

Д. Э. Кацнельсон, **Л. Б. Шапошник**

ОЦЕНОЧНЫЕ КРИТЕРИИ ВЫБОРА ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Применение гидротрансформатора как элемента трансмиссии автомобиля является в настоящее время одним из наиболее прогрессивных решений, находящихся все более широкое распространение в автомобилестроении. Многие достоинства гидродинамической передачи делают ее весьма целесообразной, особенно в трансмиссиях высокой мощности. Опыт эксплуатации ряда тяжелых отечественных автомобилей с гидромеханическими трансмиссиями подтвердил целесообразность применения полнопоточной гидродинамической передачи. В связи с этим несомненный интерес представляют вопросы выбора и проектирования гидротрансформатора не как универсальной гидромашины, а как элемента силовой передачи конкретного автомобиля. Весь процесс проектирования гидротрансформатора как части силовой передачи автомобиля с конкретными техническими требованиями может быть представлен структурной схемой (рис. 1).

Проектирование гидротрансформатора состоит из трех этапов: 1) выбор или разработка модельного прототипа; 2) обеспечение оптимальных условий совместной работы с двигателем и трансмиссией автомобиля; 3) компоновка гидротрансформатора и его жизнеобеспечение.

Одной из наиболее сложных задач при проектировании автомобиля является выбор гидротрансформатора для силовой передачи. В связи с этим существует проблема оценочных критериев, являющаяся главной в проектировании гидротрансформатора для конкретного автомобиля. Рассмотрим один из возможных способов решения этой проблемы, примененный в процессе проектирования автомобиля.

Рассматривая совокупность требований к гидротрансформатору как к элементу силовой передачи проектируемого автомобиля, можно выявить узловой элемент проектирования гидротрансформатора — общие оценочные критерии для его обоснованного выбора.

Общие требования, предъявляемые к гидротрансформатору как к гидромашине, используемой в силовой передаче автомобиля,

следующие: 1) по своей внешней характеристике гидротрансформатор должен отвечать современному техническому уровню производства гидропередатчиков; 2) энергоемкость гидротрансформатора должна удовлетворять условию оптимального и прогрессивного совмещения с характеристикой двигателя; 3) размерные соотношения круга циркуляции должны обеспечивать хорошие компоновочные свойства при условии реализации заданной мощности.

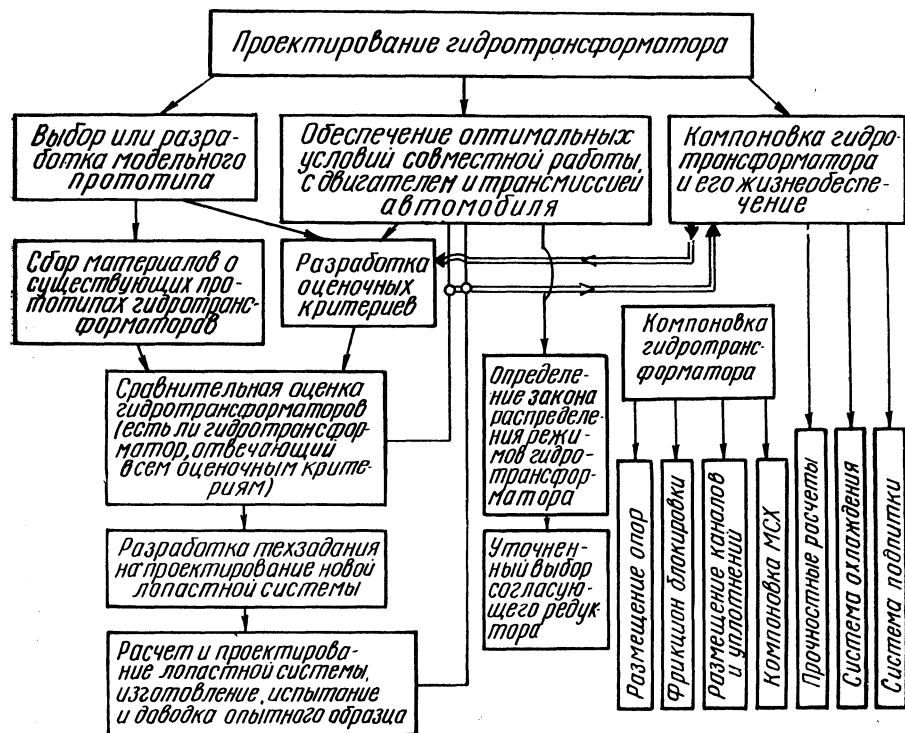


Рис. 1.

Частные требования, предъявляемые к гидротрансформатору с учетом ряда конструктивных, технологических и тягово-экономических решений проектируемого автомобиля, следующие: 1) совместная работа с заданным двигателем; 2) предельная скорость вращения турбинного вала гидротрансформатора должна обеспечить надежную длительную работу трансмиссии изделия и обслуживающих ее узлов с учетом преимущества конструктивных решений без снижения тягово-динамических характеристик автомобиля; 3) предельный крутящий момент на турбинном валу не должен превышать величины, обеспечивающей прочность и работоспособность элементов механической части трансмиссии;

4) турбинный вал гидротрансформатора должен развивать достаточный крутящий момент для реализации предельных сцепных возможностей автомобиля (автопоезда); 5) теплонапряженность трансмиссии при движении изделия в наиболее тяжелых дорожных условиях не должна превышать допустимого предела; 6) напряжения в деталях гидротрансформатора не должны превышать величин, проверенных в процессе эксплуатации; 7) конструкция гидротрансформатора и прочих элементов трансмиссии должна учитывать сложившееся производство и преемственность конструкции.

Это наиболее существенные требования к гидротрансформатору. Они накладывают заметные ограничения на требуемую внешнюю характеристику гидротрансформатора и позволяют получить ряд оценочных критериев.

Рассмотрим, какие параметры внешней характеристики гидротрансформатора отвечают перечисленным требованиям.

1. *Определение требуемых параметров внешней характеристики гидротрансформатора в точке перехода на режим гидромукты.*

Опыт эксплуатации ряда мощных автомобилей (автопоездов), оснащенных гидромеханическими передачами, позволил определить ориентировочные условия оптимального совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора. В первом приближении для тяжелого автомобиля можно считать условно оптимальным совмещение, при котором точка совместной работы двигателя с гидротрансформатором в режиме перехода его в гидромукту отстоит от точки, соответствующей максимальной мощности двигателя (M_{\max}), на 2,5—5% по оборотам той же точки $n_{N_{\max}}$.

На рис. 2 представлена скоростная характеристика рассматриваемого двигателя с учетом отборов мощности на различные вспомогательные устройства.

Гидротрансформатор нагружает двигатель в зависимости от его оборотов в соответствии с формулой

$$N = \gamma \lambda n_1^2 D_a^5.$$

Отсюда по заданной точке совместной работы двигателя с гидротрансформатором желаемая энергоемкость гидротрансфор-

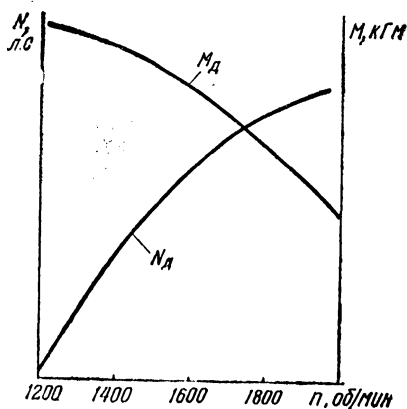


Рис. 2.

матора в режиме перехода в гидромуфту может быть вычислена так:

$$\gamma_{\text{гм}} = \frac{M_1}{n_1^2 D_a^5}.$$

Условия преемственности производства и унификации деталей, а также соображения нецелесообразности увеличения радиальных габаритов трансмиссии позволяют установить ограничение по величине активного диаметра гидротрансформатора (D_a).

Учитывая размерный ряд, предлагаемый НАМИ для гидротрансформаторов, целесообразно сохранить для данной мощности двигателя $D_a = 470$ мм.

Если положить, что гидротрансформатор работает с двигателем без согласующего редуктора, то условно-оптимальному совмещению их характеристик будет соответствовать энергоемкость гидротрансформатора в режиме перехода в гидромуфту, по величине равная примерно 25. Отечественные и зарубежные комплексные гидротрансформаторы не отвечают указанному требованию.

Становится очевидной необходимость создания повышающего согласующего редуктора. В таком случае логично сделать его с минимальным передаточным отношением, чтобы добиться уменьшения габаритов и веса гидротрансформатора. Однако существуют ограничения, позволяющие конкретизировать величину передаточного числа согласующего редуктора.

Максимальная скорость вращения турбинного вала $n_{\text{тmax}}$, определяющая скорость движения автомобиля, а также скорости вращения многих элементов трансмиссии, ограничена предельно допустимым числом оборотов подшипников (например, сателлитов для планетарной коробки перемены передач), шестеренных насосов гидропередачи и элементов главной и колесной передач автомобиля.

Анализ показал, что максимальная скорость вращения турбинного вала не должна превышать 2500 об/мин. Отсюда передаточное число согласующего редуктора (при $i_{\text{гт}} = 1$) равно 0,8. В этом случае желаемая энергоемкость гидротрансформатора в точке перехода в режим гидромуфты для обеспечения условно-оптимального совмещения его с характеристикой двигателя равна

$$\gamma_{\text{гм}} \geq \gamma_{\text{гм}}(i_{\text{п.п}}=1) i_{\text{п.п}}^3 = 25 \cdot 0,8^3 \geq 12,8.$$

Учитывая современные достижения в создании гидротрансформаторов, представляется нецелесообразным снижать его к. п. д. ниже 85% на эксплуатационных режимах. Поэтому нежелательно передаточное отношение режима перехода гидротрансформатора

в гидромуфту иметь ниже $i_{гм} = 0,85$. Таким образом может быть определена одна из наиболее характерных точек внешней характеристики комплексного гидротрансформатора для проектируемого автомобиля — режим перехода в гидромуфту

$$i_{гм} \geq 0,85; \gamma\lambda_{гм} \geq 12,8.$$

2. *Определение требуемых параметров внешней характеристики гидротрансформатора на стоп-режиме ($i = 0$).* Режим, определяющий максимальный крутящий момент, входящий в механическую коробку перемены передач (КПП), соответствует случаю полностью заторможенного турбинного вала (стоп-режим) при максимальной подаче топлива в двигателе.

Параметры указанного предельного режима гидротрансформатора могут быть определены из условий прочности и надежности работы КПП, с одной стороны, и сцепными возможностями проектируемого автомобиля, с другой.

Проверенные опытом и расчетом ограничения показали максимальный входной крутящий момент, который может быть реализован коробкой перемены передач. Этот момент турбинный вал может развить при следующем соотношении:

$$M_{г\max} = M_{д.н(i=0)} K_{гт(i=0)},$$

где $M_{д.н(i=0)}$ — момент двигателя, приведенный к валу насосного колеса гидротрансформатора в точке совместной работы на стоп-режиме; $i_{п.п}$ — передаточное число согласующего редуктора; $K_{гт(i=0)}$ — максимальный коэффициент трансформации момента.

Очевидно, что это ограничение связывает величины приведенного момента двигателя ($M_{д.н}$) и максимального коэффициента трансформации (K_0) гидротрансформатора таким образом, что чем выше момент двигателя, тем ниже должен быть коэффициент трансформации момента.

При заданной характеристике двигателя всякому значению крутящего момента двигателя соответствует определенная величина энергоемкости гидротрансформатора $\gamma\lambda_{10}$, обеспечивающая совместную их работу в режиме максимального коэффициента трансформации.

Величина названной энергоемкости равна

$$\gamma\lambda_{10} = \frac{M_{д.н}}{n_{д.н}^2 D_a},$$

где $n_{д.н}$ — приведенное к валу насосного колеса гидротрансформатора число оборотов двигателя,

$$n_{д. н} = \frac{n_{д.}}{i_{п. н.}}$$

В тех же точках работы двигателя определится допустимый максимальный коэффициент трансформации момента из формулы

$$K_0 = \frac{M_{Т. \max.}}{M_{д. i_{п. н.}}}$$

Таким образом, для данного двигателя и известного передаточного числа согласующего редуктора может быть установлена связь между параметрами стоп-режима гидротрансформатора (K_0 и $\gamma \lambda_0$).

На рис. 3 представлена указанная зависимость для случая ограничения по максимальному входному в КПП крутящему моменту (кривая 1) и по минимальному входному в КПП крутящему моменту для реализации сцепных возможностей проектируемого автомобиля (кривая 2).

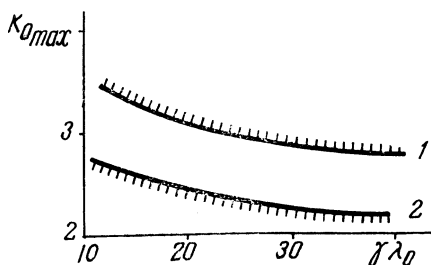


Рис. 3.

Параметры внешней характеристики выбранного гидротрансформатора на стоп-режиме должны лежать между этими предельными кривыми.

3. *Определение требуемых параметров внешней характеристики гидротрансформатора на предельном эксплуатационном режиме.* Предельный эксплуатационный режим гидротрансформатора (наиболее тяжелый длительный режим) может быть определен на основе технических требований к автомобилю (автопоезду).

Задавшись коэффициентом дорожного сопротивления на подъеме, можно вычислить требуемый крутящий момент на турбинном валу гидротрансформатора по формуле

$$M_{т. \text{э}}^{\max} = \frac{G_a (\sin \alpha + f \cos \alpha) r_k}{i_{\text{общ}} \eta_{\text{общ}}},$$

где $M_{т. \text{э}}^{\max}$ — предельный эксплуатационный момент турбины; G_a — общий вес автопоезда; α — угол подъема, град; f — коэффициент сопротивления качению; r_k — радиус качения колеса; $i_{\text{общ}}$ — общее передаточное число трансмиссии; $\eta_{\text{общ}}$ — общий к. п. д. трансмиссии.

Исходя из внешней характеристики двигателя, приведенной к выходному валу повышающей передачи с учетом отбора мощности, можно вычислить требуемый коэффициент трансформации,

обеспечивающий указанные эксплуатационные требования при разных оборотах двигателя

$$K_{гт} = \frac{M_{г.э}^{max}}{M_{д.н}}$$

Одновременно может быть определена и величина требуемой энергоемкости гидротрансформатора для его работы с двигателем в соответственных точках

$$\gamma\lambda_1 = \frac{M_{д.н}}{n_{д.н}^2 D_a^5}$$

На рис. 4 приведена взаимно соответственная зависимость $K_{гт}$ и $\gamma\lambda$ от числа оборотов двигателя.

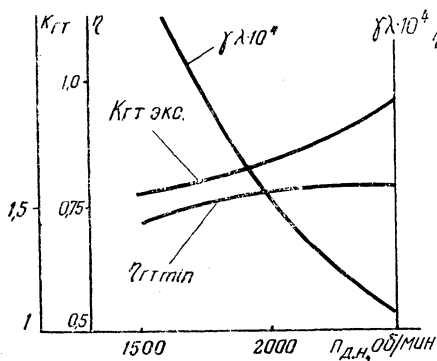


Рис. 4.

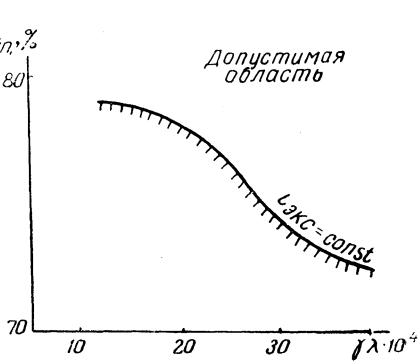


Рис. 5.

Возможность длительной реализации наиболее тяжелого эксплуатационного режима определяется главным образом системой охлаждения гидротрансмиссии.

Если проектируемый автомобиль предполагается оснастить системой охлаждения трансмиссии на теплосъем Q ккал/ч, то указанная система гарантирует допустимую теплонапряженность трансмиссии при рассеивании ею мощности

$$N_{пот} = \frac{Q}{632}$$

Таким образом, минимальный к. п. д. гидротрансформатора, обеспечивающий при любых скоростях вращения вала двигателя потери мощности, не превышающие упомянутой величины, определяется из выражения

$$\eta_{гг}^{\min} = 1 - \frac{N_{\text{пот}}}{N_{\text{д.н}}},$$

где $N_{\text{д.н}}$ — мощность двигателя с учетом отборов.

На рис. 4 показана зависимость минимально допустимого к. п. д. гидротрансформатора по охлаждению трансмиссии от скорости вращения вала двигателя. Учитывая, что передаточное отношение гидротрансформатора

$$i_{гг} = \frac{\eta_{гг}}{K_{гг}},$$

можно однозначно определить предельные параметры внешней характеристики гидротрансформатора. Не превышая их, можно обеспечить длительное движение автомобиля на самом тяжелом эксплуатационном режиме без перегрева.

При вычислении передаточных чисел гидротрансформатора указанным способом при различных скоростях вращения вала двигателя с учетом взаимосвязи параметров внешней характеристики гидротрансформатора η , K и $\eta\lambda$ оказывается, что искомое передаточное число гидротрансформатора постоянно для каждого конкретного случая и равно $i_{гг \text{ экс}}$.

Это обстоятельство позволяет представить (рис. 5) зависимость минимально допустимого к. п. д. гидротрансформатора от его энергоемкости, при соблюдении которой обеспечивается надежное охлаждение трансмиссии в любых условиях движения, оговоренных в требованиях к эксплуатации автомобиля (автопоезда).

Таким образом, обозначены требуемые параметры внешней характеристики гидротрансформатора в трех точках: $i = 0$, $i_{\text{экс}}$ и $i_{\text{гм}}$, что определяет желаемую характеристику гидротрансформатора.

Однако существует еще одно ограничение необходимых параметров внешней характеристики гидротрансформаторов, связанное с конструктивно-компоновочными и прочностными его свойствами.

4. Определение предельного коэффициента трансформации момента гидротрансформатора в зависимости от формы круга циркуляции. От величины внутреннего диаметра круга циркуляции гидротрансформатора $D_{\text{в}}$, определяющей размер проходного отверстия для размещения муфт свободного хода направляющих аппаратов, в значительной мере зависят компоновочные и прочностные возможности гидротрансформатора.

Известно, что одним из наиболее нагруженных элементов автомобильного комплексного гидротрансформатора является муфта свободного хода. Опыт эксплуатации ряда тяжелых автомобилей с гидромеханической передачей позволил установить достаточную степень надежности муфты свободного хода гидротрансформатора

ГТ-МАЗ, используемой, например, на автомобилях БелАЗ-540 и БелАЗ-548. Произведем сравнительный анализ напряжений смятия муфт свободного хода различных гидротрансформаторов.

Сравнение ряда автомобильных комплексных гидротрансформаторов показало, что при равных активных диаметрах D_a наибольшую по размерам и числу роликов, а следовательно, и наименее напряженную муфту свободного хода можно разместить в гидротрансформаторах с кругом циркуляции типа ГТК-1, к которому относится и ГТ-МАЗ.

Если пренебречь изменением числа роликов, зависящим от соотношения между внутренним и активным диаметром гидротрансформатора, а также различием в энергоемкостях, то соотношение между предельными напряжениями на смятие выразится формулой

$$\frac{\sigma_{смj}}{\sigma_{смo}} = \frac{d_{Bo}}{d_{Bj}} \sqrt{\frac{\gamma^{\lambda_{0j}} \cdot d_{Bj}}{\gamma^{\lambda_{0o}} \cdot d_{Bo}} \cdot \frac{K_{0j} - 1}{K_{0o} - 1}},$$

где $d_v = \frac{D_v}{D_a}$ — соотношение между внутренним и активным диаметрами гидротрансформатора; индексы o и j означают эталонный и сравниваемый гидротрансформаторы.

Очевидно, что при сравнении с муфтой свободного хода гидротрансформатора ГТ-МАЗ перечисленные выше допущения усугубляют разницу в напряжениях, так как:

а) с уменьшением d_v уменьшается число роликов, что еще более увеличивает напряжение;

б) энергоемкость гидротрансформатора ГТ-МАЗ малая.

Гидротрансформаторы с более высокой энергоемкостью потребуют увеличения передаточного числа согласующего редуктора, т. е. более высокого входного момента в гидротрансформатор, и, следовательно, повышения нагрузки на муфту свободного хода.

Установим предельное соотношение между размерными силовыми параметрами гидротрансформатора, которые не превысят напряжений муфт свободного хода по сравнению с муфтой свободного хода гидротрансформатора ГТ-МАЗ более чем на 25% (если пренебречь превышением, связанным с изложенными допущениями).

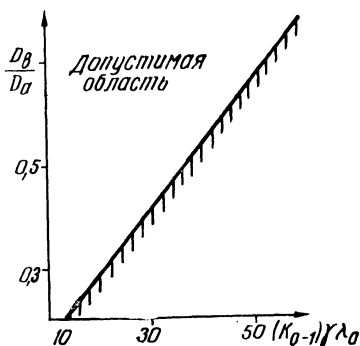


Рис. 6.

Положив $\frac{\sigma_{смj}}{\sigma_{смвв}} \leq 1,25$ (что соответствует примерно $30\,000 \text{ кг/см}^2$), можно получить из приведенной формулы соотношение для рассматриваемого случая

$$d_{вj} \geq 1,15 \frac{(K_{оj} - 1) \gamma^{\lambda_{оj}}}{86,5}.$$

На рис. 6 показана предельная зависимость размерного соотношения гидротрансформатора $d_{в}$ от его силовых параметров $(K_0 - 1) \gamma^{\lambda_0}$. При значениях $d_{в}$ анализируемого гидротрансформатора, ниже указанных на рис. 6, следует ожидать превышения напряжений смятия в муфтах свободного хода выше $30\,000 \text{ кг/см}^2$.

Таким образом, на основании анализа требований к проектируемому автомобилю и его трансмиссии может быть получен ряд оценочных критериев, позволяющих легко и быстро произвести отбраковку существующих гидротрансформаторов для проектируемой трансмиссии, а также разработать обоснованное техническое задание на проектирование нового гидротрансформатора.