

УДК 629.114.6

О.Н.Гришина (4 курс, каф. ГАК), В.А.Прокопенко, к.т.н., доц.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ 2106

Постоянно актуальной является задача улучшения тяговых, топливно-экономических и др. качеств автомобиля, а также стремление к их соответствию определенным условиями эксплуатации.

Цель работы – проектирование механизмов трансмиссии и аналитические исследования показателей эксплуатации.

Выполнен расчет элементов трансмиссии: двигателя, дифференциала, зубчатых колес, валов, подшипников коробки передач. Для двигателя установлена максимальная мощность [2] ($N_{\max}=84\text{кВт}$), моментная характеристика [3] ($T_1=235,4\text{ Нм}$; $T_2=278,2\text{Нм}$; $T_3=222,6\text{Нм}$; $T_4=171,2\text{Нм}$) и рабочий объем [3] ($V=3\cdot 10^{-3}\text{м}^3$). Кинематический анализ дифференциала, заключающийся в определении угловой скорости колес ($\omega_{\text{КП}}=\omega_{\text{КЛ}}=33,4\text{ с}^{-1}$), их скорости при прямолинейном движении ($V_{\text{Н}}=V_{\text{КЛ}}=V_{\text{КП}}=33,4\text{ м/с}$), угловой скорости сателлита ($\omega_{\text{С}}=0$), угловой скорости колес при повороте ($\omega_{\text{КЛ}}=37,53\text{ рад/с}$, $\omega_{\text{КП}}=29,27\text{ рад/с}$), проведен при повороте на скорости $V_{\text{п}}=8,34\text{ м/с}$ [3]. Также сделана проверка условия на отсутствие

проскальзывания [3]: $\frac{V_{\text{КЛ}}}{R+0,5B} = \frac{V_{\text{КП}}}{R-0,5B}$, где $B=0,25R$; – радиус колеса, м; $V_{\text{КЛ}}$, $V_{\text{КП}}$ – линейные скорости левого и правого колеса, м/с. Расчет параметров зубчатых колес выполнен для наиболее нагруженной первой передачи. При заданном передаточном отношении для тихоходной ступени определен диаметр шестерни [5] ($d_{1\text{T}}=89\text{ мм}$), ее ширина ($B_{1\text{T}}=31\text{ мм}$), модуль зацепления ($m=3\text{ мм}$), число зубьев шестерни и колеса [5] ($Z_{1\text{T}}=30$; $Z_{2\text{T}}=48$), межосевое расстояние [5] ($a_{\text{WT}}=117\text{ мм}$) и произведена проверка на изгибную прочность. Аналогично рассчитывается быстроходная ступень с добавлением расчета угла наклона зубьев ($a_{\text{W6}}=117\text{ мм}$, $Z_{16}=30$, $Z_{26}=48$, $m=2,75\text{ мм}$, $d_{16}=90\text{ мм}$, $B_{16}=24\text{ мм}$). Определены силы, действующие в зацеплении, для тихоходной и быстроходной ступени (окружные $-F_{\text{т6}}=9273\text{ Н}$, $F_{\text{т1}}=14837,8\text{Н}$; радиальные $-F_{\text{р6}}=3628,7\text{ Н}$, $F_{\text{р1}}=5342\text{Н}$; осевые - $F_{\text{а6}}=4083,7\text{Н}$, $F_{\text{а1}}=0$). По выше изложенной методике производится расчет для второй ($d_{1\text{T}}=a_{\text{WT}}=117\text{ мм}$, $B_{1\text{T}}=30\text{ мм}$, $m=3$, $Z_{1\text{T}}=Z_{2\text{T}}=39$; $F_{\text{т1}}=11413,7\text{Н}$; $F_{\text{р1}}=41081,1\text{Н}$; $F_{\text{а1}}=0$) и прямой передачи ($d_{\text{пр}}=90\text{ мм}$, $z_{\text{пр}}=30$, $m=3\text{ мм}$, $B_{\text{пр}}=14\text{ мм}$). Наименьшие диаметры валов определены по формуле [5]: $d > \sqrt[3]{cT}$, где $c=0,1$; T – крутящий момент. Диаметр входного вала коробки передач на быстроходной ступени: $d_{\text{ВХВ}}=35\text{ мм}$; внешний диаметр блока колес коробки передач промежуточного вала: $d_{\text{БК}}=74\text{ мм}$; диаметр выходного вала тихоходной ступени: $d_{\text{T}}=47,5\text{ мм}$. Т.к. все валы ступенчатые, то исходя из их конструктивных особенностей, выбраны оставшиеся большие диаметры. По диаметрам валов назначены подшипники средней серии. Далее произведен расчет назначенных подшипников по условию работоспособности: $L_{\text{расч}} > L_{\text{треб}}$, где $L_{\text{расч}}$, $L_{\text{треб}}$ – расчетный и требуемый ресурсы соответственно.

Аналитический расчет показателей эксплуатации представляет собой расчет тягово-скоростных и топливно-экономических показателей. Расчет показателей тягово-скоростных свойств автомобиля выполнен в два этапа. На первом этапе выполнен расчет при номинальной нагрузке автомобиля, т.е. при $\gamma = 1$, и по заданному значению передаточного числа и гл.п. Расчет ведется в диапазоне от минимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{\min}=450\text{ об/мин}$ до максимальной $n_{\max}=5400\text{ об/мин}$. Мощность коленчатого вала - от

9,2 кВт до 76,6 кВт; крутящий момент коленчатого вала – от 195,2 Нм до 135,5 Нм; скорость автомобиля на первой передаче – от 1,54 м/с до 18,5 м/с, на второй передаче от 2,46 м/с до 29,54 м/с, на третьей передаче от 3,94 м/с до 47,24 м/с; тяговая сила автомобиля на первой передаче – от 5615 Н до 3896 Н, на второй передаче – от 3523 Н до 2446 Н, на третьей передаче – от 2202 Н до 1528 Н; тяговая мощность на ведущих колесах – от 8,65 кВт до 72 кВт; сила сопротивления воздуха на первой передаче - от 0,05 Н до 6,85 Н, на второй передаче - от 0,12 Н до 17,45 Н, на третьей передаче - от 0,31 Н до 44,65 Н; динамический фактор на первой передаче – от 0,33 до 0,23, на второй передаче – от 0,21 до 0,14, на третьей передаче – от 0,12 до 0,09; коэффициент сопротивления качению от скорости на первой передаче – от 0,009 до 0,01, на второй передаче – от 0,009 до 0,01, на третьей передаче – от 0,009 до 0,01; коэффициент учета вращающихся частей на первой передаче – 1,368, на второй передаче – 1,125, на третьей передаче – 1,098; ускорение автомобиля на первой передаче – от 2,23 м/с² до 1,576 м/с², на второй передаче – от 1,751 м/с² до 1,132 м/с², на третьей передаче – от 0,991 м/с² до 0,687 м/с²; сила сопротивления качению – от 154,5 Н до 257,25 Н; суммарная сила сопротивления движению автомобиля – от 154,55 Н до 308,76 Н; мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления качению – от 0,238 кВт до 13,055 кВт; мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха – от 0,000077 кВт до 2,614 кВт; суммарная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, - от 0,238 кВт до 15,669 кВт.

На втором этапе выполнен расчет при значениях передаточного числа главной передачи $u_{г.п.} = \pm 10\%$ и номинальной нагрузке, т.е. $\gamma = 1$. Скорость автомобиля на первой передаче – от 1,71 м/с до 20,56 м/с, на второй передаче от 2,73 м/с до 32,86 м/с, на третьей передаче от 3,58 м/с до 42,96 м/с; тяговая сила автомобиля на первой передаче – от 5092,1 Н до 3508 Н, на второй передаче – от 3170,6 Н до 2201 Н, на третьей передаче – от 1981,8 Н до 1375 Н; сила сопротивления воздуха на первой передаче от 0,06 Н до 8,45 Н, на второй передаче от 0,19 Н до 21,54 Н, на третьей передаче от 0,38 Н до 55,13 Н; динамический фактор на первой передаче – от 0,29 до 0,2, на второй передаче – от 0,18 до 0,13, на третьей передаче – от 0,12 до 0,08; коэффициент сопротивления качению от скорости на первой передаче – от 0,009 до 0,012, на второй передаче – от 0,009 до 0,016, на третьей передаче – от 0,009 до 0,025; ускорение автомобиля на первой передаче – от 2,1 м/с² до 1,4 м/с², на второй передаче – от 1,6 м/с² до 1 м/с², на третьей передаче – от 0,9 м/с² до 0,5 м/с².

Расчет топливно-экономических показателей выполним при $\gamma=1$, $U_{г.п.} = 3$, $u_{г.п.} = \pm 10\%$. Максимальная скорость движения автомобиля равна 50,75 м/с; средняя скорость движения автомобиля равна 40,6 м/с; удельная транспортная работа равна 168,3 пасс·км/час; удельный путевой расход топлива равен 8,5 л/100км; удельный расход топлива автомобиля равен 7,38 км·л/100л.

Спроектированная коробка передач в большей степени подходит к обычным условиям эксплуатации. По сравнению со стандартной коробкой данная коробка имеет ряд преимуществ. Повышение передаточного числа главной передачи дает положительный эффект только при использовании автомобиля с прицепом или в очень тяжелых условиях эксплуатации. Уменьшение передаточного числа (при данной коробке) не дало существенного положительного эффекта в связи с низкой обтекаемостью автомобиля, а уменьшение запаса мощности значительно увеличило расход топлива.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Устройство автомобиля: Учебник для учащихся автотранспортных техникумов / Е.В. Михайловский, К.Б. Серебряков, Е.Я. Тур. – 6-е изд., стереотип. - М.: Машиностроение, 1987.
2. Диваков Н.В., Яковлева Н.А. Теория автомобиля. – М.: Высшая школа, 1962.
3. Николаев В.И., Роговцев В.Л. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля: Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1971.

4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.2. – 6-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982.