

$$C = R_{j+1 \dots n}(-\omega^2), \quad D = R_{j+1 \dots n}^*(-\omega^2),$$

где $R_{k+1 \dots n}(-\omega^2)$ и $R_{j+1 \dots n}(-\omega^2)$ — частотные полиномы без учета трений в системе; $R_{k+1 \dots n}^*(-\omega^2)$ и $R_{j+1 \dots n}^*(-\omega^2)$ — частотные полиномы, учитывающие трение в системе.

Для простейших систем

$$R_i(-\omega)^2 = -\omega^2 + \lambda_i;$$

$$R_i^*(-\omega^2) = -\omega^2 + (1 + \varepsilon_i) \lambda_i = R_i(-\omega^2) + \varepsilon_i \lambda_i;$$

$$\gamma_{i,i+1}^* = (1 + \varepsilon_i) (1 + \varepsilon_{i+1}) \gamma_{i,i+1}^0.$$

Следует отметить, что поскольку характеристический полином системы, приравненный нулю, есть характеристическое уравнение системы, то после замены в нем p на $i\omega$ получаем уравнение частот этой системы, которое можно записать в виде цепной дроби. При определении собственных частот машинного агрегата автомобиля влиянием сил трения можно пренебречь. Тогда уравнение частот системы (рис. 1), записанное в виде цепной дроби, примет вид

$$R_{1 \dots n}(-\omega^2) = R_1(-\omega^2) - \frac{\gamma_{1,2}^0}{R_2(-\omega^2) - \frac{\gamma_{2,3}^0}{R_3(-\omega^2) - \frac{\gamma_{n-1,n}^0}{R_n(-\omega^2)}}} = 0. \quad (11)$$

Алгоритм нахождения модуля АЧХ предлагаемым методом получается достаточно простым, и с помощью даже небольших ЭЦВМ можно проводить выбор параметров трансмиссии, обеспечивающих получение наиболее благоприятного спектра нагрузок на ее деталях при движении автомобиля в различных дорожных условиях.

Б.Е. Митин

К ВОПРОСУ ДИССИПАЦИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ГИДРОТРАНСФОРМАТОРАХ

Передача энергии в гидротрансформаторах (ГТ) происходит с помощью сил инерции, возникающих при движении рабочей

жидкости в круге циркуляции [1]. Работа внутренних сил вязкого трения, возникающая в потоке жидкости, вызывает превращение части передаваемой механической энергии в тепло, которое затем рассеивается в окружающую среду через наружные поверхности ГТ и теплообменник гидравлической системы. Этот необратимый процесс носит название диссипации, а рассеянная энергия — диссипированной [2].

В общем виде диссипированная энергия $\sum N_{\text{дис}}$ может быть представлена в виде разности входной N_I и выходной N_{II} мощностей

$$\sum N_{\text{дис}} = N_I - N_{II}. \quad (1)$$

Для определения $\sum N_{\text{дис}}$ необходимо суммировать мощности, потерянные в ГТ,

$$\sum N_{\text{дис}} = \sum N_{\Gamma} + \sum N_{\Theta} + N_{\vartheta}, \quad (1, a)$$

где $\sum N_{\Gamma}$ — суммарная мощность, затрачиваемая на гидравлические потери; $\sum N_{\Theta}$ — суммарная мощность, затрачиваемая на дисковые потери; N_{ϑ} — мощность, затрачиваемая на вентиляцию картера ГТ.

Объемные потери $\sum N_{\text{об}}$ в ГТ не превышают 1% [3]. По этой причине их учитывать отдельно не имеет смысла. Объемные потери целесообразно отнести к $\sum N_{\Gamma}$.

Механические потери $\sum N_M$ в ГТ также невелики. Поэтому суммарную мощность $\sum N_M$ разделим на две части, из которых одну часть приобщим к дисковым потерям $\sum N_{\Theta}$, а другую часть — к вентиляционным потерям N_{ϑ} .

Затрату мощности на привод насоса подпитки ГТ обычно учитывают при определении общего к.п.д. гидромеханической передачи.

Механическая энергия, идущая в ГТ на преодоление различных видов сопротивлений, в конечном итоге переходит в тепло и затем рассеивается. Следовательно, эта энергия является диссипированной.

Для удобства исследования выразим суммарную мощность $\sum N_{\Gamma}$ через напоры в круге циркуляций ГТ

$$\Sigma N_{\Gamma} = \gamma Q \Sigma H_{\Gamma}, \quad (2)$$

где γ -- удельный вес рабочей жидкости; Q -- объемный расход жидкости в круге циркуляции ГТ; H_{Γ} -- суммарный напор, теряемый в круге циркуляции ГТ на преодоление гидравлических сопротивлений.

Величина ΣH_{Γ} в общем виде складывается из четырех видов гидравлических потерь напора

$$\Sigma H_{\Gamma} = \Sigma H_{\text{тр}} + \Sigma H_{\gamma} + \Sigma H_{\text{диф}} + \Sigma H_{\text{пов}}, \quad (3)$$

где $\Sigma H_{\text{тр}}$ -- суммарные потери напора на вязкое трение в лопастных системах ГТ; ΣH_{γ} -- суммарные потери на удар при входе жидкости в рабочие колеса ГТ; $\Sigma H_{\text{диф}}$ -- суммарные диффузорные потери напора в круге циркуляции ГТ; $\Sigma H_{\text{пов}}$ -- суммарные потери напора на поворот потока жидкости в круге циркуляции ГТ.

В комплексных ГТ, благодаря малой разности площадей живых сечений вдоль проекций на меридиональные плоскости средних линий тока и плавным очертаниям круга циркуляции, величины суммарных потерь $\Sigma H_{\text{диф}}$ и $\Sigma H_{\text{пов}}$ малы. Поэтому указанные потери можно отдельно не учитывать, а приобщить их к основным видам гидравлических потерь $\Sigma H_{\text{тр}}$ и ΣH_{γ} . Тогда для комплексных ГТ уравнение (3) приобретет упрощенный вид

$$\Sigma H_{\Gamma} = \Sigma H_{\text{тр}} + \Sigma H_{\gamma}. \quad (3, a)$$

В большинстве существующих методик расчета характеристик ГТ для определения потерь напора на трение $H_{\text{тр}}$ в лопастных системах колес используются различные варианты уравнения Дарси--Вейсбаха [4, 5 и 3]. Например,

$$H_{\text{тр}} = - \lambda \frac{1}{\text{тр} d_{\Gamma}} \frac{w_{\text{ср}}^2}{2g}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — условный коэффициент трения; l — длина канала по средней линии тока; $d_{\text{г}}$ — гидравлический диаметр канала; $w_{\text{ср}}^2$ — средняя квадратичная относительная скорость жидкости вдоль средней линии тока.

Коэффициент $\lambda_{\text{тр}}$ во многих методиках [4 и 5] принимается постоянным. Его величина определяется либо по статистическим данным, либо по уравнениям, заимствованным из расчета сопротивления круглых труб. В методике НАМИ [3] рекомендуется величину коэффициента $\lambda_{\text{тр}}$ определять по специальным графикам.

Для расчета параметров рабочего процесса ГТ предлагается комбинированная методика. Последняя разработана на основе анализа результатов математической обработки экспериментальных характеристик одноступенчатых ГТ исходя из закона сохранения энергии, закона переноса, теории поля и принципа независимости действия сил. Комбинация указанных законов, положенных в основу рассматриваемой методики, и определила ее название.

В комбинированной методике для определения потерь напора $H_{\text{тр}}$ на трение также применяется формула Дарси—Вейсбаха. Однако в эту формулу величина коэффициента $\lambda_{\text{тр}}$ подставляется переменной, зависимой от коэффициента нагрузки $K_{\text{н}}$. Данная зависимость выражается отношением

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр min}}}{k_{\text{н}}} \quad (5)$$

Для комплексных ГТ с кругом циркуляции типа НАМИ рекомендуется принимать $\lambda_{\text{тр min}} = 0,07$.

Коэффициент $k_{\text{н}}$ характеризует изменение нагрузки, создаваемой ГТ в зависимости от передаточного отношения $i_{\text{тн}}$. Он выражает собой отношение значения коэффициента входного момента λ_{I} к его максимальной величине $\lambda_{\text{I max}}$

$$k_{\text{н}} = \frac{\lambda_{\text{I}}}{\lambda_{\text{I max}}} \quad (6)$$

Для определения величины k_H используется упрощенная методика [6], которая позволяет вывести следующее уравнение:

$$k_H = 4V_1 \varepsilon_H (1 - V_1 \varepsilon_H). \quad (7)$$

Численная величина коэффициента V_1 для четырехколесного комплексного гидротрансформатора определяется из уравнения

$$V_1 = \frac{\bar{l}_M}{2\pi} \left(\frac{r_{2P2}}{r_{H2}} \operatorname{ctg} \beta_{2P2} - \operatorname{ctg} \beta_{H2} \right), \quad (8)$$

где $\bar{l}_M = \frac{l_M}{r_{H2}}$ — относительная длина проекции средней

линии (l_M) канала насоса на меридиональную плоскость; r — средний радиус рабочего колеса; β — угол наклона лопатки.

Индексы геометрических параметров трансформаторов обозначают: Н — насос; Т — турбина; 1Р — первый реактор; 2Р — второй реактор; 1 — вход в колесо; 2 — выход из колеса.

Степень использования рабочего объема насоса [7]

$$\varepsilon_H = c \chi (e^{-\bar{\beta} - \bar{\varphi} - \bar{r}_{CP}}) (2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi}_{i_{TH}} - \bar{r}_{CP} i_{TH}^2), \quad (9)$$

где c — коэффициент, характеризующий отклонение действительной эпюры меридиональных скоростей от равноростной эпюры; χ — коэффициент, характеризующий отклонение лопаток насоса от радиального направления; $e = 2,718$ — основание натуральных логарифмов; $\bar{\beta}$ — относительная кривизна лопаток колес; $\bar{\varphi}$ — коэффициент, характеризующий форму круга циркуляции; \bar{r}_{CP} — соотношение средних арифметических радиусов турбины и насоса.

Для расчета ударных потерь в комбинированной методике используются две формулы, применимость которых зависит от величины относительной окружной скорости соседних колес. Так, например, для неподвижных или медленно вращающихся колес ($0 \leq \Delta U_i \leq \Delta C_i$)^{*} используется формула Борда—Карно с

^{*} Медленно вращающимися считаются такие колеса, у которых разность окружных скоростей ΔU_i в смежных сечениях

не превышает разности окружных составляющих абсолютных скоростей ΔC_i . В остальных случаях считается, что колеса являются быстро вращающимися.

переменным коэффициентом ударных потерь ξ

$$H_{y_i} = -\xi \frac{\Delta C_i^2}{2g}, \quad (10)$$

где $\Delta U_i = U_{i1} - U_{(i-1)2}$ — разность между окружными скоростями в смежных сечениях соседних колес; $\Delta C_i = C_{u1} - C_{u(i-1)2}$ — разность между окружными составляющими абсолютных скоростей в смежных сечениях соседних колес; i — индекс исследуемого колеса.

В комбинированной методике величину коэффициента ξ рекомендуется рассчитывать по уравнению

$$\xi = \xi_0 - (\xi_0 - 2\xi) \left| \frac{\Delta U_i}{\Delta C_i} \right|, \quad (11)$$

где ξ — коэффициент диссипации энергии.

Для комплексных гидротрансформаторов типа НАМИ следует принимать $\xi_0 = 0,5$.

В случае быстровращающихся колес ($\Delta U > \Delta C$) ударные потери напора определяются по уравнению, полученному автором в результате преобразования формулы Эйлера для турбомашин:

$$H_{y_i} = -\xi \left| \frac{\Delta U_i \Delta C_i}{g} \right|. \quad (12)$$

Коэффициент диссипации энергии ξ , передаваемой между соседними колесами ГТ при помощи ударных сил, определяется из отношения

$$\xi = \frac{\xi_{\min}}{k_H}. \quad (13)$$

Для комплексных ГТ типа НАМИ $\xi_{\min} = 0,185$.

В случае быстровращающихся колес формула Борда--Карно непригодна, так как она была выведена для расчета ударных потерь при внезапном расширении потока в неподвижных каналах, где отсутствует подвод механической энергии извне [8]. В ГТ подобные условия создаются только на стоповом режиме при течении жидкости в зазоре турбина--реактор, а также

между неподвижными реакторами. Во всех остальных случаях ударные потери сопровождаются подводом или отводом механической энергии через вращающиеся колеса. Расчет ударных потерь в таких случаях, т.е. для быстровращающихся колес, производится по специальному уравнению, полученному в результате преобразования формулы Эйлера для турбомашин. Коэффициент диссипации ξ , введенный в данное уравнение, учитывает долю рассеивания механической энергии, передаваемой между колесами с помощью ударных сил. Его величина также является переменной.

Коэффициенты $\lambda_{тр}$, ξ и ζ , характеризующие относительные величины гидравлических потерь напора, зависят от многих конструктивных и эксплуатационных факторов. Учесть влияние каждого фактора в отдельности не представляется возможным. По этой причине их влияние учтено комплексно при помощи переменного коэффициента нагрузки k_H , создаваемой гидротрансформатором.

Функциональная зависимость между коэффициентом потерь и коэффициентом нагрузки гиперболическая. Последняя означает, что чем меньше передаваемая энергия, тем больше относительные потери. Правильность такой зависимости подтверждается хорошей сходимостью расчетных величин с экспериментальными.

В целом ряде методик, используемых в настоящее время, при расчете ударных потерь энергии на всех рабочих режимах применяется формула Борда—Карно как с постоянным ($\xi = 1$), так и с переменным значением коэффициента ξ [4, 5 и 3]. Такой подход к определению одного из основных видов гидравлических потерь энергии приводит к необходимости искусственно вводить корректировку при расчете характеристик гидротрансформаторов за счет отклонения потока жидкости на выходе из лопастных систем колес. Это сделало методики очень громоздкими, а результаты расчетов неоднозначными.

Анализ результатов расчетов характеристик комплексных гидротрансформаторов, выполненных по комбинированной методике, показывает, что отклонения вектора относительной скорости потока после его выхода из рабочих колес отдельно учитывать не следует. Данное обстоятельство можно объяснить тем, что взаимодействие потока с лопастной системой происходит при непосредственном контакте, т.е. до тех пор, пока частицы рабочей жидкости проходят канал. В этом случае поток принимает форму канала и, следовательно, отклонения его от гео-

метрии лопастной системы быть не может. Дополнительные потери напора, вызванные вихреобразованием после выхода потока из лопастной системы, учитываются при входе в следующее колесо с помощью формулы (12), включающей коэффициент диссипации энергии ξ .

Таким образом, при определении гидравлических потерь напора можно отдельно не учитывать отклонения вектора относительной скорости после выхода потока из рабочих колес. Это не только повышает точность результатов расчета, но и в значительной степени упрощает методику.

Л и т е р а т у р а

1. Митин Б.Е. Методика расчета тяговой динамики автомобиля с гидромеханической передачей. Минск, 1971.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., 1970.
3. Мазалов Н.Д., Трусов С.М. Гидромеханические коробки передач. "Машиностроение". М., 1971.
4. Губицкий А.А., Митин Б.Е., Стаскевич В.М., Рыжавский Б.О. Анализ методик расчета характеристик гидродинамических трансформаторов. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1971.
5. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи. Л., 1971.
6. Митин Б.Е. Аналитическая методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. Мат-лы межвуз. науч. конф. по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов. Ч. II. Минск, 1971.
7. Митин Б.Е. Упрощенная методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1971.
8. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л., 1969.

А.А. Губицкий

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕТВИ НА К.П.Д. ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Условия работы гидробъемной ветви в составе двухпоточной гидромеханической передачи характеризуются широким из-