

*И.С. ЧЕРНЯВСКИЙ, к.т.н., Харьков, ХТЗ*

## ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ ХТЗ

С ростом энергонасыщенности тракторов количество зубчатых передач, валов, подшипниковых опор и других силовых элементов резко увеличивается, предопределяя тем самым надежность силовых агрегатов.

Проследим это положение на силовых передачах трех моделей гусеничных тракторов ДТ-54А, Т-74 и Т-150, выпущенных в количестве сотен тысяч штук за период 1950-2002г.г.

Силовые передачи включают в себя [1]:

- двигатель;
- муфту сцепления;
- карданную передачу;
- коробку передач;
- задний мост;
- конечную передачу.

**Двигатель.** Двигатель трактора ДТ-54А (Д-54А), как и трактора Т-74 (СМД-14), - четырехтактный, четырехцилиндровый, рядный, жидкостного охлаждения с непосредственным впрыском топлива в камеру в поршне. Двигатель трактора Т-150 (СМД-60) – четырехтактный, шестицилиндровый, V- образный, с углом развала 60°.

Мощность и номинальное число оборотов двигателя Д-54А соответственно – 54 л.с., 1300 об/мин, а СМД-14 – 80 л.с., 1800 об/мин, двигателя СМД-60 – 150 л.с., 2000 об/мин.

Двигатель Д-54А установлен на раме трактора жёстко, а двигатель СМД-14 установлен на передней и двух задних опорах трактора, предназначенных для снятия воздействия на его агрегаты неуравновешенных инерционных сил дизеля, вызывающих вибрацию, а также для смягчения

толчков, передающихся на дизель при движении трактора по неровной местности. Передняя опора состоит из несущих пружин и буферной резиновой подушки. Задняя опора включает в себя два резинометаллических амортизатора цилиндрической формы.

На тракторе Т-150 двигатель СМД-60, муфты сцепления и коробка передач жестко скреплены между собой и образуют силовой агрегат, расположенный на раме трактора. Он установлен на резинометаллических опорах – амортизаторах - переднем, заднем и четырех боковых.

**Муфты сцепления.** Муфты сцепления на двигателе Д-54А – однодисковые, на СМД-14 и СМД-60 – двухдисковые, постоянно замкнутые. Для обеспечения безударного включения шестерён коробки передач в главной муфте сцепления предусмотрен тормозок первичного вала.

**Коробка передач.** Коробка передач тракторов ДТ-54А и Т-74 соединены с главной муфтой сцепления карданной передачей. Основными упругими элементами являются массивные резиновые втулки, расположенные в гнездах головок, которые крепятся к двум крестообразно расположенным валам.

Коробка передач трактора ДТ-54А трехходовая, пятиступенчатая, жестко установлена на раме. Первичный и промежуточный валы вращаются на шариковых подшипниках, вторичный вал изготовлен как одно целое с малой конической шестернёй и вращается на шариковом и роликовых подшипниках. По шлицам валов свободно перемещаются каретки с шестернями.

Коробка передач трактора Т-74 механическая, шестиступенчатая,, установлена на раме на специальной опоре. В корпусе установлены первичный, промежуточный, вторичный и дополнительный валы. Вращаются валы, кроме вторичного, на шариковых опорах. У вторичного (аналогично с ДТ-54А с малой конической шестернёй) – спереди два подшипника радиально-упорный и шариковый, а сзади – роликовый подшипник. По шлицам валов свободно перемещаются каретки с шестернями.

Использование замедленных передач рекомендуется при установке дополнительного оборудования (повышения веса трактора) и требует ограничение тягового усилия, т.к. без ограничения возможна поломка деталей трансмиссий.

Коробка передач трактора Т-150 механическая, четырехрежимная (рабочий ряд, транспортный ряд, режим заднего хода, замедленный ряд) обеспечивает по три скорости движения в каждом режиме. Переключение передач в пределах одного режима (ряда) производится без разрыва потока мощности с помощью гидropоджимных муфт. Включение требуемого ряда осуществляется зубчатой муфтой или подвижной шестерней, управляемой через механический привод. Шестерни КПП (коробки перемены передач) находятся в постоянном зацеплении. Также коробка передач трактора Т-150 выполняет функции механизма поворота. Такое совмещение функций возможно благодаря тому, что коробка передач имеет два выходных вала. На валах установлены гидropоджимные муфты и ленточные тормоза. Первичный, промежуточный, вторичный валы и вал заднего хода установлены на шариковых опорах. Ввод в зацепление шестерён замедленного ряда и заднего хода осуществляется подвижной кареткой, перемещающейся по шлицам первичного вала. Все остальные шестерни КПП – неподвижны.

**Задний мост.** Задние мосты тракторов ДТ-54А и Т-74 объединяет главную передачу, муфты поворота и ленточные тормоза. Вал заднего моста вращается на двух конических роликоподшипниках. Муфты поворота многодисковые, сухие.

Ведущий мост трактора Т-150 имеет две независимые друг от друга унифицированные главные передачи, состоящие из ведущей и ведомой спирально-конических шестерен. Ведущая шестерня изготовлена заодно с валом и установлена на двух конических роликовых подшипниках. Ведомая шестерня прикреплена болтами к ступице, которая установлена на двух конических подшипниках. Внутренние шлицы ступицы служат для передачи

крутящего момента полуосям и далее солнечным шестерням конечных передач. Рама воспринимает через шпонки реактивный момент от корпуса заднего моста.

Мощность двигателя через силовую передачу передается к ведущим колесам трактора.

**Вал отбора мощности.** Для передачи мощности двигателей Д-54А и СМД-14 тракторов ДТ-54А и Т-74 к прицепным или навесным машинам тракторного агрегата на задней стенке заднего моста установлен одноступенчатый цилиндрический редуктор вала отбора мощности (ВОМ). Ведущий вал редуктора изготовлен как одно целое с ведущей шестернёй и соединён с задним концом первичного вала. Ведомая шестерня передвигается по валу, на котором имеется наружный шлицевой хвостовик для присоединения вилки карданного вала агрегатируемого орудия.

Независимый привод ВОМ Т-150 осуществляется через промежуточный вал, который одним шлицевым концом соединён непосредственно с коленчатым валом двигателя, а другим – с ведущей частью зубчатой муфты. Передача мощности к редуктору ВОМ осуществляется от фланца коленчатого вала. При включении ведущей части зубчатой муфты вращается карданный вал, ведущий вал редуктора с шестернёй. Ведомая шестерня прикреплена болтами к ведомому барабану. Ведомый вал редуктора имеет сверления для подвода рабочей жидкости к гидроподжимной многодисковой муфте, т.к. она работает в масле. При её включении масло под давлением поступает в надпоршневое пространство. Поршень, преодолевая усилие пружин, перемещается и сжимает пакет фрикционных дисков, которые замыкают ведомую шестерню на валу. При этом включается вал отбора мощности. Когда выключается гидроподжимная муфта - подача масла под давлением прекращается и открывается сливная магистраль.

В тракторах Т-150, ДТ-54 и Т-74 подшипниковые опоры – опоры валов; в тракторах Т-150 они являются также опорами шестерён и крестовин

карданов.

Таким образом, серийные модели гусеничных тракторов представляют собой многообразие конструкторских решений, работающих в широком диапазоне нагрузок и оборотов.

Подробные расчетные материалы по перечисленным моделям тракторов описаны в главах V-VII справочника [2]. Следует обратить внимание на наиболее податливые участки трансмиссий тракторов ДТ-54А и Т-74 – резиновые карданные головки и валы заднего моста. У трактора Т-150 – демпфер муфты сцепления, стержневые карданные передачи, полуоси.

Теоретические и экспериментальные исследования по перечисленным раннее моделям показали:

- 1) при изменении жесткости карданной передачи от  $0.395 \cdot 10^5$  кгсм до  $0.85 \cdot 10^5$  кгсм изменение максимальных значений крутящих моментов на валопроводах трансмиссий в установившемся режиме работы трактора практически неощутимо;
- 2) демпфер муфты сцепления трактора Т-150 является эффективным средством смещения резонансных зон из рабочего диапазона в нерабочий;
- 3) оптимизация жесткостных параметров карданного вала трактора Т-150 исключила резонансы, обусловленные возмущением, как от карданной передачи, так и от зубьев главной передачи;
- 4) оптимизация жесткостных параметров полуосей трактора Т-150 исключила резонансы вдоль трансмиссии от зубьев звездочки;
- 5) оптимизация схем коробок передач тракторов Т-74 и Т-150 позволила исключить опасное сложение нагрузок от зубчатых передач, средне и высокочастотные резонансы.

Обобщение расчетных и экспериментальных данных по нагрузкам, действующих в трансмиссии в установившемся и переходных режимах, а также результаты массовой эксплуатации дают основание для следующих

рекомендаций:

- каждый силовой элемент (шестерня, подшипник, вал) должны быть рассчитаны по номинальной мощности;
- коэффициент безопасности «n» зависит от характера нагрузки, частоты ударов и случайных перегрузок, реверсивности передачи, характера концентрации нагрузок в углах впадины.

Для коэффициентов безопасности рекомендуются средние значения [3]:

$n = 4$  – постоянное приложение нагрузки постоянного знака;

$n = 6$  – внезапное приложение нагрузки постоянного знака;

$n = 8$  – внезапное приложение нагрузки переменного знака.

Нагруженность опор агрегатов при передаче мощности (N) в установившемся режиме приведено в таблицах глав V-VII справочника [2]. Особое значение при расчетной оценке подшипниковых опор имеют коэффициенты динамичности, которые зависят от многих факторов: жёсткости опор, характера нагруженности, точности изготовления и т.д. Диапазон значений, приведенных в литературе, достаточно велик и резко изменяет расчётную долговечность, особенно при оценке приведенной долговечности, где коэффициент  $\beta$  использования передач очень субъективен.

Поэтому предлагается расчётную оценку производить следующим путём:

- 1) Статическую прочность подшипника проверять по максимально возможной нагрузке в переходных режимах.

Зафиксированные в исследованиях трансмиссии тракторов Т-74 и Т-150 максимальные нагрузки ( $R_{max}$ ) находятся в пределах

$$\frac{R_{max}}{R_{ном}} = 4 \div 5,$$

(1)

$$\text{т.е.} \quad \frac{Q_{cm}}{R_{max}} = 1,5 \div 2, \quad (2)$$

где  $Q_{cm}$  – статическая грузоподъёмность подшипника.

$$\frac{Q_{cm}}{R_H} = 7,5 \div 10. \quad (3)$$

2) Долговечность подшипника оценивать при передаче полной мощности в установившемся режиме в 2-х вариантах:

$$\text{а) } (R_n)_{max} \quad n_{min} \quad K_{дин}=1 \text{ и } K_{дин}=2$$

$$\text{б) } (R_n)_{min} \quad n_{max} \quad K_{дин}=1 \text{ и } K_{дин}=2$$

$$h = \left( \frac{C_{дин}}{R_H} \right)^\alpha \frac{10^6}{60n}, \quad (4)$$

где  $\alpha$  для шариков подшипников – 3, для роликовых – 3,33.

Шестерни оценивают следующим путём:

1. Рассчитывают нагрузку, соответствующую статической прочности шестерни по формуле (5)

$$P_{cm}^{np} = \sigma_{изг}^{np} b m Y, \quad (5)$$

где  $\sigma_{изг}^{np}$  – статическое напряжение, соответствующее прочности

зуба шестерни,  $\frac{кг}{см^2}$  МПа ;

$b$  – длина зуба шестерни, см;

$m$  – модуль, см;

$Y$  – коэффициент формы зуба.

2. Вводится коэффициент запаса прочности

$$n_{np} = \frac{P_{cm}^{np}}{P_H} \quad \text{или} \quad n_s = \left( \frac{P_s}{P_{экр}} \right)_{min}, \quad (6)$$

где

$P_H$  – номинальная нагрузка, действующая на шестерню,

$P_s$  – допускаемая нагрузка по условиям безопасности,

$P_{экв}$  – эквивалентная нагрузка.

$$\left( \frac{P_s}{P_{экв}} \right)_{\min} = 1,25 \text{ - постоянная нагрузка ;}$$

$$\left( \frac{P_s}{P_{экв}} \right)_{\min} = 1,35 \text{ - пульсирующая нагрузка;}$$

$$\left( \frac{P_s}{P_{экв}} \right)_{\min} = 1,5 \text{ - ударная нагрузка.}$$

Прочность зуба обеспечена, если  $P_s \succ P_{экв}$ .

3. Для длительной работы с учётом действия ударных нагрузок

$$n_{np} \geq 10.$$

4. Динамическую нагрузку ( $P_{дин}$ ), обусловленную погрешностью изготовления, определяют по формуле (7) [2]

$$\frac{P_{дин}}{b} = 0,8\Delta \cdot V \sqrt{\frac{A}{i}}, \quad (7)$$

где  $V$ - окружная скорость шестерни,  $\frac{м}{с}$ ;

$\Delta$  - суммарная погрешность зацепления;

$A$  – межцентровое зацепление, см;

$i$  – передаточное отношение.

Для выбора допустимой погрешности шага целесообразно пользоваться таблицей 1, приведённой в работе [3].

Таблица 1 – Зависимости допустимой погрешности шага от допустимой окружной скорости.

$V_{доп}, м/с$	$\delta_{доп}, мм$	$V_{доп}, м/с$	$\delta_{доп}, мм$	$V_{доп}, м/с$	$\delta_{доп}, мм$
1,25	0,093	8,75	0,043	16,25	0,023
2,5	0,080	10	0,038	17	0,020
3,75	0,070	11,25	0,035	20	0,018
5	0,060	12,5	0,030	22,5	0,015
6,25	0,052	13,75	0,028	25 и	0,013
7,5	0,048	15	0,025	более	

Для обеспечения умеренного шума необходимо выдержать условие



точности изготовления зубца от скорости зубчатого колеса.

5. Для обеспечения минимальной внешней динамической нагрузки целесообразно воспользоваться методами, разработанными в работах [3] и успешно реализованных в серийных конструкциях.

6. Долговечность передачи определяют по уровню контактных напряжений. Следует воспользоваться формулами (8)-(9) [3]

$$C_k^3 N_u = |C_k|^3 |N_u|; \quad (8)$$

$$\sigma_k^6 N_u = |\sigma_k|^6 |N_u|,$$

(9)

где  $C_k$  – коэффициент контактной напряжённости;

$N_u = 60nT$  – число циклов, соответствующих  $C_k$ ;

$|C_k| = 60$  – коэффициент контактной напряжённости;

$|N_u| = 120 \cdot 10^7$  – базовое число циклов.

Термически допускаемая мощность ( $N_T$ ) определяется по формуле (10), приведённой в работе [3]

$$K = \frac{db}{20N_T}, \quad (10)$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности, мм;

$b$  – ширина зубчатого венца, мм;

$K$  – коэффициент, зависящий от уровня изготовления,

термообработки и подвода смазки. Для зубчатых передач рекомендуемое значение порядка 2.

Также для оценки подшипниковых узлов, где

$d$  – средний диаметр расположения тел качения, мм;

$b$  – ширина подшипника, мм.

Таблица 2 – Зависимости контактных напряжений и коэффициента износа от твердости

Hb	$\sigma_{d\max}$ , КГ/ММ <sup>2</sup>	K <sub>max</sub>	
		$\alpha=20^{\circ}$	$\alpha=14,5^{\circ}$
N <sub>и</sub> =10·10 <sup>6</sup>			
450	132	0,759	0,573
500	148	0,948	0,714
550	164	1,167	0,880
600	170	1,397	1,050
N <sub>и</sub> =20·10 <sup>6</sup>			
450	119	0,620	0,468
500	133	0,776	0,585
550	148	0,948	0,714
600	161	1,137	0,857
N <sub>и</sub> =50·10 <sup>6</sup>			
450	103	0,463	0,350
500	116	0,585	0,441
550	128	0,718	0,536
600	140	0,859	0,647
N <sub>и</sub> =100·10 <sup>6</sup>			
450	93	0,375	0,283
500	104	0470	0,355
550	114	0,570	0,430
600	126	0,689	0,520

Допускаемая нагрузка в зацеплении по износу вычисляется по формуле:

$$P_{изн\max} = K_{\max} \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_2 \pm Z_1} mb, \quad (11)$$

где  $K_{\max}$  – коэффициент.

Значения  $K_{\max}$  с НВ400 приведены в таблице 2:

**Список литературы:** 1. Руководство по тракторам ДТ-54А, Т-74, Т-150. 2. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т., Чернявский И.С. Справочник «Расчет и конструирование сельскохозяйственных тракторов», (гл. V-VII). – М.: «Машиностроение», 1976. – 456с. 3. Ачеркан Н.С. «Расчет и конструирование металлорежущих станков». – ОНТИ, 1937.