

ях с конструктивными особенностями НД21/4, где один плунжер за один оборот кулачкового вала совершает четыре рабочих хода. При этом возвратно-поступательное движение сопровождается вращательным, а более высокая динамика нагнетания топлива вызывает большую деформацию прецизионной пары.

В свою очередь, наблюдения указывают, что ресурс ТНВД УТН-5 и НД21/4 значительно ниже ресурса таких же типов ТНВД, эксплуатирующихся в условиях средней полосы России и Республики Беларусь в 2...2,5 раза.

На наш взгляд, основной причиной уменьшения ресурса ТНВД, установленная на дизеле Д144 и эксплуатирующихся в составе трактора Т-28Х4М в хлопкосеющих районах Республики Таджикистан, является повышенная температура топлива, достигающая в корпусе ТНВД до 90 °С.

Список использованной литературы

1. ГОСТ 27.002-83. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов. – Введ. 01.01.83.
2. ГОСТ 8670-82. Насосы топливные высокого давления автотракторных дизелей. Правила приемки и методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов. – Введ. 01.01.83.
3. ГОСТ 8669-75. Форсунки автотракторных дизелей. Правила приемки и методы стендовых испытаний. – М.: Изд-во стандартов. – Введ. 01.01.75.

УДК 621.81-043.61(072.8)

ВЛИЯНИЕ УПРУГИХ СВОЙСТВ ОПОР ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

С. Худжавали¹, д-р техн. наук,

Т.Х. Давлатали², канд. техн. наук

¹*Таджикский аграрный университет им. Ш. Шотемур*

²*Таджикский технический университет им. академика М.С. Осими*

Аннотация: в статье Сафарова Х. и Холова Д. Т. рассмотрены вопросы повышения долговечности зубчатых передач при восстановлении опор подшипников. Теоретически обосновано влияние упругости опор подшипников на распределение нагрузки по длине контактных линий зубьев зубчатых колес. Создание упругих опор подшипников, при ремонте коробок передач автомобилей обеспечивает снижение коэффициента концентрации нагрузки по длине контактных линий зубьев и, соответственно, повышает долговечность зубчатых передач.

Abstract: the article discusses the issues of increasing the durability of gears during the restoration of bearing supports. The effect of the elasticity of bearings on the distribution of the load along the length of the contact line of the teeth of the gears is theoretically substantiated. The creation of elastic bearings during the repair of car gearboxes

provides a decrease in the load concentration factor along the length of the contact line of the teeth and, accordingly, an increase in the durability of gears.

Ключевые слова: долговечность, восстановление, упругость, податливость, жесткость, деформация, неравномерность, нагрузка, опора, подшипник, контакт, напряжение, усталость, повреждения.

Key words: durability, recovery, elasticity, compliance, stiffness, deformation, unevenness, load, support, bearing, contact, stress, fatigue, damage.

Введение. На долговечность зубчатых колес оказывает влияние большое число факторов, в том числе конструктивные, технологические и эксплуатационные. Долговечность зубчатых передач, в большинстве случаев, ограничивается ресурсом зубьев колес. Зубчатые колеса относятся к деталям, выбраковываемым при не-большом относительном износе, при котором толщина зуба уменьшается всего на 1...3 %.

Основная часть. Прогнозирование долговечности зубьев по обусловленной средней величине степени повреждений зубьев определяли из уравнения кривой контактной усталости [3].

$$\bar{\sigma}_n^{m_{G_n}} N_n = C_G, \quad (1)$$

где $\bar{\sigma}_n$ – допускаемое контактное напряжение; N_n – наработка до достижения допустимой степени повреждения зуба (долговечность); m_{G_n} – показатель степени уравнения кривой усталости; C_G – постоянная уравнения кривой контактной усталости.

Допускаемое контактное напряжение [3].

$$\bar{\sigma}_n = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{P_{pn}}} \leq [\bar{\sigma}_n] \quad (2)$$

где q – удельная контактная нагрузка; E_{np} – приведенный модуль упругости сопряженных зубьев зубчатых колес; P_{pn} – приведенный радиус кривизны; E_{np} и P_{pn} – определяется по уравнением.

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \quad (3)$$

$$P_{pn} = \frac{2P_1P_2}{P_1 + P_2} \quad (4)$$

где E_1, E_2 – модули упругости материала шестерни и колеса;

P_1, P_2 – радиусы кривизны шестерни и колеса.

Радиусы кривизны

$$P_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_s, \quad P_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_s \quad (5)$$

где d_1 и d_2 – диаметры делительных окружностей шестерни и колеса; α_s – угол зацепления.

Подставив (3) в (4) и проведя преобразования, получим

$$P_{np} = \frac{d_1 d_2 \sin \alpha_s}{2(d_1 + d_2)} = \frac{d_1 \sin \alpha_s}{2} \cdot \frac{u}{u+1} \quad (6)$$

При равномерном распределении удельной контактной нагрузки по длине контактных линий

$$q = \frac{P_n}{l_k}, \quad (7)$$

где P_n – нормальная сила, определяемая по формуле

$$P_n = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_s} \quad (8)$$

где l_k – рабочая длина контактной линии; M_1 – вращающий момент на шестерне.

Однако в зубчатой передаче неизбежны деформации и погрешности изготовления, вызывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев. В связи с этим, в формулу (7) в место q подставляем расчетную удельную нагрузку и получим:

$$q_{расч.} = \left(\frac{P_n}{l_k} \right)_{расч.} = \frac{2M_1}{d_1 l_k \cos \alpha_s} k_{н\beta} K_\kappa K_\varepsilon, \quad (9)$$

где $k_{н\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев; K_κ – коэффициент, учитывающий дополнительные динамические нагрузки в зацеплении от погрешностей изготовления; K_ε – коэффициент, учитывающий непостоянство суммарной длины контактной линии.

В прямозубых передачах, величина l_k колеблется от ν в зоне однопарного зацепления до 2ν в зоне двухпарного зацепления. Для расчета принимали $l_k = \nu$.

Подставляя значения P_{np} и q в формулу (2), заменив $\sin \alpha_s \cos \alpha_s = \frac{\sin 2\alpha_s}{2}$, получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{M_1 K_{H\beta} K_\kappa K_\varepsilon (u+1) E_{np}}{v d_1^2 u \sin 2\alpha_s}} \leq [\sigma_H] \quad (10)$$

Показатель степени и постоянные уравнения кривой контактной усталости, определяются по формулам .

$$m_{GH} = m_n + \gamma_m G_{sp}, \quad (11)$$

$$G_G = C_n + \gamma_c G_{sp}, \quad (12)$$

где m_{GH} и G_n – параметры уравнения кривой усталости; γ_m , γ_c – коэффициенты, характеризующие условия работы передачи; G_{sp} – допускаемая степень повреждения наиболее разрушенной площадки контакта.

Если за обусловленную среднюю величину степени повреждения зубьев принять начало прогрессирующего выкашивания, то $m_{GH} = 4,65$. Тогда, уравнение (1) примет вид

$$\sigma_H^{4,65} N_n = C_G \quad (13)$$

После подстановки значений (10) и (12) в (13) получим

$$N_n = \frac{C_n + \gamma_c G_{sp}}{\left[0,418 \sqrt{\frac{8M_1 K_{H\beta} K_\kappa K_\varepsilon (u+1) E_{np}}{v d_1^2 \sin 2\alpha_s}} \right]^{4,65}} \quad (14)$$

Выражение (14) показывает, что долговечность зубчатых передач зависит от конструктивных, технологических параметров и условий работы зубчатых передач. Одним из путей повышения долговечности зубчатых передач, при ремонте машин является снижение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев.

Коэффициент неравномерности нагрузки определяли по формуле А.И. Петрусевича [10]

$$K_{H\beta} = \frac{q_{max}}{q_{cp}} = 1 + \frac{0,4v\epsilon\gamma_\Sigma}{q_{cp}} \pm 0,1 \left(\frac{\epsilon}{d_1} \right)^2 \quad (15)$$

где q_{max} , q_{cp} – соответственно максимальное и среднее значение удельной нагрузки; v – ширина зубчатого венца; C – удельная же-

сткость зубьев; γ_{Σ} – угол перекоса осей зубчатых колес; d_1 – диаметр делительной окружности ведущей шестерни.

Анализ формулы (15) показывает, что снизить коэффициент неравномерности нагрузки по длине контактных линий зубьев можно путем снижения удельной жесткости зубьев и угла, перекоса осей зубчатых колес. Снизить жесткость самого зуба при ремонте машин не представляется возможности, однако имеется возможность снизить жесткость опор подшипников, что приведет к снижению коэффициента неравномерности распределения нагрузки и ее выравниванию по длине контактных линий зубьев.

Жесткость опор можно изменить нанесением покрытий различной толщины полимерного материала.

С повышением толщины полимерного покрытия, жесткость опор снижается. Вследствие деформации опор под действием передаваемой нагрузки, происходит изменение положения валов передачи, что приводит к относительному смещению зубьев и перераспределению нагрузки по длине контактных линий. Однако чрезмерное увеличение толщины полимерного покрытия приводит к нарушению геометрии зацепления зубчатых колес, т.е. увеличения межосевого расстояния валов, возрастанию бокового зазора между сопряженными зубьями выше допустимых значений.

Используя геометрическую взаимосвязь между реакциями и деформациями опор подшипников, определим минимально допустимую жесткость опор подшипников.

Крутящий момент, передаваемый зубчатыми колесами, создает на опорах реакции R_n , направленные параллельно линии зацепления. Деформации опор δ_m происходят по линии действия реакций. При этом, межосевое расстояние может увеличиваться до предельно допустимого значения ΔA .

Минимально допустимую жесткость опоры определим, как отношение реакции к деформации опоры подшипника

$$[C_m] = \frac{R_n}{[\delta_m]}, \quad (16)$$

где R_n – реакция опоры, возникающая при передаче крутящего момента, создающего максимальную допустимую деформацию

опоры $[\delta_n]$.

Максимально допустимую деформацию опоры определим из треугольника ОАО.

$$[\delta_m] = \frac{\Delta A}{2 \sin \alpha_s} = 1,5 \Delta A \quad (17)$$

где α_s – угол зацепления ($\alpha_s = 20^\circ$)

Реакцию опоры R_n – выразим через мощность N , межосевое расстояние A и передаточное отношение u .

Деформация опор подшипников

$$R_n = \frac{M_1}{r_{01}} = 97400 \frac{N}{nr_{01}} = 97400 \frac{N(u+1)}{nA \cos \alpha_s}, \quad (18)$$

где r_{01} – радиус делительной окружности шестерни

$$\xi_{01} = \frac{A \cos \alpha_s}{i+1} \quad (19)$$

Поставляя в (16) значения (17) и (18) определим

$$[C_m] = \frac{6770\Gamma}{nA\Delta\Phi}(u+1) \quad (20)$$

Опоры зубчатых передач с посадками подшипников, восстановленными нанесением покрытий из раствора полимера, обеспечат нормальную работу передачи, если их жесткость не ниже минимально допустимой величины $[C_m]$, определяемой по формуле (20).

$$[C_m] \leq C_{an} \quad (21)$$

где C_{an} – жесткость опоры.

Определим жесткость опор подшипников зубчатых передач с посадками, восстановленными полимерными материалами.

Подшипник качения установлен на металлическом валу диаметром d_b . При отсутствии внешней нагрузки P в подшипнике имеется радиальный зазор Δ_R . Подшипник с полимерными покрытиями запрессован в корпус с натягом Δ_n . Между наружным кольцом подшипника и металлическим корпусом образуется полимерная втулка длиной ν и толщиной h . Для решения поставленной задачи используем основные уравнения теории упругости и пла-

стичности. Основные допущения при решении задачи сводятся к следующему: корпус и вал принимаются абсолютно жесткими, так как модуль упругости металла на три порядка превышает модуль упругости полимера; смещение вала вдоль оси подшипника отсутствует.

Радиальная жесткость подшипников узла с полимерным покрытием определим по формуле

$$C_{on} = \frac{F_r}{\delta_r} \quad (22)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опор подшипника; δ_r – радиальная податливость (деформация) подшипникового узла под нагрузкой;

$$\delta_r = \delta_r^1 + \delta_r^{11}, \quad (23)$$

где δ_r^1 – суммарная податливость подшипника в зоне наиболее нагруженного шарика; δ_r^{11} – радиальная перемещения полимерного покрытия.

Суммарная податливость подшипника в зоне наиболее нагруженного тела качения, собранного с предварительными натягом (8)

$$\delta_r^1 = \beta \delta_{ro} \quad (24)$$

где β – коэффициент, учитывающий величину натяга; δ_{ro} – радиальная податливость в зоне наиболее нагруженного тела качения при нулевом зазоре.

Величина δ_{ro} для радиальных шарикоподшипников (8)

$$\delta_{ro} = 5,85 \left(\frac{F_r}{iz} \right)^{2/3} \frac{1}{D_{ш}^{1/3}} \quad (25)$$

где i – число рядов тел качения; z – число тел качения в одном ряду; $D_{ш}$ – диаметр тела качения.

Радиальная перемещения полимерной втулки, в условиях плоской деформации имеет вид (9)

$$\delta_r^{11} = u_r = X^{-1} p, \quad (26)$$

где X – коэффициент, характеризующий упругие свойства и геометрические размеры полимерной втулки.

$$X = \frac{2G}{1-2\nu} \frac{(1-2\nu)R_2^2 + R_1^2}{R_1(R_2^2 - R_1^2)} \quad (27)$$

где G и ν - модуль сдвига и коэффициент Пуассона материала полимерной втулки; R_1 и R_2 – внутренний и внешний радиусы втулки; P – нормальное давление действующие на полимерную втулку, которое определяется

$$P = \frac{F_r}{2\pi R_1 \epsilon} \quad (28)$$

где R_1 – радиус наружного кольца подшипника; ϵ – ширина втулки.

В уравнение (27) вместо модуля сдвига подставим модуль упругости

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (29)$$

Тогда уравнение (27) примет вид.

$$X = \frac{E}{1+\nu} \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_1(R_2^2 - R_1^2)} \quad (30)$$

Подставляя (28) и (30) в уравнение (26), получим радиальное перемещение (деформацию) полимерной втулки под действием передаваемой нагрузки.

$$\delta_r = \left[\frac{E}{1+\nu} \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_1(R_2^2 - R_1^2)} \right]^{-1} \frac{F_r}{2\pi R_1 \epsilon} \quad (31)$$

Минимально допустимая жесткость подшипникового узла зубчатой передач автомобиля, при передаче максимального крутящего момента $M_{лз}^{max} = 1220$ Нм и отклонении межосевого расстояния 140 мкм, рассчитанная по формуле (20) $[C_M]=70$ Н/мкм. Радиальная жесткость подшипникового узла с полимерным покрытием из раствора полимера толщиной 0,1мм, вычисления по формуле (22), составляет $C_{on}=202$ Н/мкм.

Анализируя вышеизложенное, можно прийти к выводу, что жесткость подшипникового узла с подшипником, установленным на упругие опоры, восстановленные из раствора полимерного материала превышает минимально допустимую жесткость. Поэтому полимерный материал можно использовать для восстановления посадок

подшипников зубчатых колес коробок передач автомобилей, а также других машин, у которых допустимая жесткость подшипниковых узлов меньше жесткости подшипниковых узлов с полимерными покрытиями. Жесткость последних можно изменять нанесением покрытий различной толщины, которое создаёт благоприятные условия для работы зубчатых передач, улучшает распределение нагрузки по длине контактных линий, соответственно, все названное приводит к повышению долговечности зубчатых передач.

Заключение. По результатам теоритических исследований доказано, что долговечность отремонтированных зубчатых передач можно повысить путем создания местной подвижности при установке подшипников качения зубчатых колес на упругих опорах. Преимуществом предложенного метода является создание благоприятных условий для самоустановки сопряженных зубьев под воздействием передаваемой нагрузки, при этом упругость опор подшипников положительно влияет на распределение нагрузки по длине контактных линий зубьев, что приводит к повышению долговечности зубчатых передач.

Список использованной литературы

1. Курчаткин, В.В. Восстановление посадочных мест подшипников полимерными материалами / В.В. Курчаткин. – М.: Высшая школа, 1983. – 80 с.
2. Айрапетов, Э.Л. Расчет контактных напряжений в передачах зацеплением с локализованным контактом зубьев / Э.Л. Айрапетов и др. // Вестник машиностроения. – 1985.
3. Трубин, Г.К. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. – Тр. ЦНИИТМАШ, 1959, кн.37.
4. Брестнев, О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса / О.В. Брестнев. – Мн. Наука и техника, 1982. – 312 с.
5. Заблонский, К.И., Мак С.Л. Пути уменьшения неравномерности давлений по контактирующим поверхностям / К.И. Заблонский, С.Л. Мак. – М.: Машиностроение. Известия вузов, 1963.
6. Решетов, Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
7. Орлов, А.В. Влияние неточностей валов на условия работы зубчатых передач / А.В. Орлов. – Изд-во АН СССР. – 1967. – 97 с.
8. Шерстобитов, В.Д. Допустимые перекосы осей посадочных отверстий коробок передач / В.Д. Шерстобитов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 6. – С.38-40.
9. Решетов, Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
10. Петрусевиц, А.И. Расчет цилиндрических зубчатых передач на прочность и долговечность / А.И. Петрусевиц // Справочник машиностроителя, т. 4, кн. I – М.: Машгиз, 1962 – 250 с.