

**Л. Б. Шапошник**, Д. Э. Кацнельсон

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

1. Влияние типа двигателя на конструкцию гидротрансформатора. Конструктивные решения гидротрансформаторов определяются типом двигателя, для работы которых он проектируется. Известно, что двигатели внутреннего сгорания одной номинальной мощности обладают различными скоростными характеристиками (рис. 1).

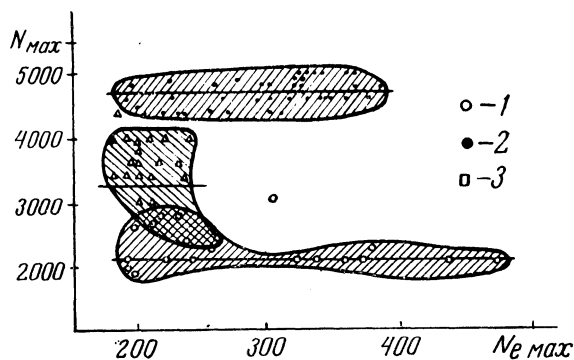


Рис. 1. Максимальные скорости вращения двигателей:  
1— $n_{\text{ср л.а}} = 4700$  об/мин; 2— $n_{\text{ср л.а}} = 3250$  об/мин; 3— $n_{\text{ср л.а}} = 2100$  об/мин.

Рассмотрение графика показывает, что все двигатели по их назначению и типу рабочего процесса четко делятся на три группы: 1) карбюраторные двигатели легковых машин. Эти двигатели форсированы по оборотам и, следовательно, имеют низкий крутящий момент. Средние скорости этой группы двигателей равны 4700 об/мин; 2) карбюраторные двигатели грузовых машин не имеют такой форсировки. Их средние скорости равны примерно 3250 об/мин. Здесь видна заметная дисперсия по оборотам; 3) ди-

зельные двигатели грузовых машин. Средняя скорость этой группы двигателей 2100 об/мин.

Дизельные двигатели легковых машин не рассматриваются, так как они пока не нашли широкого применения.

Примем средние скорости дизельных двигателей в рассматриваемом диапазоне мощностей за 1. Тогда относительные средние скорости карбюраторных двигателей грузовых машин будут

$$\epsilon_{к.г} = \frac{3250}{2100} = 1,55,$$

а относительные средние скорости карбюраторных двигателей легковых машин ( $\epsilon_{к.л.}$ )

$$\epsilon_{к.л} = \frac{4700}{2100} = 2,23.$$

Заметим, что если  $\gamma$  различных двигателей одной номинальной мощности скорости относятся как  $\epsilon$ , то их крутящие моменты будут относиться друг к другу, как  $\frac{1}{\epsilon}$ .

Активный диаметр гидротрансформатора выражается соотношением

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M}{\gamma \lambda n_H^2}}.$$

Отсюда легко получить размерные соотношения гидротрансформатора в зависимости от типа двигателя при одинаковой номинальной мощности:

$$D_{а.д} = D_{а.к} \sqrt[5]{\left(\frac{n_k}{n_d}\right)^2 \left(\frac{M_d}{M_k}\right)}. \quad (1)$$

Учитывая, что

$$\frac{n_k}{n_d} = \epsilon_k, \quad n \cdot \frac{M_k}{M_d} = \frac{1}{\epsilon_k}$$

при одинаковой номинальной мощности двигателя, получаем

$$D_{а.д} = D_{а.к} \sqrt[5]{\epsilon_k^3}. \quad (2)$$

Следовательно,

$$D_{а.д} = D_{а.к.г} \sqrt[5]{\lambda_{к.г}^3} \quad (2')$$

и

$$D_{а.д} = D_{а.к.л} \sqrt[5]{\lambda_{к.л}^3} \quad (2'')$$

Здесь индекс д означает дизельный двигатель; к — карбюраторный двигатель; к. г — карбюраторный двигатель грузового автомобиля; к. л — карбюраторный двигатель легкового автомобиля.

Расчет по формулам (2') и (2'') показывает, что гидротрансформатор, предназначенный для работы с дизельным двигателем, должен иметь в 1,31 раза больший активный диаметр, чем гидротрансформатор грузового автомобиля с карбюраторным двигателем, и в 1,61 раза больший, чем легкового автомобиля при одной номинальной мощности двигателей. Это обстоятельство следует учитывать при выборе конструктивных решений элементов гидротрансформатора. Можно показать, что прочностные качества и долговечность гидротрансформатора также зависят от типа двигателя.

Известно, например, что осевые силы, действующие на колеса гидротрансформатора, пропорциональны четвертой степени активного диаметра и второй степени скорости вращения. Следовательно,

$$A_d = A_k \sqrt[5]{\left(\frac{n_k}{n_d}\right)^8 \cdot \left(\frac{M_d}{M_k}\right)^4 \cdot \left(\frac{n_d}{n_k}\right)^{10}},$$

после сокращений

$$A_d = A_k \sqrt{\left(\frac{M_d}{M_k}\right)^2} \tag{3}$$

или

$$A_d = A_k \sqrt{\epsilon_k^2}. \tag{4}$$

Подставив известные значения  $\epsilon_k$ , получим

$$A_d = 1,19 A_{k.g.},$$

$$A_d = 1,38 A_{k.g.}.$$

Как видим, осевые силы, действующие на элементы гидротрансформатора, работающего с дизельным двигателем, на 19% выше, чем у гидротрансформатора, работающего с карбюраторным грузовым, и на 38% выше, чем у гидротрансформатора, работающего с карбюраторным двигателем легкового автомобиля одной номинальной мощности.

Этим обстоятельством могут быть объяснены неудачные попытки механического перенесения удачных конструктивных решений гидротрансформаторов для карбюраторных двигателей мощностью 180—200 л. с. на гидротрансформаторы для дизельных двигателей примерно той же мощности.

В гидротрансформаторах, предназначенных для работы с дизельными двигателями мощностью 370 л. с. и выше, имеющих активный диаметр 440—470 мм, осевые силы, действующие на рабочие колеса и их опоры, становятся настолько большими, что требуют специальных мер по их уменьшению.

Иногда можно добиться успеха в этом направлении путем соединения пазухи между кожухом насосного колеса и турбиной

посредством калиброванных отверстий. Теория этого вопроса разобрана довольно подробно.

2. *Основные конструктивные схемы гидротрансформаторов.* Известны две конструктивные схемы автомобильных гидротрансформаторов. Их принципиальное различие состоит в расположении опор рабочих колес (рис. 2).

Гидротрансформаторы, конструируемые по схеме 1 (рис. 2), передают осевые силы насосного и турбинного колеса на отдельные подшипники, закрепленные в картере. В связи с этим под-

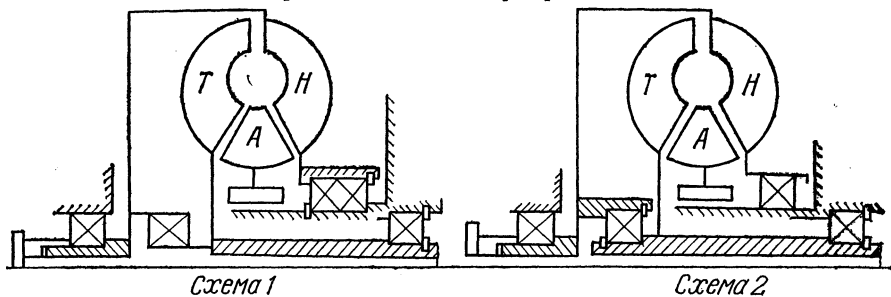


Рис. 2. Конструктивные схемы гидротрансформаторов.

шипники должны быть достаточно мощными, особенно подшипник насосного колеса, всегда вращающийся с более высокими оборотами. При конструировании по схеме 2 осевые силы насосного и турбинного колес замыкаются на общем подшипнике «в распор».

Известно, что для насосного и турбинного колес большинства гидротрансформаторов характерны осевые силы разных знаков. В этой схеме разность осевых сил рабочих колес воспринимается подшипником, опирающимся на картер. Так как оба колеса вращаются в одном направлении (в гидротрансформаторах прямого хода), то относительная скорость распорного подшипника оказывается значительно меньше, чем для подшипников в схеме 1, что позволяет применять меньшие по габаритам и стоимости подшипники.

Если в схеме 1 для обеспечения заданной долговечности подшипник насосного колеса должен был иметь коэффициент работоспособности  $C_1$ , то в схеме 2, считая, что в эксплуатационных условиях турбинное колесо отстает от насосного на 10—20% ( $i = 0,8—0,9$ ), коэффициент работоспособности подшипника  $C_2$  составит

$$C_2 = (0,1 \div 0,2)^{0,3} C_1$$

или

$$C_2 = (0,5 \div 0,62) C_1,$$

т. е. для обеспечения одинаковой долговечности коэффициент работоспособности наиболее нагруженного подшипника во втором случае может быть на 38—50% меньше, чем в первом.

Тем не менее схема 1 применяется особенно при наличии фрикциона блокировки гидротрансформатора. Объясняется это тем, что гидротрансформаторы, выполненные по схеме 2, при наличии фрикциона блокировки получаются менее компактными. К тому же наличие сравнительно большого подшипника под фрикционом блокировки препятствует уменьшению внутреннего диаметра поршня блокировки, что отрицательно сказывается на его работоспособности и вызывает трудности в подводе управляющей рабочей жидкости.

3. *Торцевые опоры направляющих аппаратов.* Опыт эксплуатации гидротрансформаторов с двумя направляющими аппаратами показал, что из всех его трущихся деталей наибольшему износу подвержена торцевая опора турбинного направляющего аппарата, особенно в случае установки ее на неподвижной ступице.

Наиболее прогрессивным решением в этом случае следует считать опору турбинного направляющего аппарата на ступицу турбинного колеса.

Действительно, при передаточном отношении гидротрансформатора, равном нулю, турбина и реактор неподвижны, следовательно, относительного скольжения нет. По мере разгона турбины нарастает скорость скольжения, но при передаточном числе  $i \approx 0,6$  реактор начинает вращаться со все возрастающей скоростью в ту же сторону, что и турбина.

При этом скорость скольжения в узле трения падает. Наконец, в режиме гидромукты направляющий аппарат имеет скорость, близкую к скорости турбины, т. е. практически относительное скольжение, и, следовательно, износ прекращается.

На диаграмме (рис. 3) изображены относительные и абсолютные скорости вращения рабочих колес гидротрансформатора. Штрих-пунктирной линией показана величина относительной скорости реактора при опоре на неподвижную ступицу. Здесь с момента начала вращения реактора скорость скольжения все время нарастает, достигая 100% при заблокированном гидротрансформаторе.

Из рис. 3 видно, что на эксплуатационном режиме, лежащем в пределах  $i = 0,75-0,9$ , скорость скольжения в торцевой опоре

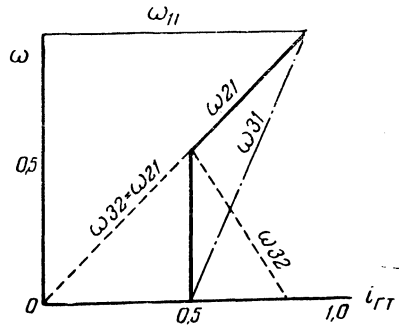


Рис. 3. Диаграмма относительных скоростей вращения рабочих колес гидротрансформатора:

$\omega_{11}$  — угловая скорость насосного колеса относительно неподвижной ступицы;  $\omega_{21}$  — угловая скорость турбинного колеса относительно насосного;  $\omega_{31}$  — угловая скорость колеса реактора относительно насосного колеса;  $\omega_{32}$  — угловая скорость колеса реактора относительно турбинного колеса.

направляющего аппарата по отношению к турбине в несколько раз меньше, чем по отношению к неподвижной ступице.

Хорошие результаты получены при установке плавающих шайб в узле трения направляющих аппаратов.

4. *Выбор оптимальных условий работы гидротрансформатора в силовой передаче автомобиля.* При проектировании гидротрансформатора для конкретной силовой передачи возникает проблема обеспечения оптимальных условий совместной работы выбранного (или вновь разработанного) гидротрансформатора с двигателем проектируемого автомобиля.

В связи с этим целесообразно рассмотреть характер работы гидротрансформатора в силовой передаче автомобиля при движении по различным дорогам с различными нагрузками.

При этом следует исходить из следующего: а) дорожные условия представляют при движении автомобиля случайную по времени функцию с различного рода флуктуационными явлениями (подъемы, спуски, торможения перед препятствиями и др.); б) выбор передачи в механической части трансмиссии (что в большей степени определяет режим работы гидротрансформатора) представляет случайную функцию от дорожных условий. Случайный (разумеется, в известных пределах) характер выбора передачи обуславливается субъективными причинами (при командном управлении коробкой передач) либо разбросом точек регулирования системы управления (при автоматическом управлении коробкой передач).

Таким образом, реализация того или иного режима работы автомобильного гидротрансформатора носит вероятностный характер, и никакой анализ работы гидромеханической передачи не может быть достоверным, если не учитывать этого обстоятельства.

Известные методики анализа работы гидротрансформатора в трансмиссии автомобиля ограничиваются рассмотрением предельных тяговых характеристик турбинного колеса гидротрансформатора по внешней характеристике двигателя исходя из допущения равновероятности всех режимов работы гидротрансформатора. При таком подходе легко впасть в ошибку, ведущую к заметным потерям в тяге и экономичности автомобиля, а следовательно, и в его производительности.

Следует заметить, что упомянутое допущение принято из-за недостатка статистических данных по реализуемым в эксплуатационных условиях режимам работы гидротрансформатора.

На Минском автомобильном заводе исследовалась работа гидротрансформатора на автомобилях с различной нагрузкой при движении по различным дорогам. По штатным приборам автомобиля регистрировались его скорость и число оборотов двигателя. Затем простым пересчетом с помощью известных кинематических соотношений определялся режим работы гидротрансформатора. Кроме

того, получены данные по режимам работы гидротрансформатора прямым осциллографированием скоростей вращения входного и выходного валов гидротрансформатора во время специальных заездов на автомобилях с разной нагрузкой и по разным дорогам.

По экспериментальным данным строились полигоны вероятности, оценивались средние значения, дисперсия и др. Оценка полигонов вероятностей распределения режимов гидротрансформатора на основе критерия согласия Пирсона позволяет утверждать, что они вполне удовлетворительно могут выравняться кривой нормального распределения

$$P_{(i)} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \cdot \left[ - \frac{(i - i_0)^2}{2\sigma^2} \right],$$

где  $P(i)$  — вероятность того или иного режима работы гидротрансформатора;  $i_0$  — наиболее вероятное значение передаточного отношения гидротрансформатора;  $\sigma$  — среднеквадратичная дисперсия функции распределения.

Эта двухпараметрическая формула может быть рекомендована для определения вероятных режимов работы гидротрансформатора, при этом параметры  $\sigma$  и  $i_0$  определяются силовой передачей автомобиля, его нагрузкой и условиями движения.

Знание закона распределения эксплуатационных режимов работы гидротрансформатора позволяет разработать более совершенную методику выбора оптимального совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора. Суть ее заключается в сравнении математических ожиданий ряда оценочных критериев, характеризующих силовой агрегат — двигатель-гидротрансформатор.

В качестве оценочных критериев целесообразно выбрать следующие:

1) математическое ожидание выходной мощности силового агрегата. Этот параметр характеризует энергетическую эффективность силового агрегата при данном совмещении характеристик двигателя и гидротрансформатора с учетом дороги в виде случайной функции дорожных условий; 2) математическое ожидание коэффициента полезного действия гидротрансформатора  $\eta_{ср}$ . С учетом переменного характера к. п. д. от режима работы гидротрансформатора этот критерий дает некоторую среднюю величину, позволяющую оценить эффективность использования мощности двигателя, а также теплонапряженность гидротрансформатора. Так, математическое ожидание выделяющегося при работе гидротрансформатора количества тепла может быть вычислено по

$$Q = 632 \frac{N_{\tau_{ср}}}{\eta_{ср}} (1 - \eta_{ср}); \quad (6)$$

3) математическое ожидание коэффициента расхода топлива  $\varphi_{\text{ср}}$ , пропорционального расходу топлива на 100 км пути.

Это критерий экономичности силового агрегата. Вычисление названных критериев осуществляется следующим образом: решая совместно уравнение двигателя  $M_d = f_1(n_d)$  и насосного колеса гидротрансформатора  $M_n = f_2(\lambda n_d)$ , получаем при фиксированном размере гидротрансформатора выходную характеристику силового агрегата двигатель-гидротрансформатор

$$N_T = f_3(n_T).$$

Учитывая, что интервал скоростей вращения турбинного вала определяется величиной ступени  $q$  в механической части гидротрансмиссии, полагаем, что переключение передач происходит при условии снятия максимальной выходной мощности. Тогда границы интервала определяются системой уравнения

$$N_a = N_b, \quad n_a = \frac{n_b}{q},$$

где индексы «а» и «б» означают соответственно начало и конец интервала.

Оценочные критерии вычисляются по формулам:

$$N_{\text{Тср}} = \frac{\int_{n_a}^{n_b} N_{\text{Т}i} \cdot P(i) \, dn_{\text{Т}}}{\int_{n_a}^{n_b} P(i) \, dn_{\text{Т}}}, \quad (7)$$

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\int_{n_a}^{n_b} \eta_i P(i) \, dn_{\text{Т}}}{\int_{n_a}^{n_b} P(i) \, dn_{\text{Т}}}, \quad (8)$$

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\int_{n_a}^{n_b} \psi_i P(i) \, dn_{\text{Т}}}{\int_{n_a}^{n_b} P(i) \, dn_{\text{Т}}}. \quad (9)$$

Изменяя  $D_a$  гидротрансформатора и величину ступени в механическом редукторе, получаем ряд оценочных параметров в зависимости от  $D_a$  (рис. 4). По экстремальным значениям оценоч-



ных критериев определяется оптимальный диапазон, в котором следует выбирать  $D_a$ .

Следует помнить, что при работе на одной ступени в коробке передач (т. е.  $n_a = 0$ ;  $n_b = n_{т\text{мок}}$ ) значение интеграла в знаменателе равно 1 (как полной совокупности вероятностей). Вычисление оценочных критериев вручную весьма трудоемко, в связи с чем целесообразно эту работу проводить на электронно-вычислительной машине, которая позволяет проводить анализ условий совместной работы гидротрансформатора и двигателя для достаточно большого числа значений  $D_a$  и  $q$ .

На рис. 4 показано проведение анализа совместной работы гидротрансформатора ГТ-МАЗ с двигателем Д12А-375 автомобиля БелАЗ-540. Штриховыми линиями обозначены зависимости величин оценочных критериев от условий совместной работы гидротрансформатора с двигателем, определяемым размером гидротрансформатора  $D_a$ , с учетом нормального закона распределения вероятностей режимов гидротрансформатора. Сплошными линиями обозначены те же зависимости,

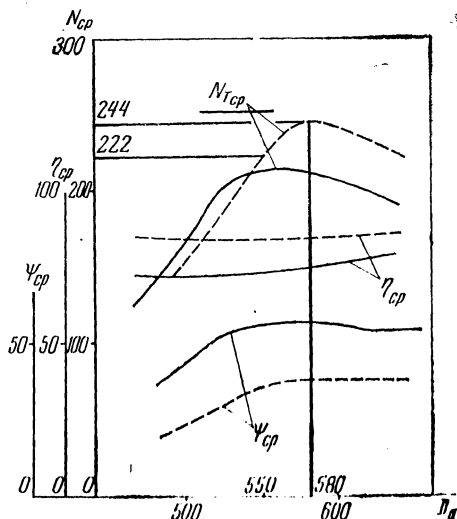


Рис. 4. Анализ совместной работы гидротрансформатора с двигателем Д12А-375.

но построенные исходя из общепринятых условий равновероятности режимов работы гидротрансформатора. Кривые математического ожидания выходной мощности имеют явно выраженный экстремум, а кривые математического ожидания к. п. д. и расхода топлива столь явного экстремума не имеют.

Если производить выбор условий совместной работы гидротрансформатора с двигателем из соображений обеспечения максимального математического ожидания выходной мощности, то, полагая режимы работы гидротрансформатора равновероятными, следует выбрать  $D_a = 550$  мм. Учитывая более близкий к действительности нормальный закон распределения режимов трансформатора, лучше выбрать  $D_a = 580$  мм или соответствующий согласующий редуктор.

Из рис. 4 следует, что при  $D_a = 580$  мм математическое ожидание выходной мощности  $N_{cp} = 244$  л. с., а при  $D_a = 550$  мм  $N_{cp} = 222$  л. с. Таким образом, можно ожидать снижения выход-

ной мощности силового агрегата двигатель-гидротрансформатор примерно на 9%.

Учитывая, что в настоящее время затрачиваются весьма большие усилия для создания гидротрансформаторов с к. п. д. на 1—2% выше существующих, следует обратить внимание на выбор оптимальных условий работы гидротрансформатора в трансмиссии автомобиля.

Из рис. 4 также следует, что математическое ожидание к. п. д. гидротрансформатора при допущении равновероятности его режимов значительно ниже, чем при учете нормального закона распределения режимов гидротрансформатора. Учитывая последнее обстоятельство, можно существенно уменьшить систему охлаждения гидротрансформатора.