Тойгамбаев С.К.

Ремонт коробок перемены передач грузовых автомобилей

*Российский государственный аграрный университет МСХА им. К.А. Тимирязева
(Россия, Москва)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-55

idsp: ljjournal-11-2020-55

Аннотация

В данной статье представлены расчеты по разработке и конструированию приспособления для разборки и сборки коробок перемены передач автомобилей при производстве ремонтных работ. Представлен общий вид схемы приспособления для ремонта коробок передач, данная разработка позволяет механизировать рабочие процессы по организации ТО и ремонта автотранспортного предприятия.

Ключевые слова: балка; крутящий момент; приспособления; муфта; привод; швеллер.

Приспособление предназначено для разборки и сборки коробок передач грузовых автомобилей. Его компоновочная схема показана на рисунке 1. Состоит из опорной плиты, прикреплённой к фундаменту четырьмя болтами. Плита устанавливается на основании рамы 10. В средней части стенда на стойке 5 установлен поворотный стол 14, который вручную может поворачиваться вокруг оси стойки и фиксироваться механизмом 13 от педального привода 11. Поворот стола осуществляется при помощи шарикового подпятника 17, который устанавливается на опорную втулку, которая является опорой скольжения стола. Для обеспечения жёсткости стола внутри швеллера приварены рёбра жёсткости. Двухместный стенд одновременно обеспечивает сборку и разборку двух коробок передач. На столе имеются два кронштейна 16, на которые устанавливают коробки передач и закрепляют их регулируемыми упорами 3. Упор позволяет регулировать размер коробок по ширине при их установке и креплении болтами на кронштейне. Закрепление коробки осуществляется гидроцилиндром 1 двухстороннего действия. Гидроцилиндры устанавливаются в хомуты 2 и крепятся с торцевой стороны болтами. Насос 19 предназначен для нагнетания масла в гидроцилиндры. Крутящий момент насосу передаётся от электродвигателя 4. Насос и электродвигатель устанавливаются на столе и крепятся болтами.

Рис. 1 Общий вид схемы приспособления для ремонта коробок передач.

1 - гидроцилиндр; 2 - хомут; 3 - упор; 4 - электродвигатель; 5 - стойка; 6 - шарикоподшипник; 7 - шкворень; 8 - зажимной болт; 9 - коробка передач; 10 - основание рамы; 11 - педаль; 12 - тяга; 13 - фиксирующий механизм; 14 - стол поворотный; 15 - гидробак; 16 - кронштейн для крепления коробки передач; 17 - шариковый подпятник; 18 - болт; 19 - насос для нагнетания масла; 20 - механический гайковёрт; 21 - шпindel; 22 - электродвигатель.

Для облегчения процесса отворачивания болтов при снятии крышек коробок передач на центральной стойке, в верхней части стенда крепиться механический гайковёрт 20 при помощи зажимных болтов 8, используемый для отвёртывания и завёртывания болтов и гаек на коробке передач при разборке и сборке. Для обеспечения маневренности гайковёрта он закрепляется на консоли, состоящей из двух частей, соединённых друг с другом посредством шкворня 7 и двух шарикоподшипников. Крутящий момент на шпindel 21 механического гайковёрта передаётся от электродвигателя 22 через цепную передачу. В корпус шпинделя встроена муфта свободного хода, внутренняя часть которой связана со шпинделем, а наружная – с корпусом шпинделя.

Расчёт и выбор гидроцилиндра. Исходные данные для расчёта:

1. Усилие на штоке: $Q = 1652 \text{ Н}$;
2. Коэффициент запаса на давление, учитывающий потери давления в трубопроводах: $K_3 = 1,1$;
3. Номинальное давление, развиваемое гидронасосом: $P_H = 2,5 \text{ МПа}$;
4. КПД насоса: $\eta = 0,85$;
5. Допускаемое напряжение на растяжение материала гидроцилиндра: (для чугуна $[\sigma_P] = 15 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

Диаметр гидроцилиндра определяется исходя из требуемого усилия на штоке по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot K_3 \cdot R}{\pi \cdot P_H \cdot \eta}}, \quad (1)$$

После подстановки известных величин в формулу (1), получим:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,1 \cdot 1652}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,85}} = 32,9 \text{ мм},$$

Принимаем $D = 33 \text{ мм}$.

Диаметр штока гидроцилиндра определяем по формуле:

$$D_{ш} = D \cdot \sqrt{1 - \frac{t_x}{t_p}}, \quad (2)$$

где t_x - время холостого хода поршня, с; t_p - время рабочего хода поршня, с.

$$\frac{t_x}{t_p} = 0,8$$

Принимаем $\frac{t_x}{t_p} = 0,8$.

Тогда, после подстановки известных величин в формулу (2), получим:

$$D_{ш} = 33 \cdot \sqrt{1 - 0,8} = 15 \text{ мм}$$

Толщина стенки гидроцилиндра определяется по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma_P] + 0,4 \cdot P_H}{[\sigma_P] - 1,3 \cdot P_H}} - 1 \right), \quad (3)$$

Тогда, после подстановки известных величин в формулу (3), получим:

$$\delta = \frac{33}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[15 \cdot 10^6] + 0,4 \cdot 2,5 \cdot 10^6}{[15 \cdot 10^6] - 1,3 \cdot 2,5 \cdot 10^6}} - 1 \right) = 5,97 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta = 6 \text{ мм}$.

Выбор гидронасоса. Исходные данные для расчёта:

1. Ход поршня: $S = 60 \text{ мм}$;
2. Время рабочего хода поршня: $t_p = 1 \text{ с}$;
3. Число цилиндров: $Z = 2$.

Расход жидкости в левой рабочей полости гидроцилиндра определяем по формуле:

$$Q_{y1} = V_{np} \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad (4)$$

где V_{np} – скорость рабочего перемещения поршня, м / с.

$$V_{np} = \frac{S}{tp}, \quad (5)$$

После подстановки известных величин в формулу (5), получим:

$$V_{np} = \frac{0,06}{1} = 0,06 \text{ м / с}$$

Тогда, после подстановки известных величин в формулу (4), получим:

$$Q_{y1} = 0,06 \frac{3,14 \cdot 0,033^2}{4} = 5,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Без учета утечек жидкости подача насоса определяется по формуле:

$$Q_H = Q_{y1} \cdot Z, \quad (6)$$

После подстановки известных величин в формулу (6), получим:

$$Q_H = 5,1 \cdot 10^{-5} \cdot 2 = 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с} = 0,102 \text{ мс} = 6,12 \text{ л / мин}.$$

По величине подачи насоса из выбираем шестеренчатый насос БГ11-22А, параметры которого являются:

1. Рабочий объем, см³ – 11,2;
2. Подача, л/мин – 11,2;
3. Давление нагнетания, МПа – 2,5;
4. Частота вращения, об/мин – 1450.
5. Мощность насоса, кВт – 1,0.

Расчёт трубопроводов. Исходные данные для расчёта:

1. Скорость рабочей жидкости: $V=2$ м/с;
2. Расход жидкости в полости гидроцилиндра: $Q_{y1}=5,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}$.

Внутренний диаметр трубопроводов определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{y1}}{\pi \cdot V}}, \quad (7)$$

Тогда, после подстановки известных величин в формулу (7), получим:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,1 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 2}} = 0,0057 \text{ м} = 5,7 \text{ мм} \approx 6 \text{ мм}.$$

Уточнённая скорость движения жидкости:

$$V = \frac{4 \cdot Q_{y1}}{\pi \cdot d^2}, \quad (8)$$

Тогда, после подстановки известных величин в формулу (8), получим:

$$V_{cp} = \frac{4 \cdot 5,1 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 0,006^2} = 1,8 \text{ м / с}.$$

Расчёт и выбор электродвигателя. Исходные данные для расчёта:

1. Эквивалентный постоянный момент на кривошипе: $M_э=1,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
2. Частота вращения кривошипа: $n_ф=57 \text{ мин}^{-1}$;
3. Время работы за одно включение электродвигателя: $t_T=7 \text{ мин}$;
4. Время между запусками: $t_0=12 \text{ мин}$;
5. Момент сопротивления при запуске: $M_{сопр}=90 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Определяем режим работы электродвигателя по формуле:

$$ПВ_{\phi} = \frac{t_T}{t_T + t_0} \cdot 100 \text{ или } ПВ_{\phi} = \frac{7}{7 + 12} \cdot 100 = 37\%, \quad (9)$$

Стандартная ближайшая продолжительность работы: $ПВ_{ст} = 40\%$, значит электродвигатель работает в тяжёлом режиме.

Определяем частоту вращения электродвигателя по формуле:

$$n_{дв} = n_u \cdot U, \quad (10)$$

где U – переходное число червячно-цилиндрического редуктора (принимаем по известным таблицам стандартное значение $U = 25$)

Тогда, после подстановки известных величин в формулу (10), получим:

$$n_{дв} = 57 \cdot 25 = 1425 \text{ мин}^{-1} \approx 1500 \text{ мин}^{-1}$$

Расчетная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_{расч} = \frac{M_{э} \cdot \omega_K}{\eta} \sqrt{\frac{ПВ_{\phi}}{ПВ_{ст}}}, \quad (11)$$

где ω_K – угловая скорость кривошипа, $\omega_K = \frac{h_u}{60} = 0,95 \text{ с}^{-1}$

η – КПД механической передачи (принимаем для $u = 25$ и $h_{дв} = 1500$, $\eta = 0,87$).

После подстановки известных величин в формулу (11), получим:

$$N_{расч} = \frac{1,9 \cdot 0,95}{0,82} \sqrt{\frac{37}{40}} = 2,12 \text{ кВт}.$$

Подбираем двигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый 4А90L4У3

ГОСТ19523 -74. Проведенные силовые и прочностные расчёты и определены его основные конструктивные параметры: грузоподъёмность станда – 500кг; угол поворота КПП - 360°; момент затяжки – 40 Нм.

Выводы.

Предлагаемый универсальный стенд для разборки и сборки коробок переключения передач грузовых автомобилей с электрическим приводом применяется при сборке - разборке КПП автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ. Удобство установки КПП обеспечивается специальными подхватами с креплением штырями, устанавливаемыми в отверстия картера КПП. Подхваты имеют регулировку для установки и крепления под конкретный тип картера КПП. Стенд имеет кювету для сбора технических или моющей жидкостей после мойки КПП.

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2001. – 864 с.
2. Тойгамбаев С.К. Повышение долговечности деталей сельскохозяйственных и мелиоративных машин при применении процесса термоциклической диффузионной металлизации. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, г. Москва. 2000 г.
3. Тойгамбаев С.К. Повышение надежности изготовления резьбовых соединений. Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина". 2013. № 3 (59). С. 45-46.
4. Ханников А.А. Автомеханик: техническое обслуживание и ремонт отечественных и зарубежных автомобилей/Авт.-сост. А. А. Ханников. - Минск: Соврем. шк., 2006.- 384с.