

КРИТЕРИИ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИЙ

Чернявский И.С., к.т.н.

Харьковский тракторный завод

Обобщен опыт расчета и конструирования узлов с подшипниками качения тракторных трансмиссий

В процессе работ по усовершенствованию подшипниковых узлов ХТЗ были установлены тесные контакты с заводами-производителями подшипников, Головным институтом - ВНИПП г. Москва, его филиалом в г. Харькове, а также руководителями организаций подшипниковой промышленности Союза и Украины, заводами тракторной и автомобильной промышленности. Эти контакты (участие в работе комиссий по аттестации, Всесоюзных и республиканских конференциях) позволили накопить большой информационный опыт по подшипникам, сформулировать положения, которыми следует руководствоваться при проектировании подшипниковых узлов, выборе режимов стендовых испытаний и эксплуатации.

В процессе создания семейства тракторов на ХТЗ – колесного Т-150К и гусеничного Т-150 были разработаны и реализованы в серийное производство ряд решений по подшипникам:

- подшипник 50115 вместо подшипника 1000915 - узел шестерен гидророзжимных муфт коробок передач;
- подшипник 12311 вместо подшипника 3609 - промежуточный вал коробки передач Т-150;
- подшипник 213 вместо подшипника 113 - шестерня транспортного ряда коробки передач Т-150К;
- подшипники 92313 и 411 вместо подшипника 313 и 2411КМ - первичный вал раздаточной коробки Т-150К;
- подшипники 310 вместо подшипника 210 и 213 - вал заднего хода коробки передач;
- подшипники 50211 вместо втулки-шестерни рабочего ряда коробки передач Т-150К;
- ролики 10x28 вместо роликов 14x28 - сателлиты планетарного редуктора Т-150 и Т-150К.

При проектировании и испытаниях подшипниковых узлов руково-

дствуются следующим:

1. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипник не должна превышать $0,5 \cdot Q_d$; где Q_d - динамическая радиальная грузоподъемность подшипника.

2. Число оборотов при испытаниях выбирается в пределах $(0,4 \div 0,6) \cdot n_{пред}$ [1], $n_{пред}$ - предельное число оборотов, определяемое по ГОСТ 20918-75 для каждого типа подшипника.

3. По данным 9ГПЗ г. Самары (Россия) - при испытаниях роликовых подшипников 7224 и 7518 в режимах, когда радиальная нагрузка $F_1 = \frac{Q_d}{2}$

и $F_2 = \frac{Q_d}{1,5}$ контактные напряжения превышают допустимые $[\sigma]_{max}$ в

1,3...1,8. При этих режимах расчетную долговечность определить не представляется возможным, т.к. долговечность и эквивалентная нагрузка

не удовлетворяют эмпирической зависимости $L = \left(\frac{Q}{F}\right)^{10/3}$.

4. На заводах-изготовителях испытывают партию подшипников - 20 штук. Допускается, что 10%, а именно 2 подшипника могут выйти из строя ранее расчетной долговечности, т.е. обеспечивается 90% вероятность безотказной работы. Режим испытаний соответствует $15 \cdot 10^6$ циклам нагружения. Средняя долговечность превышает в 5 раз расчетную, а максимальная долговечность - в 40 раз расчетную.

5. Статическая грузоподъемность подшипника определяется как статическая радиальная нагрузка, которой соответствует общая остаточная деформация тела качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения [2]. В однорядных радиально-упорных подшипниках статическая грузоподъемность относится к радиальной составляющей нагрузки, вызывающей радиальное смещение колец подшипника относительно друг друга.

6. Расчет неподвижного или медленно вращающегося ($n < 1$ об/мин.) подшипника производят по статической грузоподъемности Q_{cm} . Если статическая нагрузка состоит из радиальной и осевой составляющей, то тогда определяется эквивалентная статическая нагрузка [2].

7. Допускаемые углы перекося в подшипниках [3].

Ориентировочные значения допускаемых углов перекося для подшипников:

- радиальных шариковых однорядных 8'-16';
- радиальных шариковых двухрядных сферических - 4°;

- радиальных однорядных с короткими цилиндрическими роликами: нормальных серий 1, 2, 3 и 4 - 4'; широких серий 5 и 6 - 2';
- радиальных роликовых двухрядных сферических - 2°;
- радиальных упорных однорядных конических - 2';
- упорных роликовых сферических - 3°.

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний подшипников на заводах-изготовителях СНГ

№ подшипника	Радиальная нагрузка, кгс	Частота вращения, об/мин.	Расчетная долговечность, ч	$\frac{Q_o}{F}$	Долговечность при стендовых испытаниях	$\frac{[n]}{n}$
111	946,7	4000	51	2,34	90% ресурс - 333% от расчетной долговечности	2,25
210	1034,6	4000	74	2,66	90% ресурс - 245% от расчетной долговечности	2,125
215	2186,9	2500	84	2,37	90% ресурс - 168% от расчетной долговечности	2,24
310к	1720	3500	118	2,82	Фактическая долговечность - 208 ч	2,143
311	2030	3150	111	2,76	Фактическая долговечность - 170 ч	2,13
313	2720	2500	127	2,67	90% ресурс - 198% от расчетной долговечности	2,24
10000915	775	3200	78	2,46	Фактическая долговечность - 1,5÷3 расчетной	2.19
42213KM	2722	3150	83	2,28	90% ресурс - 381% от расчетной долговечности	2
92412K	5810	2500	85	2,29	Фактическая долговечность - 1,5÷3 расчетной	2
7311K	$\frac{2500/1260^*}{6970}$	2000	369	$\frac{4,08}{3,116}$	90% ресурс - 606 ч	2,5
7517A	$\frac{6970/2460^*}{6970}$	1600	224	$\frac{2,83}{2,166}$	90% ресурс - 483 ч	2,15

* - осевая нагрузка.

Таблица 2. Данные по методике испытаний [1]

Типы подшипников	Допустимый расчетный угол поворота сечения вала в месте установки крайних подшипников, рад.
Шариковые, радиальные и радиально-упорные	0,003
Роликовые радиальные	0,001
Роликовые радиально-упорные с коническими роликами с линейным контактом	0,001
Роликовые радиально-упорные с коническими роликами с модернизированным контактом	0,002
Шариковые, радиально-сферические двухрядные	0,015
Роликовые радиально-сферические двухрядные	0,010

Допустимые величины углов поворота сечения вала в местах расположения деталей (в рад.) [4].

Подшипников качения:

- шариковых однорядных 0,005;
- шариковых сферических 0,05;
- роликовых цилиндрических 0,0025;
- роликовых конических 0,0016.

Подшипников скольжения 0,001.

Зубчатых колес 0,001-0,002.

Максимальный прогиб валов, несущих зубчатые колеса, обычно не должен превышать 0,0002-0,0003 от расстояния между опорами, а допустимый прогиб под колесами составляет: $0,01m$ - для цилиндрических и $0,005m$ - для конических, гипоидных и глобоидных передач (здесь m - модуль зацепления).

Допустимые углы закручивания валов также зависят от требований и условий работы конструкции и лежат в пределах $0,2-1^\circ$ на 1 м длины вала.

8. Выбор подшипников качения за предельным каталожным числом оборотов.

Формулы для расчета грузоподъемности и долговечности подшипников применимы только в тех пределах, когда основным фактором выхода подшипников из строя является усталость металла. Для расчета же долговечности и грузоподъемности подшипников при $n = 0$ или при числе оборотов, превышающем предельное каталожное, в эти формулы вво-

дятся поправочные коэффициенты.

9. Метод расчета [4] учитывает влияние уровня нагрузки, толщины масляного слоя, присадок к смазочному материалу, наличия загрязнения в смазывающем слое и конструкцию подшипников.

Длительная прочность (по усталости) подшипников имеет место, если выполнены следующие условия:

$$f_3 = \frac{Q_{cm}}{P_o} > 8,$$

где f_3 - параметр уровня нагруженности;

Q_{cm} - статическая грузоподъемность;

P_o - эквивалентная нагрузка на подшипник.

Обеспечены высокая чистота смазывающего слоя и полное разделение контактирующих поверхностей смазывающим слоем.

Эквивалентная нагрузка на подшипник рассчитывается по формуле

$$P_o = x_o F_r + y_o F_a,$$

где x_o, y_o - коэффициенты, используемые при расчетах статической эквивалентной нагрузки.

Расчетная усталостная долговечность в ч определяется по формуле

$$L_h = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10},$$

где L_{10} - номинальная долговечность, ч;

a_1 - коэффициент надежности;

a_2 - коэффициент материала;

a_3 - коэффициент условий работы.

Учет вероятности выхода подшипников из строя в интервале от 10% до 1% определяет коэффициент a_1 .

Таблица 3. Учет вероятности выхода подшипников из строя

Вероятность выхода из строя в %	10	5	4	3	2	1
Долговечность по усталости	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Коэффициент a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Медианная долговечность L_{50} примерно в пять раз более номинальной долговечности L_{10} .

Коэффициент a_2 учитывает свойства материала и термообработку. Коэффициент a_3 учитывает соответствие системы смазывания рабочей частоте вращения, рабочей температуре и условиям работы, которые могут влиять на свойства материала (высокая температура может снижать твердость). В DIN ISO 281 указано, что повышение качества мате-

риала подшипников не компенсирует недостатки системы смазывания.

Таблица 4. Коэффициент влияния температуры

Рабочая температура	Коэффициент температуры
150°С	1
200°С	0,73
250°С	0,42
300°С	0,22

Фирма ФАГ приводит диаграмму с численными значениями произведения $a_2 \cdot a_3 = a_{23}$ - обобщенный коэффициент, который определяется отношением вязкости V/V_1 , где V - вязкость масла при рабочей температуре; V_1 - исходная вязкость масла.

При особо высокой чистоте параметр a_{23} может быть очень большим, отражая тем самым переход к длительной прочности (по усталости). Одним из важнейших расчетных параметров для оценки долговечности подшипников является динамический коэффициент. В рассматриваемом каталоге ФАГ приведены следующие рекомендуемые значения динамического коэффициента для сельскохозяйственной техники:

1. Тракторы $1,5 \div 2$.
2. Самоходные рабочие машины $1,5 \div 2$.
3. Сезонные машины $1 \div 1,5$.

В центре площадки контакта дорожки качения и наиболее нагруженного тела качения максимальное напряжение: 4200 Н/мм^2 - для шарикоподшипников; 4000 Н/мм^2 - для роликоподшипников.

Следует учитывать, что для шариковых подшипников статические и динамические грузоподъемности импортных подшипников и подшипников производства стран СНГ практически совпадают, а для роликовых цилиндрических и конических грузоподъемность импортных значительно выше. Это положение может быть определяющим при комплектовании заводских узлов импортными подшипниками.

Список использованных источников

1. РДМ 37.006.006-84/ Отраслевая система управления качеством продукции. Испытания подшипников на долговечность. Рабочая методика испытаний.
2. Подшипники качения. Справочник-каталог.// По ред. В.Н. Нарышкина, Р.Р. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984.
3. Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник-каталог. М.: Машиностроение, 1984.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность де-

талей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1979.
5. Подшипники качения. Каталог ФАГ. 1993.

Анотація

КРИТЕРІЇ ВИБОРУ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ТРАНСМІСІЙ

Чернявський І.С.

Узагальнений досвід розрахунку і конструювання вузлів з підшипниками качення тракторних трансмісій

Abstract

CHOICING CRITERIES OF BEARING FOR KNOTS AND AGGREGATES OF TRANSMISSIONS

I. Chernyavskiy

Experience of computation and constructing of knots with rolling bearing tractor transmissions is generalized