

Таблица 16

ных передач

Угол зацепления α в градусах	Длина зуба b в мм	Высота в мм		Зацепление
		головки зуба h' при парезке	зуба h	
20	50	6,6	10,8	Смещенное симметричное
	36	3,0		
20	50,8	8,4	13,7	Смещенное симметричное
	46	2,83		
20	39	6,6	11,7	Смещенное симметричное
	35	3,6		
20	59	7,4	11,7	Смещенное симметричное
	45	2,6		
20	64	6,6	10,83	Смещенное симметричное
	60	3,4		
$\alpha_0 = 20$ $\alpha = 23^\circ 34' 49''$	80	12,1	20,25	Смещенное несимметричное
	75	5,5		
$\alpha_0 = 20$ $\alpha = 20^\circ 20' 38''$	105	14,9	24,15	Смещенное несимметричное
	102	6,1	23,625	

прямолинейного движения трактора на II передаче, а для гусеничных на I.

Таблица 17

шестерням конечных передач

вне кг/см ²	Скорость скольжения сопряженных профилей зубьев v_{τ} в м/сек				Секундная работа трения kv_{τ} в кг.см ² /сек			
	$k_1 v_{\tau_1}$	$k_2 v_{\tau_2}$	$k_3 v_{\tau_3}$	$k_4 v_{\tau_4}$	$k_1 v_{\tau_1}$	$k_2 v_{\tau_2}$	$k_3 v_{\tau_3}$	$k_4 v_{\tau_4}$
5950	0,127	0,068	-0,181	-0,24	1400	860	-1580	-1425
7600	0,118	0,004	-0,112	-0,226	2170	58	-1320	-1720
7920	0,13	0,062	-0,116	-0,185	2220	1050	-1350	-1470
6600	0,13	0,07	-0,23	-0,29	1500	950	-2220	-1920
7000	0,15	0,11	-0,21	-0,25	2000	1650	-2160	-1750
8220	0,25	0,09	-0,288	-0,45	2920	1180	-3250	-3700
7400	0,12	0,016	-0,11	-0,22	2010	220	-1230	-1630

В таблицах 16 и 17 приведены данные о шестернях конечных передач шести тракторов. Во всех случаях применена коррекция зацепления. У трактора „Сталинец-80“ зацепление — смещенное несимметричное, у остальных — смещенное симметричное. Помимо этого, на всех тракторах, кроме тракторов „Сталинец-80“ и Фармолл Н, зубья имеют уменьшенную высоту. Из параметров износа для конечных передач наибольшее значение имеет величина удельного давления k . Величина секундной работы трения имеет меньшее значение, так как при сравнительно низких числах оборотов шестерен конечных передач она получается небольшой.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие данные и кинематические схемы	3
2. Главные муфты сцепления	17
3. Коробки передач	34
4. Задние мосты	71

Технический редактор *Е. Н. Матвеева*
Корректор *Ц. И. Будницкая* и *И. И. Рубашкин*

Сдано в произв. 5/XII 1949 г. Подпис. к печати 18/V 1949 г. Тираж 1000 экз.
Л-06005 Печ. л. 6 $\frac{1}{2}$. Уч.-изд. л. 8,5 Бумага 60 \times 92 $\frac{1}{16}$ Заказ № 4093.

1-я типография Машгиза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
10	Таблица, 4-я графа, 2-я снизу	$\frac{z' z'_3 z'_7 z'_9 z'_{11}}{z' z'_3 z'_6 z'_8 z'_{10}}$	$\frac{z' z'_3 z'_7 z'_8 z'_{11}}{z z'_3 z'_6 z'_8 z'_{10}}$	Тип.
12	Верхняя таблица, 3-я графа, 2-я снизу	$\frac{z_4 z_1 z_{12}}{z_3 z_9 z_{11}}$	$\frac{z_4 z_{10} z_{12}}{z_3 z_9 z_{11}}$	"
14	Таблица, 3-я графа, 1-я сверху	z	z'	"
15	Таблица, 5-я графа, 2-я снизу	$\frac{z_4 z_1 z_7 z_9}{z_1 z_5 z_6 z_8}$	$\frac{z_4 z'_1 z_7 z_9}{z_1 z_5 z_6 z_8}$	"
25	Таблица 2, 1-я сверху	дисков металло- керамических муфт	металлокерамиче- ских дисков муфт	"
38	Таблица, 4-я графа, 2-я снизу	$\frac{z z'_2}{z z_2}$	$\frac{z' z'_2}{z z_2}$	"
42	Таблица, 12-я графа, 1-я сверху	z_1	z_4	"