

629.113

A22

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Издательство „Вышэйшая школа“

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СБОРНИК

Автомобиле- и тракторостроение

Исследование
трансмиссий
автомобилей
и тракторов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

В. К. Азаренко, С. М. Белов, В. А. Вавуло, Л. Я. Волчек, Г. М. Кокин (главный редактор), *А. Х. Лефаров, Б. Е. Митин* (зам. главного редактора), *Н. В. Розанов, А. С. Савич* (ответственный секретарь), *Э. Л. Сироткин, А. Ф. Тихонов, И. С. Цитович* (ответственный за выпуск).

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ.

Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов

Редактор *Н. Латышева*
Обложка *В. Максимова*
Худож. редактор *Г. Малышев*
Техн. редактор *М. Кислякова*
Корректор *С. Голод*

АТ 04251. Сдано в набор 22/X 1970 г. Подписано к печати 24/XI 1971 г.
Бумага 60×90^{1/16} типогр. № 3. Печ. л. 11. Уч.-изд. л. 11,85. Изд. № 69—36.
Тип. зак. 801. Тираж 500 экз. Цена 1 руб. 19 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета
Совета Министров БССР по печати. Редакция межведомственных
сборников и заказной литературы. Минск, ул. Кирова, 24.

Типография Издательства БГУ им. Ленина, Минск, ул. Кирова, 24.

3-13-7

82-70

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----|
| А. А. Губицкий, Б. Е. Митин, В. М. Стаскевич, Б. О. Рыжавский. Анализ методик расчета характеристик гидродинамических трансформаторов | 5 |
| Б. Е. Митин. Упрощенная методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов | 15 |
| И. С. Цитович, В. И. Ровдо, Л. Е. Гилелес. Нагруженность полуосей автомобилей | 26 |
| И. С. Цитович, Д. М. Гатов, Н. Л. Островерхов. Определение динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей на аналоговых вычислительных машинах | 41 |
| О. С. Руктешель. Моделирование на аналоговых машинах процессов трогания с места и переключения передач на ходу колесного трактора под нагрузкой | 54 |
| Л. А. Молибошко. Переходные процессы в трансмиссии автомобиля с пневмоусилителем в приводе сцепления | 66 |
| Л. И. Офенгейм. Экспериментальное исследование распределения нагрузки в конических роликоподшипниках качения при различных видах их начальной регулировки | 76 |
| В. А. Дзюнь. Исследование нагрузочного режима трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 | 84 |
| А. С. Савич. Экспериментальное исследование нагрузочного режима подшипников колес автомобилей | 93 |
| И. С. Цитович, В. А. Сергеенко, Г. Я. Якубенко. Определение коэффициента изгибных напряжений на ЦВМ | 104 |
| А. Т. Ковальков. Влияние профиля шлицев на величину осевых усилий в скользящем шлицевом соединении карданной передачи автомобиля | 111 |
| Е. П. Краснов. Исследование работоспособности коробок передач автомобиля ГАЗ-53 | 114 |
| В. С. Апанасенко. Исследование жесткости основных элементов коробок передач Ярославского моторного завода | 119 |

| | |
|--|-----|
| Ю. Л. Соли тер ман. Уточненное определение некоторых геометрических величин, характеризующих контактную прочность конических колес с круговыми зубьями | 127 |
| А. В. Карпов, Б. Е. Митин, А. Н. Сидоров. Стенд с двумя замкнутыми контурами для снятия характеристик гидротрансформаторов | 137 |
| Л. Г. Красневский. Синтез гидравлических систем автоматического управления многоступенчатыми передачами тяжелых машин | 143 |
| Д. Э. Кацнельсон, <u>Л. Б. Шапошник</u> . Оценочные критерии выбора гидротрансформаторов для тяжелых автомобилей | 153 |
| <u>Л. Б. Шапошник</u> , Д. Э. Кацнельсон. Некоторые вопросы конструирования и жизнеобеспечения гидротрансформаторов | 163 |

А. А. Губицкий, Б. Е. Митин, В. М. Стаскевич,
Б. О. Рыжавский

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ

В связи с широким применением на транспортных и тяговых машинах гидромеханических трансмиссий вопросы исследования рабочих процессов и проектирования лопастных систем гидродинамических трансформаторов довольно полно освещены в литературе [1—11]. Нами проанализированы методики расчета гидротрансформаторов с точки зрения их точности и трудоемкости. Основная цель анализа — выбрать из числа существующих методику, пригодную для практического использования с применением электронных вычислительных машин.

Во всех рассмотренных методиках расчеты основываются на элементарной струйной теории Эйлера. При этом принимается ряд упрощающих предположений: 1) в меридиональном сечении круга циркуляции трансформатора обеспечивается равноскоростной осесимметричный поток рабочей жидкости. В действительности такая эпюра потока может быть получена только в случае бесконечно большого числа бесконечно тонких лопаток; 2) направление движения жидкости в рабочих колесах трансформатора зависит от формы каналов лопастной системы; 3) направление потока жидкости на входе в рабочее колесо определяется выходными условиями лопастной системы предыдущего колеса; 4) направление потока жидкости на выходе из рабочего колеса не зависит от условий входа; 5) для гидротрансформаторов справедливы законы подобия.

По методике А. С. Антонова [1, 2] определяются моменты на входном и выходном валах гидротрансформатора по формулам, выведенным на основании закона момента количества движения. Моменты рассчитываются для разных передаточных отношений в зависимости от геометрических параметров колес и расхода рабочей жидкости в круге циркуляции.

Расход рабочей жидкости в круге циркуляции определяется путем графического решения (рис. 1) следующих уравнений:

$$N_t = N_{тр} + N_{уд} + N_{пов} + N_{диф}, \quad (1)$$

$$N_t = [(b'_{2H} - b'_{2A}) Q - a_{2H} \omega_H] \omega_H Q + [(b'_{2T} - b'_{2H}) Q + (a_{2H} - a_{2T} i_{TH}) \omega_H] \omega_H i_{TH} Q. \quad (2)$$

Уравнение (1) представляет собой диссипативную характеристику N_t , т. е. сумму всех гидравлических потерь. Уравнение (2) балансирует мощности насоса, турбины и мощность, затраченную на гидравлические потери. Последние складываются из потерь на трение $N_{тр}$, на удар $N_{уд}$, на поворот потока $N_{пов}$, на диффузность $N_{диф}$. По найденным значениям моментов насоса и турбины рассчитываются величины коэффициента трансформации, к. п. д. гидротрансформатора и строится каноническая характеристика.

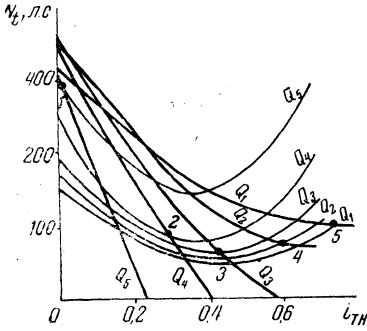


Рис. 1. Графическое решение уравнений (1) и (2):

1, 2, 3, 4, — точки пересечения кривых при равных расходах жидкости (Q).

Аналогичным образом определяются моменты на валах насоса и турбины и по методике А. Я. Кочкарева [5]. Нахождение величины расхода в круге циркуляции осуществляется путем составления баланса напоров для различных произвольных значений расходов:

$$H_{th} + H_{iT} + \Sigma h = 0. \quad (3)$$

Величина расхода, при которой имеет место баланс, является искомой. В балансе учитываются напор, создаваемый насосом (H_{th}), напор, срабатываемый турбиной (H_{iT}), и напор, теряемый на преодоление гидравлических потерь (Σh).

В методике рассматриваются потери, которые могут быть разделены на следующие укрупненные категории: 1) потери, пропорциональные квадрату расхода (потери на трение, поворот и внезапное сужение и расширение потока); 2) ударные потери, зависящие от квадрата разности окружных составляющих абсолютной скорости до лопатки и на лопатке; 3) диффузные потери, обусловленные наличием в проточной части расширений.

Определив расход и напор методом последовательных приближений, находят моменты на насосном и турбинном колесах, а затем коэффициент трансформации и к. п. д.

Метод расчета характеристики гидротрансформаторов, предложенный М. Вольфом [4], также основывается на струйной теории Эйлера. Уравнение баланса удельных энергий гидротрансформатора имеет вид

$$H_{thP} - H_{thT} - \Sigma x \frac{W_s^2}{2g} - x^2 H_p^* = 0. \quad (4)$$

В баланс включены напор, создаваемый насосом (H_{thP}), напор, срабатываемый турбиной (H_{thT}), и напоры, теряемые на потери от трения ($x^2 H_p^*$) и от удара $\left(\Sigma x \frac{W_s^2}{2g}\right)$.

С помощью уравнения (4) и безразмерных величин (τ , ζ , ψ^* , ξ^*), представляющих собой отношения скоростей на номинальном режиме, устанавливается зависимость между коэффициентами расхода и передаточным отношением. Уравнение (5) позволяет переходить с номинального режима на любой текущий

$$xA - x^2B - x\varphi C - \varphi D + \varphi^2E + F = 0. \quad (5)$$

Безразмерные величины, через которые выражаются коэффициенты в уравнении (5), коэффициент трансформации и к. п. д., связаны между собой соотношением (6), называемым законом круга циркуляции гидротрансформатора

$$\Psi^* = \frac{\tau \varepsilon \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - \zeta (\varepsilon - i^*)}{i^{*2} \left(\frac{r_4}{r_3}\right)^2}. \quad (6)$$

Расчет потерь (ударных и на трение) производится так же, как и в методике А. С. Антонова. При расчете потерь используются указанные безразмерные величины.

В методике А. Н. Нарбута [8] используется связь между характеристиками и геометрическими параметрами гидротрансформатора. Эта связь осуществляется через параметры потока рабочей жидкости γ , H , Q , т. е. выходные характеристики. Последние являются функцией расхода и некоторых геометрических параметров. Расход в свою очередь является функцией всех геометрических параметров и гидравлических потерь. Из уравнения баланса напоров

$$\sum_1^m h_n = \sum_1^m h_{уд.н} + \sum_1^m h_{тр.н} \quad (7)$$

путем ряда преобразований получается уравнение расхода в безразмерном виде

$$q^2 e_1 + 2q(e_2 + i e_3) + (e_4 + i^2 e_5) = 0. \quad (8)$$

Коэффициенты e выражаются через геометрические параметры.

А. Н. Нарбут делит гидравлические потери на потери от трения и потери, связанные с изменением скорости потока по направле-

нию (потери на удар и поворот потока) и величине (сужение и расширение канала).

Безразмерные величины использует и Д. Я. Алексапольский [3], выводя уравнения баланса энергии гидротрансформатора, относительных гидравлических моментов и относительного к.п.д. Чтобы применять последние уравнения, необходимо знать зависимость относительной меридиональной скорости $\bar{\varphi}$ (относительного расхода) от конструктивной схемы гидротрансформатора и относительных размеров лопастных колес.

Уравнение баланса энергии в безразмерном виде (9) составлено в предположении, что расчетный режим работы гидротрансформатора соответствует режиму безударного входа потока на лопатки колес

$$\overline{\Delta\Gamma}_1 - (i \Delta\bar{\Gamma}_T) = (1 - \gamma_{1r}^*) \overline{\Delta\Gamma}_1^* \bar{\varphi}^2 + \frac{g}{r_{2,1}^2 \omega_1^2} \Sigma h_{уд}. \quad (9)$$

Это уравнение является общим для всех типов гидротрансформаторов. Гидравлические потери разделяются на потери от трения, изменения направления и величины скорости движения, зависящие от квадрата меридиональной скорости, и ударные потери, зависящие от квадрата разности скоростей за лопаткой и на лопатке.

В методике расчета, предлагаемой Б. Н. Лаптевым [7], относительная величина расхода (коэффициент расхода q) определяется по квадратному уравнению (10), выведенному из уравнения баланса напоров

$$a_1 q^2 + 2b_1 q + c_1 = 0. \quad (10)$$

Коэффициенты a_1 , b_1 , c_1 зависят от геометрических параметров круга циркуляции и коэффициентов, характеризующих потери энергии на всех колесах гидротрансформатора.

Потери разделены на две группы. Первую группу составляют потери, пропорциональные квадрату расхода, вторую группу — потери, зависящие от угла атаки. К первой группе относятся потери от трения частиц жидкости между собой и о стенки каналов колес, от диффузорности и поворота потока. Во вторую группу входят ударные потери.

Из уравнений момента количества движений в безразмерном виде определяются коэффициенты момента насоса и турбины λ_1 и λ_2 . Далее рассчитываются остальные показатели безразмерной характеристики гидротрансформатора

$$K = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \quad (11)$$

и

$$\eta = Ki. \quad (12)$$

В методике И. Ф. Семичастнова [9] уравнение баланса энергии используется для определения меридиональной скорости рабочей жидкости в круге циркуляции. После ряда преобразований уравнение баланса

$$N_H - N_T - \Sigma N_{\text{пот}} = 0 \quad (13)$$

приводится к квадратному уравнению

$$AC_m^2 + BC_m + C = 0. \quad (14)$$

Коэффициенты A , B , C выражаются через гидравлические потери (удар, трение, диффузорные потери) и геометрические параметры колес гидротрансформатора. По найденному значению меридиональной скорости C_m и геометрическим параметрам подсчитываются крутящие моменты насосного и турбинного колес и соответственно коэффициент трансформации и к. п. д. гидротрансформатора.

Точность определения параметров характеристик гидротрансформаторов зависит главным образом от достоверности результатов расчета потерь энергии в круге циркуляции. В анализируемых методиках расчета гидротрансформаторов для определения потерь используются опытные коэффициенты, которые и обуславливают точность расчета.

Во всех методиках приняты следующие группировки потерь:

1) потери от трения частиц жидкости между собой и о стенки каналов. Эти потери зависят от размеров и формы лопаточных каналов, скорости потока, вязкости жидкости и шероховатости поверхностей стенок каналов; 2) потери от изменения направления движения — поворота потока (при значительном повороте может возникнуть отрыв потока и образование вихрей); 3) диффузорные потери; 4) ударные потери, возникающие в результате несоответствия направления потока перед входом в лопаточные каналы углам лопаток на входе.

В процессе анализа указанных методик выявилось несколько способов расчета потерь энергии (табл. 1 и 2).

Часть исследователей объединяет потери в группы, которые можно выявить в результате опытов и, следовательно, получить экспериментальные коэффициенты потерь. Обычно объединяются потери на трение и потери на поворот потока [5, 7, 11].

Формулы для определения названных потерь во всех трех методиках аналогичны и могут быть приведены к виду

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{4R_{\text{г.ср}}} \cdot \frac{Q^2}{2gF_{\text{в.ср}}^2}, \quad (15)$$

где l — длина лопатки по средней линии тока, m ; $R_{\text{г.ср}}$ — средний гидравлический радиус колеса, m ; $F_{\text{в.ср}}$ — площадь, перпендику-

Таблица 1

| Авторы методик | Уравнения для определения потерь | | | |
|----------------------|---|---|---|---|
| | на трение | на поворот потока | диффузорные | ударные |
| А. С. Антонов | $N_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l \nu}{2gd} \cdot Q^3$ | $N_{\text{пов}} = \psi \frac{Q^3}{2\gamma^2 g F_{\text{сп}}^2}$ | $= \varphi k \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F_2} \right)^2 \frac{Q^3}{2g\gamma^2}$ | $N_{\text{уд}} = \zeta \cdot \frac{\Delta C^2}{2g} \cdot Q$ |
| А. Я. Кочкарев | $h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{4R_{\text{г.сп}}} \cdot \frac{Q^3}{2gF_{\text{Wсп}}^2}$ | $\frac{Q^3}{2gF_{\text{Wсп}}^2}$ | $h_{\text{диф}} = k_H \varphi_d \left(1 - \frac{F_{1W}}{F_{0W}} \right)^2 \frac{Q^2}{2gF_{1W}^2}$ | $h_{\text{уд}} = \varphi_{\text{уд}} \cdot \frac{\Delta V_u^2}{2g}$ |
| И. Ф. Семичастнов | $h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{lW^2}{4R2g}$ | $h_u = \zeta \cdot \frac{C_m^2}{2g}$ | $h_p = k_{10} C_m^2$ | $h_y = \varphi \cdot \frac{C_s^2}{2g}$ |
| Б. Н. Лаптев | $H_{\text{тр}} = \zeta_n \cdot \frac{Q^2}{gF_n^2 \sin^3 \beta_n}$; $\zeta_n = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_n}{8R_{\Gamma}}$ | $\zeta_n = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_n}{8R_{\Gamma}}$ | $H_{\text{диф}} = \zeta_{\text{диф}} \left(1 - \frac{F_{\text{Wп1}}}{F_{\text{Wп2}}} \right) \frac{Q^3}{2gF_{\text{п2}}^2 \sin^3 \beta_{\text{п2}}}$ | $H_y = \zeta_y \cdot \frac{(C_s)^2}{2g}$ |
| Г. М. Хуршудян | $h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{lW^2}{d_r 2g}$ | — | $h_{\text{расш}} = \varphi_{\text{расш}} \times \frac{(W_{1д} - W_{2д})^2}{2g}$ | $h_{\text{уд}} = \zeta_{\text{уд}} \cdot \frac{\Delta C^2}{2g}$ |
| А. Н. Нарбут | $H_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{LW_{\text{сп}}^2}{4R_{\text{г.сп}} 2g}$ | — | $\times \frac{H_{\text{д}} = \varphi_{\text{д}} \times (W_{1д} - W_{2д})^2}{2g}$ | $H_{\text{уд}} = \varphi \cdot \frac{W_{\text{уд}}^2}{2g}$ |
| Д. Я. Алексапольский | $h = \lambda \cdot \frac{l(W)_{\text{сп}}^2}{4r_{\text{г.сп}} 2g}$ | $h_{\text{пов}} = \zeta \cdot \frac{C_m^{*2}}{2g}$ | $h_{\text{диф}} = k_1 \varphi_{\text{расш}} \times \frac{(W_{1.1} - W_{2.1})^2}{2g}$ | $h_{\text{уд}} = \psi \cdot \frac{\Delta C_u^2}{2g}$ |
| М. Вольф | $H_p = \chi^2 (1 - \varepsilon) \times \frac{u_2^2}{2g} \left[\zeta - \tau \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]$ | — | — | $H_s = \chi \cdot \frac{W_s^2}{2g}$ |
| А. П. Кудрявцев | $h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{4r_{\Gamma}} \cdot \frac{W_{\text{сп}}^2}{2g}$ | — | $h_{\text{д}} = \zeta_{\text{д}} \cdot \frac{W^2}{2g}$ | $h_{\text{уд}} = \zeta_y \cdot \frac{\bar{ac}^2}{2g}$ |

лярная вектору относительной скорости, m^2 ; Q — расход жидкости, $m^3/\text{сек}$.

Коэффициент вязкого трения в методиках А. Я. Кочкарева [5] и Б. Н. Лаптева [7] принимается $\lambda = 0,060 - 0,085$. В методике Г. М. Хуршудяна [11] λ определяется по соотношению $\lambda = 3,4\lambda$.

Таблица 2

| Авторы методик | Коэффициенты потерь | | | |
|----------------|--|--|---|---|
| | на трение | на поворот потока | диффузорных | ударных |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| А. С. Антонов | $\lambda=0,01 + 4\sqrt{\frac{s}{d}} + \sqrt{\frac{3}{Re}}$ | $\psi=0,124 + 0,225\left(\frac{b_{cp}}{R}\right)^{3,5}$ | $k=1,1$; для квадратных диффузоров $\varphi=6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ для круглых и плоских диффузоров $\varphi=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ | $\zeta=1$ |
| А. Я. Кочкарев | $\lambda=0,06-0,085$ | | $k_n=1-2$; для квадратных диффузоров $\varphi_d=6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ для круглых и плоских диффузоров $\varphi_d=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ | для центробежной турбины $\varphi_{уд}=1$; для центростремительной турбины $\varphi_{уд}=\begin{cases} 0,3-0,65 & \text{(отрицательные углы);} \\ 1,6-1,8 & \text{(положительные углы)} \end{cases}$ |
| И. Ф. Семичаев | $\lambda=0,316\left(\frac{\nu}{4RW}\right)^{0,25}$ | для круглого сечения $\zeta=0,13 + 0,16\left(\frac{a}{r}\right)^{3,5}$ для прямоугольного сечения $\zeta=0,124 + 0,274\left(\frac{a}{r}\right)^{3,5}$ | $k_{10}=\frac{(a_{1n}-\chi)^2}{2g}$; $\chi=\frac{a_{1n}}{a_{2n}}$ | $\varphi=1$ |
| Б. Н. Лаптев | При $\frac{C_m}{u}=0,17-0,35$ $\lambda_{тр}=0,06-0,085$; при $\frac{C_m}{u}<0,17$ потери увеличиваются | | для квадратных диффузоров $\zeta_{диф}=6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$; для круглых и плоских диффузоров $\zeta_{диф}=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ | $\zeta=0,65-1,4$ или приближенно $\zeta=1$ |
| Г. М. Хуршудян | $\lambda=3,4 \lambda^1$, где λ^1 — по графикам ВТИ или по формуле $\lambda^1=0,01 + \sqrt{\frac{k}{d_r}} + \sqrt{\frac{3}{Re}}$ | | $\varphi_{расш}=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ | по графику $\xi_{уд}=f(i^*)$ |

Продолжение табл. 2

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|----------------------|--|-------------------|---|---|
| А. Н. Нарбут | $\lambda=0,06-0,085$ | — | для квадратных диффузоров $\varphi_d =$ $= 6,2 \text{tg} \frac{\alpha_d}{2} \sqrt[4]{\text{tg} \frac{\alpha_d}{2}}$, для круглых и плоских диффузоров $\varphi_d =$ $= 3,2 \text{tg} \frac{\alpha_d}{2} \sqrt[4]{\text{tg} \frac{\alpha_d}{2}}$ | $\varphi=1$ |
| Д. Я. Алексапольский | $\lambda=0,06-0,085$ | $\zeta=0,10-0,15$ | $\varphi_{\text{расш}} =$ $= 3,2 \text{tg} \frac{\alpha_a}{2} \sqrt[4]{\text{tg} \frac{\alpha_a}{2}}$ | $\psi=1$ |
| М. Вольф | $\varepsilon = \frac{H_{\text{thp}}^*}{H_{\text{thp}}^*}; \varepsilon \approx 0,9$ | — | — | $\chi=1$ |
| А. П. Кудрявцев | $\lambda=0,01 +$ $+ 4 \sqrt{\frac{s}{d}} + \sqrt{\frac{3}{\text{Re}}}$ | — | ξ_d по графику или опытным путем | $\xi_y=0,6-0,8$ (при входе струи с рабочей стороны) $\xi_y=1,2-1,4$ (при входе струи с нерабочей стороны). |

Коэффициент λ' берется по графикам ВТИ [11] для прямой трубы или по формуле Мизеса

$$\lambda' = 0,01 + \sqrt{\frac{k}{d_r}} + \sqrt{\frac{3}{\text{Re}}}, \quad (17)$$

где k — абсолютная шероховатость стенок канала, m ; d_r — приведенный гидравлический диаметр канала, m ; Re — число Рейнольдса.

В методиках А. Н. Нарбута и М. Вольфа потери, вызываемые поворотом потока, также отдельно не учитываются. В этих методиках расчетные уравнения потерь на трение аналогичны формуле (15), а коэффициент $\lambda = 0,06-0,085$. Следовательно, потери на поворот потока также входят в уравнение потерь на трение.

В методиках А. С. Антонова [1], И. Ф. Семичастнова [9] и Д. Я. Алексапольского [3] эти виды потерь определяются отдельно, причем выражение потерь от трения аналогично уравнению (15). Рекомендации по расчету λ различны: в методике А. С. Антонова коэффициент вязкого трения определяется по уравнению

(17); в методике Д. Я. Алексапольского $\lambda = 0,06—0,085$; И. Ф. Семичастанов дает новое уравнение

$$\lambda = 0,316 \left(\frac{\nu}{4RW} \right)^{0,25}, \quad (18)$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости, $m^2/сек$; R — гидравлический радиус живого сечения межлопаточного канала, m ; W — скорость в канале, $m/сек$.

Потери энергии на поворот потока по этим методикам пропорциональны квадрату меридиональной скорости. Расчетные уравнения для коэффициентов потерь на поворот потока в методиках А. С. Антонова и И. Ф. Семичастанов аналогичны

$$\Psi = 0,124 + 0,225 \left(\frac{b_{cp}}{R} \right)^{3,5}, \quad (19)$$

где b_{cp} — средняя ширина канала в меридиональном сечении, m ; R — радиус кривизны канала в меридиональном сечении, m .

Д. Я. Алексапольский дает постоянное значение коэффициента потерь на поворот потока

$$\zeta = 0,10 - 0,15. \quad (20)$$

Диффузорные потери энергии по всем методикам определяются по аналогичным уравнениям. Эти потери пропорциональны квадрату меридиональной скорости или расхода.

Ударные потери во всех методиках определяются по выражению

$$h_y = \varphi_{y\lambda} \frac{\Delta v^2 \rho}{2g}, \quad (21)$$

где Δv — разность окружных составляющих абсолютных скоростей до лопатки и на лопатке, $m/сек$.

Почти все методики рекомендуют в первом приближении принимать коэффициент ударных потерь $\varphi_{y\lambda} = 1$. Более подробные рекомендации приведены в табл. 2.

По некоторым методикам рекомендуется объединять отдельные потери и вычислять их при помощи общего коэффициента потерь [4, 5, 7, 8, 11]. Недостаток таких методик заключается в том, что экспериментально определенный коэффициент потерь может быть использован только при расчете близкого по геометрическим параметрам образца.

Более предпочтительными являются методики отдельного определения потерь по видам. Найденные экспериментально коэффициенты потерь для каждого вида сопротивлений можно перенести на более широкий круг лопатных систем, что должно облегчить проектирование новых типов гидротрансформаторов. Однако ввиду того, что ни в одной из методик не приводятся рекомендации

по учету влияния режимов работы гидротрансформатора на величину коэффициента потерь, а также не учитывается взаимное влияние потерь друг на друга, область использования результатов испытания готовых образцов также ограничена аналогичными конструкциями.

Выводы

1. Анализируемые методики расчета характеристик гидротрансформаторов основаны на использовании уравнения баланса энергии.

2. Во всех методиках отсутствуют значения коэффициентов потерь энергии, полученные на основе экспериментальных исследований рабочих процессов гидротрансформаторов, что не позволяет с требуемой точностью рассчитать их характеристики.

3. При расчетах по перечисленным методикам характеристики комплексного гидротрансформатора (с кругом циркуляции типа ГТК МАЗ) наиболее близкая сходимость рассчитанных параметров с экспериментальными получена по методике А. Я. Кочкарева [5].

4. Наименее трудоемкой при ручном счете является методика А. С. Антонова [1].

5. Повышение точности расчета характеристик гидротрансформаторов требует дополнительной разработки методик определения: отдельных видов потерь энергий и их зависимости от режимов работы гидротрансформаторов, величины расхода рабочей жидкости в круге циркуляции.

Литература

1. Антонов А. С., Магидович Е. И., Новохатько И. С. Гидромеханические и электромеханические передачи транспортных и тяговых машин. М., 1963.
2. Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. М., 1967.
3. Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи. М., 1963.
4. Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. М., 1967.
5. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. Л., 1961.
6. Кудрявцев А. П. Турбопередачи для судов. М., 1939.
7. Лантев Б. Н. Автотракторные одноступенчатые гидродинамические трансформаторы. М., 1963.
8. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М., 1966.
9. Семичастнов И. Ф. Гидравлические передачи тепловозов. М., 1961.
10. Степанов А. Д., Васильев В. А., Кузнецов Б. Г., Лемберг А. Я., Семичастнов И. Ф. Передачи мощности тепловозов. М., 1967.
11. Хуруудян Г. М. Гидравлические преобразователи крутящего момента. М., 1963.

Б. Е. Митин

УПРОЩЕННАЯ МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ

Задачей упрощенной методики является приближенное определение коэффициентов трансформации K , полезного действия η_T и крутящего момента λ_H в зависимости от передаточного отношения i_{TH} одноступенчатых гидродинамических трансформаторов с центробежным и центробежно-осевым насосом (как с одним, так и с двумя направляющими аппаратами), выполненных по схеме насос — турбина — направляющие аппараты. Для определения функций $K = f(i_{TH})$, $\eta_T = f(i_{TH})$, $\lambda_H = f(i_{TH})$ необходимо знать геометрические параметры лопастных систем трансформаторов.

Упрощенная методика разработана [2] на основе анализа результатов математической обработки экспериментальных характеристик различных типов одноступенчатых гидродинамических трансформаторов исходя из закона переноса [3] и теории поля.

Коэффициент трансформации

$$K = \frac{1 + B_2 \varepsilon_H - \bar{r}_{T_2} i_{TH}}{1 - B_1 \varepsilon_H}, \quad (1)$$

где B_1 и B_2 — коэффициенты, характеризующие геометрию лопастной системы трансформатора; ε_H — степень использования рабочего объема насоса.

Коэффициенты B_1 и B_2 трансформаторов с одним направляющим аппаратом

$$B_1 = \frac{\bar{l}_m}{2\pi} (\operatorname{ctg} \beta_{H2} - \bar{r}_{A2} \operatorname{ctg} \beta_{A2}), \quad (2)$$

$$B_2 = \frac{\bar{l}_m}{2\pi} (\bar{r}_{T2} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \operatorname{ctg} \beta_{H2}), \quad (3)$$

где $\bar{l}_m = \frac{l_m}{r_{H2}}$ — относительная длина проекции средней линии канала насоса; l_m — длина проекции средней линии канала насоса на меридиональную плоскость, м; $\bar{r}_i = \frac{r_i}{r_{H2}}$ — относительные ра-

диусы рабочих колес, m ; r_i — средние радиусы рабочих колес, m ; β_i — углы наклона лопаток колес, $град$. Индексы геометрических параметров трансформатора обозначают: Н — насос; Т — турбина; А — направляющий аппарат; 1 — вход в колесо; 2 — выход из колеса.

Угол β_i наклона лопаток колеса образован вектором относительной скорости и линией, являющейся продолжением вектора окружной скорости.

Для трансформаторов с двумя направляющими аппаратами (рис. 1) коэффициенты B_1 и B_2 определяются по уравнениям (2') и (3). Уравнение (2') отличается от уравнения (2) тем, что в нем вместо \bar{r}_{A2} и β_{A2} подставлены \bar{r}_{2A2} и β_{2A2} :

$$B_1 = \frac{\bar{I}_M}{2\pi} (\text{ctg } \beta_{H2} - \bar{r}_{2A2} \text{ctg } \beta_{2A2}). \quad (2')$$

Цифры 1 или 2, стоящие перед индексом А, обозначают порядковый номер колеса направляющего аппарата. Например, 2А1

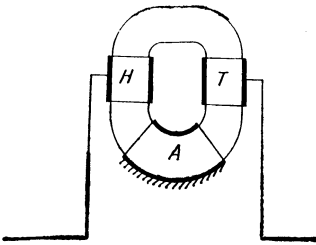


Рис. 2.

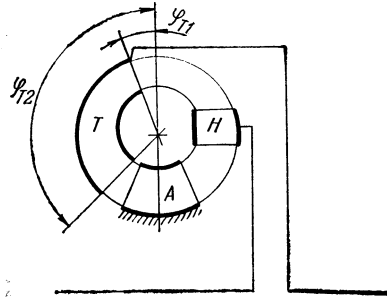


Рис. 3.

обозначает, что величина относится к входу во второй направляющий аппарат.

Степень использования рабочего объема насоса ϵ_H для трансформаторов с центростремительной (рис. 2) и центростремительно-осевой (рис. 1 и 3) турбиной

$$\epsilon_H = c \chi (e - \bar{\beta} + \bar{\varphi} - \bar{r}_{cp})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH} - \bar{r}_{cp} i_{TH}^2), \quad (4)$$

где c — коэффициент, характеризующий отклонение действительной эпюры меридиональных скоростей от равнораспределенной эпюры;

χ — коэффициент, характеризующий отклонение лопаток насоса от радиального направления; $\bar{\beta}$ — относительная кривизна лопаток колес; $\bar{\varphi}$ — коэффициент, характеризующий форму круга циркуляции; r_{cp} — соотношение средних арифметических радиусов турбины и насоса.

На величину коэффициента c оказывают влияние вид теоретической эпюры меридиональных скоростей и вязкость рабочей жидкости. В случае использования в качестве рабочей жидкости минеральных масел и равноскоростной эпюры можно принять $c = 1$.

Значение коэффициента χ зависит от величины и направления наклона входных и выходных кромок лопаток насоса.

Для углов наклона $\beta_{H1} \leq 90^\circ$ и $\beta_{H2} \leq 90^\circ$

$$\chi = \frac{\beta_{Hcp}}{90^\circ}, \quad (5)$$

где β_{Hcp} — средний угол наклона лопаток насоса, град,

$$\beta_{Hcp} = \frac{\beta_{H1} + \beta_{H2}}{2}. \quad (6)$$

Для углов наклона $\beta_{H1} < 90^\circ$ и $\beta_{H2} > 90^\circ$

$$\chi = \frac{\beta_{H1}}{90^\circ} \cdot \frac{180^\circ - \beta_{H2}}{90^\circ}. \quad (5')$$

Для углов наклона $\beta_{H1} > 90^\circ$ и $\beta_{H2} < 90^\circ$

$$\chi = \frac{180^\circ - \beta_{H1}}{90^\circ} \cdot \frac{\beta_{H2}}{90^\circ}. \quad (5'')$$

Для насоса с радиальными лопатками $\chi = 1$.

Относительная кривизна лопаток $\bar{\beta}$ трансформаторов с одним направляющим аппаратом

$$\bar{\beta} = \frac{-\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_A} - 1, \quad (7)$$

$$\Delta\beta_H = \beta_{H2} - \beta_{H1}, \quad (8)$$

$$\Delta\beta_T = \beta_{T2} - \beta_{T1}, \quad (9)$$

$$\Delta\beta_A = \beta_{A2} - \beta_{A1}. \quad (10)$$

Относительная кривизна $\bar{\beta}$ лопаток трансформаторов с двумя направляющими аппаратами, установленными рядом на муф-

тах свободного хода (комплексные четырехколесные трансформаторы), если оба аппарата неподвижны,

$$\bar{\beta}_{1-2} = \frac{-\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_{1A} + \Delta\beta_{2A}} - 1, \quad (7')$$

$$\Delta\beta_{1A} = \beta_{1A2} - \beta_{1A1}, \quad (10')$$

$$\Delta\beta_{2A} = \beta_{2A2} - \beta_{2A1}, \quad (10'')$$

если первый аппарат вращается, второй неподвижен,

$$\bar{\beta}_{0-2} = \frac{-\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_{1A} y + \Delta\beta_{2A}} - 1, \quad (11)$$

где y — коэффициент, учитывающий наличие в круге циркуляции свободно вращающегося аппарата,

$$y = \frac{1 - i_{T.H.}}{1 - i_{0-2}}, \quad (11)$$

где i_{0-2} — передаточное отношение, при котором начинается свободное вращение первого аппарата,

$$i_{0-2} = \sqrt{E_1^2 + E_2} - E_1. \quad (12)$$

Здесь E_1 и E_2 — коэффициенты.

Первый коэффициент

$$E_1 = \frac{1}{2\bar{r}_{cp}} \left(\frac{\bar{r}_{T2}^2}{B\Pi} + \bar{\varphi} \right), \quad (13)$$

где B — коэффициент, характеризующий геометрию лопастной системы трансформатора,

$$B = \frac{\bar{I}_M}{2\pi} (\bar{r}_{T2} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \bar{r}_{1A2} \operatorname{ctg} \beta_{1A2}); \quad (14)$$

Π — коэффициент проводимости круга циркуляции трансформатора.

Второй коэффициент

$$E_2 = \frac{2 + \bar{\beta}_{1-2}}{\bar{r}_{cp}}. \quad (15)$$

Коэффициент проводимости для трансформаторов: с центростремительной и центростремительно-осевой турбиной

$$\Pi = c \chi (e - \bar{\beta} + \bar{\varphi} - \bar{r}_{cp}), \quad (16)$$

с центробежной и центробежно-осевой турбиной

$$\Pi = c \chi (e - \bar{\beta} - \bar{\varphi} + \bar{r}_{cp}), \quad (16')$$

с осевой турбиной

$$\Pi = c \chi (e - \bar{\beta}). \quad (16'')$$

Величина коэффициента $\bar{\varphi}$ зависит от формы круга циркуляции. Для трансформаторов (см. рис. 1), у которых круг циркуляции очерчен дугами окружностей, коэффициент $\bar{\varphi}$ рекомендуется определять по уравнению

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_{H2} - \varphi_{H1}}{\cos \varphi_{H1} - \cos \varphi_{H2}} \cdot \frac{\cos \varphi_{T1} - \cos \varphi_{T2}}{\varphi_{T2} - \varphi_{T1}}, \quad (17)$$

где φ_i — углы, определяющие расположение насоса и турбины в круге циркуляции, град.

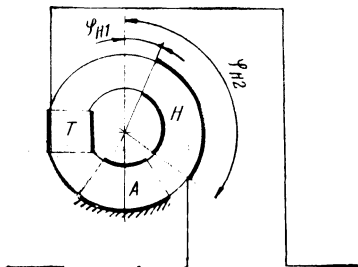


Рис. 4.

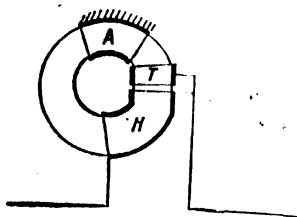


Рис. 5.

Углы φ_i отсчитываются от плоскости, перпендикулярной к оси вращения колес, в направлении к центру трансформатора (см. рис. 1).

Для кругов циркуляции с прямым очертанием каналов насоса и турбины коэффициент $\bar{\varphi} = 1$ (см. рис. 2).

Для комбинированных кругов циркуляции коэффициент $\bar{\varphi}$ следует подсчитывать по уравнениям, учитывающим очертание каналов.

Очертание каналов: насоса — прямое; турбины — изогнутое (см. рис. 3)

$$\bar{\varphi} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\cos \varphi_{T1} - \cos \varphi_{T2}}{\varphi_{T2} - \varphi_{T1}}; \quad (17')$$

очертание каналов: насоса — изогнутое; турбины — прямое (рис. 4)

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_{H2} - \varphi_{H1}}{\cos \varphi_{H1} - \cos \varphi_{H2}} \cdot \frac{\pi}{180^\circ}; \quad (17'')$$

очертание каналов: насоса — комбинированное; турбины — прямое

$$\bar{\varphi} = \frac{\bar{\varphi}_1 l_{M1} + \bar{\varphi}_2 l_{M2}}{l_{M1} + l_{M2}}, \quad (17''')$$

где $\bar{\varphi}_1$ — коэффициент, характеризующий форму искривленного участка канала насоса [$\bar{\varphi}_1$ определяется по уравнению (17'')]; $\bar{\varphi}_2 = 1$ — коэффициент, характеризующий форму прямого участка канала насоса на меридиональную плоскость, M ; l_{M1} — длина проекции искривленного участка канала насоса на меридиональную плоскость, M .

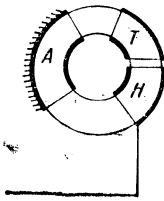


Рис. 6.

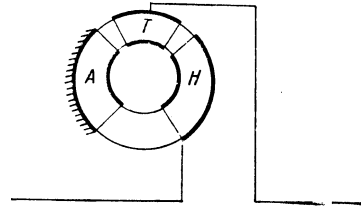


Рис. 7.

Соотношение средних арифметических радиусов турбины и насоса

$$\bar{r}_{cp} = \frac{r_{Tcp}}{r_{Hcp}} = \frac{r_{T1} + r_{T2}}{r_{H1} + r_{H2}}.$$

Средние арифметические радиусы:
насоса

$$r_{Hcp} = \frac{r_{H1} + r_{H2}}{2};$$

турбины

$$r_{Tcp} = \frac{r_{T1} + r_{T2}}{2}.$$

Степень использования рабочего объема насоса ϵ_H трансформаторов:

с центробежной (рис. 5) и центробежно-осевой (рис. 6) турбиной

$$\epsilon_H = c \chi (e - \bar{\beta} - \bar{\varphi} + \bar{r}_{cp})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH} + \bar{r}_{cp} i_{TH}^2); \quad (4')$$

с осевой турбиной (рис. 7)

$$\epsilon_H = c \chi (e - \bar{\beta})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH}). \quad (4'')$$

Величины χ , $\bar{\beta}$, $\bar{\varphi}$, \bar{r}_{cp} определяются по приведенным уравнениям.

К. п. д. трансформатора

$$\eta_T = K i_{TH}. \quad (17)$$

Коэффициент крутящего момента насоса

$$\lambda_H = \frac{\pi}{1800 g} \frac{r_{H2}^2}{D_a^5} V_H \varepsilon_H (1 - B_1 \varepsilon_H) \quad (18)$$

или

$$\lambda_H = 178 \cdot 10^{-6} \frac{r_{H2}^2}{D_a^5} V_H \varepsilon_H (1 - B_1 \varepsilon_H), \quad (18')$$

где D_a — активный диаметр трансформатора, м.

Рабочий объем V_H равен сумме объемов каналов насоса

$$V_H = F_{Hcp} l_m. \quad (19)$$

Средняя суммарная площадь живых сечений каналов насоса

$$F_{Hcp} = 2\pi r_{Hcp} b_{Hcp} \psi_H, \quad (20)$$

где b_{Hcp} — средняя ширина каналов насоса, м; ψ_H — коэффициент стеснения лопатками живого сечения рабочей полости насоса.

С помощью упрощенной методики построим безразмерную характеристику гидродинамического трансформатора автомобиля «Волга» ГАЗ-21. Геометрические параметры трансформатора приведены в табл. 1 [1].

Т а б л и ц а 1

| Колеса | β , град | | r , м | | b_{cp} , м | l_m , м | D_a , м |
|--------|----------------|-----------|----------|-----------|--------------|-----------|-----------|
| | вход (1) | выход (2) | вход (1) | выход (2) | | | |
| Н | 80 | 110 | 0,0720 | 0,1315 | 0,0235 | 0,0820 | 0,280 |
| Т | 140 | 25 | 0,1315 | 0,0720 | | | |
| А | 96 | 152 | 0,0700 | 0,0700 | | | |

Круг циркуляции трансформатора автомобиля „Волга“ симметричный (рис. 8). Следовательно, $\bar{\varphi} = 1$ и $\bar{r}_{cp} = 1$.

Коэффициент, характеризующий форму эпюры меридиональных скоростей, равен $c = 1$ (равноскоростная эпюра).

Порядок расчета безразмерной характеристики гидродинамического трансформатора следующий.

1. Коэффициенты

$$B_1 = \frac{\bar{l}_M}{2\pi} (\operatorname{ctg} \beta_{H2} - \bar{r}_{A2} \operatorname{ctg} \beta_{A2}) = \frac{0,624}{2 \cdot 3,14} (-0,364 + 0,533 \cdot 1,881) = 0,0634,$$

$$B_2 = \frac{\bar{l}_M}{2\pi} (\bar{r}_{T2} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \operatorname{ctg} \beta_{H2}) = \frac{0,624}{2 \cdot 3,14} (0,548 \cdot 2,145 + 0,364) = 0,153,$$

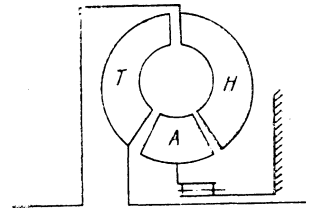
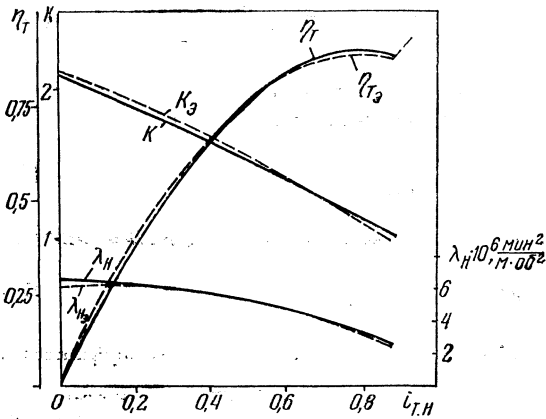


Рис. 8.

$$\text{где } \bar{l}_M = \frac{l_M}{r_{H2}} = \frac{0,0820}{0,1315} = 0,624; \quad \bar{r}_{T2} = \frac{r_{T2}}{r_{H2}} = \frac{0,0720}{0,1315} = 0,548; \quad \bar{r}_{A2} = \frac{r_{A2}}{r_{H2}} = \frac{0,0700}{0,1315} = 0,533.$$

2. Коэффициент отклонения лопаток насоса от радиального направления (углы наклона $\beta_{H1} < 90^\circ$ и $\beta_{H2} > 90^\circ$)

$$\chi = \frac{\beta_{H1}}{90^\circ} \cdot \frac{180^\circ - \beta_{H2}}{90^\circ} = \frac{80}{90} \cdot \frac{180 - 110}{90} = 0,691.$$

3. Относительная кривизна лопаток колес трансформатора

$$\beta = \frac{\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_A} - 1 = \frac{-30 + 115}{56} - 1 = 0,518,$$

$$\text{где } \Delta\beta_H = \beta_{H2} - \beta_{H1} = 110 - 80 = 30^\circ;$$

$$\Delta\beta_T = \beta_{T2} - \beta_{T1} = 25 - 140 = -115^\circ;$$

$$\Delta\beta_A = \beta_{A2} - \beta_{A1} = 152 - 96 = 56^\circ.$$

4. Степень использования рабочего объема насоса

$$\begin{aligned}\epsilon_H &= c \chi (e - \bar{\beta} + \bar{\varphi} - \bar{r}_{cp})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH} - \bar{r}_{cp} i_{TH}^2) = \\ &= 1 \cdot 0,691 (2,718 - 0,518 + 1 - 1)(2 + 0,518 - i_{TH} - i_{TH}^2) = \\ &= 3,82 - 1,52 i_{TH} (1 + i_{TH}).\end{aligned}$$

5. Коэффициент трансформации

$$K = \frac{1 + B_2 \epsilon_H - \bar{r}_{T2}^2 i_{TH}}{1 - B_1 \epsilon_H} = \frac{1 + 0,153 \epsilon_H - 0,548^2 i_{TH}}{1 - 0,0634 \epsilon_H}.$$

6. К. п. д. трансформатора

$$\eta_T = K i_{TH}.$$

7. Средняя суммарная площадь живых сечений каналов насоса

$$F_{H_{cp}}^r = 2\pi r_{H_{cp}} b_{H_{cp}} \Psi_H = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1018 \cdot 0,0235 \cdot 0,935 = 0,014 \text{ м}^2,$$

$$\text{где } r_{H_{cp}} = \frac{r_{H1} + r_{H2}}{2} = \frac{0,0720 + 0,1315}{2} = 0,1018 \text{ м.}$$

Коэффициент стеснения для насоса принимаем на основании анализа статистических данных равным $\Psi_H = 0,935$.

8. Рабочий объем насоса

$$V_{H_{cp}} = F_{H_{cp}} I_m = 0,014 \cdot 0,0820 = 0,001148 \text{ м}^3.$$

9. Коэффициент крутящего момента насоса

$$\begin{aligned}\lambda_H \cdot 10^6 &= 178 \cdot \frac{r_{H2}^2}{D_a^5} V_H \epsilon_H (1 - B_1 \epsilon_H) = 178 \cdot \frac{0,1315^2}{0,280^5} \times \\ &\times 0,001148 (1 - 0,0634 \epsilon_H) = 2,05 \epsilon_H - 0,13 \epsilon_H^2.\end{aligned}$$

Результаты расчета K , η_T , λ_H приведены в табл. 2 и графически представлены на рис. 8 (сплошные линии). Для сравнения даны экспериментальные значения $K_э$, $\eta_{Tэ}$ и $\lambda_{Hэ}^*$ (пунктирные линии) трансформатора автомобиля «Волга».

* Численные значения коэффициента $\lambda_{Hэ}^*$ были подсчитаны.

Таблица 2

| | | | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| $i_{тн}$ | 0 | 0,10 | 0,20 | 0,30 | 0,40 | 0,50 | 0,60 | 0,70 | 0,80 | 0,88 |
| ϵ_H | 3,82 | 3,65 | 3,46 | 3,23 | 2,97 | 2,68 | 2,36 | 2,01 | 1,63 | 1,31 |
| K | 2,09 | 1,99 | 1,88 | 1,77 | 1,62 | 1,52 | 1,39 | 1,25 | 1,13 | 1,02 |
| $K_э$ | 2,10 | 2,00 | 1,90 | 1,80 | 1,65 | 1,52 | 1,40 | 1,24 | 1,10 | 1,00 |
| ΔK | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,03 | 0 | 0,01 | -0,01 | -0,03 | -0,02 |
| $\overline{\Delta K} \%$ | 0,48 | 0,50 | 1,05 | 1,83 | 1,64 | 0 | 0,71 | -0,80 | -2,54 | -2,00 |
| η_T | 0 | 0,199 | 0,376 | 0,530 | 0,650 | 0,759 | 0,834 | 0,875 | 0,902 | 0,898 |
| $\eta_{Tэ}$ | 0 | 0,200 | 0,380 | 0,540 | 0,660 | 0,760 | 0,835 | 0,865 | 0,890 | 0,880 |
| $\Delta \eta_T$ | 0 | 0,001 | 0,004 | 0,010 | 0,010 | 0,001 | 0,001 | -0,010 | -0,012 | -0,018 |
| $\overline{\Delta \eta_T} \%$ | 0 | 0,50 | 1,05 | 1,85 | 1,51 | 0,13 | 0,12 | -1,16 | -1,35 | -2,04 |
| $\lambda_H \cdot 10^6$, мин ² /м × × об ² | 5,93 | 5,74 | 5,53 | 5,26 | 4,93 | 4,56 | 4,11 | 3,60 | 3,00 | 2,46 |
| $\lambda_{Hэ} \cdot 10^6$, мин ² /м × × об ² | 5,75 | 5,62 | 5,33 | 5,13 | 4,91 | 4,63 | 4,21 | 3,65 | 3,02 | 2,30 |
| $\Delta \lambda_H \cdot 10^6$, мин ² /м × × об ² | -0,18 | -0,12 | -0,20 | -0,13 | -0,02 | 0,07 | 0,10 | 0,05 | 0,02 | -0,16 |
| $\overline{\Delta \lambda_H} \%$ | -3,60 | -2,22 | -3,62 | -2,58 | -0,41 | 1,66 | 2,33 | 1,43 | 0,83 | -6,87 |

Для оценки точности упрощенной методики в табл. 2 приведены абсолютные и относительные отклонения расчетных величин от экспериментальных. Указанные отклонения определялись по следующим уравнениям:

$$\Delta K = K_э - K,$$

$$\Delta \eta_T = \eta_{Tэ} - \eta_T,$$

$$\Delta \lambda_H \cdot 10^6 = \lambda_{Hэ} \cdot 10^6 - \lambda_H \cdot 10^6,$$

$$\overline{\Delta K} = \frac{\Delta K}{K_э} 100\%,$$

$$\overline{\Delta \eta_T} = \frac{\Delta \eta_T}{\eta_{Tэ}} 100\%,$$

$$\overline{\Delta \lambda_H} = \frac{\Delta \lambda_H \cdot 10^6}{\lambda_{Hэ} \cdot 10^6} 100\%.$$

В зоне высокого к. п. д. гидродинамического трансформатора ($i_{тн} > 0,5$) средние величины относительных отклонений составляют:

$$\overline{\Delta K}_{cp} = 1,2\%, \quad \overline{\Delta \eta_T}_{cp} = 1\%, \quad \overline{\Delta \lambda_H}_{cp} = 2,6\%.$$

Упрощенная методика имеет небольшую трудоемкость. Сопоставление расчетных параметров рабочего процесса с экспериментальными для целого ряда одноступенчатых трансформаторов с различными кругами циркуляции свидетельствует об относительно высокой точности этой методики.

Л и т е р а т у р а

1. Антонов А. С. и др. Гидромеханические и электромеханические передачи транспортных и тяговых машин. М., 1963. 2. Митин Б. Е. Аналитическая методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. В сб.: «Материалы межвузовской конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов». Минск, 1968. 3. Повх И. Л. Техническая гидромеханика. М., 1969.

И. С. Цитович, В. И. Ровдо, Л. Е. Гилелес

НАГРУЖЕННОСТЬ ПОЛУОСЕИ АВТОМОБИЛЕЙ

Существующие расчеты деталей машин требуют задания различных параметров действующих нагрузок.

Так, для расчета валов необходимо знать число циклов нагружения, среднюю величину и амплитуду напряжения при каждом цикле нагружения. Считается, что частота не влияет на усталостную прочность (в пределах частот от 0,01 до 1000 гц), также считается, что нет суммарного наложения многих частот, а весь процесс нагружения состоит из элементарных нагружающих циклов.

Обычно все действующие нагружающие циклы группируют (на 10 групп) по величинам средних напряжений и для каждого среднего напряжения строят кривую распределения амплитуд напряжений [15], затем определяют число циклов эквивалентных напряжений на каждом уровне и, наконец, находят суммарное эквивалентное напряжение и соответствующее ему число циклов. В некоторых работах [9—13] расчет рекомендуется вести так: принимается, что в трансмиссиях автомобилей для всех существующих нагрузок коэффициент асимметрии сохраняет постоянную величину $r = 0,3$. Затем производится суммирование износоусталостных процессов и сопоставление с ресурсом выносливости (РВ) для данного вала

$$\frac{K_3}{a} \sum \tau_i^m N_i = \tau_r^m N_{\text{баз}},$$

где K_3 — коэффициент запаса; a — коэффициент сопротивления перегрузкам; τ_i — величина максимального напряжения при асимметричном цикле; N_i — число циклов; τ_r — предельное напряжение при заданной асимметрии цикла; $N_{\text{баз}}$ — число циклов до разрушения.

Для расчета зубчатых колес и подшипников необходимо знать кривую распределения нагрузок по времени или по пробегу. Даже при постоянном крутящем моменте возникает цикловая нагрузка на рабочих элементах зубчатых колес и подшипников. Для указанных деталей знание числа циклов изменения внешнего крутя-

щего момента, величин амплитуд и средних значений нагрузок, т. е. данных, которые вполне определяют расчет валов, недостаточно. Действительно, определяющим является не число циклов нагружения, а время действия высоких и низких уровней крутящего момента.

В последнее время (1960—1970 гг.) большое развитие получил анализ нагрузок на базе теории случайных функций. По осциллограмме крутящего момента строятся корреляционная функция и спектральная плотность дисперсий. По спектральной плотности с помощью новых методов можно вести расчеты всех деталей трансмиссий.

Каждая деталь трансмиссии автомобиля имеет свой нагрузочный режим, несмотря на то, что детали являются звеньями одной цепи и выполняют одну функцию — передают мощность от двигателя к ведущим колесам. Это объясняется тем, что, кроме «полезных» нагрузок, возникают различные «вредные» нагрузки, обусловленные вибрациями, неточностями изготовления деталей и другими причинами. Для правильного определения нагрузок, действующих на отдельные детали, необходимо воспользоваться теорией передачи сигналов с различных входов на определенное звено системы автоматического регулирования.

Для трансмиссии такими «входами нагрузок» являются дорожные сопротивления; неравномерность вращения маховика; работа органов управления коробкой передач, тормозами и т. д.; неточности изготовления и сборки деталей и узлов; неточности раздачи и объединения моментов и оборотов и т. д.

Точный расчет требует знания спектральных плотностей входных сигналов, передаточных и взаимно корреляционных функций.

Практические расчеты можно строить следующим образом: определять нагрузочную кривую полезных нагрузок, обусловленных сопротивлениями движению, а все остальные нагрузки учитывать с помощью коэффициентов.

Для определения полезных нагрузок необходимо замерять нагрузки на тихоходном валу по возможности вблизи колес. Таким валом является полуось. Таким образом, нагрузочная кривая, замеренная на полуоси, может применяться для расчета всех деталей трансмиссии.

Замеры нагрузок проводились с 1955 по 1969 г. на основных отечественных грузовых и легковых автомобилях в различных дорожных условиях (в том числе на дорогах Крыма, автополигона НАМИ).

1. *Методы измерений нагрузок в трансмиссии автомобилей.* Разработано несколько методов измерений нагрузок в трансмиссиях автомобилей [4—6]. Прежде всего, как указывалось, необходимо произвести замер нагрузок на полуоси. С этой целью на

вал наклеиваются проволочные датчики, выводы которых подсоединяются к токосъемнику. При движении автомобиля датчики деформируются вместе с деформацией вала, их сопротивление изменяется, изменяется и ток, который пропускается через них. По величине изменения тока судят о величине деформации вала и величине нагрузки (крутящего момента), действующей на него. Задача измерения нагрузок на полуоси сводится, таким образом, к фиксации изменения тока, проходящего через датчики. Эта задача может быть выполнена несколькими способами.

Первый способ состоит в том, что усиленное изменение тока, проходящего через датчик, записывается на фотографическую пленку или специальную фотографическую бумагу при помощи шлейфового осциллографа.

Второй способ, разработанный в НАМИ, состоит в записи изменений тока на магнитную ленту при помощи специально сконструированного для этой цели прибора [15, 16].

Эти способы измерения нагрузок в трансмиссии автомобиля (изменение тока пропорционально изменению нагрузки) имеют положительные и отрицательные стороны. При первом способе нельзя вести длительные замеры, так как это связано с большим расходом фотографической пленки или бумаги. Обработка полученных осциллограмм очень трудоемка. При кратковременной записи невозможно охватить все режимы работы трансмиссии (трогание с места, разгон, торможение, переключение передач, движение на различных передачах). Можно записать осциллограмму отдельно каждого режима работы трансмиссии, но тогда неизвестен процент участия каждого режима в общей работе трансмиссии.

При втором способе замеры нагрузок можно проводить более длительное время. При этом магнитная пленка используется несколько раз. Результат записи на магнитную пленку при помощи катодного осциллографа можно просмотреть, а при помощи шлейфового осциллографа отдельные места переписать на фотопленку. Обработка результатов записи на магнитную пленку хотя и механизирована, но все равно трудоемка.

Положительным качеством этих двух способов является то, что можно вести записи сразу нескольких процессов.

При третьем способе измерение нагрузок на полуоси осуществляется специальным прибором — режимомером РМ-ЗА. При этом способе интервал изменения крутящего момента делится на 12 диапазонов, и при помощи режимомера измеряется время действия крутящего момента в пределах каждого диапазона [8]. Этот способ удобен тем, что позволяет делать измерения в течение любого промежутка времени, фиксирует основные режимы работы трансмиссии и требует сравнительно малого времени на обработку результатов измерения.

Существенный недостаток третьего способа состоит в том, что он позволяет вести замер только одного процесса и непригоден к замерам кратковременных режимов, таких, как трогание с места, переключение передач и др. Использование режимомера для замеров длительно действующих нагрузок и осциллографирования для быстропотекающих процессов наиболее целесообразно при изучении вопроса о нагрузках в трансмиссии автомобиля.

2. *Длительность измерений нагрузок.* С методами измерений нагрузок в трансмиссии тесно связан вопрос о длительности их измерений.

Единого мнения о длительности регистрации процесса нагружения трансмиссии автомобиля нет. Так, Н. А. Бухарин и М. Е. Снытин [1] указывают, что наименьшая величина испытательного пробега, обеспечивающая получение достоверных (представительных) статистических характеристик по дорогам с асфальтовым, щебеночным и булыжным покрытием равна 300—500 м. В городских условиях, где чаще повторяются режимы неустановившегося движения, эта величина равна 500—700 м. Еще более продолжительная регистрация (по пути примерно 1000 м) необходима при движении по разбитым грунтовым дорогам, целине и т. д.

О. В. Соколов [14] теоретически обосновывает и экспериментально подтверждает необходимость записи процессов нагружения на участках не менее 30 км при пятикратном повторении, что обеспечивает получение данных с точностью не менее 15%.

Другие авторы [15] конкретно не указывают, какой должны быть длительности регистрации процесса нагружения, но считают, что она должна продолжаться в течение пробега автомобилем нескольких десятков километров.

Как показали наши исследования, нагрузки в трансмиссии автомобиля, кроме основных причин, зависят и от целого ряда дополнительных, например, квалификации водителя, степени знакомства водителя с трассой и т. д. Так, при испытаниях грузовых автомобилей на скоростной дороге автополигона НАМИ было установлено, что водители могут ехать с максимальной эффективностью, со средней эффективностью и с низкой эффективностью. При этом параметры кривых распределения нагрузок сильно изменялись.

Испытания показали, что для получения достоверных данных о нагрузках в трансмиссии необходимо непрерывную регистрацию процесса нагружения производить при пробегах 350—400 км (при регистрации величины крутящего момента режимомером РМ-ЗА).

Пробег должен производиться по заранее выбранной трассе следующего покрытия: асфальт, булыжник и гравий; кроме того, трасса должна проходить за городом, в городе, по сильно загруженным и малозагруженным магистральным дорогам.

Можно такое испытание проводить по отдельным видам дорог. В этом случае рекомендуются следующие пробеги для общетранспортных машин: по ровному и пересеченному асфальтированному шоссе — 100 км; по булыжной и гравийной дороге, а также по улицам городов — 50 км.

Затем устанавливаются процент пробега по этим дорогам и путем расчета выводят общую кривую распределения нагрузок. При общем суммарном пробеге в 350—400 км среднее значение крутящего момента и среднее квадратическое отклонение будут получены с погрешностями, не превышающими $\pm 15\%$.

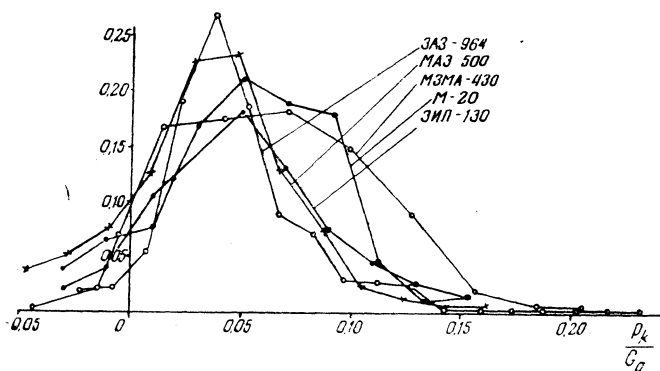


Рис. 1. Экспериментальные кривые распределения удельных тяговых усилий автомобилей.

3. *Результаты испытаний.* На рис. 1 приведены экспериментальные кривые распределения удельных тяговых усилий (по замерам на полуосях) автомобилей ЗАЗ-964, МЗМА-430, М-20, ЗИЛ-130 и МАЗ-500.

В табл. 1 указаны условия замеров нагрузок.

На рис. 2 приведены экспериментальные кривые распределения удельных тяговых усилий (по замерам на кожухе) автомобиля МАЗ-500 при пробеге по разным дорогам [8]. Здесь же приведена общая кривая распределения, полученная расчетным путем по определенным видам дорог.

На рис. 3 приведены кривые распределения удельных тяговых усилий для автопоездов МАЗ и даны абсолютные величины крутящих моментов на полуосях, а также удельные тяговые усилия. Все кривые найдены расчетным путем по экспериментальным кривым, полученным при пробеге по разным дорогам, причем процент пробега принимался тот же, что для автомобиля МАЗ-500.

Одной из основных задач исследования длительно действующих нагрузок в трансмиссии автомобиля является задача подбора теоретической кривой распределения плотности вероятности, выравнивающей экспериментальную кривую распределения.

Таблица 1

Данные для построения общей экспериментальной кривой распределения нагрузок

| МАЗ-500 | | ЗИЛ-130 | | М-20 | | МЗМА-430 | | ЗАЗ-964 | | Примечание |
|-----------------------|-------|----------------------|--------|----------------------|-------|----------------------|-------|----------------------|-------|---|
| $p_i \cdot 10^2$ | a_i | $p_i \cdot 10^2$ | a_i | $p_i \cdot 10^2$ | a_i | $p_i \cdot 10^2$ | a_i | $p_i \cdot 10^2$ | a_i | |
| —4,75 | 0,037 | —3,0 | 0,0208 | —3,06 | 0,037 | —2,25 | 0,018 | —4,26 | 0,004 | МАЗ-500 Асфальт пересеченный 0,275 Асфальт равнинный 0,275 Бульжник 0,225 Гравий 0,225 |
| —2,85 | 0,051 | —1,0 | 0,0410 | —1,02 | 0,065 | —0,75 | 0,021 | —1,42 | 0,021 | |
| 0,95 | 0,075 | 1,0 | 0,1230 | 1,02 | 0,077 | 0,75 | 0,054 | 1,42 | 0,168 | |
| 0,95 | 0,127 | 3,0 | 0,2470 | 3,06 | 0,171 | 2,25 | 0,196 | 4,26 | 0,274 | |
| 2,85 | 0,227 | 5,0 | 0,2810 | 5,10 | 0,213 | 3,75 | 0,269 | 7,10 | 0,263 | |
| 4,75 | 0,232 | 7,0 | 0,1290 | 7,15 | 0,188 | 5,25 | 0,186 | 9,92 | 0,150 | |
| 6,65 | 0,127 | 9,0 | 0,0727 | 9,19 | 0,176 | 6,75 | 0,088 | 12,78 | 0,089 | |
| 8,55 | 0,072 | 11,0 | 0,0450 | 11,24 | 0,046 | 8,25 | 0,071 | 15,63 | 0,019 | |
| 10,45 | 0,025 | 13,0 | 0,0260 | 13,28 | 0,011 | 9,75 | 0,030 | 18,47 | 0,007 | |
| 12,35 | 0,014 | 15,0 | 0,0145 | 15,33 | 0,014 | 11,25 | 0,027 | 20,91 | 0,003 | |
| 14,25 | 0,006 | — | — | — | — | 12,75 | 0,025 | — | — | |
| 16,15 | 0,005 | — | — | — | — | 14,25 | 0,004 | — | — | |
| | | | | | | 15,75 | 0,003 | — | — | |
| | | | | | | 17,25 | 0,003 | — | — | |
| | | | | | | 18,75 | 0,001 | — | — | |
| | | | | | | 20,25 | 0,001 | — | — | |
| | | | | | | 21,75 | 0,001 | — | — | |
| | | | | | | 23,75 | 0,001 | — | — | |
| | | | | | | | | | | ЗИЛ-130 Асфальт —33% Бульжник —13,5% Гравий —13,5% Грунтовая —40% |
| | | | | | | | | | | М-20 Пробег по трассе Минск—Смолевичи — Смилевичи—Минск |
| | | | | | | | | | | МЗМА-430 Минск—Смолевичи — Смилевичи—Минск |
| | | | | | | | | | | ЗАЗ-964 Пробег по трассе Мелитополь—Минск |
| $p_{cp}=0,0353$ | | $p_{cp}=0,048$ | | $p_{cp}=0,053$ | | $p_{cp}=0,047$ | | $p_{cp}=0,063$ | | |
| $\sigma_{к.о}=0,0377$ | | $\sigma_{к.о}=0,035$ | | $\sigma_{к.о}=0,038$ | | $\sigma_{к.о}=0,033$ | | $\sigma_{к.о}=0,040$ | | |
| $S_K=0,1075$ | | $S_K=0,502$ | | $S_K=-0,130$ | | $S_K=1,22$ | | $S_K=0,478$ | | |
| $E_K=0,500$ | | $E_K=0,524$ | | $E_K=-0,140$ | | $E_K=3,060$ | | $E_K=0,250$ | | |

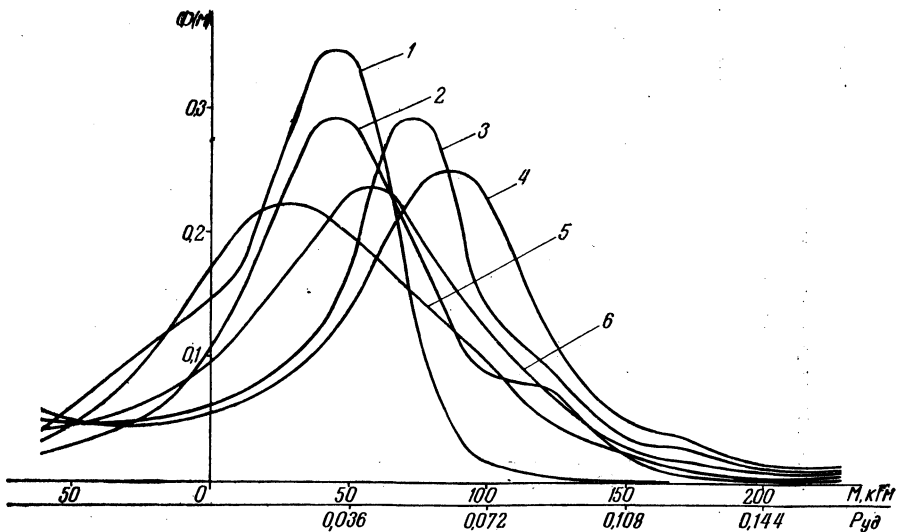


Рис. 2. Плотности вероятности нагрузок на полуоси автомобиля МАЗ-500:

1 — равнинное асфальтированное шоссе; 2 — пересеченный асфальт; 3 — булыжная дорога; 4 — гравийная дорога; 5 — улицы города; 6 — общая кривая распределения нагрузок (асфальт — 40%, булыжник — 25%, гравий — 25%, городские дороги — 10%).

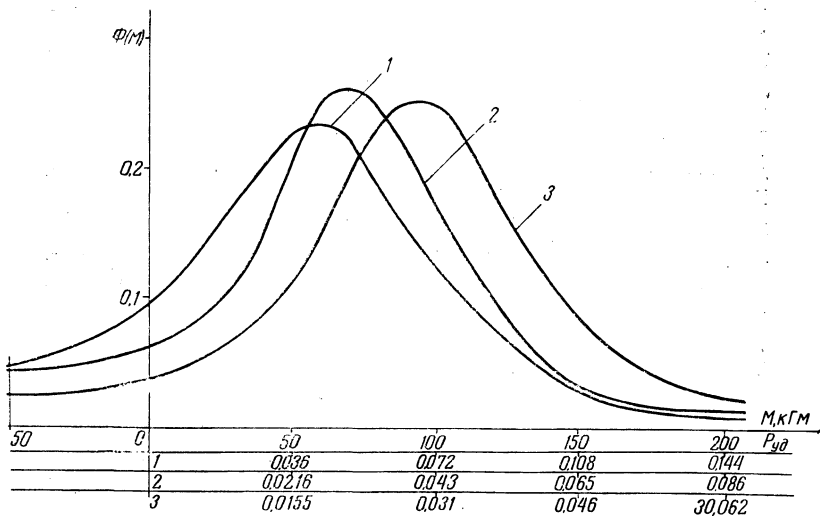


Рис. 3. Плотности вероятностей нагрузок на полуоси автомобиля МАЗ-500:

1 — МАЗ-500; 2 — МАЗ-500 с одним прицепом; 3 — МАЗ-500 с двумя прицепами.

Для подбора теоретической кривой распределения используется метод моментов, сущность которого заключается в том, что за параметры теоретического распределения принимаются их «оценки», полученные в результате эксперимента [2, 3]. В качестве выравнивающих кривых распределения были исследованы четыре вида кривых.

1. Нормальное распределение, плотность вероятности которого выражается формулой

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (1)$$

где параметрами являются математическое ожидание m и среднее квадратическое отклонение σ .

2. Распределение типа A [7], являющееся обобщением нормального распределения, плотность вероятности которого выражается формулой

$$f_A(x) = f(x) - \frac{S_k}{6} f^{III}(x) + \frac{E_k}{24} f^{IV}(x), \quad (2)$$

где $f(x)$ — нормальная функция плотности; $f^{III}(x), f^{IV}(x)$ — ее третья и четвертая производные; S_k — коэффициент асимметрии; E_k — эксцесс.

3. Кривые распределения Пирсона I, IV и VI типов [7]. Уравнение кривой IV имеет вид

$$f_{IV}(x) = k \left(1 + \frac{x^2}{a^2}\right)^{-m} e^{-v \operatorname{arctg} \frac{x}{a}}, \quad (3)$$

где

$$v = \frac{r(r-2)\sqrt{\beta_1}}{\sqrt{16(r-1) - \beta_1(r-2)^2}},$$

$$a = \sqrt{\frac{\mu_2}{16} [16(r-1) - \beta_1(r-2)^2]}.$$

Здесь $r = \frac{6(\beta_2 - \beta_1 - 1)}{2\beta_2 - 3\beta_1 - 6}$,

$$\beta_1 = \frac{\mu_3^2}{\mu_2^2}, \quad \beta_2 = \frac{\mu_4}{\mu_2^2},$$

где μ_2, μ_3, μ_4 — моменты, вычисленные относительно среднего значения.

4. Логарифмически-нормальное распределение, плотность вероятности которого выражается формулой

$$f(x) = \frac{1}{x \sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg x - \lg m)^2}{2\sigma^2}}. \quad (4)$$

На рис. 4. изображены выравнивающие кривые типа А. В табл. 2 приведены данные, по которым построены кривые на рис. 4.

При исследовании вопроса о «согласии» теоретической кривой распределения с выравниваемой экспериментальной кривой были использованы:

- 1) критерий согласия Пирсона, по которому теоретическая кривая согласуется с экспериментальной, если величина вероятности $p(x^2)$ значительно отличается от нуля. Величина x^2 определяется по формуле

$$x^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - \bar{n}_i)^2}{\bar{n}_i}, \dots \quad (5)$$

где n_i — наблюдаемые, а \bar{n}_i — выравнивающие частоты;

- 2) критерий согласия В. И. Романовского, согласно которому, если

$$\frac{x^2 - k}{\sqrt{2k}}, \quad (6)$$

где k — число степеней свободы, по абсолютной величине < 3 , то расхождение не существенно;

3) критерий согласия Б. С. Ястремского, по которому степень близости теоретического и эмпирического распределений характеризуется величиной

$$I = \frac{|Q - k|}{\sqrt{2k + 4\theta}} \leq 3, \quad (7)$$

где k — число интервалов группировки θ (при $k < 20$ равно 0,6),

$$Q = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - \bar{n}_i)^2}{n_i q_i}.$$

Здесь n_i — эмпирические частоты; \bar{n}_i — соответствующие теоретические частоты; p_i — теоретическая вероятность того, что случайная величина примет значение

$$\bar{n}_i ; q_i = 1 - p_i;$$

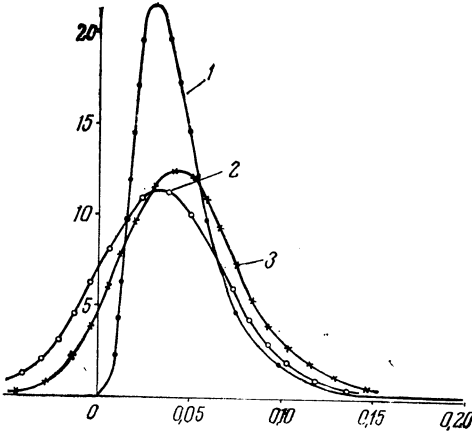


Рис. 4. Кривые распределения нагрузок:

1 — рекомендуемая для расчетов кривая, единая для грузовых автомобилей (усилие-пробег); 2, 3 — выравнивающие кривые типа А соответственно для автомобилей (усилие-время) МАЗ-500 и ЗИЛ-130.

Таблица 2

Данные к построению кривых распределения типа А

$$f_A(x) = f(x) - \frac{S_K}{6} f^3(x) + \frac{E_K}{24} f^4(x)$$

| x | f(x) | f ³ (x) | f ⁴ (x) | МАЗ-500 | | | | | ЗИЛ-130 | | | | |
|-------|---------|--------------------|--------------------|--|-------------------------|-------------------|---------------------------------|------------|---|-------------------------|-------------------|-----------------------------|---------------|
| | | | | p _{ср} =0,0353; σ _{к.о} =0,0377; S _к =0,1075; E _к =0,5 | | | | | p _{ср} =0,048; σ _{к.о} =0,035; S _к =0,502; E _к =0,524 | | | | |
| | | | | $-\frac{S_K}{6} f^3(x)$ | $\frac{E_K}{24} f^4(x)$ | f(A) ^x | Масштаб 10000:37,7 =265,5 | (x=35,3±y) | $-\frac{S_K}{6} f^3(x)$ | $\frac{E_K}{24} f^4(x)$ | f(A) ^x | Масштаб 10000:35 =286 | y (x=48±y) |
| 0 | 0,399 | +0 | +1,197 | 0 | +0,0249 | 0,424 | 113 | 0 | 0 | +0,0252 | 0,4242 | 122,0 | 0 |
| 0,25 | 0,387 | +0,284 | +1,016 | -0,00508 | +0,0211 | 0,403 | 107 | 9,425 | -0,0238 | +0,0214 | 0,3846 | 110 | 8,75 |
| 0,50 | 0,352 | +0,484 | +0,550 | +0,00866 | +0,0114 | 0,355 | 94,2 | 18,850 | +0,0405 | +0,0116 | 0,3231 | 92,5 | 17,50 |
| 0,75 | 0,301 | +0,551 | -0,0176 | -0,00986 | -0,000366 | 0,291 | 77,3 | 28,275 | -0,0461 | -0,000371 | 0,2545 | 73,0 | 26,25 |
| 1,00 | 0,242 | +0,484 | -0,484 | -0,00866 | -0,0101 | 0,223 | 59,2 | 37,700 | -0,0405 | -0,0102 | 0,1913 | 54,6 | 35,00 |
| 1,25 | 0,183 | +0,328 | -0,718 | -0,00587 | -0,0149 | 0,162 | 43,0 | 47,125 | -0,0274 | -0,051 | 0,1405 | 40,0 | 43,75 |
| 1,50 | 0,130 | +0,146 | -0,704 | -0,00261 | -0,0146 | 0,113 | 30,0 | 56,550 | -0,0122 | -0,0148 | 0,1030 | 29,5 | 52,50 |
| 1,75 | 0,0862 | -0,0944 | -0,517 | +0,000169 | -0,0108 | 0,0756 | 20,1 | 65,975 | +0,000790 | -0,0109 | 0,07609 | 21,8 | 61,25 |
| 2,00 | 0,0540 | -0,108 | -0,270 | +0,00193 | -0,00562 | 0,0503 | 13,4 | 75,400 | +0,00904 | -0,00569 | 0,05835 | 16,7 | 70,00 |
| 2,25 | 0,0317 | -0,147 | -0,0544 | +0,00263 | -0,00113 | 0,0332 | 8,81 | 84,825 | +0,0123 | -0,00114 | 0,04286 | 12,3 | 78,75 |
| 2,50 | 0,0175 | -0,142 | +0,0800 | +0,00254 | +0,00166 | 0,0217 | 5,76 | 94,250 | +0,0119 | +0,00168 | 0,03108 | 8,90 | 87,50 |
| 2,75 | 0,00909 | -0,114 | +0,135 | +0,00204 | +0,00281 | 0,0139 | 3,69 | 103,675 | +0,00954 | +0,00284 | 0,02147 | 6,15 | 96,25 |
| 3,00 | 0,00443 | -0,0798 | +0,133 | +0,00142 | +0,00277 | 0,00862 | 2,29 | 113,100 | +0,00668 | +0,00280 | 0,01391 | 3,99 | 105,0 |
| -3,00 | 0,00443 | +0,0798 | +0,133 | -0,00142 | +0,00277 | 0,00578 | 1,53 | 113,100 | -0,00668 | +0,00280 | -0,00045 | 0,134 | 105,0 |
| -2,75 | 0,00909 | +0,114 | +0,135 | -0,00204 | +0,00281 | 0,00986 | 2,62 | 103,675 | -0,00954 | +0,00284 | +0,002390 | 0,684 | 96,25 |
| -2,50 | 0,0175 | +0,142 | +0,0800 | -0,00254 | +0,00166 | 0,0166 | 4,41 | 94,250 | -0,0119 | +0,00168 | +0,007280 | 2,08 | 87,50 |
| -2,25 | 0,0317 | +0,147 | -0,0544 | -0,00263 | -0,00113 | 0,0279 | 7,41 | 84,825 | -0,0123 | -0,00114 | +0,01828 | 5,21 | 78,75 |
| -2,00 | 0,0540 | +0,108 | -0,270 | -0,00193 | -0,00562 | 0,0464 | 12,3 | 75,400 | -0,00904 | -0,00569 | +0,03927 | 11,2 | 70,0 |
| -1,75 | 0,0862 | +0,0944 | -0,517 | -0,000169 | -0,0108 | 0,0752 | 20,0 | 65,975 | -0,000790 | -0,0109 | +0,07451 | 21,3 | 61,25 |
| -1,50 | 0,130 | -0,146 | -0,704 | +0,00261 | -0,0146 | 0,118 | 31,3 | 56,550 | +0,0122 | -0,0148 | +0,1274 | 36,3 | 52,50 |
| -1,25 | 0,183 | -0,328 | -0,718 | +0,00587 | -0,0149 | 0,174 | 46,2 | 47,125 | +0,0274 | -0,0151 | +0,1953 | 55,7 | 43,75 |
| -1,00 | 0,242 | -0,484 | -0,484 | -0,00866 | -0,0101 | 0,241 | 64,0 | 37,700 | +0,0405 | -0,0102 | +0,2723 | 77,7 | 35,00 |
| -0,75 | 0,301 | -0,551 | -0,0176 | +0,00986 | -0,000366 | 0,310 | 82,3 | 28,275 | +0,0461 | -0,000371 | +0,3469 | 99,0 | 26,25 |
| -0,50 | 0,352 | -0,484 | +0,550 | +0,00866 | +0,0114 | 0,372 | 98,8 | 18,850 | +0,0405 | +0,0116 | +0,4041 | 115,0 | 17,50 |
| -0,25 | 0,387 | -0,284 | +1,016 | +0,00508 | +0,0211 | 0,413 | 109,6 | 9,425 | +0,0238 | +0,0214 | +0,4322 | 124,0 | 8,75 |
| -0 | 0,399 | -0 | +1,197 | 0 | +0,0249 | 0,424 | 113 | 0 | 0 | +0,0252 | +0,4242 | 122,0 | 0 |

4) критерий согласия А. Н. Колмогорова, основанный на рассмотрении максимального значения модуля разности между экспериментальной *интегральной* функцией распределения $F^*(x)$ и теоретической $F(x)$.

Применение этих признаков для выравнивающих кривых нормального распределения, логарифмически нормального распределения, распределения типа А и кривых Пирсона различных типов удовлетворительных результатов не дали. Это не значит, что практически нельзя пользоваться выравнивающими кривыми. При решении вопроса о пригодности выравнивающей кривой предлагается новый критерий — критерий согласия по использованию кривой ($k_{с.н}$).

Кривые распределения нагрузок служат для прочностных расчетов. При прочностных современных расчетах производится суммирование износоусталостных явлений. При этом суммировании определяется сумма произведений вероятностей p на величины нагрузок x в различных определенных степенях, т. е.

$$\sum p_i x_i^n.$$

Данную сумму можно определить по экспериментальной кривой и по выровненной.

При современных практических расчетах допустимо колебание данной суммы $\sum p_i x_i^n$ в пределах $\pm 5\%$. Поэтому

$$k_{с.н} = \frac{(\sum p_i x_i^n)_в - (\sum p_i x_i^n)_о}{(\sum p_i x_i^n)_о} 100, \quad (8)$$

где $(\sum p_i x_i^n)_в$ — сумма по выровненной кривой; $(\sum p_i x_i^n)_о$ — сумма по опытной кривой.

Если $k_{с.н}$ в пределах $\pm 5\%$, то выравнивание допустимо.

Выводы

1. При испытаниях следует различать два режима эксплуатации автомобилей: режим испытаний с максимальной эффективностью движения (на максимальных допустимых скоростях с наиболее интенсивным разгоном и торможением) и режим с пониженной эффективностью движения. Для замеров нагрузочных режимов необходимо проводить испытания по режиму максимальной интенсивности.

2. На рис. 5, 6, 7 даны рекомендуемые кривые распределения для расчетов деталей трансмиссий общетранспортных автомобилей и автомобилей повышенной проходимости [17]. Параметры кривых распределения, построенных на рис. 5, 6, 7, приведены соответственно в табл. 3, 4, 5.

3. Наиболее близкие результаты расчетов размеров деталей получаются при выравнивании опытных кривых — логарифмически нормальными кривыми. Это объясняется тем, что на расчеты

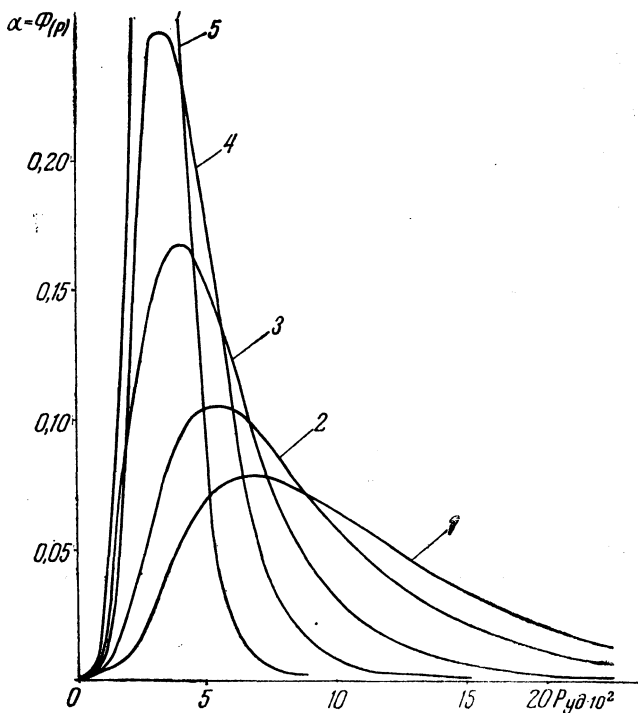


Рис. 5. Логарифмически-нормальные кривые распределения нагрузки по передачам для автомобилей общетранспортного назначения (см. табл. 3).

размеров нагрузки влияют в высоких степенях, а вероятности нагрузок в первой степени, т. е. имеют значение вероятности «вда-

Таблица 3

Параметры логарифмически нормальных кривых распределения

| Номер кривой | Логарифмы | | Абсолютные величины | | Диапазон $P_{уд. max}$ |
|--------------|-----------------------------|--------------------|------------------------|----------------|---------------------------|
| | $\lg(\rho_{cp} \cdot 10^3)$ | $\lg \sigma_{к.о}$ | $\rho_{cp} \cdot 10^3$ | $\sigma_{к.о}$ | |
| 1 | 1,000 | 0,260 | 10 | 1,82 | 0,220 — 0,400 |
| 2 | 0,875 | 0,260 | 7,5 | 1,82 | 0,120 — 0,220 |
| 3 | 0,699 | 0,230 | 5,0 | 1,70 | 0,065 — 0,120 |
| 4 | 0,602 | 0,176 | 4,0 | 1,50 | 0,045 — 0,065 |
| 5 | 0,477 | 0,146 | 3,0 | 1,40 | менее 0,045 |

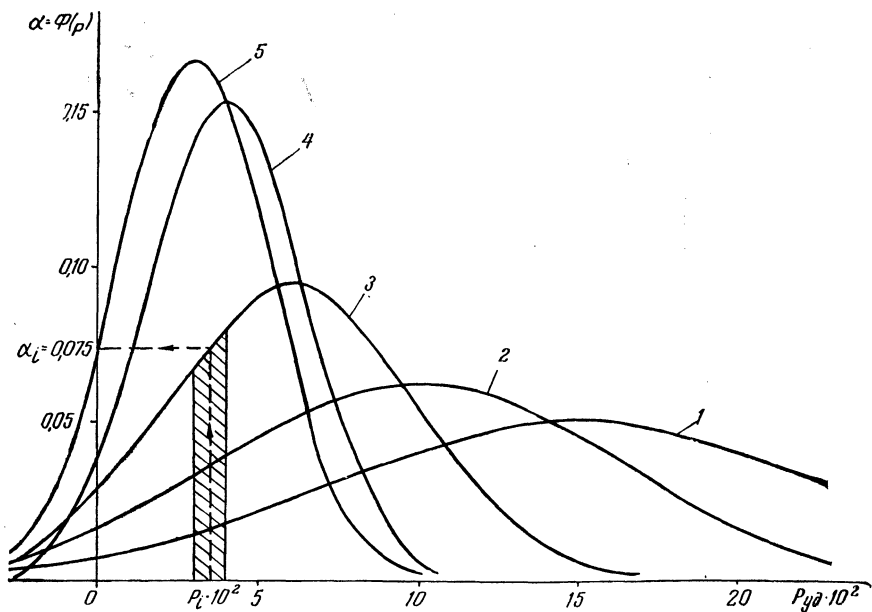


Рис. 6. Кривые нормального распределения нагрузки по передачам для автомобилей повышенной проходимости (см. табл. 3).

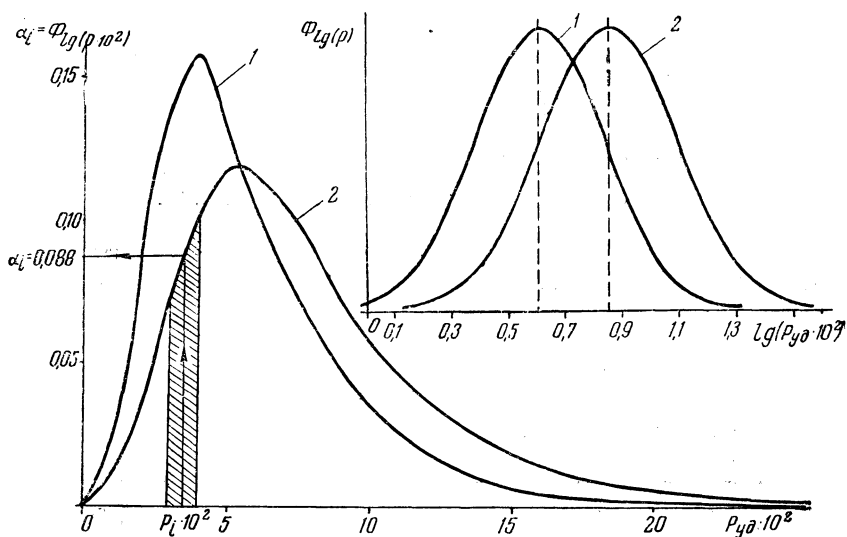


Рис. 7. Логарифмически-нормальные общие кривые распределения нагрузки в трансмиссии грузовых автомобилей общетранспортного назначения (1) и повышенной проходимости (2).

Таблица 4

Параметры кривых нормального распределения

| Номер кривой | $\rho_{уд.ср.}$ | $\sigma_{к.о}$ | Диапазон $\rho_{уд.тах}$ |
|--------------|-----------------|----------------|--------------------------|
| 1 | 0,150 | 0,075 | 0,220 и выше |
| 2 | 0,100 | 0,060 | 0,120—0,220 |
| 3 | 0,060 | 0,040 | 0,065—0,120 |
| 4 | 0,040 | 0,025 | 0,045—0,065 |
| 5 | 0,030 | 0,023 | менее 0,045 |

Таблица 5

Параметры логарифмически нормальных кривых распределения

| Номер кривой | Логарифмы | | Абсолютные величины | |
|--------------|-----------------------------|--------------------|------------------------|----------------|
| | $\lg(\rho_{ср} \cdot 10^2)$ | $\lg \sigma_{к.о}$ | $\rho_{ср} \cdot 10^2$ | $\sigma_{к.о}$ |
| 1 | 0,600 | 0,230 | 4,0 | 1,70 |
| 2 | 0,845 | 0,240 | 7,0 | 1,74 |

ли» от средних величин. Кривые распределения типа А кажутся более подходящими для выравнивания опытных кривых, так как всегда есть отрицательные и нулевые нагрузки. Однако логарифмически нормальные кривые дают результаты более правильные.

4. Для выравнивания кривых распределения рекомендуется пользоваться новым критерием согласия $k_{с.н}$ (согласие по использованию).

Л и т е р а т у р а

1. Бухарин И. А., Сивгин М. Е. Методика статистической оценки нагруженности агрегатов трансмиссии автомобилей при лабораторно-дорожных и эксплуатационных испытаниях. Тр. ЦАМТИ, вып. 45, 1962. 2. Венцель Е. С. Теория вероятностей. М., 1962. 3. Венцкий П. Г., Кальдишев С. С. Основы математической статистики. М., 1963. 4. Гольд Б. В. Определение нагрузочных режимов трансмиссии автомобиля. Науч. тр. МАМИ, вып. 1, 1954. 5. Гольд Б. В., Смирнов Г. А. О выборе нагрузок для расчета силовой передачи автомобиля на износ. В сб.: «Прочность при неустановившихся режимах переменных напряжений». М., 1954. 6. Гольд Б. В., Оболенский Е. П., Стефанович Ю. Г., Трофимов О. Ф. Основы прочности и долговечности автомобиля. М., 1967. 7. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. М., 1961. 8. Ровдо В. И. Исследование нагрузок, длительно действующих в трансмиссиях автомобилей, при помощи режимомера РМ-ЗА. В сб.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей. Материалы Второго Всесоюзного совещания». Т. 2. М., 1966. 9. Серенсен С. В., Козлов Л. А. Несущая способность и расчет на прочность деталей при статистических и переменных напряжениях. «Вестник машиностроения», 1953, № 12. 10. Серенсен С. В., Буглов Е. Г. О программировании испытаний на усталость при статистическом характере нагруженности. «Заводская лаборатория», 1959, № 11. 11. Серенсен С. В., Буглов Е. Г. О прочности деталей в связи с вероятностным представлением

о нагруженности и характеристиках усталости. «Вестник машиностроения», 1960, № 1, 12. *Серенсен С. В., Буглов Е. Г.* О вероятностных представлениях переменной нагруженности деталей машин. «Вестник машиностроения», 1960, № 10. 13. *Серенсен С. В., Бухарин Н. А., Буглов Е. Г., Снытин М. Е.* К установлению режимов переменной напряженности для расчета на усталость. «Вестник машиностроения». 1961, № 1. 14. *Соколов О. В.* Исследование режимов работы механизмов автомобиля в эксплуатационных условиях. М., 1963. 15. *Стефанович Ю. Г., Пожарицкий Л. Н.* Методика исследования нагруженности деталей трансмиссии автомобиля в эксплуатационных условиях с применением методов математической статистики. Тр. НАМИ, вып. 72, 1965. 16. *Стефанович Ю. Г., Пожарицкий Л. Н.* Исследование статистическими методами нагруженности деталей трансмиссий и ходовой части автомобиля ЗИЛ-157К. Тр. НАМИ, вып. 72, 1965. 17. *Цитович И. С., Ровдо В. И., Офенгейм Л. И.* Кривые распределения нагрузок в трансмиссиях грузовых автомобилей (листки для конструктора). Минск, 1968.

И. С. Цитович, Д. М. Гатов, Н. Л. Островерхов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ НА АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

При проектировании автомобиля для правильного выбора размеров основных деталей трансмиссии необходимо знать реальные нагрузки. Расчетное определение максимальных нагрузок производится методами динамического расчета. В первом приближении машинный агрегат автомобиля (двигатель, трансмиссия, колеса, поступательно движущаяся масса автомобиля) можно рассматривать как динамическую колебательную систему, состоящую из сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями. Моменты инерции масс и податливости упругих звеньев определяются экспериментально или расчетом по чертежам деталей. По этим значениям находят моменты инерции масс и податливости упругих звеньев динамической схемы колебательной системы трансмиссии автомобиля. Обычно моменты инерции и податливости деталей приводят к одному общему валу, что необязательно при применении специальных способов моделирования.

Особенностью динамических схем автомобилей является наличие нескольких фрикционных сцеплений. Следует различать два типа сцеплений. К первому типу относятся управляемые сцепления C_d (муфта сцепления) и C_f (фрикцион). В зависимости от положения органа управления это сцепление может быть включено или выключено. При включении поверхности трения могут буксовать или блокироваться. Момент M_c трения между дисками сцепления в начале включения равен нулю, затем возрастает до величины $M_{T.C}$. Закон нарастания момента M_c определен экспериментально и может описываться уравнением

$$M_c = M_{T.C} (1 - e^{-kt}) [1 - (v_d - v_c) d], \quad (1)$$

где v_d, v_c — угловые скорости ведущих и ведомых дисков; d — размерный коэффициент; $k \approx \frac{3}{t_c}$ — коэффициент времени. Здесь t_c — время нарастания момента трения от 0 до $M_{T.C}$ при невращающемся сцеплении.

Второй тип сцепления — неуправляемые сцепления S_m, S_k колес среднего и заднего ведущих мостов с дорогой. Момент $M_{\varphi i}$ трения в этих сцеплениях является переменной величиной, зависящей от вертикальной реакции, радиуса качения ведущих колес и фрикционных свойств контактирующих поверхностей, а также от реактивного момента, передаваемого от картера ведущего моста на раму автомобиля.

Процессы, происходящие в динамических схемах, обусловлены внешним воздействием и начальным состоянием схемы. Внешние воздействия зависят от крутящих моментов (сил), приложенных к массам динамической схемы извне, и от состояния сцеплений (буксуют они или заблокированы). При пробуксовке сцепления динамическая схема распадается на части, разделенные буксующим сцеплением. Момент трения в сцеплении (M_c или M_{φ}) является внешним воздействием для обеих частей схемы. При блокировке части схемы соединяются в одно целое.

Динамическое нагружение трансмиссии автомобиля возникает в различных условиях: при наезде ведущих колес на препятствие, при торможении, при резком трогании с места и т. д. В каждом из перечисленных случаев изменяется внешнее воздействие на динамическую схему.

На рис. 1—4 изображены динамические схемы машинных агрегатов автомобилей ГАЗ-53А, КраЗ-256 и БелАЗ-540. Автомобили ГАЗ-53А и БелАЗ-540 имеют одну, а КраЗ-256 две ведущих оси. Динамическая схема КраЗ-256 (рис. 2) составлена для неблокированного межосевого дифференциала. Динамическая схема автомобиля БелАЗ-540 с гидромеханической трансмиссией составлена в двух вариантах: с непрозрачным (рис. 4) и с прозрачным (рис. 3) гидротрансформатором. Параметры динамических схем приведены в табл. 1.

Моменты инерции сосредоточенных масс обозначаются I с индексами, значения которых указаны ниже, податливости — E с двойным индексом, соответствующим массам, между которыми они расположены. Обозначения масс приняты следующие: D — масса, заменяющая маховик и другие подвижные детали двигателя; C — масса, эквивалентная ведомому диску сцепления и части первичного вала коробки передач; T — массы, образованные из деталей общей ветви трансмиссии (до разветвления); M — массы, образованные из деталей ветви привода ведущих колес среднего моста; K — то же для ветви привода колес заднего моста; A — вращающаяся масса, эквивалентная поступательно движущейся массе автомобиля, момент инерции которой рассчитывается по выражению

$$I_A = \frac{Gr_k^2}{g_k^2 i_p^2 i_0^2}$$

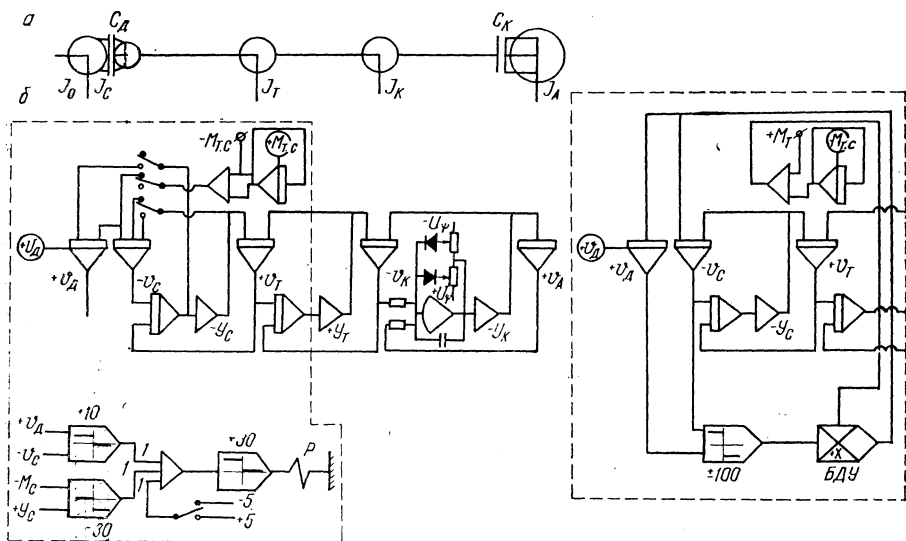


Рис. 1. Динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля ГАЗ-53А.

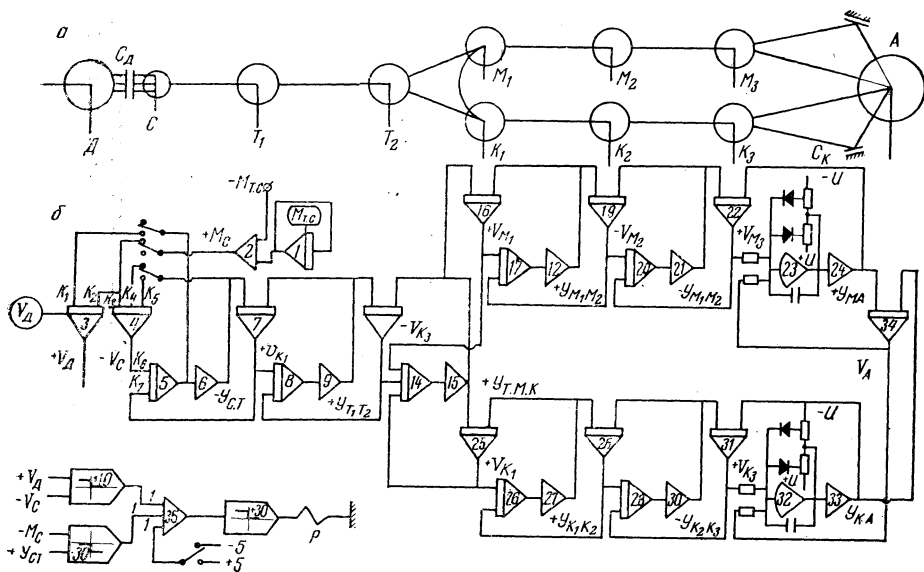


Рис. 2. Динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля КРАЗ-256.

Таблица 1

Моменты инерции масс и податливости звеньев динамических схем машинных агрегатов

| Номер рисунка ^a | Передача | Моменты инерции масс, кг·см·сек ² | | | | | | | | | | | Податливость звеньев, Е·10 ⁶ кг ⁻¹ ·см ⁻¹ | | | | | | | | | |
|----------------------------|----------|--|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|--|-------------------------------|--------|------|-------------------------------|------|-------------------------------|------|-------------------------------|-------------------------------|
| | | D | C | T ₁ | T ₂ | M ₁ | M ₂ | M ₃ | K ₁ | K ₂ | K ₃ | A | C.T | T ₁ T ₂ | T.M.K | T.K | M ₁ M ₂ | M.A | K ₁ K ₂ | KA | M ₂ M ₃ | K ₂ K ₃ |
| 1 | I | 5,15 | 0,185 | 0,0595 | — | — | — | — | 0,204 | — | — | 8,02 | 58,7 | — | — | 4670 | — | — | — | 338 | — | — |
| | IV | 5,15 | 0,185 | 0,806 | — | — | — | — | 8,60 | — | — | 337 | 3,45 | — | — | 111 | — | — | — | 8,25 | — | — |
| 2 | I | 25,4 | 0,852 | 0,781 | 0,188 | 0,0283 | 0,021 | 0,274 | 0,0184 | 0,0135 | 0,274 | 17,2 | 16 | 27,2 | 0,436 | — | 95,6 | 280 | 46,5 | 280 | 4010 | 4010 |
| | IV | 25,4 | 0,852 | 2,26 | 7,18 | 1,04 | 0,795 | 10,3 | 0,714 | 0,508 | 10,4 | 6,25 | 2,3 | 0,714 | 0,0132 | — | 2,52 | 12,6 | 1,23 | 12,6 | 106 | 106 |
| 4 | I | — | — | 13,2 | 3,51 | — | — | — | 5,46 | — | — | 168 | — | — | — | 56,8 | — | — | — | 9,2 | — | — |
| | III | — | — | 3,4 | 49,7 | — | — | — | 60,8 | — | — | 2080 | — | — | — | 4,52 | — | — | — | 0,76 | — | — |

В случае резкого трогания автомобиля с места в начальный момент времени сцепление C_D выключено, масса D вращается с угловой скоростью $v_{D_{нач}}$, соответствующей начальным оборотам двигателя, остальные массы неподвижны, нагрузки в упругих звеньях отсутствуют. По мере включения сцепления C_D момент M_C приводит в движение остальные массы схемы. Уравнения движения масс можно написать на основании принципа Даламбера

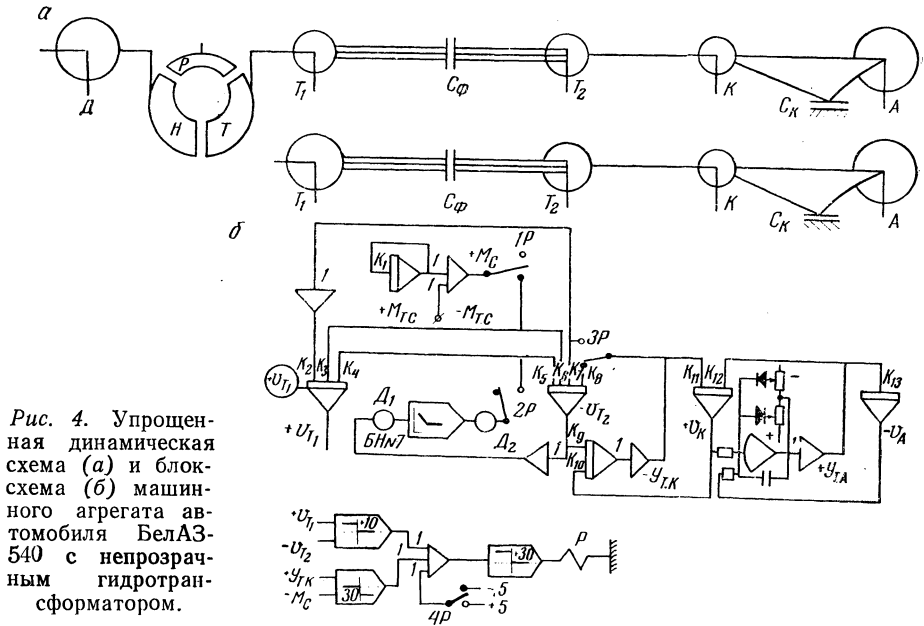


Рис. 4. Упрощенная динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля БелАЗ-540 с непрозрачным гидротрансформатором.

в следующем виде (податливости упругих звеньев приняты постоянными, характеристики звеньев — линейными):

$$I_i \dot{v}_i = Y_{i-1,i} - U_i,$$

$$E_{i,i+1} \dot{Y}_{i,i+1} = v_i - v_{i+1},$$

где I — момент инерции; v — угловая скорость; Y — упругий момент; E — податливость упругого звена; i — индекс (номер) массы.

При выполнении условий

$$v_D = v_C, Y_{C,T} < M_C \frac{I_D + I_C}{I_D} \quad (2)$$

буксование сцепления C_D прекращается. При выполнении условия

$$v_{K.A} > M_{\varphi K} \quad (3)$$

начинается буксование сцепления C_K . В этих случаях исходная система уравнений должна быть заменена новой по табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Уравнения движения масс динамической схемы автомобиля ГАЗ-53А при резком трогании с места

| Состояние сцеплений и уравнения | | | |
|-------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| C_D буксует, C_K не буксует | C_D не буксует, C_K не буксует | C_D не буксует C_K буксует | C_D буксует C_K буксует |
| $I_D \dot{v}_D = -M_C$ | $I_D \dot{v}_D = -Y_{C.T}$ | $I_D \dot{v}_D = -Y_{C.T}$ | $I_D \dot{v}_D = -M_C$ |
| $I_C \dot{v}_C = M_C - Y_{C.T}$ | $I_C \dot{v}_C = -Y_{C.T}$ | $I_C \dot{v}_C = Y_{C.T}$ | $I_C \dot{v}_C = M_C - Y_{C.T}$ |
| $E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$ | $E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$ | $E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$ | $E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$ |
| $I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$ | $I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$ | $I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$ | $I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$ |
| $E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$ | $E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$ | $E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$ | $E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$ |
| $I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$ | $I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$ | $I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$ | $I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$ |
| $I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$ | $I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$ | $I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$ | $I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$ |
| $E_{K.A} \dot{Y}_{K.A} = v_K - v_A$ | $E_{K.A} \dot{Y}_{K.A} = v_K - v_A$ | $Y_{K.A} = M_{\varphi K}$ | $Y_{K.A} = M_{\varphi K}$ |

Обратный переход к исходной системе уравнений происходит при вторичной пробуксовке, т. е. при выполнении условия

$$v_{C.K} > M_C \left(1 + \frac{I_C}{I_D} \right) \quad (4)$$

начала буксования сцепления C_D или условия

$$v_K = v_a \quad (5)$$

прекращения буксования сцепления C_K .

Уравнения движения масс динамических схем других автомобилей имеют аналогичный вид. Межосевой дифференциал в динамической схеме (см. рис. 2, а) обозначается как ответвление от податливости (упругое звено, соединяющее массы T_2 , M_1 и K_1). Уравнения движения масс, соединяемых межосевым дифференциалом, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} I_{T_2} \dot{V}_{T_2} &= Y_{T_2, T_3} - Y_{T_2, M_1, K_1} \\ I_{M_1} \dot{V}_{M_1} &= \frac{1}{2} Y_{T_2, M_1, K_1} - Y_{M_1} \\ I_{K_1} \dot{V}_{K_1} &= \frac{1}{2} Y_{T_2, M_1, K_1} - Y_{K_1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

При блокировке межосевого дифференциала в динамической схеме (см. рис. 2, а) массы T_2 , M_1 и K_1 объединяются в общую массу $I_{T.M.K}$, появляется ответвление от массы $I_{T.M.K}$, движение которой в этом случае описывается уравнением

$$I_{T.M.K} \dot{V}_{T.M.K} = Y_{T_2, T.M.K} - Y_{T.M.K, M_2} - Y_{T.M.K, K_2}. \quad (7)$$

Для определения максимальных динамических нагрузок в звеньях динамических схем необходимо решить уравнения движения масс. При этом надо следить за выполнением условий (2) — (5) начала и прекращения буксования сцеплений и в случае их выполнения производить замену уравнений движения. Конечные значения переменных предыдущей системы уравнений являются начальными условиями для следующей системы.

Уравнения движения удобно решать с помощью аналоговых электронных вычислительных машин (АВМ). АВМ не только позволяют быстро получать необходимое решение, но и выдают его в удобной и наглядной графической форме.

Блок-схема соединений элементов АВМ составляется в соответствии с уравнениями движения (табл. 2) и представляет собой, таким образом, математическую модель динамической схемы. Так как и уравнения и блок-схема являются моделью динамической схемы, имеется возможность составлять блок-схему непосредственно по виду динамической схемы без вывода уравнений движения. Для этого каждый элемент динамической схемы моделируется отдельно и соединяется соответствующим образом с моделями других элементов.

Масса динамической схемы моделируется интегратором, упругое звено моделируется комбинацией интегратора и инвертора, выходы из которых соединены со входами интеграторов, моделирующих массы, связанные в динамической схеме с данным упругим звеном.

Сцепления первого типа (управляемые) можно моделировать несколькими способами. На рис. 1, б слева показана модель сцепления C_d с помощью реле P , контакты которого при выполнении условий (2) или (4) производят соответствующие переключения.

На рис. 1, б справа показан другой тип модели сцепления C_d . Напряжение на выходе блока умножения БДУ, равное $M_c \cdot \text{sign}(v_d - v_c)$ (в соответствующем масштабе), подается на входы интегра-

торов, моделирующих массы D и C , и обеспечивает работу этих интеграторов в точном соответствии с уравнениями движения (см. табл. 1) и с учетом условий (2) и (4).

Сцепления второго типа (неуправляемые) C_M и C_K моделируются с помощью интегратора с ограничением выходного напряжения до величины, соответствующей $M_{\phi i}$, и инвертора. Переход от одной системы уравнений к другой при этом соответствует условиям (3) и (5).

Межосевой дифференциал моделируется как упругое звено, соединяющее массы T_2 , M_1 и K_1 (см. рис. 2) с помощью интегратора 14 и инвертора 15.

Модель гидротрансформатора изображена на рис. 3. Она состоит из блоков деления-умножения (БДУ) № 1, 3, 4 и 6 и нелинейных функциональных блоков БН № 2 и 5. Напряжение на выходе БДУ № 1 пропорционально $i' = \frac{n_T}{n_H}$; БН № 2 и № 5 воспроизводят напряжения, пропорциональные $K = f(i')$ и $\lambda_H = f(i')$, затем с выходов БДУ № 3 и № 6 снимаются напряжения, пропорциональные $M_T = KM_H$ и $M_H = \gamma \lambda n_H^2 D^5$.

Этот способ меняется для моделирования прозрачного гидротрансформатора. Модель непрозрачного гидротрансформатора можно упростить. Она состоит из нелинейного функционального блока № 7 (рис. 4, б), напряжение на выходе которого пропорционально моменту M_T турбины (зависящему при постоянных оборотах насоса только от оборотов турбины). Для получения M_T при различных оборотах турбины и постоянной настройке БН можно пользоваться делителями напряжения D_1 и D_2 на входе и на выходе из БН № 7.

Если момент инерции массы A значительно превосходит моменты инерции других масс, массу A можно заменить заделкой.

Коэффициенты передачи интеграторов и масштабы вычисляются одним из известных способов.

Расчетные нагрузки в трансмиссии автомобилей определены путем решения уравнений движения масс динамической схемы с помощью аналоговой вычислительной машины МНБ-1 по приведенным блок-схемам (рис. 1—4). Результаты расчетов сопоставлены с нагрузками, полученными экспериментальным путем по излагаемой ниже методике для автомобиля ГАЗ-53А.

Двенадцатиканальным светолучевым осциллографом Н-105 на бумажной ленте произведена запись изменяющихся во времени деформаций карданного вала и правой полуоси ведущего моста; угловой скорости коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки перемены передач, позволяющих выяснить существо явлений, происходящих в трансмиссии при динамическом нагружении,

и определять начало, длительность и особенности протекания процесса буксования сцепления; угловых скоростей одного из ведомых и обоих ведущих колес, по относительным величинам которых определялись начало и конец буксования.

В кузове равномерно был размещен груз общим весом 4000 кг, после чего производилось взвешивание.

Для проведения опытов автомобиль устанавливается на горизонтальной сухой асфальтированной площадке, а измерительная аппаратура, соединенная кабелями с датчиками, располагалась рядом с автомобилем. После включения в коробке необходимой передачи по положению дроссельной заслонки фиксировались определенные обороты холостого хода двигателя и производилось интенсивное включение сцепления «броском» педали. Запись процесса на фотобумагу начиналась за 0,2—0,3 сек до броска и заканчивалась после остановки автомобиля или «заглухания» двигателя. Следующий опыт проводился после восстановления первоначальных условий — устранения зазоров в трансмиссии, образовавшихся при возвращении автомобиля задним ходом в исходное положение.

Примерная запись процессов, происходящих при броске педали сцепления на первой передаче, приведена на рис. 5, а, где видно нарастание крутящих моментов на карданном валу ($M_{к.в.}$) и правой полуоси ($M_{п}$), изменение оборотов коленчатого вала $n_{дв}$ до и после броска, начало буксования и последующая блокировка ведомого диска с первичным валом (n_1), а также начало вращения управляемых и ведущих колес.

Величины нагрузок на карданном валу и полуоси могут быть установлены по шкалам, нанесенным на рис. 5, в соответствии с тарировочными зависимостями.

Характерны следующие особенности протекания процесса, замеченные на осциллограмме:

1) обороты коленвала падают (разрежение меток) после броска педали; 2) ведомый диск сцепления вначале буксует, через 0,2—0,3 сек «слипается» и движется вместе с маховиком двигателя около 0,1 сек, после чего снова заметна пробуксовка. Вторичная пробуксовка вызывает уменьшение момента, т. е. раскрутку упругих звеньев трансмиссии; 3) нарастание нагрузок в трансмиссии зависит не только от буксования и блокировки сцепления, а связано с пробуксовкой ведущих колес в контакте с опорной поверхностью. Интенсивность нарастания нагрузок до и после начала вращения ведущих колес различна.

Переднее колесо начинает движение на 0,06—0,07 сек позже ведущих, т. е. имеет место пробуксовка ведущих колес, что наблюдалось визуально. После начала буксования ведущих колес интенсивность нарастания нагрузки падает, однако сами нагрузки продолжают расти, что обусловлено изменением динамической схемы.

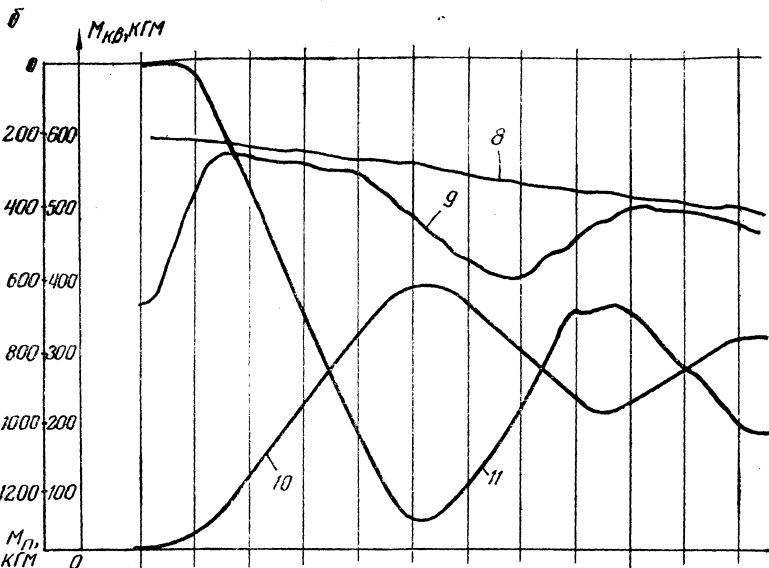
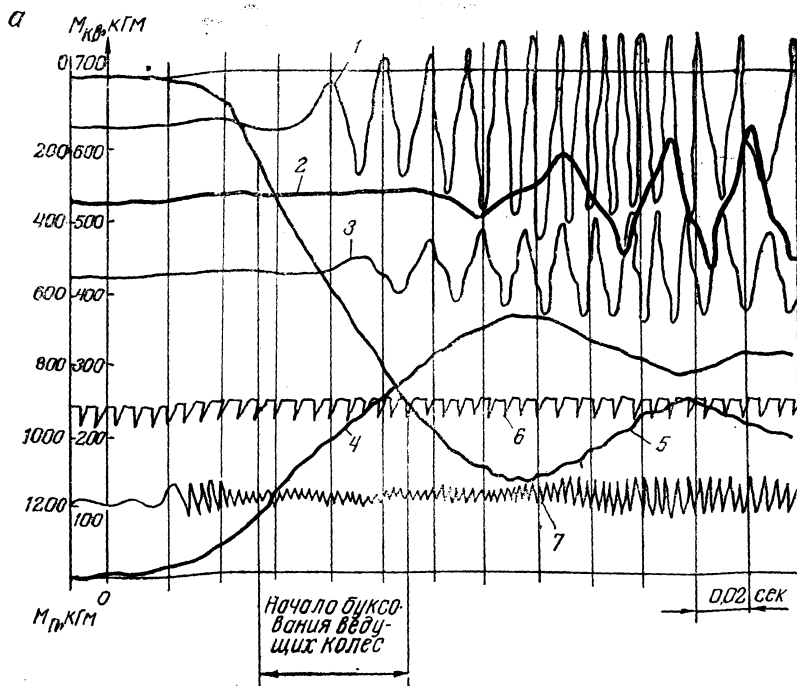


Рис. 5. Осциллограммы изменения крутящих моментов и оборотов при интенсивном включении сцепления автомобиля ГАЗ-53А по опыту (а) и расчету (б):

1 — обороты правого заднего колеса; 2 — обороты переднего колеса; 3 — обороты левого заднего колеса; 4 — крутящий момент на карданном валу; 5 — крутящий момент на полуоси; 6 — обороты коленчатого вала двигателя $n_{дв}$; 7 — обороты первичного вала коробки передач n_1 ; 8 — обороты коленчатого вала двигателя; 9 — обороты первичного вала коробки передач; 10 — крутящий момент на карданном валу; 11 — крутящий момент на полуоси.

Для других передач протекание процесса отличается от описанного на I передаче. В частности, при включении III и особенно IV передач блокировки сцепления и пробуксовки ведущих колес не наблюдается. Однако периодический характер изменения нагрузки, обусловленный колебаниями в трансмиссии, сохраняется для регистрируемых процессов на всех передачах.

Такое же протекание процесса изменения нагрузки наблюдается на всех передачах при решении на аналоговой вычислительной машине.

На рис. 5, б приведена осциллограмма записи решения уравнений движения масс динамической схемы автомобиля ГАЗ-53А (см. рис. 1, а) по блок-схеме рис. 1, б.

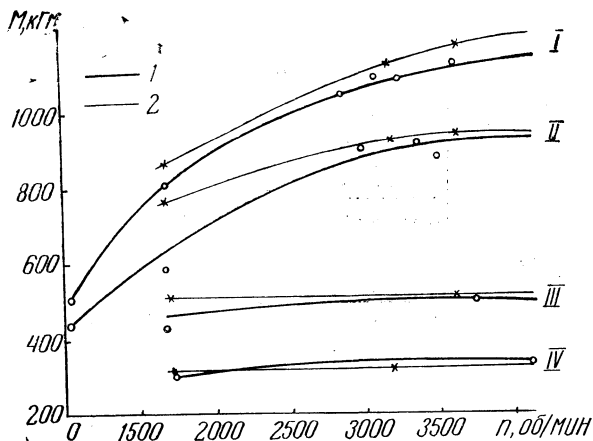


Рис. 6. Сопоставление расчетных (2) и опытных (1) величин максимумов крутящих моментов на полуоси автомобиля ГАЗ-53А.

Характер изменения нагрузок на соответствующих упругих звеньях аналогичен. Частота колебаний расчетного момента несколько выше частоты, полученной опытным путем, что объясняется отсутствием демпфирования в расчетной схеме.

Результаты опытного и расчетного определения нагрузок на всех передачах при разных начальных оборотах двигателя представлены на рис. 6. Опытные данные приведены в табл. 3.

Расчетные величины максимальных динамических нагрузок в большинстве случаев определяются по первому максимуму кривой изменения крутящего момента. В связи с этим уравнения движения масс динамических схем составлены без учета демпфирования (потери на трение, перемешивание масла в картерах агрегатов и др.). По этой причине величины расчетных нагрузок, как правило, на 0,5—12% отличаются от опытных значений. Однако такой результат должен удовлетворить конструктора, которому при проек-

Таблица 3

**Сопоставление опытных и расчетных значений
динамических нагрузок на карданных валах и полуосях автомобилей**

| Авто- мобиль | Пере- дача | Оборо- ты, об/мин | Величины нагрузок, кгм | | | | Разница, % | |
|----------------------------------|---------------|-------------------------|------------------------|-------------|------------------------|-------------|------------------|-------------|
| | | | по опыту | | по расчету | | карданный вал | полуось |
| | | | на кардан- ном валу | на полуосях | на кардан- ном валу | на полуосях | | |
| БелАЗ-540 КрАЗ-256 ГАЗ-53А | I | 1690 | 238 | 810 | 245 | 850 | 3 | 5 |
| | | 3640 | 355 | 1135 | 331 | 1145 | 6,8 | 0,88 |
| | IV | 1750 | 85 | 298 | 95 | 300 | 12,0 | 0,67 |
| | I | — | 698 | 1430 | 702 | 1450 | 0,57 | 1,4 |
| | | IV | — | 416 | 855 | 420 | 865 | 0,96 |
| | I | 1200 | — | — | 1275 | 2000 | — | — |
| 1500 | | — | — | 1230 | 1940 | — | — | |
| | | 2000 | — | — | 1230 | 1940 | — | — |

тировании нового автомобиля действительные нагрузки вообще неизвестны.

Выводы

1. Решение уравнений на АВМ с достаточной точностью описывает реальные процессы в трансмиссии автомобиля.
2. Предлагаемые блок-схемы следует рекомендовать для расчета динамических нагрузок в трансмиссии вновь проектируемых автомобилей.
3. Блок-схемы решения задачи могут набираться из отдельных элементов, соответствующих элементам динамических схем без составления дифференциальных уравнений движения масс.

О. С. Руктешель

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА АНАЛОГОВЫХ МАШИНАХ ПРОЦЕССОВ ТРОГАНИЯ С МЕСТА И ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА ХОДУ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПОД НАГРУЗКОЙ

Достоверный расчет деталей трансмиссии трактора может быть успешно выполнен при правильно выбранном расчетном нагрузочном режиме с учетом динамических нагрузок, являющихся следствием колебательных процессов, происходящих в системе машинного агрегата. Величина этих нагрузок зависит от момента трения между дисками сцепления, сцепляемости ведущих колес с почвой, усилия на крюке трактора, параметров динамической системы машинного агрегата, субъективных качеств водителя и др.

На динамические нагрузки в трансмиссии трактора с переключением передач на ходу влияют также момент трения гидравлически включаемых фрикционных элементов, темп их включения и время разрыва потока мощности на ведущих колесах при переключении передач. В связи с этим представляют интерес процессы трогания с места и переключения передач на ходу под нагрузкой, во время которых в силовой передаче возникают значительные по амплитуде крутильные колебания крутящего момента.

Машинный агрегат исследуемого трактора МТЗ-60 включает в себя двигатель мощностью 60 л. с. при 1800 об/мин, однодисковую муфту сцепления и двухдиапазонную 12-ступенчатую коробку перемены передач КПП, состоящую из планетарного редуктора, собственно коробки и редуктора переключения диапазонов (рабочего и транспортногo). Переключение передач на ходу осуществляется с помощью двух гидравлически управляемых многодисковых фрикционов, установленных на первичном валу КПП, ленточного тормоза и двух муфт свободного хода.

Машинно-тракторный агрегат (МТА) в первом приближении можно заменить динамической моделью, состоящей из системы сосредоточенных масс и безынерционных упругих звеньев, приведенных для удобства исследования переходных процессов при трогании с места к колечатому валу двигателя, а при переключении передач на ходу — ко вторичному валу КПП (рис. 1, а и 2, а).

Моменты инерции масс расчетной системы при исследовании процесса трогания с места равны приведенным моментам инерции следующих элементов реальной системы: движущихся масс двига-

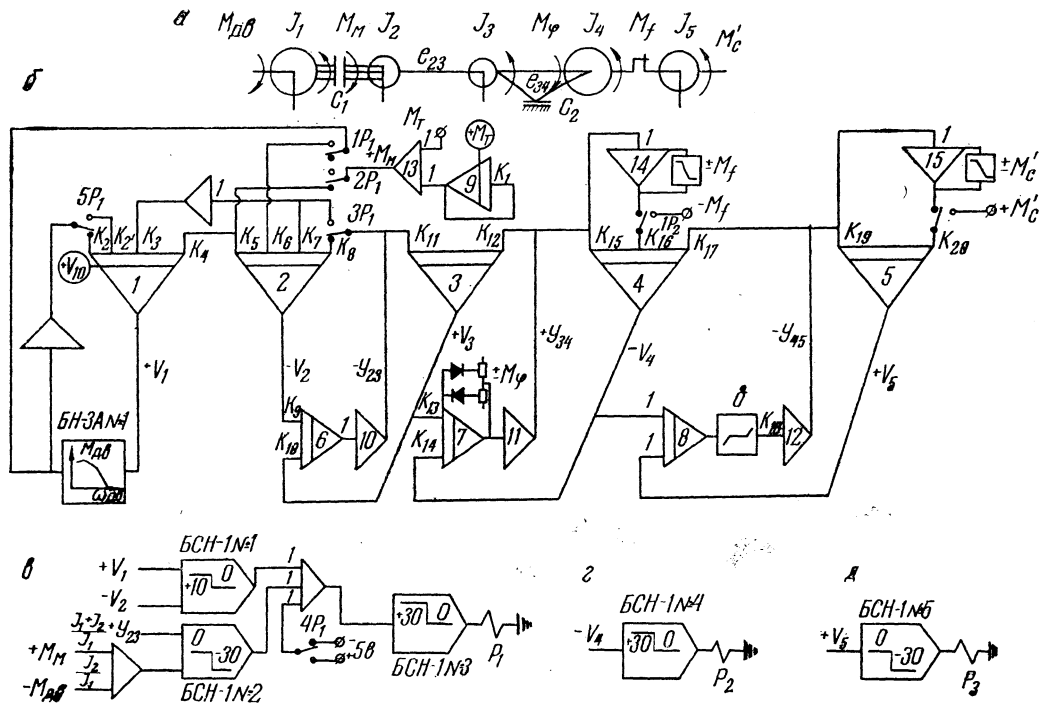


Рис. 1. Динамическая система (а) и блок-схема (б) электронной модели процесса трогания с места и разгона МТА.

теля и ведущих деталей муфты сцепления I_1 ; ведомых деталей муфты сцепления, КПП и части деталей дифференциала I_2 ; части деталей дифференциала, шестерни бортовой передачи и ведущих колес трактора I_3 ; ведомых колес и поступательно движущейся массы трактора I_4 ; вращающихся и поступательно движущихся частей агрегатируемой с трактором сельскохозяйственной машины I_5 .

Упругие звенья системы учитывают приведенные податливости следующих элементов: вала муфты сцепления, валов КПП, бортовой передачи и полуосей e_{23} ; шин ведущих колес e_{34} ; сцепки e_{45} .

Фрикционный элемент C_1 схематически изображает муфту сцепления трактора, а C_2 — сцепление ведущих колес с почвой.

Фрикционные элементы КПП в приведенной динамической системе (рис. 1, а) не показаны, так как при трогании трактора с места и разгоне они включены и не пробуксовывают.

Согласно приведенной динамической системе, процесс трогания с места и разгона МТА можно представить следующим образом.

В начале трогания трактора с места двигатель работает с заданным числом оборотов холостого хода V_{10} , муфта сцепления C_1 включена, в КПП включена рабочая передача, трактор стоит на месте, сцепка провисает. При включении муфты сцепления ее ведомый вал начинает проворачиваться, выбирает зазоры в шлицевых соединениях и зубьях шестерен, закручивает упругие валы трансмиссии, а трактор некоторое время остается неподвижным. Когда момент трения M_m муфты C_1 достигает величины, равной моменту сопротивления на самопередвижение M_f , начинается поступательное движение трактора до тех пор, пока не выберется зазор в сцепке. При дальнейшем увеличении момента муфты сцепления M_m до величины $M_c = M_f + M'_c$ (M'_c — момент сопротивления передвижения сельскохозяйственного орудия) возможно движение всего агрегата при условии, что $M_\varphi > M_c$ (M_φ — момент по сцеплению шин с поверхностью пути). Процесс разгона считаем закончившимся, когда угловая скорость двигателя установится в соответствии с нагрузкой по моменту сопротивления M_c на данной передаче.

Величина момента двигателя определяется по его скоростной характеристике $M_{дв} = f(V_1)$ (V_1 — угловая скорость коленчатого вала).

Изменение момента трения в муфте сцепления при быстром включении с достаточной степенью точности соответствует экспоненциальной зависимости

$$M_m = M_t (1 - e^{-kt}), \quad (1)$$

где M_t — статистический момент трения (47,8 кгм); k — показатель степени, характеризующий темп включения муфты сцепления.

Сцепление S_2 выполняет роль предохранительной муфты, начинающей проскальзывать только при достижении величины $M_{\varphi_{\max}}$.

Таким образом, в общем случае переходные процессы, происходящие в динамической системе (рис. 1, а), могут быть описаны следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \dot{V}_1 &= M_{\text{дв}}(V_1) - M_{\text{м}}(t) & \text{при } t = 0 \quad V_1 = V_{10}, \\ I_2 \dot{V}_2 &= M_{\text{м}}(t) - Y_{23} & \dot{Y}_{23} = \frac{V_2 - V_3}{e_{23}}, \\ I_3 \dot{V}_3 &= Y_{23} - Y_{34} & \dot{Y}_{34} = \frac{V_3 - V_4}{e_{34}}, \\ I_4 \dot{V}_4 &= Y_{34} - M_f - Y_{45} & \dot{Y}_{45} = \frac{V_4 - V_5}{e_{45}}, \\ I_5 \dot{V}_5 &= Y_{45} - M_c \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где V_n — угловая скорость n -й массы; $Y_{n-1, n}$ — упругий момент в звене, соединяющем $n-1$ и n массы ($n = 1, 2, 3, 4, 5$).

При расчетном определении параметров переходных процессов, в частности при определении динамических нагрузок, возникающих при трогании с места и переключении передач на ходу, целесообразно использовать аналоговые вычислительные машины (АВМ), так как решение уравнений движения масс динамической системы машинного агрегата трактора аналитическими методами практически невозможно из-за большого объема вычислительных работ, что обусловлено высоким порядком и нелинейным характером системы уравнений (2).

Поставленная задача решалась на электронной нелинейной моделирующей машине МНБ-1.

При составлении блок-схемы электронной модели процесса трогания с места и разгона МТА (рис. 1, б) использовался инженерный метод [3], позволяющий составить блок-схему без уравнений движения. При этом моменты инерции масс расчетной системы заменяются интеграторами, на входы которых подаются напряжения, пропорциональные упругим моментам или моментам внешних сил в принятом масштабе. Напряжения на выходах этих интеграторов соответствуют угловым скоростям масс. Упругие звенья расчетной динамической системы моделируются двумя усилителями — интегратором и инвертором, напряжения на выходах которых моделируют в соответствующем масштабе нагрузки в упругих звеньях системы.

Аппроксимированная кривая регуляторной характеристики двигателя $M_{\text{дв}} = f(V_1)$ настроена на нелинейном диодном блоке БН-ЗА № 1.

В исходном положении на выход интегратора I (маховик двигателя) подано напряжение в соответствии с начальными оборота-

ми коленчатого вала, а на выход интегратора 9 — напряжение, соответствующее статическому моменту трения M_T . Напряжение на выходах остальных усилителей отсутствует. После пуска возможные этапы работы главной муфты сцепления (буксование, слипание, повторные срывы дисков) обеспечиваются устройством, изображенным на рис. 1, в.

Ограничение трения ведущих колес по величине сцепного момента обеспечивается нелинейным устройством по типу «ограничение координат», собранным в обратной связи интегратора 7.

В начале движения момент сил сопротивления самопередвижению трактора M_f возрастает от нуля до конечной величины так, что соблюдается равенство $Y_{34} = M_f$, после чего начинается движение массы трактора I_4 при постоянном значении M_f , что обеспечивается работой реле P_2 (рис. 1, з).

Зазор в сцепке δ или ее провисание моделируется с помощью схемы «зона нечувствительности». Следовательно, пока напряжение на выходе интегратора 8, соответствующее перемещению массы трактора I_4 , не достигнет значения, равного δ (пока не выберется зазор в сцепке), напряжение на выходе усилителя 12 будет оставаться равным нулю (тяговое усилие на агрегируемое с трактором сельскохозяйственное орудие передаваться не будет).

Моделирование момента сопротивления сельскохозяйственного орудия или прицепа M_c осуществляется аналогично моделированию момента сопротивления самопередвижению трактора M_f и управляется при помощи реле P_3 (рис. 1, д).

Зависимые и независимые переменные в аналоговых вычислителях измеряются в вольтах, а время — в секундах. Для согласования переменных вычислителя с переменными физической задачи необходимо произвести масштабирование. При выборе масштабов использовался метод масштабирования без уравнений движения [2] путем приведения системы к безразмерному виду.

Переход от реальных параметров системы к безразмерным осуществляется по формулам:

$$I_6 = \frac{I}{I_0}, \quad E_6 = \frac{e}{E_0}, \quad (3)$$

при этом E_0 и I_0 подбираются так, чтобы первое было соизмеримо со средней податливостью звеньев системы, а второе со средним значением моментов инерции масс системы. Колебания системы с параметрами I_6 и E_6 будут, очевидно, происходить в $\frac{1}{\sqrt{I_6 E_6}}$ раз медленнее, чем в исходной системе. Поэтому масштаб времени

$$m_t = \frac{1}{\sqrt{I_6 E_6}}. \quad (4)$$

Пользуясь теорией размерностей [1] для масштаба скоростей, получаем выражение

$$m_v = \frac{1}{m_t} = \sqrt{I_0 E_0}. \quad (5)$$

Так как между масштабом скоростей m_v и масштабом моментов m_y существует соотношение $m_y = m_v \sqrt{\frac{E_0}{I_0}}$, то, подставляя в последнее равенство выражение (5), получим

$$m_y = E_0. \quad (6)$$

Масштаб перемещений определится из равенства

$$m_x = m_v m_t. \quad (7)$$

Коэффициенты передачи интеграторов зависят от параметров динамической системы и от принятых масштабов. В данном случае коэффициенты передачи рассчитываются по выражениям: для интеграторов, моделирующих массы,

$$k_i = \frac{I_0}{I_i}; \quad (8)$$

для интеграторов, моделирующих звенья,

$$k_j = \frac{E_0}{e_j}. \quad (9)$$

Динамическая система машинного агрегата трактора МТЗ-60 для исследования процесса переключения передач представлена на рис. 2, а. Здесь приведенный момент инерции подвижных деталей двигателя, главной муфты сцепления и деталей первичного вала КПП обозначен через I_1 ; промежуточного и вторичного валов КПП в сборе, части дифференциала и шестерен конечной передачи — через I_2 ; оставшейся части дифференциала и шестерен конечной передачи, а также ведущих колес трактора — через I_3 ; поступательно движущейся массы трактора, его ведомых колес и сельскохозяйственного орудия или прицепа — через I_4 . Приведенная податливость валов КПП, конечной передачи и полуосей обозначена через e_{23} ; шин ведущих колес — через e_{34} . Гидросистема управления фрикционными КПП трактора МТЗ-60 не содержит специальных устройств, обеспечивающих перекрытие передач по крутящим моментам. Однако предусматривается перекрытие переходных процессов во фрикциях (одновременное заполнение маслом одного и опорожнение другого бустера), что не исключает некоторого перекрытия и по моментам.

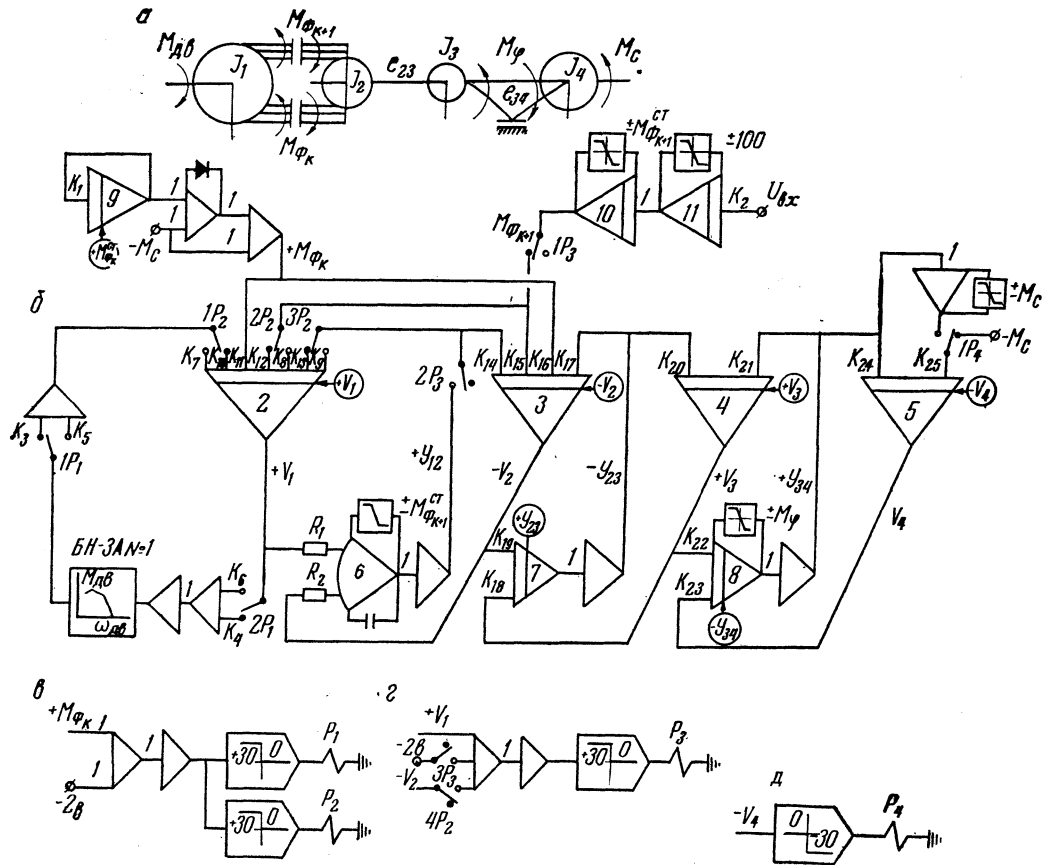


Рис. 2. Динамическая система (а) и блок-схема (б) электронной модели процесса переключения передач на ходу МТА.

Процесс переключения с низшей передачи K на смежную высшую передачу $K + 1$ на ходу трактора МТЗ-60 под нагрузкой может быть рассмотрен на примере элементарного узла коробки передач с двумя параллельными валами: первичным 1 и вторичным 2 (рис. 3), которые связаны между собой двумя зубчатыми парами постоянного зацепления с различными передаточными числами i_K и i_{K+1} .

Процесс переключения на смежную высшую передачу можно разделить на следующие два этапа: первый — передача мощности от вала 1 к валу 2 двумя параллельными потоками; второй — разгон агрегата до скорости установившегося движения сначала с пробуксовкой, а затем без пробуксовки фрикциона Φ_{K+1} .

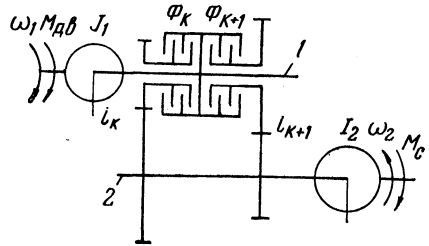


Рис. 3. Элементарный узел КПП с переключением на ходу.

Переключение начинается с одновременным включением фрикциона Φ_{K+1} и выключением Φ_K . Осциллографирование реальных процессов, а также моделирование работы многодискового фрикциона на АВМ позволило установить, что момент трения в выключаемом фрикционе падает по закону, близкому к экспоненциальному, т. е. $M_{\Phi_K} = M_{\tau} e^{-Kt}$, а момент трения во включаемом фрикционе возрастает по квадратичной параболе $M_{\Phi_{K+1}} = Kt^2$.

Первый этап переключения заканчивается, когда мощность, передаваемая через передачу K , становится равной нулю. Кинематическое передаточное отношение остается на первом этапе постоянным и соответствует передаче K .

Вращение валов 1 и 2 (см. рис. 3) в общем случае определяется системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} I_1 \dot{V}_1 &= M_{дв} - M_{\Phi_{K+1}} - M_{\Phi_K}, \\ I_2 \dot{V}_2 &= M_{\Phi_K} i_K \eta + M_{\Phi_{K+1}} i_{K+1} \eta - M_c, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где η — к. п. д. зубчатой пары.

Разгон трактора, следующий за первым этапом, аналогичен разгону при трогании с места и отличается только начальными условиями. При разгоне происходит изменение кинематического передаточного отношения рассматриваемого узла от i_K до i_{K+1} .

Блок-схема моделирования процесса переключения передач на ходу трактора МТЗ-60 представлена на рис. 2, б. При подготовке модели к работе на интеграторы $1, 2, 3, 4, 5$, имитирующие моменты

инерции масс расчетной системы, задаются начальные напряжения, пропорциональные угловым скоростям масс при установившемся движении МТА на низшей передаче K в принятом масштабе, а на интеграторы 6, 7, 8, имитирующие упругие звенья системы, — напряжения, пропорциональные крутящим моментам.

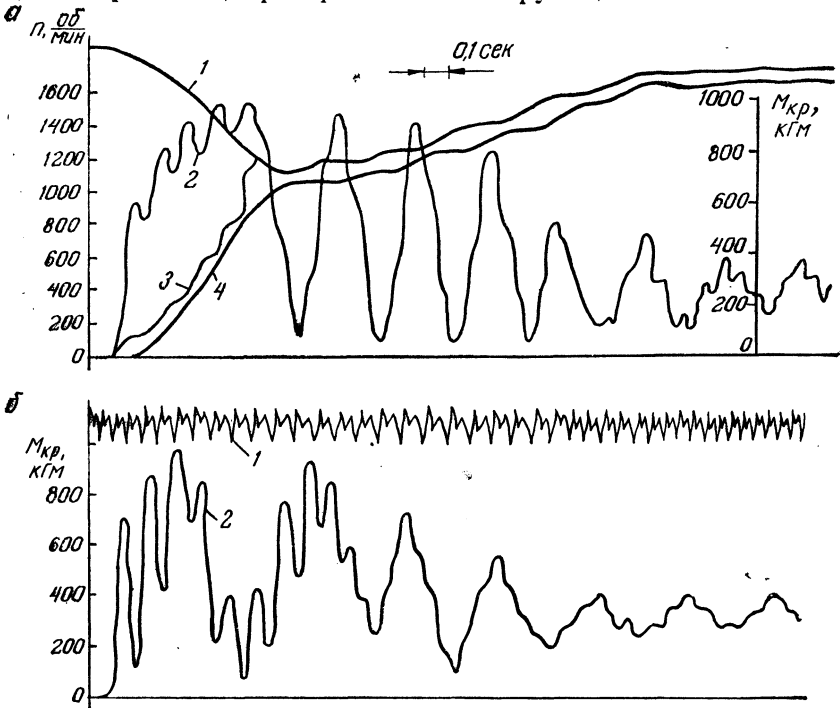


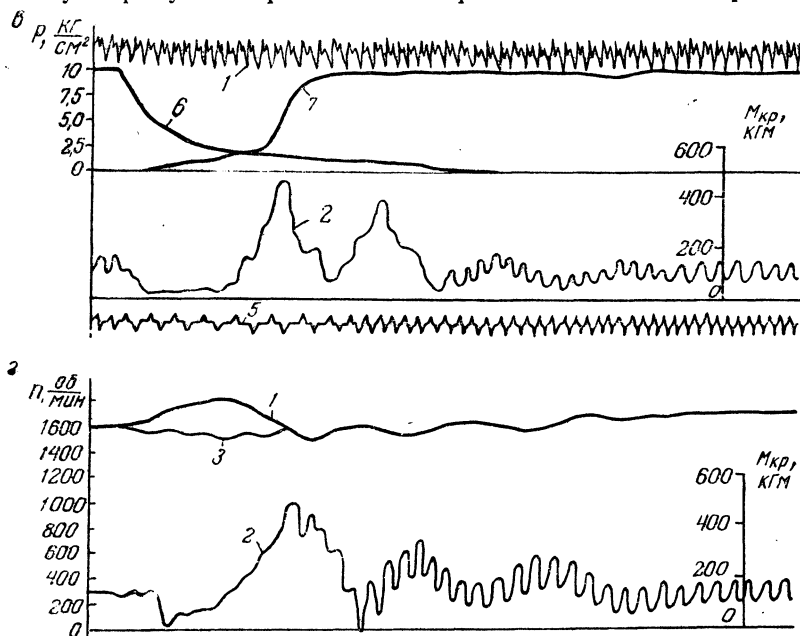
Рис. 4. Образцы осциллограмм процессов трогания с места (а, б) и переключения АВМ (а, б) и при натур-
 1, 3, 4, 5 — угловые скорости соответственно коленчатого вала двигателя, ведомых дисков
 оси ведущего колеса трактора; 6, 7 — давление масла в магистралях

На моменты инерции масс (интеграторы 2 и 3), соединяемые многодисковыми фрикционами, действует в начальный период времени момент трения во фрикционе $M_{ФК}$, равный моменту в остальных упругих звеньях при установившемся движении на данной передаче.

Нарастание момента трения во включаемом фрикционе по закону квадратичной параболы обеспечивается интеграторами 10 и 11, а падение момента трения в выключаемом фрикционе по экспоненциальному закону — интегратором 9.

За условиями перехода между отдельными этапами процесса переключения передач следят устройства в, г и д (см. рис. 2).

Критерием достоверности электронной модели может служить совпадение результатов моделирования и записи реального процесса. В этом случае проверяется как правильность математической модели, так и точность решения ее на вычислительной машине. Поэтому наряду с теоретическими расчетами были проведены



ния передач на ходу на транспорте (в, г), полученные при моделировании на ных испытаниях (б, в):

фрикционов КПП, трактора и промежуточного вала КПП; 2 — крутящий момент на полу-включения фрикционов соответственно III и IV передач.

эксплуатационные испытания трактора МТЗ-60. В натуральных условиях, как и при расчетах, трактор рассматривался на передачах рабочего диапазона в агрегате с плугом ПН-3-35Р на вспашке залежи, а на передачах транспортного диапазона — с прицепом весом 7,5 т на грунтовой дороге. Образцы осциллограмм переходных процессов, полученные в результате моделирования и натуральных испытаний при трогании трактора с места на III передаче и при переключении передач с III на IV транспортного диапазона на ходу, приведены на рис. 4.

Результаты расчета и эксперимента сведены в табл. 1 и 2.

В табл. 1 сравниваются данные, полученные при трогании

Таблица 1

| Диапазон | Передача | Время нарастания момента трения сцепления при расчете t , сек | Величина максимального дина- мического момента на полуоси ведущего колеса, кгм | |
|--------------|----------|--|--|-------|
| | | | расчет | опыт* |
| Рабочий | I | 0,5 | 905 | 807 |
| | | 0,05 | 1012 | 956 |
| | II | 0,5 | 920 | 905 |
| | | 0,05 | 1040 | 1035 |
| | III | 0,5 | 950 | 953 |
| | | 0,05 | 1230 | 1200 |
| | IV | 0,5 | 1010 | 895 |
| | | 0,05 | 1250 | 1291 |
| | V | 0,5 | 815 | 805 |
| | | 0,05 | 950 | 936 |
| | VI | 0,5 | 782 | 740 |
| | | 0,05 | 890 | 832 |
| Транспортный | I | 0,5 | 985 | 1150 |
| | | 0,05 | 1110 | 1380 |
| | II | 0,5 | 955 | 936 |
| | | 0,05 | 1005 | 1248 |
| | III | 0,5 | 980 | 940 |
| | | 0,05 | 1035 | 1180 |
| | IV | 0,5 | 692 | 824 |
| | | 0,05 | 750 | 930 |
| | V | 0,5 | 597 | 730 |
| | | 0,05 | 660 | 850 |
| | VI | 0,5 | 570 | 680 |
| | | 0,05 | 632 | 710 |

* В числителе приведены значения крутящих моментов, возникающих на полуоси при типичном для эксплуатационных условий включении муфты сцепления, в знаменателе — при включении муфты «броском» педали сцепления.

трактора с места и разгоне, в табл. 2 — при переключении передач на ходу.

Выводы

1. Аналоговые вычислительные машины позволяют производить расчет динамических систем, которые содержат существенные нелинейности, без принципиального их упрощения.

Таблица 2

| Диапазон | Переключение передач | Принятое при расчетах время t , сек | | Величина максимального динамического момента на полуоси ведущего колеса, кгМ | |
|--------------|----------------------|--|---|--|------|
| | | падения момента трения в выключаемом фрикционе | нарастания момента трения во включаемом фрикционе | расчет | опыт |
| Рабочий | с III на IV | 0,5 | 1,0 0,5 | 805 880 | 780 |
| | с V на VI | 0,5 | 1,0 0,5 | 798 832 | 765 |
| Транспортный | с III на IV | 0,5 | 1,0 0,5 | 500 548 | 480 |
| | с V на VI | 0,5 | 1,0 0,5 | 347 350 | 420 |

2. Моделирование переходных процессов, происходящих в динамических системах, с использованием АВМ позволяет более полно и детально разобраться в физической сущности явлений и определить величины пиковых нагрузок, действующих при различных условиях эксплуатации в трансмиссии трактора.

3. Электронная модель процесса трогания с места и разгона тракторного агрегата позволяет исследовать как факторы, влияющие на динамические нагрузки при трогании (начальные обороты двигателя, время включения муфты сцепления, момент трения сцепления, сцепляемость ведущих колес с грунтом, сила тяги на крюке, величина зазора в сцепке и др.), так и факторы, определяющие динамику разгона МТА.

4. Электронная модель процесса переключения на смежную высшую передачу на ходу трактора под нагрузкой позволяет определить влияние времени разрыва потока мощности закона изменения и величины момента трения многодисковых фрикционов, времени их включения и выключения на динамические нагрузки и динамику трактора при переключении передач на ходу.

5. Достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о целесообразности использования АВМ для расчета динамических нагрузок в трансмиссиях тракторов с переключением передач на ходу трактора.

Литература

1. Алабужев П. М. и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. М., 1968.
2. Цитович И. С., Гатов Д. М. Исследование автоколебательных процессов в трансмиссиях колесных машин. В сб.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей». Т. II. М., 1966.
3. Цитович И. С. и др. Методика расчета шлицевых соединений трансмиссий автомобилей. Минск, 1967.

Л. А. Молибошко

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ С ПНЕВМОУСИЛИТЕЛЕМ В ПРИВОДЕ СЦЕПЛЕНИЯ

В настоящее время на ряде отечественных и зарубежных автомобилей и тракторов применяются сцепления, в приводе которых устанавливаются механические, электрические, гидравлические или комбинированные сервомеханизмы.

На отечественных автомобилях повышенной грузоподъемности, как правило, применяются пневматические усилители. Это связано, во-первых, с тем, что на таких автомобилях имеется тормозная система с пневматическим приводом. Кроме того, пневмоусилители просты в изготовлении и легко могут быть установлены в механический привод сцепления.

Установка в приводе сцепления пневматического усилителя облегчает управление муфтой сцепления, однако, как показали исследования, может существенно изменить характер протекания переходных процессов в машинном агрегате автомобиля, и при определении работоспособности трансмиссии это необходимо учитывать.

На рис. 1 приведена схема привода сцепления с пневматическим усилителем.

Управление муфтой сцепления 3 осуществляется педалью 1 при помощи механического дистанционного привода, состоящего из системы рычагов и тяг. В механический привод встроен последовательно следящий механизм выключения сцепления 5. Цилиндр пневматического усилителя 4 установлен параллельно механическому приводу.

При нажатии на педаль выключения сцепления через систему рычагов и тяг включается следящий механизм, рабочая полость цилиндра при этом соединяется с ресивером 2 и сжатый воздух подается в цилиндр, снижая усилие на педали, необходимое для выключения муфты сцепления. При отпуске педали система рычагов и тяг возвращается в исходное положение, освобождается шток следящего механизма, который под воздействием пружины закрывает подвод сжатого воздуха к цилиндру, и рабочая полость цилиндра соединяется с атмосферой.

Для исследования процесса включения муфта сцепления и привод заменены механической моделью, в которой вращающиеся

и поступательно движущиеся детали представлены в виде дискретных масс, совершающих поступательное движение, и безынерционных упругих звеньев, соединяющих эти массы. Поскольку отдельные детали движутся с различными скоростями, то механическая

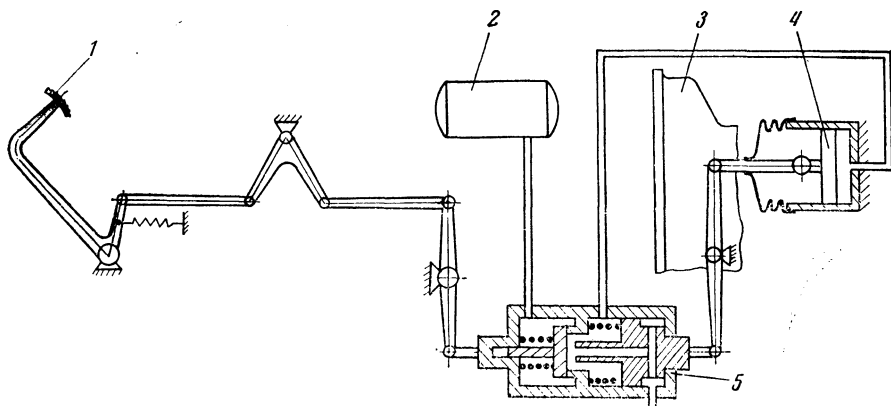


Рис. 1. Схема привода сцепления с пневмоусилителем.

модель заменена приведенной динамической схемой, в которой все массы имеют общую геометрическую ось движения (рис. 2, а).

Параметры динамических схем сцеплений автомобилей Минского (МАЗ-500, МАЗ-503 и др.) и Могилевского (МоАЗ-546, МоАЗ-546Е и др.) автомобильных заводов приведены в табл. 1.

Уравнения движения, описывающие поведение динамической схемы (рис. 2, а), имеют вид

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + \frac{1}{k_1} (x_1 - x_2) &= Q_1; \\
 m_2 \ddot{x}_2 - \frac{1}{k_1} (x_1 - x_2) + \frac{1}{k_2} (x_2 - x_3) &= -Q_2 - T_1 \operatorname{sign} \dot{x}_2; \\
 m_3 \ddot{x}_3 - \frac{1}{k_2} (x_2 - x_3) + \frac{1}{k_3} x_3 &= Q_3 - T_2 \operatorname{sign} \dot{x}_3; \\
 Q_2 &= (p - p_a) F; \\
 p &= p_0 + p \frac{x_2}{x_0} - \frac{RT}{x_0 F} \int_0^{\tau} G_{\text{сек}} dt,
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где R — газовая постоянная для воздуха, $R = 29,26 \frac{M}{1^\circ K}$; T — начальная температура воздуха в цилиндре, $^\circ K$; p_a — атмосферное;

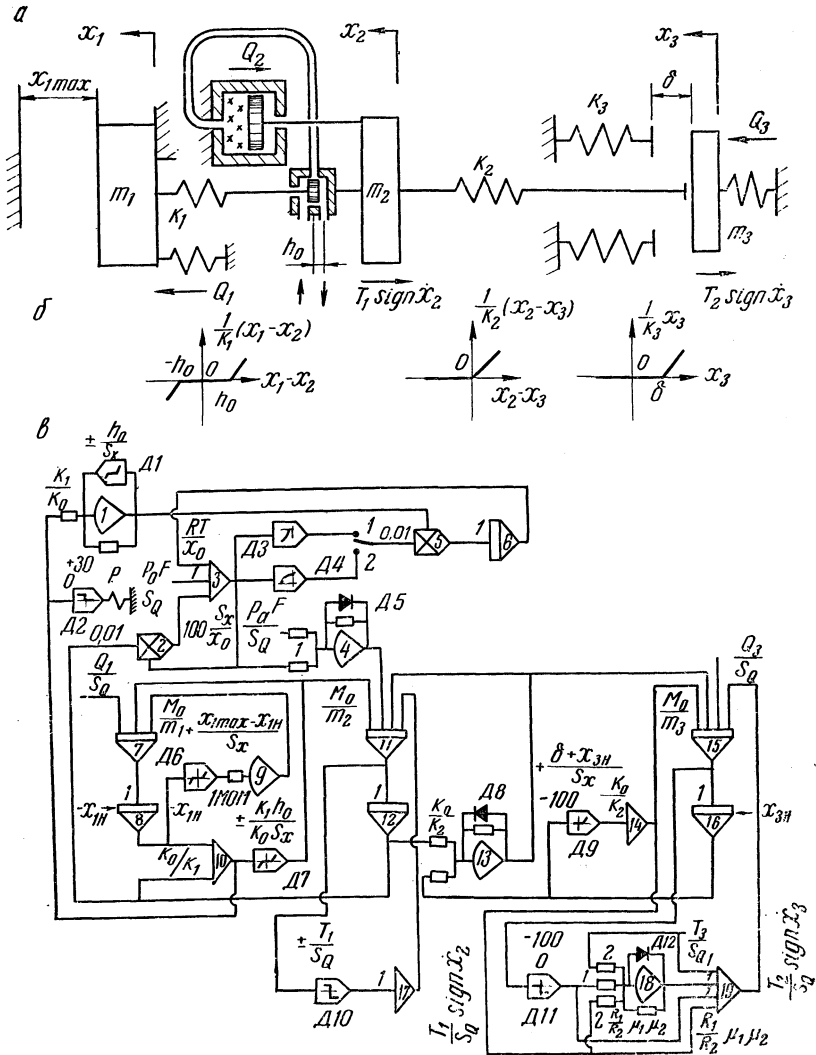


Рис. 2. Динамическая схема и блок-схема для исследования процесса включения сцепления с пневмоусилителем.

давление воздуха, $кг/м^2$; p и p_0 — давление воздуха соответственно в цилиндре и в ресивёре, $кг/м^2$; $G_{сек}$ — секундный расход воздуха, $кг/сек$.

Характеристики упругих звеньев k_1 , k_2 и k_3 приведены на рис. 2, б.

Т а б л и ц а 1

| Параметры | | Марка автомобиля | |
|--|-------------------|-----------------------|-----------------------|
| наименование | обозначение | МоАЗ-546 | МАЗ-500 |
| Масса, $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$ | m_1 | 156 | 612 |
| | m_2 | 32,4 | 12,9 |
| | m_3 | 3,4 | 2,0 |
| Податливость, $\frac{\text{м}}{\text{кг}}$ | k_1 | $0,28 \cdot 10^{-7}$ | $0,18 \cdot 10^{-7}$ |
| | k_2 | $1,26 \cdot 10^{-7}$ | $0,98 \cdot 10^{-7}$ |
| | k_3 | $0,2 \cdot 10^{-7}$ | $0,1 \cdot 10^{-7}$ |
| Зазор, м | δ | $2,8 \cdot 10^{-3}$ | $1,5 \cdot 10^{-3}$ |
| | h_0 | $0,175 \cdot 10^{-3}$ | $0,133 \cdot 10^{-3}$ |
| Ход поршня, соответствующий рабочему объему пневмосистемы, м | x_0 | $5,6 \cdot 10^{-3}$ | $3,0 \cdot 10^{-3}$ |
| | Q_1 | 150 | 350 |
| Усилие, кг | $Q_{2\text{max}}$ | 4000 | 1485 |
| | Q_3 | 1290 | 1840 |
| Сила сопротивления, кг | T_1 | 100 | 100 |
| | T_3 | 40 | 40 |
| Площадь, м ² | f | $0,2 \cdot 10^{-3}$ | $0,26 \cdot 10^{-3}$ |
| | F | 0,0568 | 0,0278 |

При истечении воздуха (опорожнении или наполнении) возможны два режима: надкритический, когда расход воздуха не зависит от давления среды, в которую происходит истечение, и подкритический, когда расход воздуха зависит от давления среды, в которую происходит истечение.

При опорожнении происходит истечение воздуха из цилиндра, и секундный расход можно определить из следующих формул: для надкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f p \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{1}{RT} \frac{h}{h_0}}, \quad (2)$$

для подкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT}} \sqrt{p^2 \frac{k-1}{k} - p^{\frac{k-1}{k}} \frac{h}{h_0}}. \quad (3)$$

При наполнении происходит истечение воздуха из ресивера в цилиндр. В расчетах принято, что давление p_0 в ресивере остается все время постоянным.

Секундный расход в этом случае равен:
для надкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f p_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \frac{1}{RT} \frac{h}{h_0}}, \quad (4)$$

для подкритического режима истечения

$$G_{\text{сек}} = \mu f p_0 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT}} \sqrt{\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \frac{h}{h_0}}. \quad (5)$$

В расчетах принято, что секундный расход воздуха пропорционален величине h хода штока клапана следящего механизма, что учтено отношением $\frac{h}{h_0}$, где h_0 — максимальное перемещение штока. Величина h равна

$$h = x_1 - x_2; \quad |h| \leq h_0. \quad (6)$$

При положительной величине h происходит опорожнение цилиндра пневматического усилителя. При отрицательном значении величины h секундный расход воздуха $G_{\text{сек}}$ становится также величиной отрицательной, что соответствует наполнению цилиндра пневмоусилителя.

Сила сопротивления T_1 перемещению массы m_2 обусловлена в основном трением поршня в цилиндре пневмоусилителя и принята постоянной.

Величина силы сопротивления T_2 перемещению массы m_3 пропорциональна моменту в муфте сцепления. С достаточной для расчетов точностью ее можно принять пропорциональной усилию, возникающему в упругом звене k_3 :

$$T_2 = \mu_1 \mu_2 \frac{R_1}{R_2} \frac{x_3}{k_3} + T_3, \quad (7)$$

где μ_1 , μ_2 — коэффициенты трения соответственно для фрикционных элементов муфты сцепления и для стали по стали; R_1 , R_2 — средние радиусы соответственно фрикционных накладок и направляющих шлицев нажимного диска; T_3 — сила сопротивления перемещению массы m_3 до соприкосновения трущихся поверхностей.

Если принять коэффициент трения μ_1 фрикционных элементов муфты сцепления величиной постоянной, то усилие сжатия, возникающее в упругом звене k_3 , будет пропорционально моменту трения сцепления:

$$M_c(t) = \frac{1}{k_3} x_3 \mu_1 R_1. \quad (8)$$

Аналитическое решение приведенной системы дифференциальных уравнений не представляется возможным, поэтому расчет был проведен с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ).

Блок-схема решения задачи на АВМ приведена на рис. 2, в. Результаты исследования процесса включения сцепления автомобилей МАЗ и МоАЗ показывают, что минимальное время опорожнения цилиндра пневмоусилителя лежит в пределах 0,1—0,6 сек. Минимальное время нарастания момента трения сцепления автомобилей МАЗ составляет около 0,1 сек, а автомобилей МоАЗ — 0,4 сек. Без пневмоусилителя момент трения сцепления нарастает до максимального за 0,01—0,02 сек. Первоначальное кратковременное повышение момента трения сцепления при наличии пневмоусилителя объясняется ударом трущихся поверхностей в момент соприкосновения.

Характер изменения момента трения зависит в значительной степени от характера изменения усилия, создаваемого цилиндром пневмоусилителя.

Изучение результатов решения показывает, что если усилие цилиндра Q_2 превышает суммарное усилие пружин Q_1 и Q_3 на величину

$$\Delta Q = Q_2 - (Q_1 + Q_3), \quad (9)$$

то при включении сцепления величина ΔQ уменьшается при практически неподвижных массах. Когда ΔQ становится отрицательной величиной, массы начинают перемещаться.

Если максимальное усилие $Q_{2\max}$, создаваемое цилиндром пневмоусилителя, равно или превышает усилие пружин сцепления Q_3 , что имеет место на автомобилях МоАЗ, то, пока между трущимися поверхностями имеется зазор δ , среднее значение Q_2 равно Q_3 ; если же $Q_{2\max}$ меньше Q_3 , что имеет место на автомобилях МАЗ, то при наличии зазора δ усилие цилиндра Q_2 равно максимальному $Q_{2\max}$, и оно начнет уменьшаться только тогда, когда зазор δ будет выбран.

Таким образом, пока в процессе включения сцепления в муфте имеется зазор δ , усилие Q_2 , создаваемое цилиндром усилителя, практически остается постоянным.

Наличие сил сопротивления в системе, а также пружин в клапане следящего механизма несколько изменяет величину усилия, создаваемого цилиндром пневмоусилителя при выборе зазора в муфте сцепления, но не изменяет характера протекания процесса включения сцепления.

Как показали исследования, при выборе параметров муфты сцепления и привода величину максимального усилия цилиндра пневмоусилителя $Q_{2\max}$ следует выбирать равной усилию пружин сцепления Q_3 , а минимальное время опорожнения цилиндра — равным 0,4—0,5 сек. При таких параметрах обеспечивается, помимо других требований, предъявляемых к сцеплению, легкость управления, а также плавность включения.

Исследование влияния оттяжной пружины и пружин клапана следящего механизма показывает, что они являются необходимыми

элементами для включения сцепления. При их отсутствии сцепление, у которого максимальное усилие цилиндра Q_{max} равно или превышает усилие пружин сцепления Q_3 , вообще не может быть включено. Это отчетливо видно из анализа работы клапана следящего механизма.

Часть усилий оттяжной пружины и пружин клапана следящего механизма при включении сцепления идет на преодоление сил трения в шарнирных сочленениях рычагов и тяг, а также в самом клапане. Силы в шарнирах зависят от ряда факторов (зазоров, смазки и т. д.) и могут колебаться в значительных пределах. В связи с этим для обеспечения нормальной работы пневматического усилителя клапан следящего механизма необходимо располагать по возможности ближе к педали сцепления, чтобы исключить влияние сил трения в шарнирных сочленениях. Уменьшение и стабилизация сил трения в приводе также способствуют нормальной работе пневмоусилителя.

Следует отметить, что уменьшение сил сопротивления в сцеплении увеличивает склонность системы, состоящей из привода с пневмоусилителем и муфты, к автоколебаниям, однако при существующих силах сопротивления автоколебания не представляют опасности, даже если полностью устранить силы трения в шарнирных сочленениях.

Величина динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии, в значительной степени зависит от процессов, протекающих в сцеплении, которые, в свою очередь, определяются конструкцией и параметрами муфты и привода.

Сложная структура машинного агрегата автомобиля не позволяет составить непосредственно для него уравнения движения. В связи с этим машинный агрегат заменен четырехзвенной приведенной динамической схемой, в которой вращающиеся и поступательно движущиеся детали двигателя, трансмиссия, а также поступательно движущаяся масса автомобиля представлены в виде дискретных маховых масс, соединенных между собой безынерционными упругими звеньями (рис. 3, а).

Дифференциальные уравнения движения, описывающие систему при трогании с места, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\text{дв}} (\dot{\varphi}_1), \quad \frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2) \leq M_c(t); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_1} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_1} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_2} (\varphi_3 - \varphi_4) + (M_{\text{ХХ}} + M_{\eta}) \text{sign } \dot{\varphi}_3 &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{1}{e_2} (\varphi_3 - \varphi_4) + \frac{1}{e_3} (\varphi_4 - \varphi_5) + r(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) &= 0, \quad \frac{1}{e_3} (\varphi_4 - \varphi_5) \leq M_f; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{1}{e_3} (\varphi_4 - \varphi_5) - r(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) &= -M_f \text{sign } \dot{\varphi}_5. \end{aligned} \right\} (10)$$

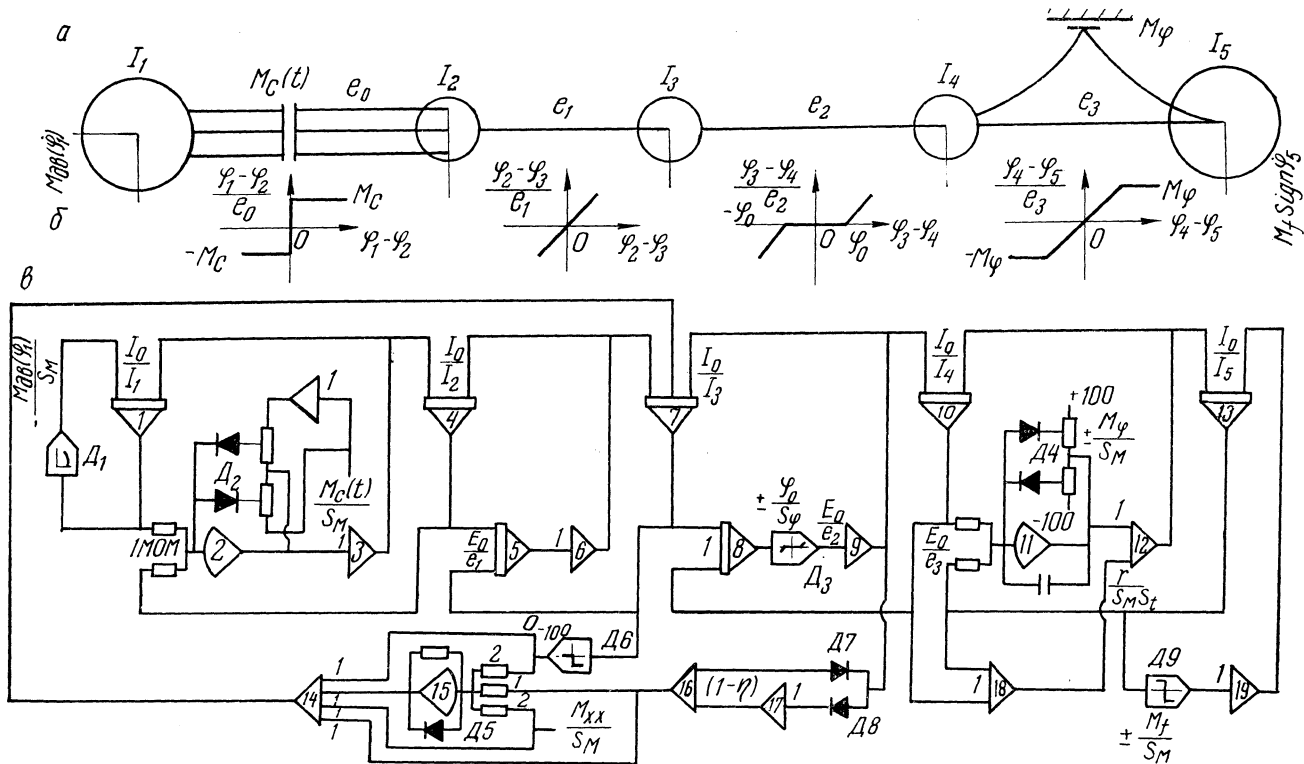


Рис. 3. Динамическая схема и блок-схема для определения динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля при трогании с места.

Характеристики упругих звеньев приведены на рис. 3, б.

Величина e_0 равна тангенциальной податливости фрикционных дисков сцепления, а выражение $\frac{1}{e_0} (\varphi_1 - \varphi_2)$ — моменту в муфте сцепления в процессе включения. Величина этого момента ограничивается моментом трения муфты сцепления, который определяется по формуле (8).

Момент $M_{дв}$ (φ_1) представляет собой внешнюю характеристику двигателя.

Общий момент сопротивления трансмиссии, согласно рекомендациям В. А. Иларионова [1], представлен в виде двух составляющих: момента $M_{ХХ}$, учитывающего затраты энергии на разбрызгивание масла в трансмиссии (гидравлические потери), и момента M_η , вызванного потерями на трение в узлах, передающих нагрузку. Момент $M_{ХХ}$ характеризует сопротивление трансмиссии при работе без нагрузки на холостом ходу.

Момент M_η практически не зависит от скорости вращения деталей и увеличивается при увеличении передаваемого момента. Момент $M_{ХХ}$, напротив, возрастает с увеличением скорости и не зависит от передаваемого момента.

Для случая трогания с места момент $M_{ХХ}$ принят постоянным и равен

$$M_{ХХ} = \frac{3 \cdot 10^{-3} G_a r_k}{i}, \quad (11)$$

где G_a — полный вес автомобиля, $\kappa\Gamma$; r_k — радиус ведущего колеса, m ; i — передаточное число трансмиссии.

Момент M_η равен

$$M_\eta = (1 - \eta) \frac{1}{e_2} (\varphi_3 - \varphi_4), \quad (12)$$

где η — к. п. д. трансмиссии.

Блок-схема решения системы дифференциальных уравнений (10) на АВМ приведена на рис. 3, в.

Как указывалось, момент $M_c(t)$ пропорционален усилию в упругом звене k_3 (рис. 2, а). Напряжение, пропорциональное моменту $M_c(t)$, для ввода в электронную модель машинного агрегата автомобиля берется из электронной модели сцепления.

Следует отметить, что при совместной работе этих двух электронных моделей (см. рис. 2, в и 3, в) должно быть выдержано равенство масштабов времени.

Расчеты показывают, что при резком трогании с места пневмоусилитель сцепления снижает у автомобилей МоАЗ динамическую нагруженность деталей трансмиссии, расположенных за коробкой передач, примерно в 1,5 раза и практически не оказывает влияния

на нагруженность трансмиссии автомобилей МАЗ, что связано со временем и характером нарастания момента трения сцепления.

Установка в привод сцепления автомобиля МАЗ-500 пневмоусилителя с параметрами, выбранными согласно приведенным выше рекомендациям, позволяет снизить также примерно в 1,5 раза динамические нагрузки в трансмиссии при резком трогании с места.

Таким образом, пневмоусилитель сцепления, помимо своего основного назначения — облегчать управление муфтой сцепления, — способен снижать динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии автомобиля при трогании с места.

Наряду с теоретическими исследованиями были проведены натурные испытания с целью исследовать: процесс включения сцепления при наличии в приводе пневматического усилителя; влияние параметров привода на динамику включения муфты сцепления; влияние параметров привода сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии при трогании с места.

Экспериментальные исследования проводились на автомобилях МоАЗ-546, МоАЗ-546Е, а также на инерционном стенде МАЗ-500.

Сравнение результатов экспериментального и теоретического исследования процесса включения сцепления, а также динамической нагруженности трансмиссии дает достаточно близкое качественное и количественное совпадение, что позволяет сделать вывод о правильности математического описания колебательных процессов в трансмиссиях автомобилей в переходном режиме при наличии в приводе сцепления пневматического усилителя.

Л и т е р а т у р а

Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., 1966.

Л. И. Офенгейм

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ИХ НАЧАЛЬНОЙ РЕГУЛИРОВКИ

Долговечность и статическая грузоподъемность подшипников качения в значительной мере зависят от характера распределения нагрузки по элементам качения в пределах зоны нагружения подшипника. Вопрос о распределении нагрузки в радиальных подшипниках качения исследован в работах [1, 4], а в радиально-упорных подшипниках — в работах [2, 3], однако в них не отражено влияние начальной регулировки подшипников на характер распределения нагрузки и на их работоспособность.

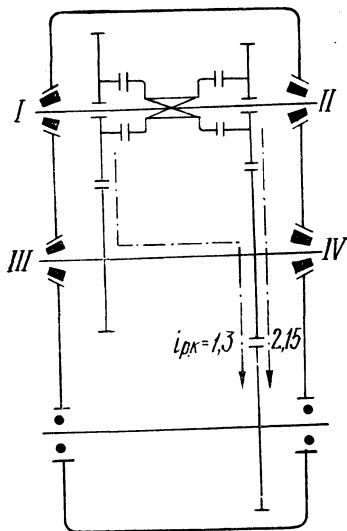


Рис. 1. Кинематическая схема раздаточной коробки.

В настоящей работе рассматривается распределение нагрузки в радиально-упорных подшипниках качения при различных видах их начальной регулировки. Опыты проводились на раздаточной коробке грузового автомобиля УРАЛ-375, являющейся составной частью стенда для испытания раздаточных коробок. Схема коробки проведена на рис. 1. Непосредственными объектами исследования были конические роликоподшипники первичного и промежуточного валов. Основные параметры исследуемых подшипников приведены в табл. 1. Значения радиальных нагрузок на опоры (R) и осевых нагрузок на зубчатых колесах (A_3) для каждой ступени коробки ($i_{р.к} = 1,3$ и $2,15$), выраженные в долях крутящего момента (M) на первичном валу раздаточной коробки, даны в табл. 2.

Распределение нагрузки в подшипниках определялось методом тензометрирования с применением проволочных тензодатчиков сопротивления. Рабочий тензодатчик был наклеен на внутреннее,

Распределение нагрузки в подшипниках определялось методом тензометрирования с применением проволочных тензодатчиков сопротивления. Рабочий тензодатчик был наклеен на внутреннее,

Таблица 1

Конструктивные параметры конических роликоподшипников раздаточной коробки

| Вал | Номер опоры по схеме | Номер подшипника по ГОСТу | Габариты, мм | | | Количество роликов z | Угол контак-та β |
|---------------|----------------------|---------------------------|--------------|-----|------|------------------------|------------------------|
| | | | d | D | T | | |
| Первичный | I и II | 7312 | 60 | 130 | 34 | 14 | $11^{\circ}30'$ |
| Промежуточный | III—IV | 7610 | 50 | 110 | 42,5 | 13 | $11^{\circ}10'$ |

Таблица 2

Величины радиальных нагрузок на подшипники R и осевых нагрузок A_s , выраженные в долях крутящего момента M на первичном валу раздаточной коробки

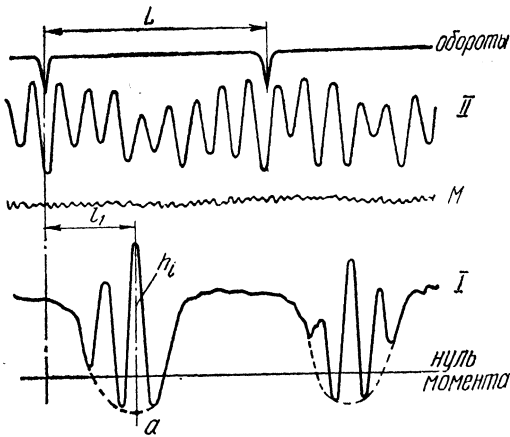
| $i_{p.k}$ | Первичный вал | | | Промежуточный вал | | |
|-----------|---------------|----------|-------|-------------------|----------|-------|
| | R_I | R_{II} | A_s | R_{III} | R_{IV} | A_s |
| 1,3 | 12,1M | 3,65M | 4,96M | 12,8M | 10,15M | 0,92M |
| 2,15 | 3,65M | 17,4M | 6,68M | 3,48M | 12,13M | — |

вращающееся кольцо подшипника в круговую канавку, шлифованную на внутренней стороне кольца; компенсационный тензодатчик наклеивался на отдельную металлическую пластинку, закрепленную на валу исследуемого подшипника. Рабочий и компенсационный тензодатчики каждого подшипника соединялись в измерительный полумостик, подключенный к тензоусилителю типа ТА-5. При вращении внутреннего кольца подшипника участок кольца вместе с наклеенным на него тензодатчиком последовательно вступал в контакт со всеми телами качения, находящимися в зоне нагружения подшипника. Возникающие при этом деформации тензодатчика пропорциональны величине усилия P , действующего на тело качения. Наличие одного рабочего датчика на кольце подшипника обеспечивало стабильность показаний при опытах и исключало необходимость в предварительной тарировке подшипника.

Показания тензодатчиков подшипников записывались на фотобумагу с помощью осциллографа Н-105. Одновременно производилась запись величины крутящего момента M на первичном валу раздаточной коробки и показаний индукционного датчика оборотов первичного вала. Отметка датчика оборотов принималась за начало отсчета угла поворота подшипника при построении экспериментальных эпюр распределения нагрузки в подшипнике.

Испытания проводились при трех видах начальной регулировки подшипников (осевой зазор, нулевой зазор, осевой преднатяг) и нескольких уровнях крутящего момента на первичном валу раз-

даточной коробки. Для получения достаточного количества точек, необходимых для построения эпюры распределения нагрузки в подшипнике, запись показаний тензодатчиков производилась за 30—40 оборотов подшипника. На рис. 2 показан образец осциллограммы с записью всех параметров.



Обработка осциллограмм заключалась в измерении ординат h_i , пропорциональных величине усилия P_i на тело качения, и в определении угла поворота подшипника φ_i от начальной точки вращения кольца до момента контакта тензодатчика с телом качения. Величина угла φ определялась из соотношения

$$\varphi_i = 360^\circ \frac{l_i}{L}, \quad (1)$$

где L — расстояние по осциллограмме между двумя последовательными отметками датчика оборотов; l_i — расстояние от начальной точки вращения подшипника до измеряемой ординаты.

Для построения эпюр распределения нагрузки в подшипнике величины ординат h_i группировались по интервалам, соответствующим повороту подшипника на угол 10° . В качестве окончательной величины ординаты h для каждого интервала принималось среднеарифметическое всех величин, входящих в данный интервал.

На рис. 3 приведены эпюры распределения нагрузки в подшипниках опор I и II первичного вала раздаточной коробки при различных видах начальной регулировки подшипников и разных величинах крутящего момента. Аналогичные эпюры получены и для подшипников опор III и IV промежуточного вала.

Экспериментальные эпюры распределения нагрузки позволяют определить действительную зону нагружения подшипника $2\varphi_{гр}$, рассчитать параметр нагруженности подшипника

$$\lambda = \frac{R \operatorname{tg} \beta}{A}$$

и дать оценку влияния реального распределения нагрузки в подшипнике на его долговечность и статическую грузоподъемность.

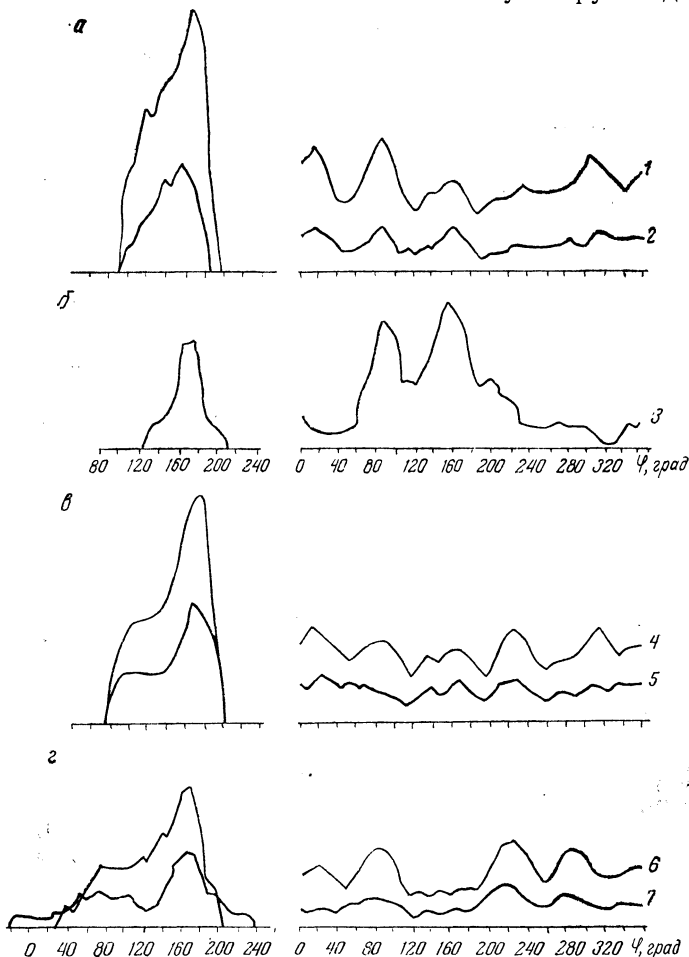


Рис. 3. Экспериментальные эпюры распределения нагрузки в подшипниках опоры I и II первичного вала:

а, б—осевой зазор $\Delta_s = 0,25$ мм соответственно при $i_{p,k} = 1,3$ и $i_{p,k} = 2,15$;
 в—нулевой зазор при $i_{p,k} = 1,3$; г—осевой натяг $A_{\text{п}} \approx 1000$ кгМ при $i_{p,k} = 1,3$;
 1— $M = 190$ кгМ; 2— $M = 70$ кгМ; 3— $M = 150$ кгМ; 4— $M = 164$ кгМ; 5— $M = 85$ кгМ;
 6— $M = 140$ кгМ; 7— $M = 60$ кгМ.

Для оценки этих качеств подшипника могут служить коэффициенты K_λ и $K_{\text{ст}}$. Первый из них служит для определения приведенной нагрузки подшипника согласно уравнению

$$Q_{\text{пр}} = K_{\lambda} R, \quad (2)$$

а второй — для нахождения статической грузоподъемности подшипника $Q_{\text{ст}\lambda}$ при данном распределении нагрузки в подшипнике

$$Q_{\text{ст}\lambda} = K_{\text{ст}} Q_{\text{ст}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{ст}}$ — каталожное значение статической грузоподъемности подшипника.

Путем несложных расчетов можно показать, что коэффициенты K_{λ} и $K_{\text{ст}}$ могут быть определены на основе экспериментальных эпюр распределения нагрузки по формулам:

$$K_{\lambda} = \frac{0,552}{P_0 \cos \beta} \sqrt[3,33]{\sum P_i^{3,33}}, \quad (4)$$

$$K_{\text{ст}} = \frac{P_0}{P_{\text{мах эксп}}}, \quad (5)$$

где P_i — усилие на любое i -е тело качения в пределах нагруженной зоны подшипника по экспериментальной эпюре нагружения; $P_{\text{мах эксп}}$ — максимальное усилие на тело качения по экспериментальной эпюре; P_0 — усилие на наиболее нагруженное тело качения при теоретическом распределении нагрузки по нагруженной зоне $2\varphi_{\text{гр}} = 180^\circ$.

Размеры нагруженной зоны подшипника $2\varphi_{\text{гр}}$, соответствующие им значения параметра λ и найденные по формулам (4) и (5) значения коэффициентов K_{λ} и $K_{\text{ст}}$ для подшипников опор I и II первичного вала раздаточной коробки приведены в табл. 3.

Таблица 3

Экспериментальные значения величин $2\varphi_{\text{гр}}$, λ и коэффициентов K_{λ} , $K_{\text{ст}}$ для подшипников опор I и II первичного вала раздаточной коробки

| $t_{\text{р.к}}$ | Вид регулировки | M , кгм | Подшипник опоры I | | | | Подшипник опоры II | | | |
|------------------|--|--------------|------------------------|-----------|---------------|-----------------|------------------------|-----------|---------------|-----------------|
| | | | $2\varphi_{\text{гр}}$ | λ | K_{λ} | $K_{\text{ст}}$ | $2\varphi_{\text{гр}}$ | λ | K_{λ} | $K_{\text{ст}}$ |
| 2,15 | Осевой зазор 0,25 мм | 82 | 90° | 0,95 | 1,53 | 0,46 | — | — | — | — |
| | | 150 | 90° | 0,95 | 1,56 | 0,46 | 360° | 0,44 | 1,46 | 0,59 |
| | | 250 | 90° | 0,95 | 1,47 | 0,51 | " | 0,44 | 1,52 | 0,64 |
| 1,3 | Осевой зазор 0,25 мм | 70 | 100° | 0,93 | 1,25 | 0,63 | " | 0,094 | 4,70 | 0,24 |
| | | 190 | 110° | 0,92 | 1,12 | 0,68 | " | 0,094 | 4,45 | 0,26 |
| | | 264 | 110° | 0,92 | 1,17 | 0,69 | " | 0,094 | 4,52 | 0,25 |
| | Нулевой зазор | 85 | 124° | 0,90 | 1,11 | 0,69 | " | 0,094 | 4,41 | 0,23 |
| | | 164 | 124° | 0,90 | 1,15 | 0,67 | " | 0,094 | 4,40 | 0,28 |
| | | 254 | 130° | 0,87 | 1,11 | 0,68 | " | 0,094 | 4,42 | 0,23 |
| | Осевой натяг $A_{\text{н}} \approx 1000$ кг | 60 | 260° | 0,64 | 1,13 | 0,70 | " | 0,082 | 6,12 | 0,16 |
| | | 140 | 180° | 0,80 | 1,03 | 0,74 | " | 0,090 | 4,82 | 0,23 |
| | | 240 | 180° | 0,80 | 1,05 | 0,76 | " | 0,090 | 4,88 | 0,24 |

Данные табл. 3 и экспериментальные эпюры распределения нагрузки показывают, что регулировка подшипников в первую очередь оказывает влияние на протяженность зоны нагружения $2\varphi_{гр}$ и параметр нагруженности λ . Особенно четко это проявляется в подшипнике опоры I, нагруженном только внешней радиальной нагрузкой R . Так, при работе раздаточной коробки на низшей передаче ($i_{р.к} = 2,15$) и начальной регулировке подшипников с осевым зазором $\Delta = 0,25$ мм фактическая зона нагружения составляет всего 90° . Переход на высшую передачу ($i_{р.к} = 1,3$) при этой же регулировке подшипников приводит к увеличению зоны нагружения до $100-110^\circ$. Увеличение нагруженной зоны подшипника и соответствующее снижение параметра λ в данном случае вызвано изменением в соотношении величин внешних нагрузок, действующих на опоры вала (см. табл. 2). При регулировке подшипников с нулевым зазором размер нагруженной зоны подшипника достигает 124° .

Для двух рассмотренных видов регулировки характерно то, что в отличие от радиальных подшипников качения в радиально-упорных подшипниках протяженность зоны нагружения практически не зависит от абсолютного значения величин внешней нагрузки на опоры. Величина внешней нагрузки, как видно из эпюр распределения нагрузки и данных табл. 3, начинает оказывать влияние на нагруженность подшипника лишь при начальной регулировке подшипников с осевым преднатягом.

Уменьшение размеров нагруженной зоны подшипника и обусловленное этим снижение количества тел качения, воспринимающих действующую на подшипник нагрузку, приводит к снижению работоспособности подшипника. Приведенные в табл. 3 значения коэффициентов K_λ и $K_{ст}$ подтверждают это положение (долговечность подшипника обратно пропорциональна величине $K_\lambda^{3,33}$, а статическая грузоподъемность подшипника пропорциональна коэффициенту $K_{ст}$). Подшипник опоры II первичного вала нагружен комбинированной нагрузкой (радиальной R и осевой A). При включении в раздаточной коробке высшей передачи основную нагрузку на этот подшипник создает осевое усилие A_3 . Поэтому, как видно из эпюр (см. рис. 3), распределение нагрузки в этом подшипнике при всех видах начальной регулировки имеет примерно одинаковый характер: нагруженная зона подшипника равна 360° , а параметр нагруженности $\lambda \approx 0,094$. По этой причине коэффициенты приведения K_λ и $K_{ст}$ в данном случае остаются почти без изменений. Исключение составляет лишь регулировка подшипников с осевым преднатягом, когда при малом крутящем моменте ($M \approx 60$ кгм) под действием дополнительного усилия преднатяга коэффициент K_λ возрастает до 6,12, а коэффициент $K_{ст}$ снижается до 0,16.

Изменение в соотношении внешних нагрузок на опоры оказывает влияние также и на подшипник II. В частности, переход на низшую ступень в раздаточной коробке приводит к значительному изменению параметра нагруженности λ и коэффициентов K_λ и $K_{ст}$.

На рис. 4 приведены экспериментальные значения коэффициентов K_λ и $K_{ст}$ для подшипников опор первичного и промежуточного валов в зависимости от значений параметра λ и размера

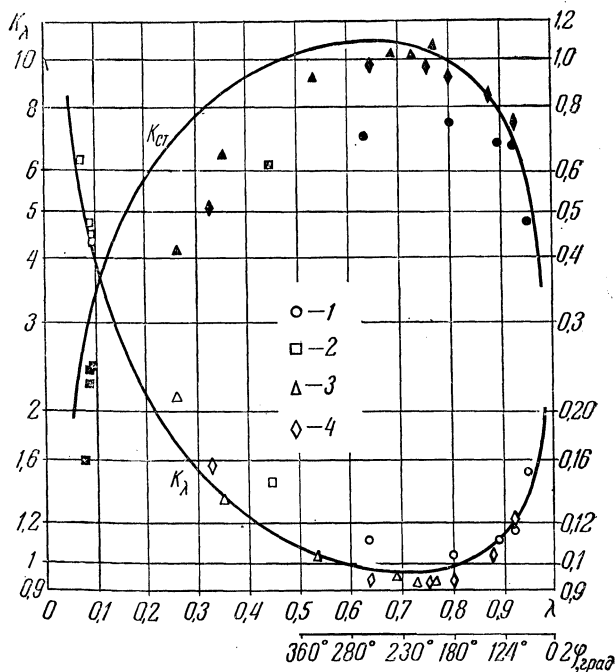


Рис. 4. График изменения экспериментальных значений коэффициентов K_λ и $K_{ст}$ в зависимости от параметра λ :

1 — для подшипника I; 2 — для подшипника II; 3 — для подшипника III; 4 — для подшипника IV.

нагруженной зоны подшипников. Как видно, наибольшей относительной долговечностью и статической грузоподъемностью радиально-упорные подшипники обладают при значениях параметра нагруженности $\lambda = 0,6 - 0,8$, т. е. при размерах нагруженной зоны $2\varphi_{гр} = 280^\circ - 180^\circ$. При нагруженной зоне подшипника $2\varphi_{гр} < 180^\circ$ относительная долговечность и грузоподъемность снижается из-за относительной перегрузки тел качения; при нагруженной зоне $2\varphi_{гр} > 280^\circ$ долговечность и статическая грузоподъем-

ность подшипника снижаются из-за дополнительного воздействия осевого усилия и увеличения числа контактов тел качения с беговой дорожкой колец за один оборот подшипника.

Сопоставление экспериментальных значений коэффициентов K_{λ} и $K_{ст}$ с теоретическими (пунктирные кривые) показывает, что экспериментальные значения коэффициента K_{λ} вполне удовлетворительно согласуются с теоретической кривой. Вместе с тем наблюдается отклонение экспериментальных значений коэффициента $K_{ст}$ от теоретических, причем, как правило, экспериментальные значения ниже теоретических. Объясняется это, по-видимому, перераспределением нагрузки в пределах нагруженной зоны подшипника. Как видно из экспериментальных эпюр, в подшипниках наблюдаются зоны местного повышения нагрузки, совпадающие с расположением болтов крепления крышки подшипника. Поскольку статическая грузоподъемность подшипника определяется усилием P_{max} , приходящимся на наиболее нагруженное тело качения, относительное повышение нагрузки в зоне болтов крепления крышки приводит к дополнительному снижению статической грузоподъемности подшипника.

Выводы

1. Начальная регулировка подшипников оказывает наибольшее влияние на подшипники, нагруженные только внешними радиальными нагрузками.

2. При начальных регулировках с осевым либо нулевым зазором благодаря осевому смещению валов в указанных подшипниках происходит уменьшение размеров зоны нагружения, приводящее к снижению относительной долговечности и статической грузоподъемности подшипников.

3. Наиболее благоприятной, с точки зрения работоспособности и грузоподъемности подшипников, является регулировка с осевым преднатягом, обеспечивающая для подшипников, нагруженных радиальной нагрузкой, размер нагруженной зоны в пределах 280° — 180° .

4. При регулировках подшипников с нулевым или осевым зазором распределение нагрузки в подшипниках не зависит от абсолютной величины, действующей на опоры нагрузки.

Литература

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. М., 1959.
2. Белянчиков М. П. Новая методика расчета грузоподъемности и долговечности радиально-упорных шарикоподшипников. «Подшипниковая промышленность», 1963, № 3.
3. Пальмерен А. Шариковые и роликовые подшипники. М., 1949.
4. Пинегин С. В. Работоспособность деталей подшипников. М., 1949.

В. А. Дзюнь

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-53

Создание надежных и долговечных автомобилей требует всестороннего анализа действительных процессов возникновения и распространения нагрузок в деталях трансмиссии. Многообразие факторов, влияющих на нагруженность трансмиссии, приводит к необходимости экспериментального исследования процесса, к применению статистических методов при оценке явлений, наблюдаемых в трансмиссии движущегося автомобиля.

Целью проводившихся в 1967—1968 гг. исследований нагрузочного режима трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 было накопление и систематизация экспериментальных данных по нагруженности трансмиссии; установление типов статистического распределения нагрузок и вероятностных характеристик процесса нагружения при работе автомобиля в различных условиях; сравнительная оценка долговечности трансмиссии при проведении испытаний по дорогам общего пользования и испытательным дорогам автополигона НАМИ.

Условия испытаний. Испытания проходил серийный автомобиль ГАЗ-53А с двигателем мощностью 115 л. с., с четырехступенчатой коробкой передач и гипойдным ведущим мостом с передаточным числом 6,83. Полный вес груженого балластом автомобиля составлял 7 400 кг.

Исходя из типичных условий эксплуатации автомобиля, была принята следующая классификация дорог общего пользования: а) асфальтобетонное междугороднее шоссе I—II категории; б) дороги с твердым и улучшенным покрытием (асфальтированные, гравийные, щебеночные и т. п.) III и IV категории в удовлетворительном состоянии; в) дороги с твердым покрытием (выбитый асфальт, булыжник, гравий, щебень и т. п.) IV—V категории в плохом состоянии; г) грунтовые дороги в сельской местности в удовлетворительном состоянии; д) грунтовые дороги в плохом состоянии; е) скользкие грунтовые дороги; ж) песчаные дороги; з) улицы городов.

Испытания проводились на магистральных шоссейных, а так-

же областного и местного значения дорогах в РСФСР, Украинской и Белорусской ССР.

На дорогах общего пользования выдерживался нормальный эксплуатационный режим движения, определяемый возможностями двигателя, безопасностью движения и сохранностью автомобиля.

На автополигоне НАМИ испытания проводились на кольцевых испытательных дорогах: скоростной, булыжной и грунтовой, а также на спецдорогах типа «короткие волны» и «бельгийская мостовая». При испытаниях на кольцевых дорогах поддерживался режим длительной максимальной скорости, на спецдорогах скорость ограничивалась возникновением резонансных колебаний в подвеске и потерей управляемости.

При проведении испытаний осуществлялась непрерывная запись процесса нагружения, переходные режимы движения (трогание с места, переключения передач, торможения и т. п.) отдельно не выделялись и учитывались в общей регистрации.

Регистрируемые процессы и измерительная аппаратура. При испытаниях регистрировался процесс нагружения полуоси ведущего моста автомобиля. Для этой цели на полуось были наклеены тензодатчики сопротивления, которые затем через токоотъемник соединялись с усилительной и регистрирующей аппаратурой. Для определения величин и закона распределения нагрузок на полуоси при длительном движении автомобиля мгновенные значения крутящего момента регистрировались режимомером РМ-3А — электронным цифровым прибором, позволяющим получать интегральное и дифференциальное распределение значений измеряемых динамических процессов с диапазоном частот от 0 до 50 гц.

Осциллограммы процессов нагружения полуоси для последующего выявления характера нагружения, определения величин нагрузок и расчета вероятностных характеристик процесса записывались на осциллографе К12-21 с тензоусилителем ТА-5 и преобразователем постоянного тока ППР-120.

Время движения и пробег автомобиля на каждой передаче, а также общее время и пробег регистрировались специальным прибором «путь — время». Прибор позволяет также фиксировать число включений одной из передач коробки.

Вопросы необходимой длительности регистрации решались в процессе проведения испытаний исходя из условия стабилизации статистических данных (среднего значения и среднеквадратического отклонения) при первичной обработке и анализе получаемых результатов.

Длительность замеров с режимомером составляла 5—8 ч (200—400 км по пробегу) для каждого вида дорожных условий.

Обработка результатов испытаний. При обработке результатов испытаний с режимомером вычислялись опытные вероятност-

ные характеристики распределения нагрузок на полуоси ведущего моста автомобиля: плотность вероятности, среднее значение (математическое ожидание), дисперсия, коэффициенты асимметрии и эксцесса. Кроме того, рассчитывались параметры выравнивающих теоретических законов распределения, коэффициенты пробега по экспериментальным и теоретическим кривым, проверялось соответствие теоретических законов экспериментальному распределению.

Проверка согласия опытного статистического распределения нагрузок производилась с нормальным и логарифмически нормальным законами, с распределениями типа А и Пирсона I и IV рода. Совпадение или несовпадение опытного распределения с теоретическими оценивались с помощью так называемого критерия согласия по использованию, возможность применения которого основана на дальнейшем использовании кривых распределения для расчета коэффициентов пробега. Коэффициенты пробега служат для замены действительного пробега автомобиля эквивалентным [2, 3] и в первом приближении могут использоваться для сравнительной оценки расчетной долговечности деталей:

$$K_{\text{п}} = \frac{\sum M_i^m P_i}{M_p^m},$$

где M_p — расчетный крутящий момент на полуоси ведущего моста автомобиля (для ГАЗ-53 $M_p = 600 \text{ кгм}$); m — показатель степени, характеризующей наклон кривой усталости детали в зависимости от вида напряженного состояния, материала и термообработки.

Теоретический закон удовлетворительно описывает опытное распределение при выполнении условия:

$$K_{\text{с. и}} = \left| \frac{K_{\text{п. теор}} - K_{\text{п. эксп}}}{K_{\text{п. эксп}}} \right| \leq 0,05.$$

Впервые критерий согласия по использованию предложил И. С. Цитович.

При обработке осциллограмм нагружения полуоси рассчитывались статистические характеристики закона распределения, а также корреляционные функции и спектральные плотности процессов.

Вычисления выполнялись на ЭВМ «Минск-2». Для ввода экспериментальных графиков — реализаций процесса — использовался фотоэлектронный дешифратор графиков ФДГ-1, который производит считывание ординат непрерывной визуальной кривой с бумажной ленты через определенные промежутки времени, преобразует информацию и передает ее в электронную цифровую вычислительную машину. В основу программы дальнейшей обработки

положены следующие формулы вычисления оценок автокорреляционной функции $K_x(\tau)$ и энергетического спектра $S(\omega)$:

$$K_x(\tau) = \frac{1}{T-\tau} \int_0^{T-\tau} [x(t) - \bar{x}][x(t + \tau) - \bar{x}] dt,$$

$$S(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\tau_{\max}} K_x(\tau) \cos \omega \tau d\tau,$$

где $\bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt$.

Интегралы вычисляются по формулам трапеций.

Время наблюдения реализации, необходимое для получения оценки корреляционной функции с заданной точностью, можно приблизительно определить, зная низшую частоту процесса. Длительность регистрации процесса при проведении испытаний обычно составляла 120—130 сек, что обеспечивает для частот с периодом низшей гармоники $T_0 > 12,5$ кол/сек относительную ошибку $\delta \leq 2\%$ [1, 4].

Кроме того, осциллограммы процесса нагружения полуоси на отдельных участках тяжелых дорог (песок, грунтовые дороги) обрабатывались вручную методом квантования по уровню и затем на ЭВМ по программе вычисления статистических характеристик, коэффициентов пробега и критериев согласия.

По данным регистрации времени и пути по передачам рассчитывались средние скорости движения на различных дорогах и процентное соотношение используемых передач в зависимости от дорожных условий.

При расчете характеристик общей кривой распределения нагрузок было принято следующее распределение времени работы автомобиля в различных условиях: асфальтобетонное шоссе — 20%, шоссе с твердым покрытием в удовлетворительном состоянии — 25, в плохом — 20, грунтовые дороги в удовлетворительном состоянии — 10, в плохом — 10, скользкие — 5, улицы городов — 10%.

Результаты испытаний. Проведенные испытания позволили получить большое количество данных по нагрузочному режиму трансмиссии автомобиля ГАЗ-53.

Основными факторами, влияющими на величину длительно действующего крутящего момента в трансмиссии, являются режим движения и нагрузка автомобиля, продольный профиль и состояние покрытия дороги, индивидуальные качества водителя.

Некоторые результаты испытаний и обработки опытных данных приведены в табл. 1. Экспериментальные кривые статистического распределения крутящего момента на полуоси ведущего

Таблица 1

| Параметры | Асфальто-бетонное шоссе I—II категории | Скоростная дорога автополигона | Дорога с твердым покрытием III—IV категории | Булыжная дорога автополигона | Грунтовые дороги общего пользования | | | Грунтовая дорога автополигона | Улицы городов | Суммарная по дорогам общего пользования | | |
|---|--|--------------------------------|---|------------------------------|-------------------------------------|---------------------------|----------------------|-------------------------------|---------------------|---|---------------------------|---------------------|
| | | | | | в удовлетворительном состоянии | в плохом состоянии | скользкие | | | | | |
| Среднее значение крутящего момента | $\bar{M}_{кр}$ | 45,8 | 38,3 | 41,6 | 57,9 | 41,1 | 41,8 | 57,8 | 68,5 | 48,3 | 45,3 | |
| Среднее удельное тяговое усилие | $\bar{P}_{уд}$ | 0,027 | 0,024 | 0,024 | 0,034 | 0,024 | 0,025 | 0,034 | 0,041 | 0,028 | 0,027 | |
| Среднее квадратичное отклонение | σ | 0,015 | 0,011 | 0,017 | 0,019 | 0,019 | 0,026 | 0,025 | 0,037 | 0,026 | 0,021 | |
| Коэффициенты пробоя | По изгибным напряжениям ($m=9$) | $K_{п}$ | $7,8 \cdot 10^{-8}$ | $12 \cdot 10^{-8}$ | $13 \cdot 10^{-8}$ | $51 \cdot 10^{-8}$ | $12 \cdot 10^{-8}$ | $78 \cdot 10^{-8}$ | $83 \cdot 10^{-8}$ | $1680 \cdot 10^{-8}$ | $59 \cdot 10^{-8}$ | $33 \cdot 10^{-8}$ |
| | По контактным напряжениям ($m=3$) подшипников ($m=3,33$) | $K'_{п}$ | $0,88 \cdot 10^{-3}$ | $0,47 \cdot 10^{-3}$ | $0,88 \cdot 10^{-3}$ | $1,8 \cdot 10^{-3}$ | $0,96 \cdot 10^{-3}$ | $1,8 \cdot 10^{-3}$ | $2,5 \cdot 10^{-3}$ | $5,5 \cdot 10^{-3}$ | $2,0 \cdot 10^{-3}$ | $1,3 \cdot 10^{-3}$ |
| | $K_{п.подш}$ | $0,48 \cdot 10^{-3}$ | $0,24 \cdot 10^{-3}$ | $0,49 \cdot 10^{-3}$ | $1,1 \cdot 10^{-3}$ | $0,54 \cdot 10^{-3}$ | $1,1 \cdot 10^{-3}$ | $1,6 \cdot 10^{-3}$ | $3,7 \cdot 10^{-3}$ | $1,2 \cdot 10^{-3}$ | $0,8 \cdot 10^{-3}$ | |
| Средняя техническая скорость автомобиля | v | 59,0 | 89,5 | 54,0 | 57,4 | 39,6 | 33,7 | 26,9 | 35,0 | 27,4 | 44,4 | |
| Выравнивающий теоретический закон | | тип А | логарифмически нормальный | тип А | логарифмически нормальный | логарифмически нормальный | тип А | тип А | тип А | логарифмически нормальный | логарифмически нормальный | |

моста автомобиля ГАЗ-53А при движении по различным дорогам общего пользования и автополигона НАМИ показаны на рис. 1 и 2.

Общий уровень нагруженности и, следовательно, расчетной долговечности трансмиссии оценивался по величинам коэффициентов пробегов для различных напряженных состояний деталей.

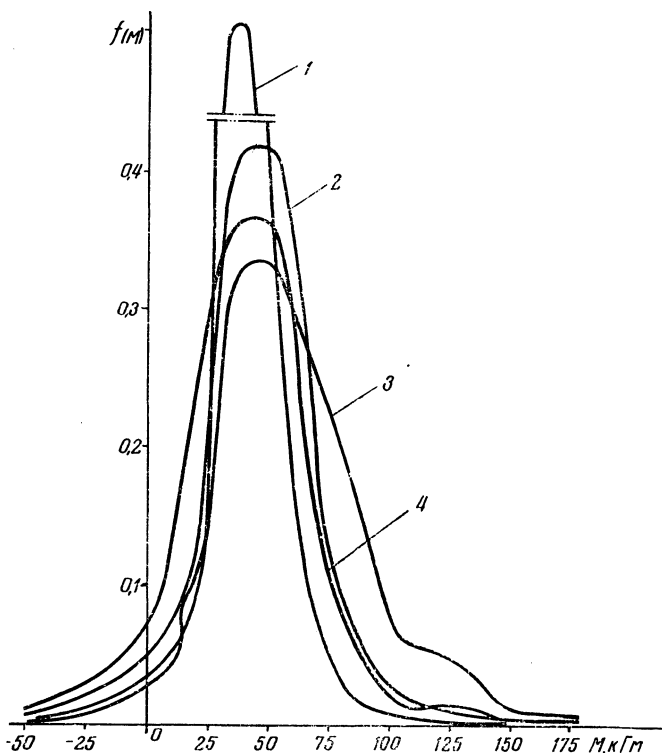


Рис. 1. Статистическое распределение крутящего момента на полуоси ведущего моста в различных условиях:
 1 — скоростная дорога автополигона; 2 — шоссе I—II категории;
 3 — булыжная дорога автополигона; 4 — шоссе III—IV категории.

По результатам испытаний расчетная долговечность трансмиссии на обыкновенной булыжной дороге автополигона примерно в три раза меньше долговечности агрегатов при движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием III — IV категории.

Расчетная долговечность трансмиссии на грунтовой дороге полигона в 3—4 раза по контактным и в 20—25 раз по изгибным напряжениям ниже долговечности на грунтовых дорогах общего пользования.

Из-за низкого уровня нагруженности проведение усталостных

испытаний агрегатов трансмиссии автомобиля на скоростной дороге автополигона представляется нецелесообразным.

Анализ экспериментального распределения нагрузок и корреляционных функций процесса показал, что при исследовании нагруженности трансмиссии формирование нагрузки можно рассматривать как случайный стационарный процесс, обладающий свойством эргодичности, с законом распределения ординат, близким к нормальному.

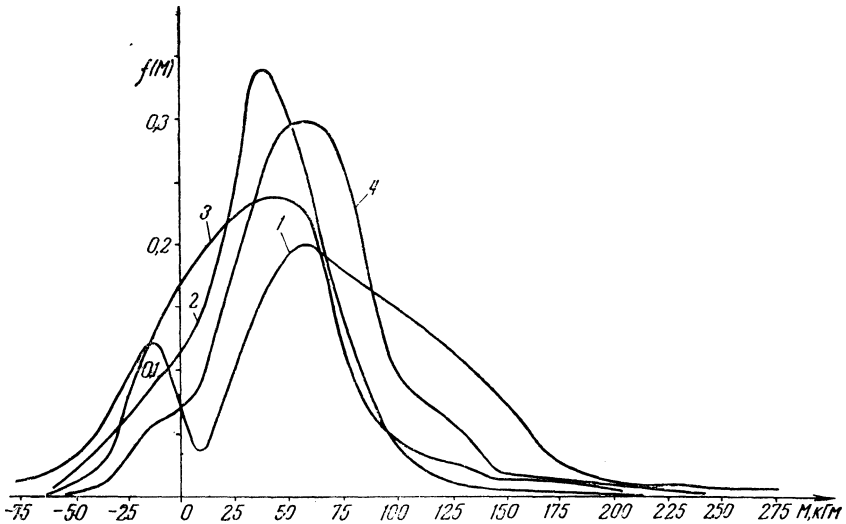


Рис. 2. Статистическое распределение крутящего момента на полуоси ведущего моста при движении по грунтовым дорогам: автополигона (1), общего пользования в удовлетворительном состоянии (2), в плохом состоянии (3) и скользким (4).

При движении автомобиля по ровным с удовлетворительным покрытием дорогам интенсивность напряжений в трансмиссии невелика и процесс нагружения имеет плавный характер с усиленной вероятностной связью (рис. 3). Время корреляции сравнительно велико (до 10—12 сек), функция затухает медленно. На разбитых, неровных дорогах интенсивность напряжений наибольшая и процесс нагружения имеет характер резких колебаний с большими частотами. Вероятностная связь быстро убывает, что приводит к сокращению времени корреляции и затуханию функции.

Для спектральной плотности процессов характерно наличие острого пика в области малых частот (до 1—1,5 кол/сек), вызванного возмущением со стороны дороги.

С увеличением скорости движения автомобиля время корреляции процесса уменьшается, значения спектральной плотности при

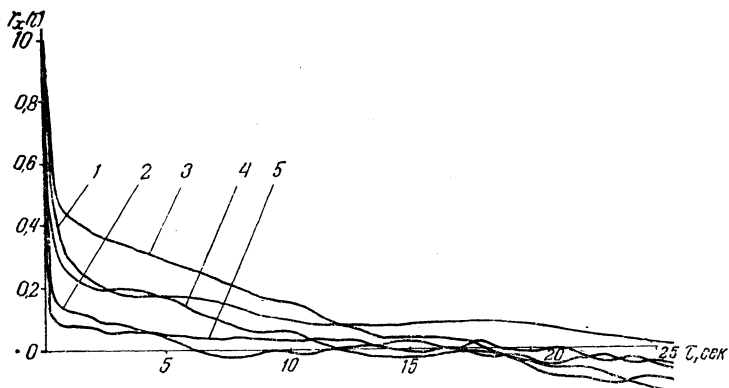


Рис. 3. Нормированная корреляционная функция процесса нагружения полуоси ведущего моста при движении по бетонной дороге с различной скоростью:

1—60 км/ч; 2—70 км/ч; 3—80 км/ч; 4—90 км/ч; 5—60—90 км/ч.

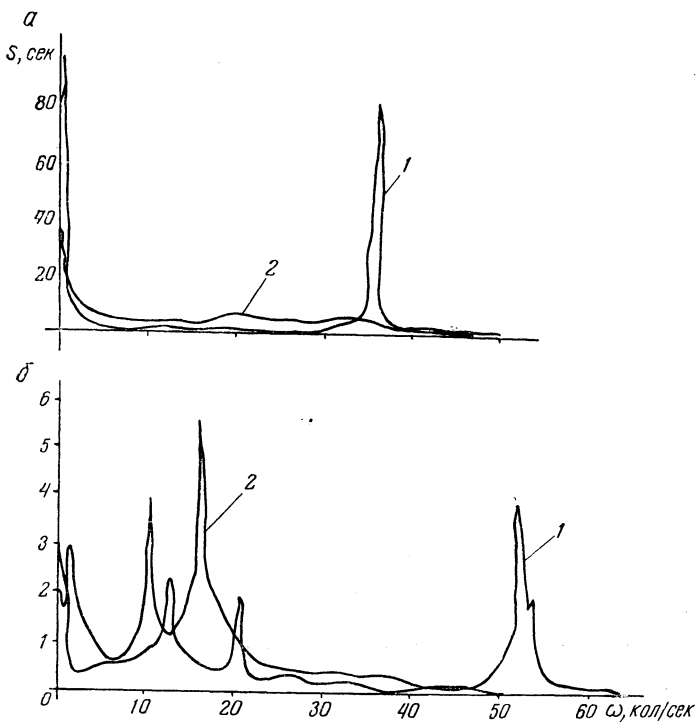


Рис. 4. Нормированная спектральная плотность процесса нагружения полуоси ведущего моста при движении по бетонной дороге со скоростью 60 км/ч (1) и 70 км/ч (2) и по специальным дорогам полигона (б) типа «короткие волны» (1) и «бельгийская мостовая» (2).

$\omega = 0$ падают, кривые спектральной плотности смещаются в область больших частот.

При движении на прямой передаче со скоростью 60 км/ч наблюдается резонансное повышение амплитуд упругого момента в области частот порядка 35 кол/сек, вызванное совпадением частоты воздействия с одной из собственных частот системы (рис. 4, а). При движении по булыжной, грунтовой и песчаной дорогам энергетический спектр момента становится быстро убывающей функцией и в области частот более 15—25 кол/сек становится нечувствительно малым. Для дороги типа «короткие волны» при движении со скоростью 20 км/ч характерно наличие области резонансных колебаний на частотах 50—55 кол/сек, на «бельгийской мостовой» наибольшей энергией обладают колебания с частотой 13—18 кол/сек (рис. 4, б).

Выводы

1. Принятая методика исследования нагрузочного режима трансмиссии автомобиля и применяемая аппаратура для регистрации процессов и обработки результатов позволяют получить достоверные данные о нагруженности исследуемых деталей.

2. Полученные данные в виде экспериментальных кривых распределения вероятностей, корреляционных функций и спектральных плотностей процессов нагружения являются исходными для расчетов деталей на усталостную прочность, для разработки программ стендовых испытаний деталей трансмиссии, а также для определения переходных коэффициентов от одних видов испытаний к другим.

3. Целесообразно проведение экспериментального определения основных характеристик процесса на других валах трансмиссии (на карданном, в коробке передач) и расчета передаточных функций системы с целью выявления более полной картины нагружения трансмиссии автомобиля.

Литература

1. Балакирев В. С. и др. Экспериментальное определение динамических характеристик. М., 1967.
2. Проектирование и расчет зубчатых колес автомобилей и тракторов. Ч. I и II. Минск, 1966.
3. Цитович И. С. Методика расчетов трансмиссий на электронных вычислительных машинах. Минск, 1967.
4. Чеголин П. М., Афанасьев Г. К. Автоматизация анализа экспериментальных графиков. М., 1967.

А. С. Савич

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ПОДШИПНИКОВ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ

Технический прогресс во всех отраслях народного хозяйства нашей страны ставит перед автомобилестроителями все повышающиеся требования к надежности и долговечности автомобилей при снижении их веса и повышении производительности. На современном уровне развития техники надежность и долговечность автомобилей является основным показателем их качества.

Поставленные задачи могут быть решены на основе экспериментальных исследований и всестороннего изучения режимов работы узлов и агрегатов автомобиля в эксплуатационных условиях.

Совершенствование конструкций автомобилей требует разработки и внедрения в практику конструирования новых, более совершенных методов расчета, основанных на изучении действительных нагрузочных режимов работы агрегатов и узлов автомобилей и наиболее полно отражающих характер протекающих рабочих процессов в отдельных узлах автомобилей. Это позволит установить зависимость нагруженности агрегатов от условий эксплуатации автомобилей.

Нагрузочный режим узлов ходовой части автомобилей, а также расчеты долговечности подшипников этих узлов относятся к вопросам наименее изученным. Поэтому исследование действительного нагрузочного режима подшипников колес в эксплуатационных условиях позволит совершенствовать методы расчета подшипниковых узлов, повышать их надежность и долговечность.

Подшипники ступиц колес автомобилей относятся к таким узлам, которые работают в тяжелых условиях динамического нагружения. При эксплуатации они подвергаются непрерывному действию переменных нагрузок. Вертикальная нагрузка, величина которой зависит от веса, приходящегося на колесо автомобиля, дополняется динамической нагрузкой при движении по неровной дороге. По данным исследований, максимальная динамическая вертикальная нагрузка на колесо при эксплуатации автомобиля в тяжелых дорожных условиях может превышать статическую нагрузку в 1,5—2,5 раза и более.

Характер нагрузки при расчетах долговечности подшипников

колес учитывается динамическим коэффициентом безопасности K_6 . Однако выбор этого коэффициента в зависимости от условий эксплуатации в имеющейся литературе достаточно не обоснован. Так, значения этого коэффициента значительно отличаются по величине. Ведомственная нормаль Н-451-47 рекомендует при расчете долговечности подшипников колес вводить коэффициент уменьшения долговечности $K = 0,15$, что соответствует динамическому коэффициенту безопасности $K_6 = 1,76$, так как

$$\frac{1}{1,76^{3,33}} = 0,15.$$

По Б. В. Гольду [2], рекомендуется для подшипников колес и дифференциала принимать значение коэффициента динамической нагрузки $K_6 = 1,5$ независимо от типа автомобиля и условий эксплуатации.

А. И. Курганов [3] для подшипников колес приводит $K_6 = 1,3-1,8$.

При расчетах подшипников колес автомобилей Минского автомобильного завода величина коэффициента динамической нагрузки принимается равной 1,5—2,0, а при расчетах подшипников передней ступицы автомобиля МАЗ-500 и МАЗ-503 $K_6 = 2,5$, т. е. это коэффициент максимальной динамической нагрузки, действующей на ходовую часть автомобиля.

Разброс рекомендуемых значений коэффициента внешней динамической нагрузки вносит существенную ошибку при определении долговечности подшипников. Нагрузка и долговечность подшипника связаны между собой известной степенной зависимостью. Например, увеличение нагрузки на подшипник в 2 раза вызывает снижение долговечности в 10 раз. Поэтому важно правильно выбрать нагрузочный режим и коэффициент динамической нагрузки, от которого зависят работоспособность и общий срок службы подшипников колес автомобиля, в соответствии с заданными условиями эксплуатации.

С целью исследования действительного нагрузочного режима подшипников колес, получения экспериментальных данных о характере действующих нагрузок и определения закономерностей статистического распределения величин нагрузок в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия были проведены испытания автомобилей ГАЗ-51А и МАЗ-503. В программу испытаний входило определение следующих параметров: а) максимальных вертикальных нагрузок на цапфу в плоскости вращения колеса; влияния скорости движения на динамичность нагрузки; б) вертикальных длительно действующих нагрузок при длительном движении автомобиля на участках большой протяженности; в) пройденного пути и скорости движения автомобиля.

Нагрузки определялись с помощью проволочных преобразо-

вателей сопротивлением 200 ом, которые наклеивались на балку переднего моста между колесом и рессорной площадкой в плоскости действия вертикальной нагрузки. При исследовании максимальных пиковых нагрузок и влияния скорости движения на динамичность нагрузки все параметры регистрировались при помощи усилителя ТА-5 и двенадцатишлейфного осциллографа ПОБ-14, запись производилась на светочувствительную бумагу шириной 120 мм. Питание усилителя осуществлялось от аккумуляторных батарей через преобразователь постоянного тока ППР-120.

Скорость движения автомобиля определялась путем регистрации числа оборотов колеса с помощью индукционного датчика, закрепленного на цапфе колеса.

Регистрация длительно действующих нагрузок производилась при помощи режимомера РМ-3А конструкции НАМИ. Питание режимомера осуществлялось от аккумуляторных батарей напряжением 24 в.

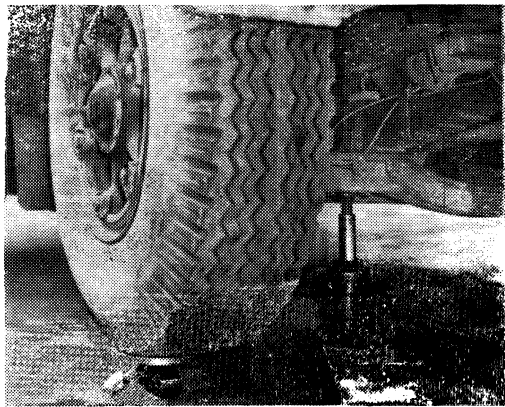


Рис. 1. Момент тарировки датчиков на автомобиле.

С целью повышения точности эксперимента перед испытаниями проводилась неоднократная тарировка датчиков непосредственно на автомобиле. На рис. 1 показан момент тарировки датчиков на автомобиле.

Нагрузка на колесо создавалась ступенями 250 кг при помощи гидравлического домкрата путем нагружения автомобиля. Величина нагрузки фиксировалась при помощи образцового динамометра сжатия ДС-3 с предельной нагрузкой 3 т, который устанавливался под колесо в центре опорной поверхности шины. Для горизонтального расположения автомобиля при тарировке под остальные колеса подкладывались деревянные подставки, высота которых была равна высоте динамометра с площадкой. Принятая схема тарировки наиболее точно соответствовала характеру нагружения ходовой части автомобиля в условиях эксплуатации. На рис. 2 представлены тарировочные графики зависимости напряжения (U) от усилия (P) при различных значениях контрольного сигнала ($KС$).

В соответствии с программой испытаний предусматривалось исследование влияния на нагрузочный режим ходовой части авто-

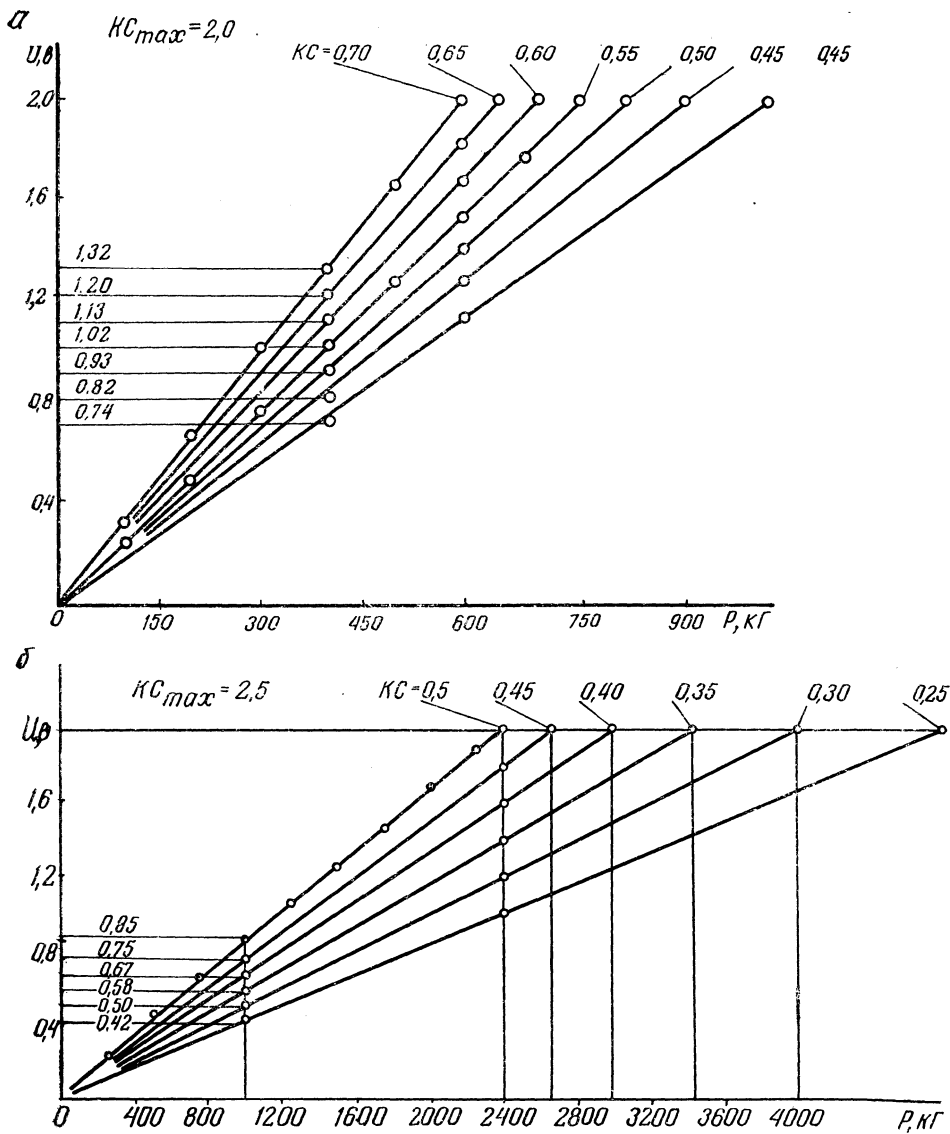


Рис. 2. Графики тарировки датчиков балки передней оси автомобиля ГАЗ-51А (а) и автомобиля МАЗ-503 (б)

мобиля скорости движения при переезде через искусственное препятствие синусоидального профиля длиной 0,5 м и высотой 0,10 м.

Для оценки динамического воздействия на ось автомобиля искусственного препятствия испытания проводились на автомобиле ГАЗ-51А с полезной нагрузкой в кузове 2,5 т. Скорость движения задавалась от 15 до 40 км/ч с интервалом 5—10 км/ч. При обработке осциллограмм численные значения скорости движения определялись по формуле:

$$v_a = 0,377 \cdot r_k n_k,$$

где r_k — рабочий радиус колеса, м; n_k — число оборотов колеса в минуту,

$$n_k = \frac{60}{t_{об}}.$$

Здесь $t_{об}$ — среднее время одного оборота колеса, сек,

$$t_{об} = \frac{L_{пл}}{v_{пл} n},$$

где $L_{пл}$ — общая длина пленки, мм; $v_{пл}$ — скорость движения пленки, мм/сек; n — число оборотов колеса на мерном участке пленки $L_{пл}$.

В результате обработки полученных осциллограмм были определены значения динамического коэффициента по пиковым нагрузкам из выражения

$$K_{д\max} = \frac{P_{ст} + P_d}{P_{ст}},$$

где $P_{ст}$, P_d — соответственно статическая и динамическая составляющие вертикальной нагрузки, кг.

Данные нагрузок на цапфу и величины коэффициента динамичности, полученные при замерах, приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

| Полезная нагрузка в кузове автомобиля G , кг | Статическая нагрузка на цапфу в плоскости колеса $P_{ст}$, кг | Преодоление искусственного препятствия одним колесом | | | Преодоление искусственного препятствия обоими колесами | | |
|--|--|--|---|---|--|---|---|
| | | средняя техническая скорость движения v_a , км/ч | максимальная динамическая нагрузка P_d , кг | коэффициент динамической нагрузки $K_{д\max}$ | средняя техническая скорость движения v_a , км/ч | максимальная динамическая нагрузка P_d , кг | коэффициент динамической нагрузки $K_{д\max}$ |
| 2 500 | 800 | 17,8 | 740 | 1,93 | 17,0 | 1 140 | 2,43 |
| | 800 | 20,5 | 840 | 2,05 | 22,0 | 1 360 | 2,70 |
| | 800 | 27,0 | 1 260 | 2,60 | 27,5 | 1 420 | 2,78 |
| | 800 | 30,0 | 1 320 | 2,65 | 30,0 | 1 480 | 2,85 |
| | 800 | 36,0 | 1 520 | 2,90 | 35,0 | 1 680 | 3,10 |
| | 800 | | | | 42,5 | 1 820 | 3,28 |

Изменение коэффициента динамической нагрузки в зависимости от скорости движения показано на рис. 3.

По данным испытаний, при переезде через искусственное препятствие определенных размеров можно судить о максимальных динамических нагрузках в ходовой части автомобиля, которые могут возникнуть при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

При преодолении препятствия

колесами одного борта нагруженность ходовой части несколько меньше, чем при переезде через препятствие одновременно обоими колесами.

Так, при движении со скоростью 20—30 км/ч динамические нагрузки на цапфу со стороны колеса, преодолевающего препятствие, меньше в 1,1—1,3 раза соответствующих нагрузок при преодолении препятствия обоими колесами одновременно.

Однако необходимо учесть, что максимальные (пиковые) нагрузки являются случайными и по времени действия ограничены. Поэтому они не оказывают существенного влияния на усталостную прочность

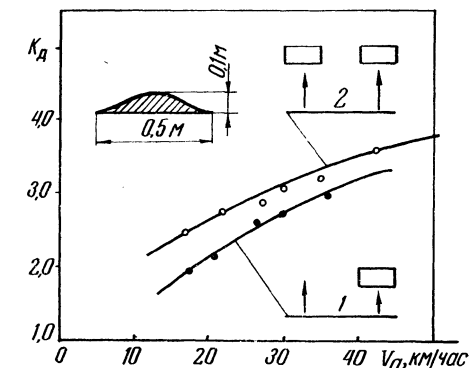


Рис. 3. Изменение коэффициента максимальной динамической нагрузки $K_{d\max}$ в зависимости от скорости движения автомобиля v_0 :

1 — при переезде через препятствие колесами одного борта; 2 — то же обоими колесами

как материала оси и цапфы, так и подшипников колес.

С целью исследования характера распределения длительно действующих нагрузок были проведены испытания автомобилей ГАЗ-51А и МАЗ-503 при длительном движении по дорогам с различными покрытиями.

Мгновенные значения вертикальных нагрузок, действующих на цапфу в плоскости вращения колеса, регистрировались с помощью режимомера РМ-3А, имеющего 10 каналов (счетчиков). Каждый канал прибора настраивался на определенный интервал нагрузок, при достижении которого вступал в работу соответствующий счетчик и регистрировал количество импульсов нагрузки данного интервала. Причем каждый предыдущий счетчик регистрировал суммарное количество импульсов нагрузки, которая достигла порога срабатывания данного счетчика. Балансировка прибора производилась при нагрузке на колесо 400 и 1000 кг соответственно для ГАЗ-51А и МАЗ-503. Это позволило более правильно распределить весь диапазон реальных нагрузок по каналам, так как прибор был настроен для регистрации первым и вторым каналом

нагрузок обратного знака, а в действительности отрицательных нагрузок не наблюдалось.

Контрольный сигнал при испытаниях на дорогах различного типа подбирался после пробного заезда таким образом, чтобы последний десятый счетчик регистрировал единичные пиковые нагрузки.

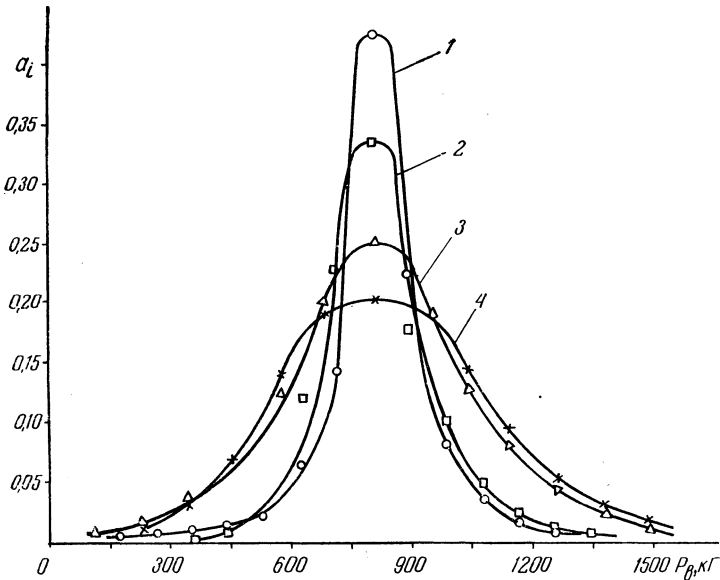


Рис. 4. Распределение вертикальных нагрузок, действующих на цапфу переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А, при движении по различным дорогам с нагрузкой 2,5 т:

1—асфальтированное покрытие хорошего качества, $v_{\text{а ср}} = 60,5 \text{ км/ч}$; 2—асфальтированное шоссе среднего качества, $v_{\text{а ср}} = 55,5 \text{ км/ч}$; 3—бульжное шоссе среднего качества, $v_{\text{а ср}} = 40 \text{ км/ч}$; 4—бульжное разбитое шоссе, $v_{\text{а ср}} = 30,5 \text{ км/ч}$.

Скорость движения автомобиля при испытаниях поддерживалась самим водителем в зависимости от состояния дорожного покрытия.

Для получения достаточных данных о характере нагрузок и обеспечения условий, близких к статистической стационарности исследуемых нагрузок, длина регистрируемых участков дорог принималась в пределах 100—200 км.

В результате обработки полученных данных были построены экспериментальные кривые распределения вертикальных нагрузок для различных условий эксплуатации (рис. 4, 5). Как видно, общий диапазон нагрузок возрастает с ухудшением качества дорож-

ных покрытий. Наибольшее количество импульсов нагрузки соответствующего уровня смещается в зону больших нагрузок при ухудшении качества дорожного покрытия.

Вертикальная нагрузка, действующая на узлы ходовой части автомобиля, является переменной величиной, изменяющейся по определенному закону. Однако при расчетах долговечности подшипников переменные нагрузки удобнее заменить постоянной

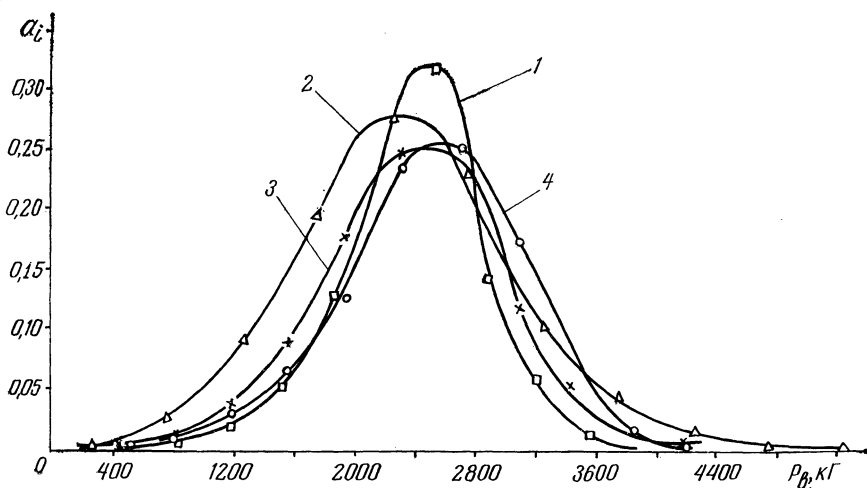


Рис. 5. Распределение вертикальных нагрузок, действующих на цапфу переднего колеса автомобиля МАЗ-503, при движении по различным дорогам с нагрузкой 7 т:

1—асфальтированное шоссе среднего качества, $v_{\text{а.ср}}=53$ км/ч; 2—булыжное шоссе среднего качества, $v_{\text{а.ср}}=50$ км/ч; 3—гравийное шоссе удовлетворительного качества, $v_{\text{а.ср}}=42,5$ км/ч; 4—песчаный карьер.

(расчетной) нагрузкой. При этом необходимо, чтобы износоусталостные явления были одинаковыми, как при действии переменных нагрузок. Для определения коэффициента работоспособности колесных подшипников в качестве расчетной нагрузки следует принимать вертикальную нагрузку на колесо в статическом состоянии, а ее динамическое воздействие учитывать динамическим коэффициентом безопасности, принимая во внимание длительность действия данной нагрузки на различных уровнях в долях от общего времени движения.

Анализ и обработка экспериментальных данных статистического распределения вертикальных нагрузок позволили определить коэффициент внешней динамической нагрузки $K_{\text{д}}$, который учитывает действительный характер переменных нагрузок.

Для приближенного определения коэффициента $K_{дс}$ предлагается следующая формула:

$$K_{дс} = \sqrt[3,33]{\frac{\sum P_i^{3,33} a_i}{P_{ст}^{3,33}}}$$

где $P_{ст}$ — статическая нагрузка от приходящегося на колесо веса автомобиля, кг; P_i — среднее значение каждого интервала нагрузок, кг; a_i — вероятность действия нагрузки P_i .

Таким образом, в основу расчета долговечности подшипников качения колес автомобиля положен принцип расчета по переменным нагрузкам, характер распределения которых зависит от условий эксплуатации. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Условия эксплуатации | Средняя техническая скорость движения автомобиля $v_{a,ср}$, км/ч | | Статистические значения коэффициента динамичности $K_{дс}$ | |
|---|--|---------|--|---------|
| | МАЗ-503 | ГАЗ-51А | МАЗ-503 | ГАЗ-51А |
| Движение по дороге с асфальтобетонным покрытием хорошего качества | — | 60,5 | — | 1,18 |
| Движение по асфальтированному шоссе среднего качества | 53,0 | 55,5 | 1,107 | 1,15 |
| Движение по дороге с булыжным покрытием среднего качества | 50,0 | 40,0 | 1,20 | 1,32 |
| Движение по гравийному шоссе удовлетворительного качества | 42,5 | — | 1,175 | — |
| Движение по разбитому булыжному шоссе | — | 30,5 | — | 1,34 |
| Работа автомобиля в песчаном карьере | — | — | 1,205 | — |

Как видно из табл. 2, значения коэффициента динамической нагрузки возрастают с ухудшением дорожных условий. Более высокие значения $K_{дс}$ характерны для автомобиля ГАЗ-51А при одинаковых дорожных условиях. Это объясняется тем, что с уменьшением статической нагрузки на ось автомобиля динамичность ее возрастает, особенно в зоне повышенных скоростей. Средние зна-

чения $K_{д_s}$ при различных дорожных условиях лежат в пределах: для автомобиля ГАЗ-51А — 1,15—1,34; для автомобиля МАЗ-503—1,107—1,205. Этот уровень обусловлен величиной средней технической скорости движения по дорогам данного вида, характером неровностей и профилем пути.

Определим расчетный динамический коэффициент в зависимости от условий эксплуатации по следующей формуле:

$$K_{д_p} = \sqrt[3.33]{\frac{\alpha_1}{100} K_{д_{s_1}}^{3.33} + \frac{\alpha_2}{100} K_{д_{s_2}}^{3.33} + \dots},$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ — продолжительность работы автомобиля от общего времени движения в данных условиях эксплуатации, %; $K_{д_{s_1}}, K_{д_{s_2}}, \dots$ — динамические коэффициенты, соответствующие данным типам дорог.

Принимая распределение грузооборота по различным видам дорог за продолжительность работы в данных условиях эксплуатации, можно определить значения $\alpha_1, \alpha_2, \dots$

Распределение грузооборота автомобильного транспорта по сети дорог СССР [1], а следовательно, и продолжительность работы автомобиля в различных дорожных условиях приведены в табл. 3.

Таблица 3

| Виды дорог | Распределение грузооборота по видам дорог, % | Продолжительность работы автомобиля от общего времени движения, % |
|--|--|---|
| Дороги капитального типа I и II категорий | 16 | $\alpha_1=16$ |
| Дороги облегченного типа с твердым усовершенствованным покрытием II—IV категорий | 17 | $\alpha_2=17$ |
| Дороги переходного типа с твердым покрытием (бульжные, щебеночные) | 27 | $\alpha_3=27$ |
| Профилированные грунтовые дороги | 29 | $\alpha_4=29$ |
| Грунтовые естественные дороги | 11 | $\alpha_5=11$ |

Таким образом, можно определить величину расчетного динамического коэффициента $K_{д_p}$ для подшипников ступиц колес в заданных условиях эксплуатации.

Например, для автомобилей типа ГАЗ-51А при принятой (табл. 3) продолжительности работы в различных дорожных условиях расчетный динамический коэффициент равен

$$K_{дp} = \sqrt[3.33]{\frac{16}{100} \cdot 1,18^{3.33} + \frac{17}{100} \cdot 1,15^{3.33} + \frac{56}{100} \cdot 1,32^{3.33} + \frac{11}{100} \cdot 1,34^{3.33}} = 1,28.$$

Для автомобилей-самосвалов, которые большей частью работают в тяжелых условиях, за величину расчетного динамического коэффициента следует принимать значение $K_{дp}$ по наиболее тяжелому режиму.

Выводы

1. Проведенное исследование дает достаточно полное представление о реальных нагрузочных режимах подшипников ступиц колес автомобилей. Действительная нагрузка на подшипники колес при любых условиях эксплуатации превышает статическую нагрузку. Максимальные динамические нагрузки ходовая часть испытывает при переезде автомобиля через неровности, а также при движении с полной полезной нагрузкой по разбитым дорогам. При преодолении препятствия одновременно обоими колесами динамичность нагрузки в 1,1—1,3 раза выше динамичности нагрузок при переезде через препятствие колесами одного борта. С увеличением скорости преодоления препятствия динамичность возрастает. Увеличение скорости с 17 до 42,5 км/ч при переезде через препятствие обоими колесами одновременно приводит к увеличению коэффициента динамичности с 2,43 до 3,28 (т. е. в 1,35 раза).

2. При определении долговечности подшипников колес расчетная нагрузка должна подсчитываться с учетом условий эксплуатации и продолжительности работы автомобиля в данных условиях.

3. В качестве расчетной нагрузки необходимо применять статическую нагрузку на колесо, а ее динамичность и изменения по длительности при движении в различных условиях удобнее учитывать с помощью коэффициента внешней динамической нагрузки $K_{дs}$.

4. Полученные экспериментальные кривые распределения вертикальных нагрузок в различных условиях эксплуатации дают возможность определить расчетное значение коэффициента динамической нагрузки в зависимости от типа автомобиля и продолжительности его работы на дорогах с различными покрытиями. Так, для автомобилей типа ГАЗ-51А значение $K_{дp}$ может быть принято в пределах 1,25—1,30.

5. Выводы, сделанные по нагрузочному режиму подшипников колес автомобилей ГАЗ-51А и МАЗ-503, могут быть использованы при расчетах и конструировании подшипниковых узлов колес автомобилей подобных типов.

Литература

1. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобилей. М., 1962.
2. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., 1962.
3. Курганов А. И. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей. М., 1953.

И. С. Цитович, В. А. Сергеенко, Г. Я. Якубенко
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗГИБНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ НА ЦВМ

Для сопоставления изгибной прочности зубчатых колес [1, 3] используются коэффициенты изгибных напряжений $\sigma_{1н}$, в основу определения которых положен графо-аналитический способ [1, 3, 4]. В наших исследованиях расчет $\sigma_{1н}$ производился на ЦВМ, что позволило значительно увеличить точность определения коэффициента изгибных напряжений, а также дало возможность быстро получать $\sigma_{1н}$ для любого нестандартного профиля.

Коэффициент изгибных напряжений зависит от многих параметров рассчитываемого колеса: числа его зубьев, исходного контура, коэффициента смещения, метода нарезания, точки приложения нагрузки, а также от того, является ли рассчитываемое колесо ведущим или ведомым.

Коэффициент изгибных напряжений [2] определяется из выражения

$$\sigma_{1н} = \frac{m(2CD \cdot H \cdot \cos \delta - \eta \sin \delta \cos^2 \alpha_n)}{2\eta^2 \cos \alpha}$$

где

$$H = \frac{\cos \alpha_n}{\frac{3 \frac{\eta}{\rho} + 2 \cos \alpha_n}{2 \left(\frac{\eta}{\rho}\right)^2} + \frac{\left(\cos \alpha_n + \frac{\eta}{\rho}\right)^2}{\left(\frac{\eta}{\rho}\right)^3} \ln \left(\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_n + \frac{\eta}{\rho}}\right)}$$

Здесь ρ — радиус кривизны переходной кривой,

$$\rho = \frac{a}{\sin \alpha'_s} - \frac{ar_d \sin \alpha'_s}{2a + 2r_d \sin^2 \alpha'_s} + r_p,$$

δ — угол приложения нагрузки; α — угол зацепления передачи;
 α_n — угол между касательной в точке A (рис. 1) и осью μ ,

$$\alpha_n = \alpha'_s - \varphi,$$

где α'_s — угол между начальной прямой рейки и общей нормалью к переходной кривой (рис. 2); α'_s — задается в пределах 20—90° через каждый градус и для каждого значения α'_s определяется угол φ :

$$\varphi = \frac{1}{r_d} (a \operatorname{ctg} \alpha'_s + b).$$

Здесь b — расстояние (рис. 2) от центра L_p окружности r_p до середины впадины рейки,

$$b = \frac{\pi m}{4} + f_0 m \operatorname{tg} \alpha + \frac{c_0 m \cos \alpha}{1 - \sin \alpha};$$

a — расстояние от центра L_p окружности r_p до начальной прямой (рис. 2),

$$a = f_0 m + c_0 m - r_p - \xi m,$$

где f_0 — коэффициент высоты зуба; c_0 — коэффициент радиального зазора; ξ — коэффициент смещения исходного контура; r_p — радиус скругления.

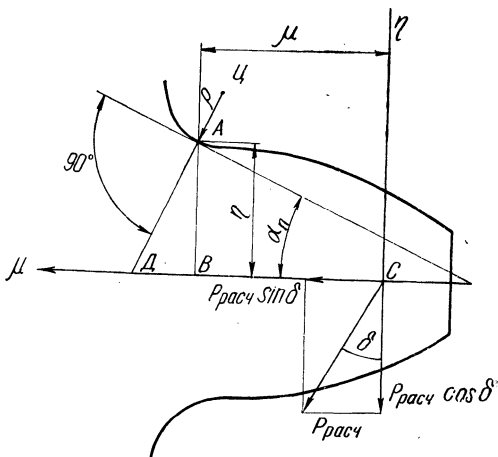


Рис. 1.

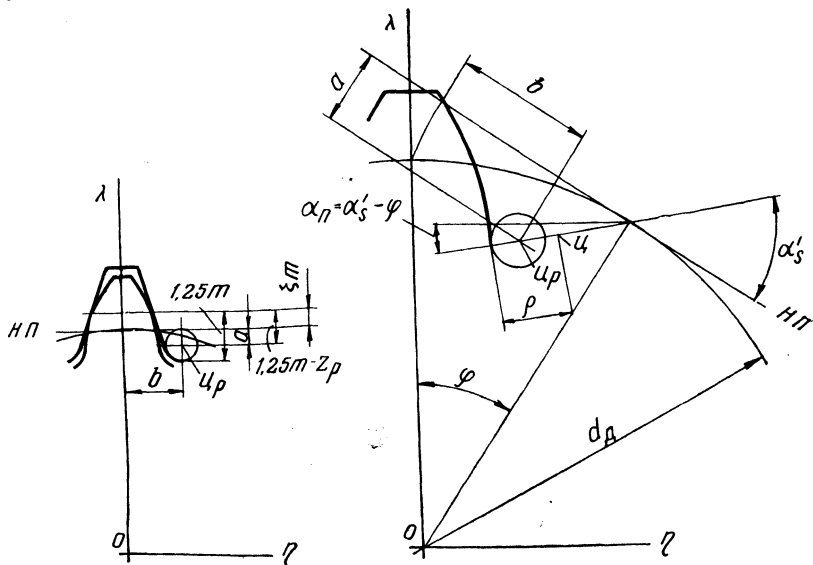


Рис. 2.

Координаты точки, принадлежащей переходной кривой (см. рис. 1, 2) η и λ , равны

$$\eta = r_d \sin \varphi - \left(\frac{a}{\sin \alpha'_s} + r_p \right) \cos (\alpha'_s - \varphi),$$

$$\lambda = r_d \cos \varphi - \left(\frac{a}{\sin \alpha'_s} + r_p \right) \sin (\alpha'_s - \varphi).$$

Коэффициент изгибных напряжений $\sigma_{1н}$ определяется на ЦВМ для двух случаев:

а) нагрузка приложена в вершине зуба; б) нагрузка приложена в верхней точке пересопряжения. Положение точки приложения нагрузки в наиболее опасный для прочности зуба момент зависит от точности изготовления колес и жесткости их зубьев, а также от коэффициента перекрытия, на который влияет число зубьев и высота головки зуба сопряженного колеса и межцентровое расстояние.

Опасным сечением зуба считается сечение, для которого $\sigma_{1н}$ имеет максимальное значение.

Если нагрузка приложена в вершине зуба, то расстояние $СД$ (см. рис. 1) и угол приложения нагрузки определяются в следующей последовательности:

1) угол давления в точке приложения нагрузки

$$\alpha_M = \arccos \left(\frac{r_d}{R_M} \cos \alpha \right), \quad R_M = R_e,$$

где R_e — радиус окружности выступов;

2) угол γ_e

$$\gamma_e = \frac{S_d}{2r_d} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_M,$$

где S_d — толщина зуба по дуге делительной окружности;

3) угол действия нагрузки

$$\delta_e = \alpha_M - \gamma_e,$$

4) расстояние $СД$

$$СД = \eta \text{tg } \alpha_n + R_M (\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \text{tg } \delta_e) - \lambda.$$

Если нагрузка приложена в верхней точке пересопряжения, то угол приложения нагрузки и расстояние $СД$ определяется в такой последовательности:

1) угол давления в точке M , ограничивающей на рассчитываемом зубчатом колесе зону зацепления одной пары зубьев,

$$\alpha_M = \arctg \left[\text{tg } \alpha - \frac{z_k}{z_{ш}} (\text{tg } \alpha_{ek} - \text{tg } \alpha) + \frac{2\pi}{z_{ш}} \right];$$

2) угол γ_M

$$\gamma_M = \frac{S_d}{2r_d} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_M;$$

3) угол приложения нагрузки

$$\delta_M = \alpha_M - \gamma_M;$$

4) расстояние CD

$$CD = \eta \text{tg } \alpha_n + R_M (\cos \gamma_M - \sin \gamma_M \text{tg } \delta_M) - \lambda,$$

где

$$R_M = r_d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_M}.$$

Из двух значений $\sigma_{1и}$, определенных для случаев «а» и «б», выбирается меньшее.

Вышеприведенный алгоритм был положен в основу программы расчета коэффициента изгибных напряжений на ЦВМ «Минск-2 (22)». Блок-схема программы представлена на рис. 3.

Как видно из блок-схемы, ЦВМ последовательно осуществляет расчет коэффициента $\sigma_{1и}$ при приложении нагрузки в вершине зуба и в верхней точке пересопряжения. Величины $\sigma_{1и1}$ и $\sigma_{1и11}$, соответствующие наиболее нагруженным сечениям зуба, выбираются из ряда частных значений $(\sigma_{1и})_i$, полученных через один градус угла α'_s (начальное значение $\alpha'_s = 20^\circ$). В опасном сечении α'_s уточняется до $1'$.

Длина программы составляет 473₈ ячеек.

Время расчета коэффициентов изгибных напряжений обоих колес зубчатой пары составляет 5÷40 сек и зависит от искомой величины угла α'_s .

Исходные данные для расчета коэффициента следующие:

$$\alpha_0^0; z_{ш}; z_k; c_0; \xi_{ш}; \xi_k; r_p; R_{еш}; R_{ек}; m; A; f_0.$$

На печать ТБПМ выводятся исходные данные и по каждому из зубчатых колес зубчатой пары величины

$$\sigma_{1и}; \delta; \eta; \rho; \alpha'_s; \alpha_n.$$

Приведенный алгоритм определения коэффициента изгибных напряжений может быть применен для цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления, нарезанной инструментом реечного типа. В случае необходимости определения $\sigma_{1и}$ для косозубой передачи ее параметры приводят к эквивалентной прямозубой передаче.

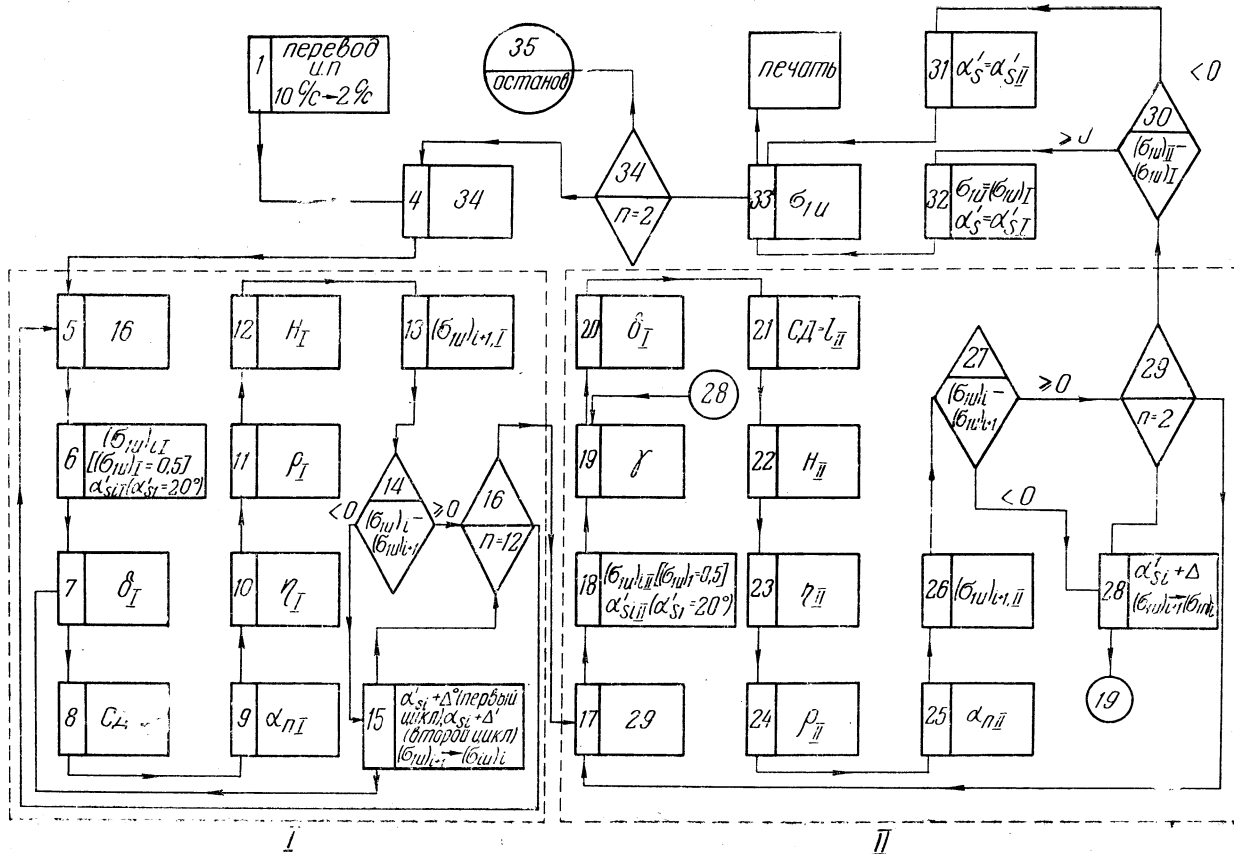


Рис. 3.

По разработанной программе нами был произведен расчет $\sigma_{1н}$ зубчатых пар коробки передач Ярославского моторного завода ЯМЗ-236, кинематическая схема которой приведена на рис. 4. Результаты расчета даны в табл. 1.

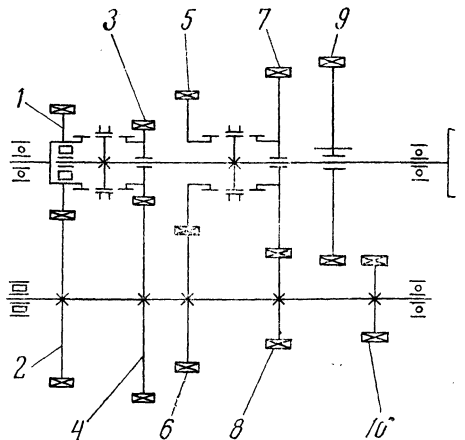


Рис. 4.

Литература

1. Андожский В. А. Расчет зубчатых передач. М., 1955.
2. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М., 1957.
3. Цитович И. С., Вавуло В. А., Хваль Б. Н. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962.
4. Цитович И. С. и др. Методика проектирования и расчета зубчатых колес автомобилей и тракторов. Минск, 1966.

А. Т. Ковальков

ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ШЛИЦЕВ НА ВЕЛИЧИНУ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В СКОЛЬЗЯЩЕМ ШЛИЦЕВОМ СОЕДИНЕНИИ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЯ

На новых моделях машин имеется тенденция к замене прямобочного профиля шлицев на эвольвентный. Это объясняется тем, что шлицы с эвольвентным профилем по прочности, точности изготовления, стоимости выгодно отличаются от шлицев прямобочного профиля. При этом применяется стандартный эвольвентный профиль с углом давления 30° (по ГОСТ 6033—51). Однако такая замена не всегда оправдана. Это относится к подвижным шлицевым соединениям, в которых имеют место относительные осевые перемещения вала и втулки под нагрузкой.

Типичным представителем подвижных шлицевых соединений на автомобиле является скользящее шлицевое соединение карданной передачи. При движении автомобиля из-за колебаний подвески длина карданного вала постоянно меняется, в результате чего шлицевый вал и шлицевая втулка перемещаются относительно друг друга в осевом направлении. Так как карданный вал нагружен крутящим моментом, то при этих перемещениях в шлицевом соединении возникает сила трения, нагружающая карданный вал осевой силой, которая воздействует как на детали карданной передачи, влияя на их долговечность, так и на узлы, связанные с карданным валом. Осевые нагрузки зависят не только от передаваемого момента и коэффициента трения в шлицевом соединении, но и от правильного выбора конструктором типа шлицев.

На рис. 1 показана схема действия сил на боковой поверхности шлицев.

Нормальная сила на боковой поверхности равна

$$N = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{2M}{d \cos \alpha},$$

где P — окружная сила; M — передаваемый момент; d — диаметр делительной окружности (для эвольвентных шлицев) или диаметр окружности, проходящей через половину высоты зуба (для прямобочных шлицев); α — угол давления, т. е. угол между нормалью к боковой поверхности шлица на окружности диаметра d и направлением окружной силы.

Для стандартных эвольвентных шлицев $\alpha = 30^\circ$, для прямо-
боочных шлицев

$$\alpha = \frac{360^\circ}{4z} = \frac{90^\circ}{z},$$

где z — число шлицев в соединении.

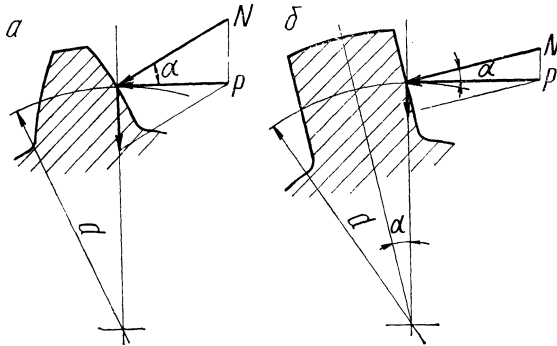


Рис. 1. Схема действия сил на боковой поверхности шлицев для эвольвентного (а) и прямобоочного профиля (б).

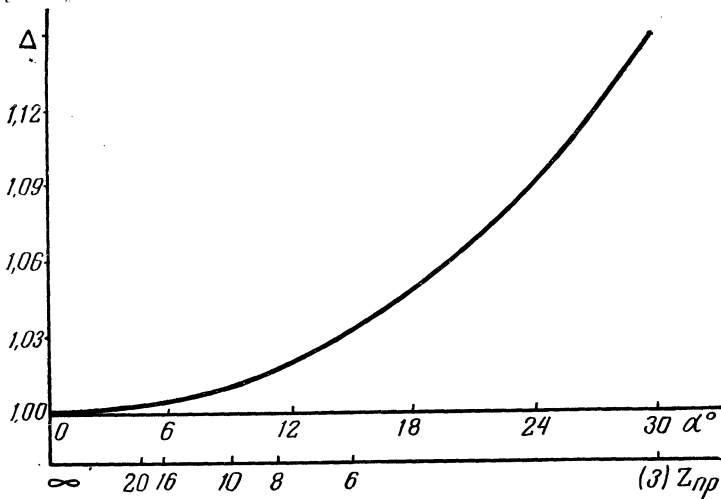


Рис. 2. График изменения осевой силы в карданной передаче автомобиля в зависимости от величины угла давления.

Осевая сила, которой нагружается карданная передача, равна

$$A = Nf = \frac{2Mf}{d \cos \alpha},$$

где f — коэффициент трения.

Как видно, осевая сила растет с увеличением угла давления. Минимальное значение осевой силы имеет место при $\alpha=0$.

На рис. 2 представлен график изменения осевой силы в зависимости от величины угла давления. По оси ординат отложена величина

$$\Delta = \frac{A}{A_0},$$

где A — осевая сила в реальном шлицевом соединении с углом давления α ; A_0 — осевая сила в шлицевом соединении с углом давления $\alpha=0^\circ$.

На дополнительной оси абсцисс отложены числа шлицев прямобочного соединения $z_{пр}$.

Следовательно, для скользящего шлицевого соединения карданной передачи автомобиля с точки зрения оценки величины осевых усилий целесообразно применять прямобочный профиль, так как при одинаковом количестве шлицев осевые нагрузки уменьшаются на 12—14% по сравнению с нагрузками при стандартном эвольвентном профиле. При применении эвольвентного профиля угол давления следует уменьшать (например, шлицевое соединение карданной передачи автомобиля ЗИЛ-130 имеет угол давления 15°).

Е. П. Краснов

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-53

В комплексе работ, направленных на улучшение качества выпускаемых автомобилей, важное место занимают мероприятия по увеличению надежности и долговечности капитально отремонтированных автомобилей, стоимость ремонта которых равна стоимости производства новых автомобилей, а по надежности и долговечности они значительно уступают новым. Однако имеются большие резервы повышения долговечности капитально отремонтированных автомобилей и их агрегатов. Поэтому вопросу изучения износов шестерен коробок передач грузовых автомобилей и нахождению путей повышения их долговечности в настоящее время уделяется большое внимание.

Исследование дефектов зубьев шестерен и выяснение причин их возникновения было проведено на шестернях коробок передач 13 автомобилей ГАЗ-53, поступивших в капитальный ремонт после пробега 80—140 тыс. км, а также на отдельных шестернях коробок передач 4 автомобилей ГАЗ-53, находившихся на техническом обслуживании в автоколонне 24-15 г. Минска. В качестве основных приемов исследования использовался внешний осмотр дефектов и микрометраж изношенных шестерен. Заключение о годности исследуемой шестерни давалось на основании требований технических условий на контроль-сортировку деталей при капитальном ремонте [1].

В основе контроля-сортировки изношенных деталей силовой передачи лежат не вполне надежные и точные методы определения величин допустимых и предельных износов. Обычно на авторемонтных предприятиях оценка годности изношенных шестерен осуществляется по внешним признакам, на глаз, с учетом таких признаков, как сколы торцов зубьев скользящих шестерен, поломки зубьев, значительный износ по длине зуба. При этом не учитывается точность основных параметров, определяющих работоспособность шестерен.

Основными видами износа и разрушения зубьев шестерен являются износ зубьев по толщине и длине, усталостное выкраши-

вание рабочих поверхностей зубьев, сколы краев зубьев и их поломки.

Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев (питтинг, оспинный износ) характеризуется наличием на рабочих поверхностях зубьев мелких углублений с неровными краями (оспин) диаметром от нескольких сотых до десятых долей миллиметра. При значительном износе отдельные оспины соединяются и образуют участки разрушенной поверхности размером до половины всего профиля.

Выкрашивание делится на ограниченное и прогрессивное. Ограниченное выкрашивание обычно наблюдается в начале работы шестерен. Его причинами служат местные концентрации напряжений на поверхности зубьев вследствие имеющихся неровностей (следы обработки) или неточности сборки. Высокие местные напряжения быстро вызывают усталость металла выступающих участков. По мере износа и разрушения этих участков, характерного для стадии приработки зубьев шестерен, происходит сглаживание рабочего профиля зубьев и нагрузка распределяется на всю поверхность контакта. Ограниченное выкрашивание, таким образом, по мере приработки профилей зубьев исчезает, не являясь опасным и не свидетельствует о ненадежности работы зубчатой пары.

Прогрессивное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев шестерен, увеличиваясь при работе, является опасным, вызывает быстрый износ зубьев и служит частой причиной выхода шестерен из строя. Прогрессивное выкрашивание начинается с появления мелких усталостных трещин на поверхности зубьев в зоне начальной окружности как ведущих, так и ведомых шестерен. Трещины, увеличиваясь в размерах, соединяются друг с другом, что приводит к откалыванию частичек металла от рабочей поверхности зуба. Обманные поврежденные места вызывает искажение профиля зубьев, неравномерную передачу усилия, увеличение бокового зазора, появление дополнительных динамических нагрузок, приводящих к еще большим разрушениям рабочих поверхностей и в результате к выходу из строя зубьев шестерен.

Следует отметить, что из обследованных шестерен коробок передач выкрашивание рабочих поверхностей наблюдалось на шестернях первой передачи и заднего хода. Совершенно отсутствует такой вид износа на косозубых шестернях постоянного зацепления.

По существующим техническим условиям на контроль-сортровку выбраковке подлежат шестерни, зубья которых имеют сыпь усталостного характера, охватывающую более 1/4 поверхности рабочего профиля зуба. Шестерни с такой степенью выкрашивания рабочих поверхностей зубьев встречались довольно редко.

Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев прямозубых шестерен является следствием сокращения длины контакта зубьев и износа торцов. Чтобы избежать этот вид износа, необходимо устра-

нить причины, вызывающие торцевой износ зубьев. Этого вида износа можно избежать, отказавшись в последующих конструкциях коробок передач от использования прямозубых скользящих шестерен.

Износ зубьев по толщине происходит вследствие окислительного и абразивного процесса, а также под действием трения скольжения и качения между профилями зубьев. Величина скольжения на профиле зуба меняется в зависимости от изменения радиуса кривизны профиля. Скольжение на обоих профилях в момент,

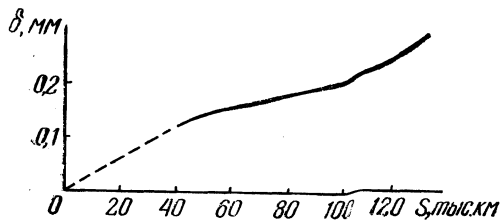


Рис. 1. График износа зубьев шестерен по выталкивающей толщине.

когда точка касания находится на начальных окружностях, равно нулю (чистое качение). При работе зубчатой передачи в условиях чистой смазки имеет место окислительный износ. По мере загрязнения смазки продуктами окислительного износа все более значительную роль начинает играть абразивный износ. При естественном износе по толщине зубья цилиндрических шестерен, находящихся в постоянном зацеплении, сохраняют примерно правильный эвольвентный профиль. Зубья переключаемых шестерен также сохраняют эвольвентный профиль, но по длине они довольно часто имеют конусность.

Исследование износа зубьев шестерен коробки передач позволило выявить определенную закономерность между величиной износа (δ) и пройденным пробегом (S) автомобиля и построить приближенный график износа зубьев шестерен (рис. 1). Анализируя величины износа зубьев по толщине в зависимости от величины пробега, можно заметить, что величины износов и характер их нарастания согласуются с типовой кривой износа детали [2].

Начальный период работы зубьев, характеризующий приработку поверхностей, соответствует первому участку кривой. Кривая износа на этом участке резко поднимается вверх. В этот период происходит устранение неровностей — образуется гладкая поверхность рабочих профилей.

Затем на кривой износа отмечается второй, более пологий участок, лежащий в интервале примерно 50—100 тыс. км. Этот участок характеризуется плавным нарастанием величины износа зубьев по толщине и носит название участка нормального эксплуатационного износа. Эксплуатация автомобилей в интервале, лежащем выше 100—120 тыс. км, характеризуется резким возрастанием

износа, после чего шестерни становятся непригодными для дальнейшей эксплуатации.

Полученный график позволяет проследить темп износа зубьев за весь период работы шестерен вплоть до разрушения.

Таким образом, можно по фактическому размеру зубьев, измеренному в процессе эксплуатации, сказать о сроке службы данной детали. При ремонте коробки передач или частичной замене шестерен можно говорить о целесообразности постановки той или иной шестерни с имеющейся величиной износа и о том, какой срок эта шестерня может проработать.

Износ зубьев по длине (торцевой износ) является основным дефектом, по которому производится выбраковка шестерен на авторемонтных предприятиях. Износ этого вида присущ только скользящим шестерням и шестерням, с ними зацепляющимся. Торцевые удары зубьев, возникающие при переключении передач с помощью скользящей по шлицам вала шестерни, вызывают износ торцев, в результате чего происходит уменьшение длины зубьев. Проведенные наблюдения и замеры показали, что износ этого вида для зубьев скользящих шестерен является преобладающим и может быть:

- а) эксплуатационного характера (связан с дорожными условиями, а также с небрежным переключением передачи);
- б) производственного характера (вызывается недостаточной твердостью сердцевины зуба и, следовательно, недостаточной ее износостойкостью).

В результате износа зубьев по длине нарушается нормальная работоспособность коробки передач (происходит самовыключение шестерен из зацепления во время движения автомобиля, затрудняется переключение передач, появляются стуки и т. д.)

Износ зубьев шестерен первой передачи, а также шестерен блока заднего хода по толщине, как правило, сопровождается конусным износом по длине зуба, значительным изменением основного шага и отклонением эвольвенты. Конусообразный износ, достигающий 0,05—0,18 мм по длине зуба, является основной причиной самовыключения первой передачи и заднего хода, а значительные ошибки основного шага и отклонение эвольвенты вызывают возникновение динамической составляющей усилия на зубьях. По данным НАМИ [2] при значительном износе момент в зацеплении за счет динамической составляющей увеличивается в 3—4 раза.

При появлении в зацеплении осевых усилий, превышающих усилия фиксирующего механизма, происходит самовыключение передачи, что является основным внешним показателем потери работоспособности коробки передач.

Характер износа зуба по длине (l), уменьшение рабочей длины зуба за счет скалывания рабочего торца, образование конусности и в связи с этим осевого выталкивающего усилия (P) показано на

схеме зуба шестерни с сечением в плоскости делительной окружности (рис. 2).

Износ зуба по длине для цементируемых сталей опасен еще тем, что при износе на глубину выше 1,0—1,5 мм обнажается сравнительно мягкая сердцевина зуба, и дальнейший износ торца и соответствующее укорочение зуба происходят очень интенсивно.

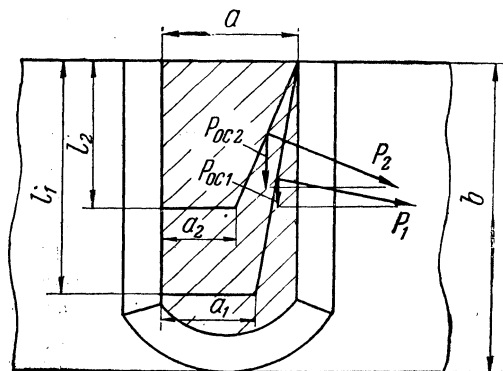


Рис. 2. Схема износа зуба по длине и увеличения выталкивающей силы.

Для увеличения долговечности шестерен, имеющих торцевой износ и износ зубьев по длине, необходимо: 1) при включении первой передачи и заднего хода обратить особое внимание на безударное включение шестерен; 2) производить своевременную замену смазки; 3) обеспечить нормальную работу сцепления (сцепление не должно «вести»).

Выводы

1. Коробка передач автомобиля ГАЗ-53 отличается большей работоспособностью по сравнению с коробкой передач автомобиля ГАЗ-51 за счет введения шестерен постоянного зацепления на второй и третьей передачах и введения синхронизатора на третьей и четвертой передачах.

2. Низкую работоспособность имеют шестерни первой передачи и заднего хода вследствие значительных износов по длине зуба и износов торцов, присущих только скользящим шестерням и шестерням, с ними зацепляющимся.

3. Косозубые шестерни постоянного зацепления имеют износы зубьев в допустимых пределах и обеспечивают пробег автомобиля до капитального ремонта.

Литература

1. Технические условия на контроль-сортировку деталей автомобиля ГАЗ-53 при капитальном ремонте. М., 1960.
2. Щетинин С. Ф. Предельные износы и сроки службы автомобильных шестерен и деталей шлицевых соединений. М., 1963.

В. С. Апанасенко

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЯРОСЛАВСКОГО МОТОРНОГО ЗАВОДА

Основной задачей отечественного автомобилестроения является создание новых, более совершенных по конструкции автомобилей, отвечающих возросшим требованиям эксплуатации и современному уровню мировой автомобильной техники.

Долговечность и эксплуатационная надежность целого ряда важнейших узлов и агрегатов автомобиля в значительной мере зависит от жесткости конструкции, так как деформация деталей узла или механизма под действием нагрузки вызывает изменение первоначального положения рабочих поверхностей, является причиной переноса деталей и приводит к неравномерному распределению нагрузки на рабочих поверхностях.

В результате недостаточной жесткости механизма нагрузка на некотором участке рабочей поверхности детали возрастает и может значительно превысить расчетную величину. Это приводит к интенсификации усталостных явлений и явлений износа, вследствие чего ускоряется процесс разрушения рабочих поверхностей.

Недостаточная жесткость узла или агрегата также приводит к уменьшению механического к. п. д. в результате перекосов рабочих поверхностей деталей и возрастания вследствие этого сил трения.

При конструировании агрегатов трансмиссий автомобилей применяются различные меры по увеличению их жесткости и уменьшению, таким образом, отрицательного влияния деформаций деталей на долговечность и эксплуатационную надежность агрегатов и механизмов. Такими мерами являются, например, введение предварительных натягов подшипников, первоначальный «точечный» контакт зубьев конических шестерен со стороны их меньшего диаметра, бочкообразная форма зубьев, отказ от консольного расположения малой конической шестерни главной передачи и т. д.

Однако в настоящее время нет еще более или менее удовлетворительных методов учета жесткости при расчете деталей, механизмов узлов и агрегатов.

Так как теоретические методы разработаны недостаточно,

фактическая жесткость узла может лишь определяться путем экспериментальных исследований.

Жесткость механизмов трансмиссий автомобилей, особенно коробок передач, исследована явно недостаточно. Нет еще достаточно полных данных о влиянии отдельных элементов узла или механизма на его суммарную жесткость, так как жесткость механизма или агрегата, как правило, оценивается лишь величиной прогибов его валов без учета деформаций других деталей, например подшипников, картера.

В данной работе представлены результаты экспериментального исследования жесткости основных элементов коробок передач Ярославского моторного завода моделей 200, 236, 236С и 238.

Определение жесткости проводилось в лабораторных условиях путем статического нагружения коробок передач на специально изготовленном стенде (рис. 1).

При проведении испытаний с помощью механических индикаторов измерялись величины деформаций валов, опор и картеров коробок на всех передачах и при различных нагрузках.

Деформации валов, как отклонение их упругой линии от оси, проходящей через опоры, определялись в два этапа. На первом этапе измерялись перемещения сечений валов и их опор относительно соответствующих участков картера, на втором — перемещения этих же участков картера относительно специального каркаса, который жестко присоединялся к привалочной плоскости коробки и передней стойке стенда одними и теми же болтами.

Алгебраическая сумма перемещений, зафиксированных на обоих этапах, представляет собою указанную деформацию валов и их опор.

Полученные результаты соответствуют предположению, что возможный поворот каркаса стенда вместе с передней стойкой и привалочной плоскостью картера коробки при нагружении последней не вызывал искривления элементов каркаса, несущих на себе измерительный инструмент.

Перемещения валов измерялись в трех сечениях (два из них располагались недалеко от опор и одно примерно по середине вала) и двух взаимно перпендикулярных плоскостях (вертикальной и горизонтальной). В качестве перемещения опор валов фикс-

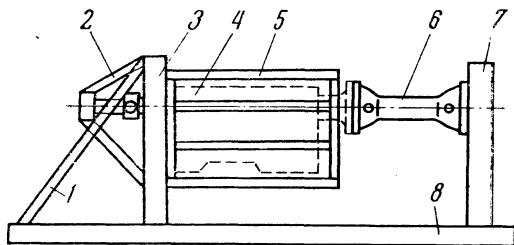


Рис. 1. Схема стенда для испытания коробок передач на жесткость:

1 — нагрузочное устройство; 2 — опора первичного вала; 3 — передняя стойка; 4 — испытываемая коробка; 5 — каркас; 6 — карданная передача; 7 — задняя стойка; 8 — основание.

сировались перемещения внешних колец соответствующих подшипников, а опор оси паразитных шестерен заднего хода — перемещения удлиненных ее концов.

Измерения деформаций производились при пяти значениях крутящего момента (27, 47, 75, 90, 120 кгм), приложенного к первичному валу коробки с помощью рычажного устройства (7). За нулевой был принят момент, равный 12 кгм.

Наибольший момент нагрузки превышал максимальный крутящий момент двигателя, в паре с которым работает коробка: на 155% — для коробки модели 200, на 85% — для коробок моделей 236 и 236С и на 38% — для коробки модели 238.

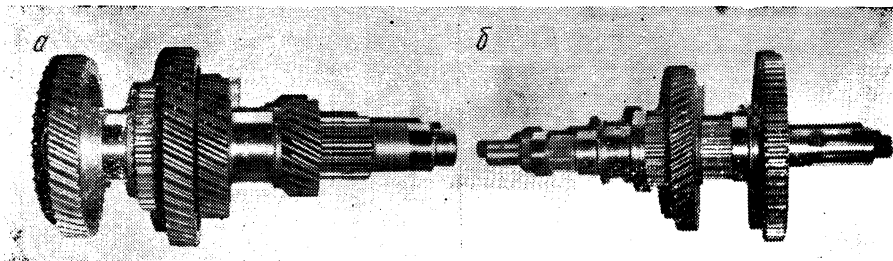


Рис. 2. Промежуточный (а) и вторичный (б) валы, подготовленные к выполнению замеров деформаций.

Каждое измерение повторялось шестикратно: три раза при ступеньчатом увеличении нагрузки и три раза при ее уменьшении. В качестве окончательного результата принималась среднеарифметическая величина от этих шести значений.

Таким образом, для каждой из коробок в процессе испытаний было зафиксировано по 6240 показаний индикаторов.

Это давало возможность определить прогибы валов, радиальную деформацию опор и изменение межцентровых расстояний, а также величины деформаций картера и их влияние на относительное перемещение валов под нагрузкой.

В местах расположения сечений в картерах коробок делались отверстия для пропуска измерительных ножек индикаторов, а на валах шлифовались шейки, с поверхностью которых при измерениях контактировались измерительные ножки.

На промежуточных валах эти шейки выполнялись непосредственно на ступицах шестерен и на теле вала (рис. 2, а), а на вторичных валах — на специальных втулках, насаженных на шлицевые части валов. При этом со вторичных валов снимались шестерни и синхронизаторы, мешавшие измерениям и не участвовавшие в работе на передаче, для которой проводились испытания (рис. 2, б).

Примененная методика испытаний достаточно проста, надежна и обеспечивает необходимую точность результатов. Средний разброс показаний при испытаниях составлял 10—15%.

Ниже приведены результаты испытаний коробок передач.

У всех испытанных коробок наибольшим деформациям на всех передачах и при всех нагрузках, применяемых при испытаниях, подвергаются средние части валов, перемещения сечений которых возрастают прямо пропорционально прилагаемому моменту, достигая значений 0,27—0,49 мм.

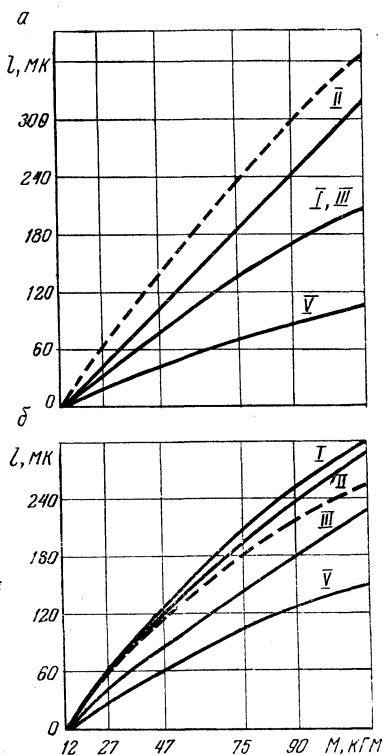


Рис. 3. Рост перемещений среднего сечения промежуточного (а) и вторичного (б) валов КПП ЯМЗ-236 в зависимости от момента на первичном валу (штриховая линия — задний ход).

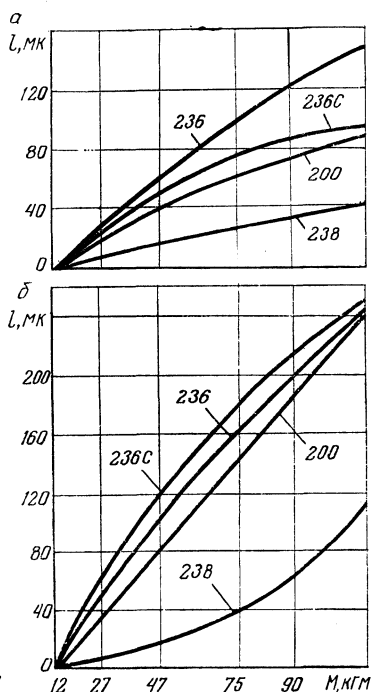


Рис. 4. Радиальные перемещения задней (а) и передней (б) опоры оси паразитных шестерен заднего хода в зависимости от момента на первичном валу.

Аналогично нарастают и деформации опор, а их наибольшие значения равны 0,01—0,19 мм.

На рис. 3 показан темп нарастания деформаций среднего сечения

чения промежуточного (*a*) и вторичного (*б*) валов коробки передач модели 236 в зависимости от момента на первичном валу.

Наиболее деформируемыми опорами испытанных коробок являются опоры оси паразитных шестерен заднего хода, особенно передняя опора оси, так как ее деформации более чем в два раза превышают деформации других опор и равны 0,11—0,19 мм при моменте на первичном валу 120 кгм.

На рис. 4 показан рост радиальных деформаций опор оси паразитных шестерен в зависимости от значения момента на первичном валу коробки.

В процессе испытаний было выявлено, что прилив, в котором находится эта опора, передает действующие на него силы правой боковой стенке (если смотреть на коробку со стороны двигателя) и днищу картера, деформации (выпираания) которых и вызывают относительно большие перемещения самой опоры. Величина выпирания правой боковой стенки картера составляет 0,16—0,23 мм и днища —0,03—0,14 мм при наибольшем моменте нагрузки 120 кгм.

Испытания показали, что перемещения передней опоры оси паразитных шестерен за счет деформации самого прилива составляют лишь 17—20% — для коробок передач моделей 200, 236 и 236С и 6—8% — для коробки модели 238 от суммарных перемещений.

Столь значительные деформации опор оси паразитных шестерен заднего хода вызывают большие перекосы самой оси, которые при наибольшем моменте нагрузки для коробок передач моделей 200, 236 и 236С, имеющих две паразитные шестерни, равны 0,0012—0,0015 рад в горизонтальной плоскости (рис. 5, б) и 0,0010—0,0012 рад в вертикальной плоскости (рис. 5, а). У коробки модели 238, имеющей одну паразитную шестерню, перекосы значительно ниже и соответственно равны 0,0005 и 0,0001 рад.

Большие перекосы оси паразитных шестерен, происходящие за счет деформации опор оси, оказывают значительное влияние на величину перекоса блока шестерен заднего хода, которая еще более увеличивается за счет изгиба оси и зазоров в подшипниках. Такое явление обнаружено при испытаниях у коробок передач моделей 236 и 236С. В результате большого перекоса блока паразитных шестерен зафиксировано выпирание задней стенки картера в месте расположения опоры оси блока, равное при наибольшей нагрузке (120 кгм) 26 мк у коробки модели 236 и 6 мк у коробки модели 236С.

Этим, очевидно, объясняется то обстоятельство, что в процессе стендовых испытаний и в эксплуатации у этих коробок наблюдается износ задней стенки картера вследствие трения торца блока паразитных шестерен о стенку.

В процессе испытаний было обнаружено, что при нагружении коробок за счет деформации стенок, днища и крышки происходит

закручивание задних стенок картеров против часовой стрелки (если смотреть на коробку со стороны двигателя) при включенных передачах для движения вперед и по часовой стрелке при включении заднего хода.

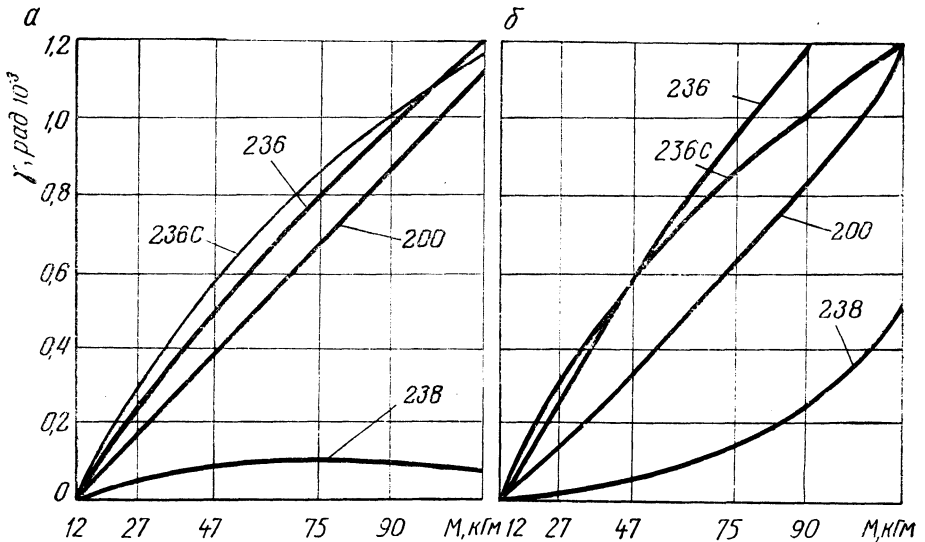


Рис. 5. Перекосы оси паразитных шестерен заднего хода в вертикальной (а) и горизонтальной (б) плоскости в зависимости от момента на первичном валу.

Перемещения сечений валов, происходящие как за счет изгиба самих валов, так и за счет деформации опор, приводят к изменению межцентровых расстояний и оказывают влияние на степень перекоса зубьев шестерен.

Установлено, что перемещения сечений валов, происходящие за счет деформации картера и смещения опор, составляют у испытанных коробок 5—15%, а перемещения сечений за счет изгиба валов— 85—95% от суммарных перемещений.

Величины межцентровых расстояний, полученные также путем пересчета экспериментальных данных, для испытанных коробок увеличиваются в зависимости от увеличения нагрузки на первичном валу. Их значения при наибольшем моменте (120 кгм) равны 0,18—0,27 мм.

На рис. 6 показаны изменения межцентровых расстояний под серединами шестерен в зависимости от нагрузки коробки передач модели 236 на заднем ходу.

Полученные экспериментальные данные сравнивались с результатами аналогичных испытаний раздаточной коробки автомобиля ЗИЛ-151 (табл. 1).

Примечание. В табл. 1 представлены значения параметров деформации, соответствующие максимально-крутящему моменту двигателя, в паре с которым работает коробка.

Из табл. 1 видно, что коробки передач ЯМЗ имеют несколько большую жесткость, чем раздаточная коробка ЗИЛ-151. Значения некоторых параметров деформации испытанных коробок передач при моменте на первичном валу, равном максимальному крутящему моменту двигателя, в паре с которым работает коробка, по своим значениям близко отстоят друг от друга. Это говорит о том, что испытанные модели коробок имеют примерно одинаковую жесткость.

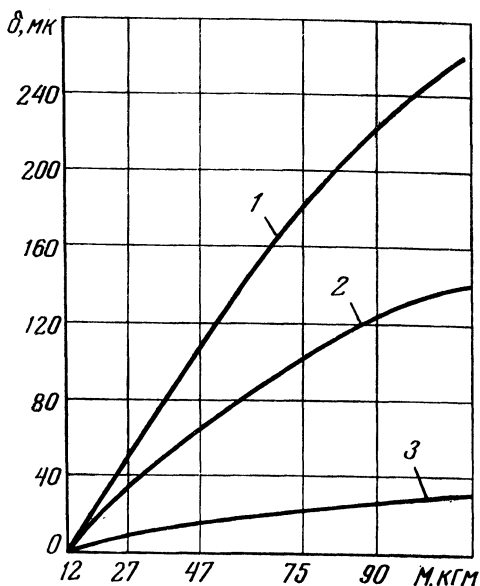


Рис. 6. Изменения межцентровых расстояний (σ) под серединами шестерен на заднем ходу у КПП ЯМЗ-236 в зависимости от момента на первичном валу:

1 — для зубчатой пары промежуточный вал — блок паразитных шестерен; 2 — для зубчатой пары вторичный вал — блок паразитных шестерен; 3 — для зубчатой пары постоянного зацепления.

Таблица 1

| Параметры | Раздаточная коробка ЗИЛ-151 | Коробки передач ЯМЗ | | | |
|--|-----------------------------|---------------------|--------|--------|-------|
| | | 200 | 236 | 236С | 238 |
| Перемещения сечений валов, мк | 20—260 | 17—200 | 17—200 | 10—212 | 6—185 |
| Увеличение межцентровых расстояний, мк | 90—300 | 3—99 | 9—144 | 18—98 | 9—167 |
| Деформации опор, мк | 10—180 | 0—85 | 0—123 | 0—114 | 0—77 |

Выводы

1. Примененная методика экспериментального определения жесткости проста, достаточно надежна и обеспечивает необходи-

мую точность результатов, вследствие чего она может быть рекомендована для использования при испытании опытных и усовершенствовании существующих конструкций.

2. Испытанные коробки передач ЯМЗ моделей 200, 236, 236С и 238 имеют примерно одинаковую жесткость.

3. Изгибы валов испытанных коробок передач при моменте на входном валу, равном максимальному моменту двигателя, в паре с которым работает коробка, не превышают допустимую в машиностроении величину 0,20 мм.

4. Увеличения межцентровых расстояний под серединами шестерен при этих же моментах находятся в пределах 0,003—0,167 мм и также не превышают принятую величину 0,20 мм.

5. Наиболее деформируемым местом картеров испытанных коробок передач моделей 200, 236 и 236С является передняя опора оси паразитных шестерен заднего хода. Ее деформации более чем в два раза превышают деформации других опор.

6. Перемещения передней опоры оси паразитных шестерен происходят в основном за счет деформации стенки и днища картера, с которыми соединен прилив этой опоры. Очевидно, жесткость этого узла можно увеличить путем придания большей жесткости правой боковой стенке (если смотреть на коробку со стороны двигателя) и днищу картера.

7. Перемещения сечений валов и зависящие от них изменения межцентровых расстояний за счет изгиба валов составляют у испытанных коробок 85—95% от суммарных перемещений. Остальные 5—15% перемещений происходят за счет деформации картера. Это необходимо учитывать при аналитических расчетах конструкций, подобных испытанным.

Ю. Л. Солитерман

УТОЧНЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Конические колеса с круговыми зубьями, отличающиеся высокой нагрузочной способностью, получили широкое распространение в тяжело нагруженных узлах общего и в первую очередь транспортно-машиностроения. Поэтому вопрос более точного определения усталостной долговечности и методов повышения нагрузочной способности конических колес с круговыми зубьями имеет весьма актуальное значение. Следует отметить, что до настоящего времени прочностной расчет конических колес с круговыми зубьями производится на основании «принципа эквивалентности» конических и цилиндрических колес, предложенного Тредгольдом в конце 19 в. При этом полностью игнорируется реальная форма зубьев, которая, как известно, может изменяться в весьма широких пределах в зависимости от способа нарезания и метода расчета наладки станков.

Отличительной особенностью конических колес с круговыми зубьями является локализация пятна контакта, развивающаяся из теоретического точечного контакта из-за деформации зубьев под нагрузкой и износа их поверхностей в процессе работы. Максимальные контактные напряжения возникают в мгновенной точке теоретического контакта, которая является центром симметрии мгновенного эллипса практического контакта. Траектория движения мгновенной точки контакта по поверхностям зубьев сопряженных колес зависит от конфигурации поверхностей зубьев сопрягающихся колес, а также от их взаимной установки при работе. Расположение зоны максимальных контактных напряжений и возникновение и развитие усталостного выкрашивания тоже будет зависеть от указанных обстоятельств. Это положение подтверждается проведенными нами экспериментами. На рис. 1, а, б, в показано расположение зоны начального выкрашивания на зубьях ведущих конических шестерен главной передачи трактора ДТ-54А, изготовленных при различных параметрах наладки станка.

Анализ характера повреждений зубьев в процессе усталостных испытаний подтверждает высказанное нами ранее положение о необходимости расчета величины контактных напряжений на поверх-

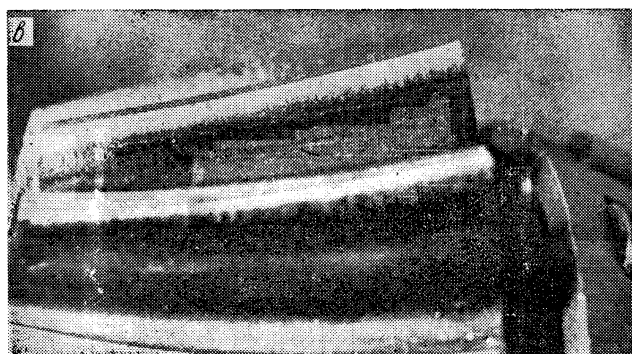
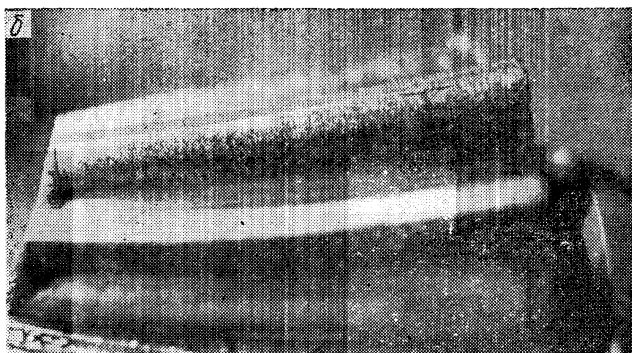
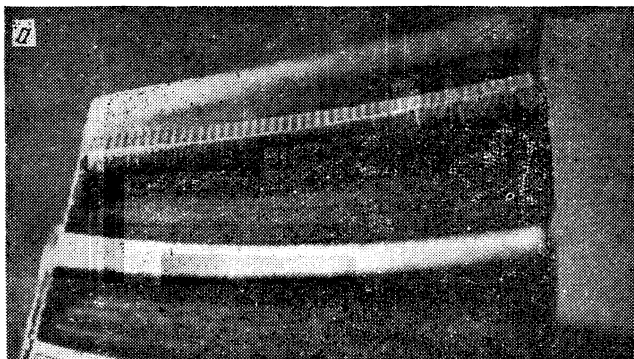


Рис. 1.

ностях контактирующих зубьев по общим формулам контакта упругих тел с учетом их реальной геометрической формы [4]. Для расчета величины контактных напряжений в текущей точке контакта необходимо определить главные радиусы кривизны поверхностей контактирующих зубьев, а также угол между главными направлениями в текущей точке контакта для конкретных геометрических параметров передачи и параметров наладки зубоформирующих станков при изготовлении колес пары.

В настоящей работе приводятся полученные нами уточненные расчетные формулы определения указанных величин для конических колес с понижающимися зубьями, нарезаемых методом обкатки, у которых вершины внутреннего и делительного конусов совпадают (форма зуба I по классификации ЭНИМС) [1].

Боковая поверхность зуба конического колеса с круговыми зубьями описывается четырьмя уравнениями, три из которых представляют уравнения производящей поверхности, а четвертое — уравнение станочного зацепления [2].

Схема установки заготовки зубчатого колеса на станке представлена на рис. 2.

В неподвижной системе координат, связанной с производящей поверхностью, боковая поверхность зуба конического колеса описывается следующей системой уравнений:

$$x_{ni} = \pm r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \mp U_i \cos \alpha_i + L \sin (\delta_i - \varphi_{mi}), \quad (1)$$

$$y_{ni} = U_i \sin \alpha_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) - b_i \sin (q_i - \psi_i), \quad (2)$$

$$z_{ni} = U_i \sin \alpha_i \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) + b_i \cos (q_i - \psi_i), \quad (3)$$

$$\pm U_i \cos \varphi_{mi} \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) - i_i b_i \cos \alpha_i \sin \nu_i \mp \\ \mp b_i \sin \alpha_i \cos \varphi_{mi} \sin (q_i - \psi_i) + b_i \cos \alpha_i \sin \varphi_{mi} \sin \nu_i \mp$$

$$\mp r_i \cos \alpha_i \operatorname{ctg} \alpha_i \cos \varphi_{mi} \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) - \Delta L_i \cos \alpha_i \sin \varphi_{mi} \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \pm \\ \pm \Delta E_i \sin \alpha_i \cos \varphi_{mi} - \Delta E_i \cos \alpha_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) = 0, \quad (4)$$

где $i = 1, 2$ — индекс нарезаемого зубчатого колеса, $i = 1$ для шестерни, $i = 2$ для колеса; U_i — длина образующей конуса резцовой головки; ν_i — угол отсчета образующей на конусе производящего колеса; ψ_i — угол поворота производящего колеса; r_i — расчетный радиус резцовой головки; α_i — угол профиля резцов; L — длина средней образующей делительного конуса; δ_i — угол начального конуса; φ_{mi} — угловая установка заготовки; q_i — угловая установка резцовой головки; ν_i — радиальная установка резцовой головки; i_i — передаточное число обкатки при нарезании; ΔL_i — осевое смещение при нарезании; ΔE_i — гипойдное смещение при нарезании.

В приведенных формулах верхние знаки справедливы для вогнутой стороны, а нижние — для выпуклой стороны зубьев. Выражения (1) — (4) справедливы как для шестерни, так и для колеса, поскольку наладка станков и кинематика движения инструмента и заготовки при нарезании шестерни и колеса в принципе иден-

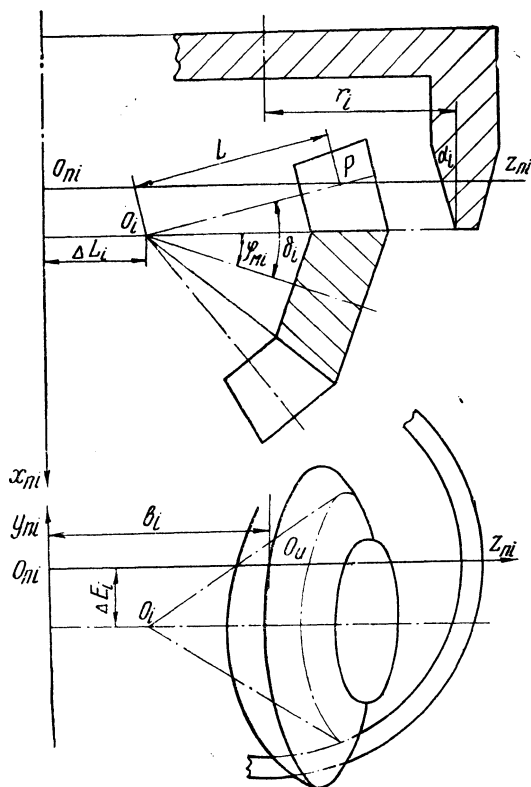


Рис. 2.

тичны. Величины L_i и δ_i принимаются из геометрического расчета пары; величины r_i , α_i , φ_{ni} , q_i , b_i , i_i , ΔL_i , ΔE_i принимаются на основании карты наладки станков.

При расчете правоспирального колеса величину гипоидного смещения ΔE_i следует принимать со знаком, соответствующим карте наладки станка; при расчете левоспирального колеса гипоидное смещение следует принимать с обратным знаком. Величина осевого смещения ΔL_i принимается со знаком, соответствующим карте наладки станка.

На рис. 3 представлена схема зацепления конических шестерен при установке со смещением от теоретически правильного положения, характеризующегося совпадением вершин начальных конусов. Обозначим величины смещений W_1 и W_2 соответственно для колеса 1 и 2. Будем считать положительным смещение, направленное в сторону увеличения бокового зазора, и отрицательным в противоположном случае.

Поверхность производящего колеса в общей для пары неподвижной системы координат $S_0(x_0, y_0, z_0)$, вершина которой — точка O совпадает с общей вершиной начальных конусов шестерен пары при их теоретически правильном положении, плоскость x_0Oz_0 совпадает с плоскостью осей шестерен, а ось z_0 направлена по образующей теоретического касания начальных конусов, описывается следующими уравнениями:

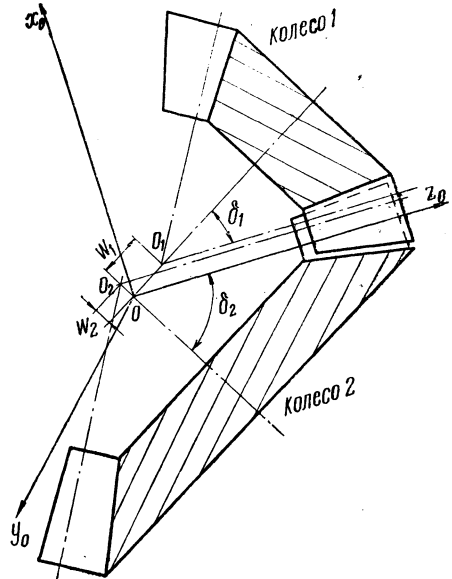


Рис. 3.

$$\begin{aligned}
 \leftarrow x_{oi} = & (-1)^i [\mp r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos \varphi_i \mp r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} \pm \\
 & \pm U_i \cos \alpha_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos \varphi_i \pm U_i \cos \alpha_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} + \\
 & + U_i \sin \alpha_i \cos \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) \cos \varphi_i - \\
 & - U_i \sin \alpha_i \sin \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) + b_i \cos \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) \cos \varphi_i - \\
 & - b_i \sin \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) - \Delta L_i \cos \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos \varphi_i + \\
 & + \Delta L_i \sin \delta_i \cos \varphi_{mi} - W_i \sin \delta_i + U_i \sin \alpha_i \cos \delta_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \sin \varphi_i - \\
 & - b_i \cos \delta_i \sin (q_i - \psi_i) \sin \varphi_i + \Delta E_i \cos \delta_i \sin \varphi_i, \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \leftarrow y_{oi} = & \mp r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \cos \varphi_{mi} \sin \varphi_i \pm U_i \cos \alpha_i \cos \varphi_{mi} \sin \varphi_i + \\
 & + U_i \sin \alpha_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) \sin \varphi_i + b_i \sin \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) \sin \varphi_i - \\
 & - \Delta L_i \sin \varphi_{mi} \sin \varphi_i - (-1)^i [U_i \sin \alpha_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \cos \varphi_i - \\
 & - b_i \sin (q_i - \psi_i) \cos \varphi_i + \Delta E_i \cos \varphi_i], \quad (6)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \leftarrow z_{0i} = & \mp r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \sin \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos \varphi_i \pm r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \cos \delta_i \sin \varphi_{mi} \pm \\
 & \pm U_i \cos \alpha_i \sin \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos \varphi_i \mp U_i \cos \delta_i \cos \alpha_i \sin \varphi_{mi} + \\
 & + U_i \sin \alpha_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \varphi_i) \cos \varphi_i + \\
 & + U_i \sin \alpha_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) + \\
 & + b_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) \cos \varphi_i + b_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) - \\
 & - \Delta L_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos \varphi_i - \Delta L_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} + W_i \cos \delta_i + \\
 & + (-1)^i [U_i \sin \alpha_i \sin \delta_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \sin \varphi_i - b_i \sin \delta_i \sin (q_i - \psi_i) \sin \varphi_i + \\
 & + \Delta E_i \sin \delta_i \sin \varphi_i]. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Проекции единичной нормали к поверхностям производящего колеса описываются уравнениями:

$$\begin{aligned}
 e_{oxi} = & (-1)^i [\mp \sin \alpha_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos \varphi_i \mp \sin \alpha_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} + \\
 & + \cos \alpha_i \cos \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) \cos \varphi_i - \\
 & - \cos \alpha_i \sin \delta_i \cos \varphi_i \cos (\nu_i - q_i + \psi_i)] + \\
 & + \cos \alpha_i \cos \delta_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \sin \varphi_i, \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 e_{oxi} = & \mp \sin \alpha_i \cos \varphi_{mi} \sin \varphi_i + \cos \alpha_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) \sin \varphi_i - \\
 & - (-1)^i \cos \alpha_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \cos \varphi_i, \quad (9)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 e_{0zi} = & \mp \sin \alpha_i \sin \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos \varphi_i \pm \sin \alpha_i \cos \delta_i \sin \varphi_{mi} + \\
 & + \cos \alpha_i \sin \delta_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \varphi_i) \cos \varphi_i + \\
 & + \cos \alpha_i \cos \delta_i \cos \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) + \\
 & + (-1)^i \cos \alpha_i \sin \delta_i \sin (\nu_i - q_i + \psi_i) \sin \varphi_i. \quad (10)
 \end{aligned}$$

В этих формулах, как и в предыдущих, верхние знаки справедливы для вогнутой, а нижние для выпуклой стороны зуба. Углы φ_i — углы поворота соответствующих колес вокруг своих осей.

Условия контакта зубьев сопряженных колес описываются системой уравнений (3):

$$\left. \begin{aligned}
 x_{01} &= x_{02}, \\
 y_{01} &= y_{02}, \\
 z_{01} &= z_{02}, \\
 e_{x01} &= e_{x02}, \\
 e_{y01} &= e_{y02}, \\
 e_{z01} &= e_{z02}, \\
 f_1(U_1, \nu_1, \psi_1) &= 0, \\
 f_2(U_1, \nu_1, \psi_1) &= 0.
 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Два последних из этих уравнений являются уравнениями станочного зацепления (формула (4)). В системе (11) содержится семь независимых уравнений, так как

$$(e_{0x1})^2 + (e_{x01})^2 + (e_{z01})^2 = (e_{0x2})^2 + (e_{0y2})^2 + (e_{0z2})^2 = 1. \quad (12)$$

Подставляя в (11) значения проекций радиус-вектора и единичной нормали согласно (5) — (10), а также уравнения станочного зацепления (4), получим систему семи нелинейных уравнений с восемью неизвестными: $U_1, \nu_1, \psi_1, \varphi_1, U_2, \nu_2, \psi_2, \varphi_2$.

Задавая последовательно различными значениями угла поворота шестерни φ_1 и решая систему (11), определяем значения остальных неизвестных параметров. Подставляя их в выражения (5) — (7), получаем координаты точек контакта в неподвижной системе координат. Совокупность мгновенных точек контакта образует линию зацепления в неподвижной системе координат. В подвижных системах координат, связанных соответственно с каждым из сопрягающихся колес, совокупность мгновенных точек контакта образует контактные линии на поверхностях зубьев. Теоретическая линия зацепления ограничивается наличием действительных решений системы уравнений (11). Практическая линия зацепления ограничивается расположением точки контакта на поверхности зубьев сопряженных колес. Координаты точек контакта в подвижной системе координат, связанной с каждым из сопрягающихся колес $S_1(x_1, y_1, z_1)$ и $S_2(x_2, y_2, z_2)$, определяются уравнениями:

$$\begin{aligned} x_i = (-1)^i [\mp r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \cos \varphi_{mi} \pm U_i \cos \alpha_i \cos \varphi_{mi} + \\ + U_i \sin \alpha_i \sin \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) + \\ + b_i \sin \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) - \Delta L_i \sin \varphi_{mi}, \end{aligned} \quad (13)$$

$$y_i = (-1)^i [- U_i \sin \alpha_i \sin \nu_i - q_i + \psi_i) + b_i \sin (q_i - \psi_i) - \Delta E_i, \quad (14)$$

$$\begin{aligned} z_i = \pm r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \sin \varphi_{mi} \mp U_i \cos \alpha_i \sin \varphi_{mi} + \\ + U_i \sin \alpha_i \cos \varphi_{mi} \cos (\nu_i - q_i + \psi_i) + \\ + b_i \cos \varphi_{mi} \cos (q_i - \psi_i) - \Delta L_i \cos \varphi_{mi}. \end{aligned} \quad (15)$$

Ограничения практической линии зацепления реальными поверхностями зубьев могут быть получены на основании следующих соображений. На рис. 4 представлено сечение зацепления пары конических колес плоскостью x_0Oz_0 и совпадающими с ней плоскостями $x_{A1}Oz_{A1}$ и $x_{A2}Oz_{A2}$. Поверхность зуба шестерни в плоскости $x_{A1}Oz_{A1}$ неподвижной системы координат $S_{A1}(x_{A1}, y_{A1}, z_{A1})$, связанной с шестерней, ограничена образующими внутреннего и внешнего дополнительных конусов, а также образующими конуса

выступов и конуса впадин. Математически это ограничение выражается системой неравенств

$$\left. \begin{aligned} +x_{A1} \operatorname{tg} \delta_1 + \frac{L - 0,5 B_1}{\cos \delta_1} &\leq z_{A1} \leq +x_{A1} \operatorname{tg} \delta_1 + \frac{L + 0,5 B_1}{\cos \delta_1}, \\ -z_{A1} \operatorname{tg} (\delta_1 + \gamma_2) + C \frac{\cos \gamma_2}{\cos (\delta_1 + \gamma_2)} &\leq x_{A1} \leq -z_{A1} \operatorname{tg} \delta_{b1}, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где B_1 — ширина венца шестерни; C — величина радиального зазора в зацеплении; γ_2 — угол ножки зуба колеса; δ_{b1} — угол конуса впадин зуба шестерни.

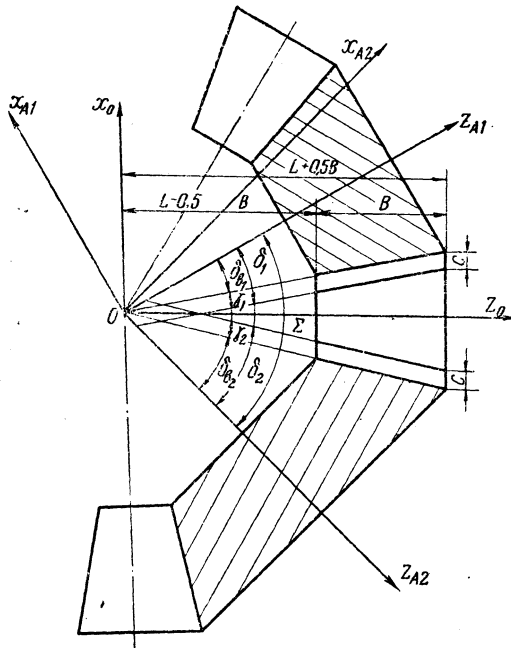


Рис. 4.

Аналогично для поверхности зуба колеса ограничение положения точки контакта реальной поверхностью зубьев выражается системой неравенств:

$$\left. \begin{aligned} -x_{A2} \operatorname{tg} \delta_2 + \frac{L - 0,5 B_2}{\cos \delta_2} &\leq z_{A2} \leq -x_{A2} \operatorname{tg} \delta_2 + \frac{L + 0,5 B_2}{\cos \delta_2}, \\ z_{A2} \operatorname{tg} \delta_{b2} &\leq x_{A2} \leq z_{A2} \operatorname{tg} (\delta_2 + \gamma_1) - \frac{C \cdot \cos \gamma_1}{\cos (\delta_2 + \gamma_1)}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Приведенные уточненные формулы определения поверхностей контактирующих зубьев точек мгновенного контакта на них дают

возможность с помощью кинематического метода дифференциальной геометрии [3] определить главные радиусы кривизны и угол между ними в текущей точке мгновенного контакта. Окончательная формула определения радиуса кривизны:

$$x_i = - \frac{A_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial t}\right)^2 + B_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial t}\right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial t}\right) + C_i \frac{\partial v_i}{\partial t} + D_i \frac{dU_i}{dt} + E_i}{F_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial t}\right)^2 + G_i \left(\frac{\partial v_i}{\partial t}\right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial t}\right) + H_i \left(\frac{\partial U_i}{\partial t}\right)^2 + K_i \frac{\partial v_i}{\partial t} + L_i \frac{\partial U_i}{\partial t} + M_i}, \quad (18)$$

где A_i, \dots, M_i — коэффициенты, определяемые по параметрам наладки и координатам мгновенной точки контакта. Ввиду громоздкости формулы их вычисления не приводятся. Соотношение между $\frac{\partial v_i}{\partial t}$ и $\frac{\partial U_i}{\partial t}$ характеризует направление секущей плоскости, в котором определяется кривизна. Соотношение $\frac{\partial v_i}{\partial t} : \frac{dU_i}{dt}$, соответствующее главным радиусам кривизны, определяется по формуле Родрига:

$$d\bar{e}_i = - x_{r.l.i} \bar{d}r_i. \quad (19)$$

Значения производных $\frac{\partial v_i}{dt}$ и $\frac{\partial U_i}{\partial t}$ должны также удовлетворять уравнению полного дифференциала уравнения зацепления (4)

$$\frac{d}{dt} f_i(U_i, v_i, \psi_i) = 0. \quad (20)$$

Совместное решение уравнений (19) и (20) дает значения производных $\frac{\partial v_i}{\partial t}$ и $\frac{\partial U_i}{\partial t}$, соответствующие главным направлениям. Подставляя их в выражение (18), получаем значения главных радиусов кривизны сопряженных поверхностей зубьев. Значения $\frac{\partial v_i}{\partial t}$ и $\frac{\partial U_i}{\partial t}$ дают возможность определить скорости перемещения точки контакта по поверхностям зубьев в плоскостях главной кривизны. Угол между главными направлениями сопряженных зубьев в текущей точке мгновенного контакта определяется как угол между векторами указанных скоростей, которые направлены по касательным к сопряженным поверхностям в плоскости главной кривизны. Знание главных радиусов кривизны и угла между ними в текущей точке мгновенного контакта позволяет при заданной величине усилия P найти полуоси мгновенного контакта a и b , а затем по формуле

$$\Pi = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (21)$$

определить максимальные контактные напряжения P в текущей точке контакта.

Таким образом, приведенная методика уточненного определения геометрических параметров сопрягающихся зубчатых колес дает возможность практически определить мгновенные контактные напряжения в текущей точке контакта. Нами разработан алгоритм решения указанной задачи на ЭЦВМ.

Л и т е р а т у р а

1. Кедринский В. Н., Писманик К. М. Станки для обработки конических зубчатых колес. М., 1967. 2. Литвин Ф. Л., Го Кай. Исследование зацепления конических зубчатых колес с нормально понижающимися дугowymi зубцами. В сб.: «Теория машин и механизмов», вып. 92—93. М., 1962. 3. Литвин Ф. Л. Применение кинематического метода для определения связи между кривизнами взаимно огибаемых поверхностей и условия отсутствия подрезания зубьев. В сб.: «Теория машин и механизмов», вып. 103—104, М., 1964. 4. Солитерман Ю. Л. Сопоставление методик расчета конических зубчатых колес БПИ, ЦНИИТМАШ и фирмы Глисон. В сб.: «Машиностроение и металлообработка», вып. 2, Минск, 1968.

А. В. Карпов, Б. Е. Митин, А. Н. Сидоров

СТЕНД С ДВУМЯ ЗАМКНУТЫМИ КОНТУРАМИ ДЛЯ СНЯТИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

Использование вращения направляющего аппарата гидротрансформатора (внутреннее разветвление силового потока) в гидромеханических передачах позволяет существенным образом изменять характеристику исходной гидродинамической передачи. Примеры выполненных конструкций гидромеханических передач с внутренним разветвлением силового потока (трансмиссии Трилок, SRM, Гидроматик образца 1961 г., Вольвомастик и др.) показывают, что преимуществом подобных схем является значительное расширение зоны высоких значений к. п. д. при бесступенчатом изменении передаточного отношения. В некоторых передачах противовращение направляющего аппарата используется для получения заднего хода. Кроме того, вращение направляющего аппарата в значительной степени изменяет нагрузочную способность исходной гидродинамической передачи, характеризуемую коэффициентом момента насосного колеса. Это обстоятельство может быть использовано для решения вопроса совместной работы серийных гидродинамических передач с двигателями различных типов и мощностей.

Для выбора наиболее целесообразной схемы передачи с внутренним разветвлением силового потока и ее параметров необходимо знать характеристику гидротрансформатора с вращающимся направляющим аппаратом, определяемую расчетным или опытным путем.

С целью экспериментального исследования влияния вращения направляющего аппарата комплексного полимерического гидротрансформатора МАЗ на его характеристику в проблемной автомобильной лаборатории Белорусского политехнического института был создан испытательный стенд с двумя замкнутыми контурами, кинематическая схема которого представлена на рис. 1.

В отличие от обычных стендов, используемых для снятия характеристик гидротрансформатора, в стенде с замкнутым контуром отсутствует тормозное устройство, нагружающее выходной вал. В основу работы стенда с замкнутым контуром положены следующие свойства гидродинамических передач: 1) отсутствие

жесткой кинематической связи между входным и выходным валами; 2) существование однозначной зависимости между скоростным и силовым режимами, определяемой характеристикой гидродинамической передачи.

Таким образом, если установить какой-то скоростной режим, т. е. передаточное отношение между оборотами выходного и входного валов передачи, то отношение крутящих моментов выходного вала к входному (коэффициент трансформации) будет вполне определенным.

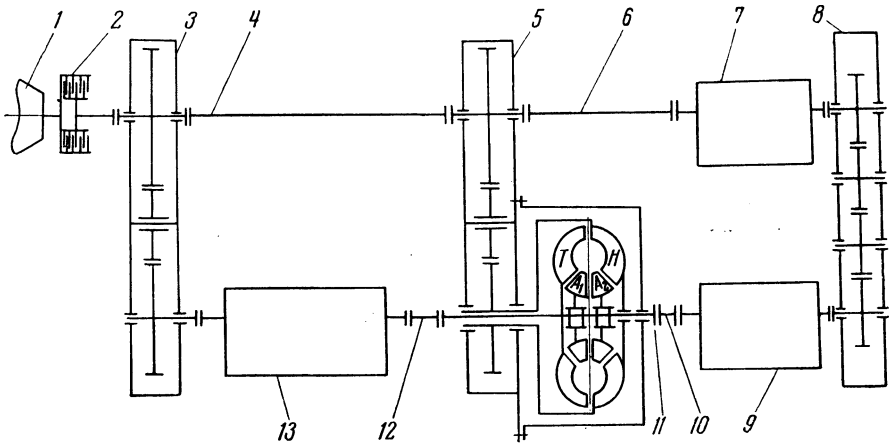


Рис. 1.

Для этой цели на стенде с двумя замкнутыми контурами турбинное колесо и колеса направляющего аппарата соединены жесткой кинематической связью с насосным колесом гидротрансформатора. Причем передаточное отношение этих двух кинематических связей, образующих два замкнутых контура, может изменяться за счет введенных в них редукторов в зависимости от передаточного отношения. Роль этих редукторов в стенде играют десятискоростная коробка передач (КП) 13, изменяющая передаточное отношение между оборотами насосного и турбинного колес, и две коробки передач 7 и 9, изменяющие отношения оборотов направляющего аппарата и насосного колеса гидротрансформатора. Кроме указанных узлов, в стенде используются повышающий редуктор 3 и 5 гидромеханической трансмиссии автомобиля МАЗ-530 и повышающий редуктор 8 БелАЗ-540, соединенные карданными валами 4, 6. В конструкцию гидротрансформатора внесены некоторые изменения, необходимые для установки на стенде. Колеса направляющего аппарата соединены с помощью муфт свободного хода с вала 11, направление вращения и число оборотов которого

определяются передаточными числами КП 7 и 9. Передаточное число редуктора 8 равно 1. Вал турбинного колеса пропущен через полый выходной вал редуктора 5; число оборотов и направление вращения определяется передаточным числом КП 13.

Двигатель 1 (Д-12А) мощностью 370 л. с. при 1800 об/мин служит для создания скоростного режима и восполнения потерь мощности в стенде.

Для изменения режима работы гидротрансформатора без остановки двигателя (для переключения передач в КП 13, 7 и 9) используется многодисковая фрикционная муфта 2.

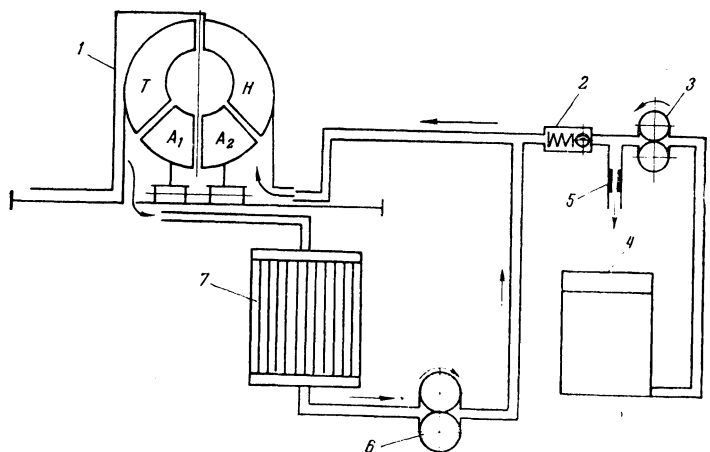


Рис. 2.

Таким образом, кинематическая схема стенда позволяет снимать характеристику при вращении всех колес гидротрансформатора. Причем направление вращения колес турбины и направляющего аппарата может совпадать с направлением действия потока жидкости на них, а может быть и противоположным (при включении в КП 13, 7 или 8 передач заднего хода).

Недостатком стенда является ограниченный выбор передаточных отношений, что не позволяет исследовать точки перехода на режим гидромолоты.

Система подпитки и охлаждения гидротрансформатора (рис. 2) закрытого типа. Шестеренный насос подпитки 3 подает рабочую жидкость из бака 4 через клапан подпитки 2 в замкнутый круг циркуляции, включающий гидротрансформатор 1, радиатор 7 и шестеренный насос гидротрансформатора 6. Давление подпитки на входе в гидротрансформатор поддерживается клапаном подпитки и регулируемым дросселем 5 в пределах 3,5—4 кг/см². Рабочая жидкость подается в гидротрансформатор в зазор между колесом направляющего аппарата и насосным колесом.

Для охлаждения жидкость отводится из круга циркуляции гидротрансформатора на выходе и подается в радиатор с водяным охлаждением. Производительность насоса подпитки 15 л при 1500 об/мин, производительность насоса гидротрансформатора 60 л при 1500 об/мин. В качестве рабочей жидкости используется турбинное масло.

Измерение температуры рабочей жидкости на выходе из гидротрансформатора производится с помощью термистора, наклеенного на медную трубку и милливольтметр типа М 198/3. Тарировка датчика температуры (термистора) осуществляется с помощью ртутного термометра. При испытаниях рабочая температура жидкости поддерживалась в пределах 100—110°C регулированием циркуляции охлаждающей воды вокруг радиатора.

Система измерения включает систему измерения крутящих моментов и систему измерения оборотов.

Измерение крутящих моментов турбины и направляющего аппарата гидротрансформатора производится на соединительных валах 10 и 12 (рис. 1) с помощью проволочных датчиков сопротивления и проходных ртутных токосъемников. Для усиления сигналов используется тензометрический усилитель ТА-5, выходные сигналы которого регистрируются с помощью милливольтметров.

Тарировка валов производилась на специальном тарировочном стенде, горизонтальность установки рамы которого проверялась с помощью уровня.

По результатам тарировки были определены коэффициенты пропорциональности, выражающие зависимость показаний приборов от величины нагрузки: k_T для вала турбины и k_A для вала направляющего аппарата. Эти результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

| Нагрузка, кгм | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 150 | 180 | 200 |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| k_T | 2,65 | 2,66 | 2,68 | 2,66 | 2,66 | 2,64 | 2,64 | 2,65 | 2,63 | 2,63 |
| k_A | 1,42 | 1,37 | 1,39 | 1,38 | 1,39 | 1,39 | 1,39 | | | |

При обработке результатов испытаний на стенде принимались среднеарифметические значения коэффициентов пропорциональности:

$$k_T = 2,65 \text{ кгм/делен} \text{ и } k_A = 1,39 \text{ кгм/делен.}$$

Отклонение значений коэффициентов пропорциональности k_T и k_A для основного диапазона крутящих моментов от среднеарифметического не превышает 0,5%.

Крутящий момент насосного колеса M_H определяется выражением

$$M_H = M_T - M_A.$$

В системе измерения оборотов колеса турбины и направляющего аппарата гидротрансформатора применяются импульсные датчики оборотов, устанавливаемые на валах 10 и 12 (рис. 1), счетчики импульсов СБ-1М/50 и реле времени.

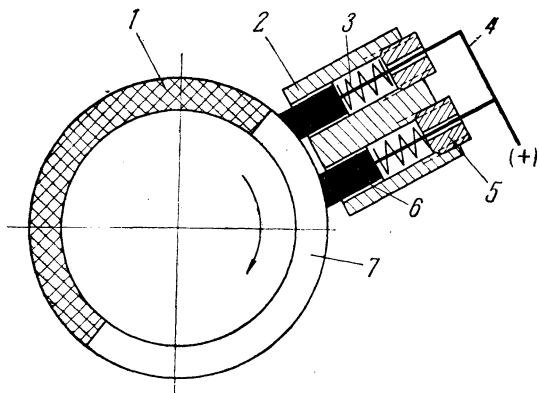


Рис. 3.

Импульсный датчик оборотов (рис. 3) представляет собой контактное кольцо, состоящее из двух полуколец 1 и 7, причем одно из них выполнено из диэлектрического материала (текстолита), по которому скользят две меднографитовые щетки 6, установленные в неподвижном корпусе из текстолита 2. Щетки прижимаются к контактному кольцу, связанному с валом, пружинками 3, усилие которых регулируется резьбовыми пробками 5. Обе щетки работают параллельно и соединены общим проводом 4 со счетчиком импульсов. При вращении контактного кольца за каждый оборот происходит один разрыв в цепи между щетками датчика и «массой» стенда, соединенной с зажимом «+» аккумуляторной батареи. Этот импульс регистрируется счетчиками импульсов, вторая клемма которого через реле времени соединена с минусовым полюсом батареи.

Реле времени выключает всю систему измерения оборотов через 30 сек после начала отсчета. Оператор при проведении испытаний по показаниям тахометра двигателя следит за соблюдением постоянного режима.

Ввиду высокой надежности работы импульсных датчиков оборотов, обеспечиваемой применением двух параллельных контактных щеток, погрешность измерения оборотов определяется погреш-

ностью счетчиков импульсов и не превышает 0,1% (по паспортным данным СБ-1М/50).

Установленные на стенде коробки передач для изменения передаточных отношений между насосным колесом и турбиной (КП 13) и насосным колесом и направляющим аппаратом (КП 7 и 9), позволяют задавать 10 значений передаточных отношений $i_{Т.Н} = \frac{n_T}{n_H}$ и 20 значений передаточных отношений $i_{А.Н} = \frac{n_A}{n_H}$ в режиме вращения направляющего аппарата под действием потока жидкости в круге циркуляции, а также 9 значений передаточных отношений в режиме вращения направляющего аппарата против действия потока жидкости.

Таким образом, характеристика гидротрансформатора может быть получена в широком диапазоне передаточных отношений.

Установленный режим работы стенда выдерживался в течение 30 сек, а затем включалась система измерения оборотов. Включение системы измерения оборотов служило сигналом для записи показаний приборов, измеряющих крутящие моменты. Показания счетчиков оборотов записывались после выключения системы измерения оборотов.

Затем переключением в коробках передач 7, 9 или 13 (см. рис. 1) устанавливались требуемые передаточные отношения $i_{А.Н}$ и $i_{Т.Н}$ и процесс повторялся.

Следует отметить, что стабильность показаний приборов измерения крутящих моментов для различных режимов работы (при повторении) не одинакова. Наибольший разброс в показаниях наблюдался на режимах работы с низкими значениями к. п. д. гидротрансформатора и являлся результатом влияния неустановившегося температурного режима.

Л. Г. Красневский

СИНТЕЗ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН

В настоящее время на тяжелых самоходных машинах широко применяются гидромеханические (ГМП) и механические многоступенчатые передачи, в которых переключение ступеней осуществляется с помощью управляемых гидроцилиндрами многодисковых фрикционов. Для включения нужной ступени в таких передачах необходимо подать давление в определенную группу гидроцилиндров.

Эта операция выполняется с помощью различных гидравлических систем, представляющих собой многопозиционные распределительные устройства. В системах ручного управления (СУ) она осуществляется по команде водителя, а в системах автоматического управления (САУ) часть переключений автоматизирована. В обоих случаях воздействие водителя на систему управления может передаваться с помощью механического привода или без него (электрическими или другими устройствами).

Система ручного управления с механическим приводом представляет собой простейший золотниковый многопозиционный распределитель с одним или несколькими золотниками, механически связанными между собой. Системы автоматического управления, а также ручные системы без механического привода более сложны, так как отсутствие внутренних механических связей накладывает на их структуру ряд дополнительных требований.

Гидравлические САУ широко применяются на легковых автомобилях. Эти системы выполняют одни и те же функции и основаны на одинаковых принципах. Тем не менее по конструкции все они представляют собой оригинальные устройства. Схемы таких САУ несложны, так как они предназначены для небольших ГМП. Вероятно, именно поэтому общие методы построения САУ отсутствуют, разработка схем осуществляется интуитивно. Однако анализ показывает, что подобные методы применительно к тяжелым многоступенчатым трансмиссиям становятся крайне трудоемкими, а во многих случаях — непригодными. Для разработки совершенных САУ многоступенчатых трансмиссий необходимы эффективные приемы, которые позволяли бы не только строить схемы, но

и обеспечивать требуемое качество и их оптимальность относительно определенных признаков.

В данной работе предлагается для построения схем рассматриваемых гидравлических САУ и СУ применять общие методы синтеза релейных устройств. При этом используется то известное обстоятельство, что основные элементы указанных систем имеют релейную характеристику, т. е. имеют только два рабочих положения, соответствующих понятиям «включено» и «выключено». Очевидно, что такая характеристика определяется природой объекта управления — дискретным изменением передаточных чисел.

Рассмотрим задачу синтеза структурной схемы гидравлической системы управления применительно к САУ. Предполагается, что системы ручного управления без механического привода в отношении синтеза не отличаются от САУ.

Типовая гидравлическая САУ многоступенчатой передачи представляет собой группу взаимосвязанных автоматических («переключающих») клапанов, реагирующих на изменение гидравлических управляющих сигналов (давлений), и вспомогательных клапанов. Управляющие сигналы вырабатываются специальными датчиками и обычно являются функциями скорости движения машины и нагрузки двигателя. В зависимости от величины и соотношения этих сигналов, изменяющихся в процессе движения, САУ осуществляет переключения ступеней посредством подачи в определенную комбинацию силовых гидроцилиндров давления от гидронасоса. Переключающие клапаны имеют релейную характеристику относительно управляющих сигналов, и поэтому в дальнейшем будут называться гидравлическим реле, или приемным. Каждое реле является двухпозиционным и осуществляет переключения только между двумя ступенями.

Примем условно, что все ступени трансмиссии автоматизированы. В действительности часть ступеней управляется только вручную.

В соответствии с приведенным описанием составлена принципиальная схема САУ (рис. 1). Схема показывает, что рассматриваемая САУ представляет собой простейшую замкнутую одноконтурную нелинейную систему управления скоростью самоходной машины. Здесь самоходная машина является управляемым объектом, а трансмиссия — управляющим органом. Выходной величиной последнего является переменное передаточное число трансмиссии Z_j , причем $1 < j < m$, где m — число ступеней трансмиссии.

В ступенчатой трансмиссии Z_j принимает j дискретных значений. В ГМП Z_j может изменяться в пределах j диапазонов, величина которых определяется кинематической характеристикой бесступенчатого элемента. Выходная величина — скорость движения машины v измеряется датчиком, вырабатывающим сигнал P_v , пропорциональный v .

Чувствительный элемент — релейная часть системы осуществляет сравнение этого сигнала с величиной γ , задаваемой водителем посредством задающего устройства. Последнее преобразует задающий сигнал γ в давление P_γ , подаваемое в релейную часть. Желаемый закон управления вводится в систему в виде сложной зависимости $P_\gamma = f(\gamma)$ и настройки гидравлических реле. При наличии рассогласования между заданным и измерен-

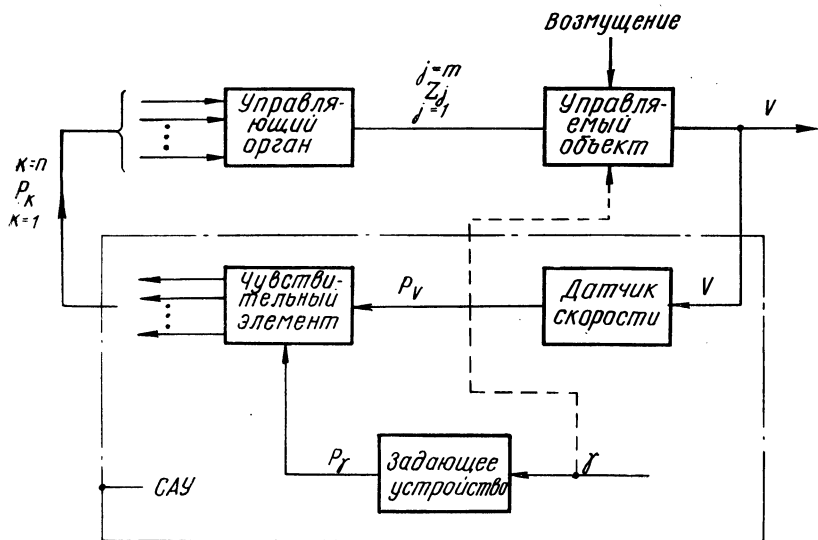


Рис. 1.

ным значениями скорости чувствительный элемент подает сигнал на изменение передаточного числа трансмиссии, т. е. переключает ее ступени путем включения новой комбинации гидроцилиндров. Выход чувствительного элемента (релейной части) представлен в виде n трубопроводов, связывающих его с гидроцилиндрами трансмиссии. Для включения k -го цилиндра необходимо наличие давления p_k в k -ом трубопроводе.

Если принять, что при наличии давления $p_k = 1$, а при отсутствии $p_k = 0$, то выходы чувствительного элемента будут изображать собой двоичные числа, имеющие n разрядов. При этом будет всего t таких различных чисел. Теперь можно n выходов релейной части заменить одним, помня, что сигнал на этом выходе является цифровым. Тогда принципиальная схема САУ примет обычный вид. Многие ее элементы являются существенно нелинейными, и прежде всего гидравлические реле.

Для разработки системы, изображенной на рис. 1, необходимо решить следующие задачи: 1) выбрать законы управления,

обеспечивающие заданные тяговые, динамические, экономические и другие характеристики машины; 2) разработать схемы и конструкции САУ.

Первая задача решается с помощью теории автомобиля. Предполагается, что соответствующие данные при построении схемы уже известны. Далее рассматривается только вторая задача. Как видно из рис. 1, она заключается в построении системы, обведенной штрих-пунктиром.

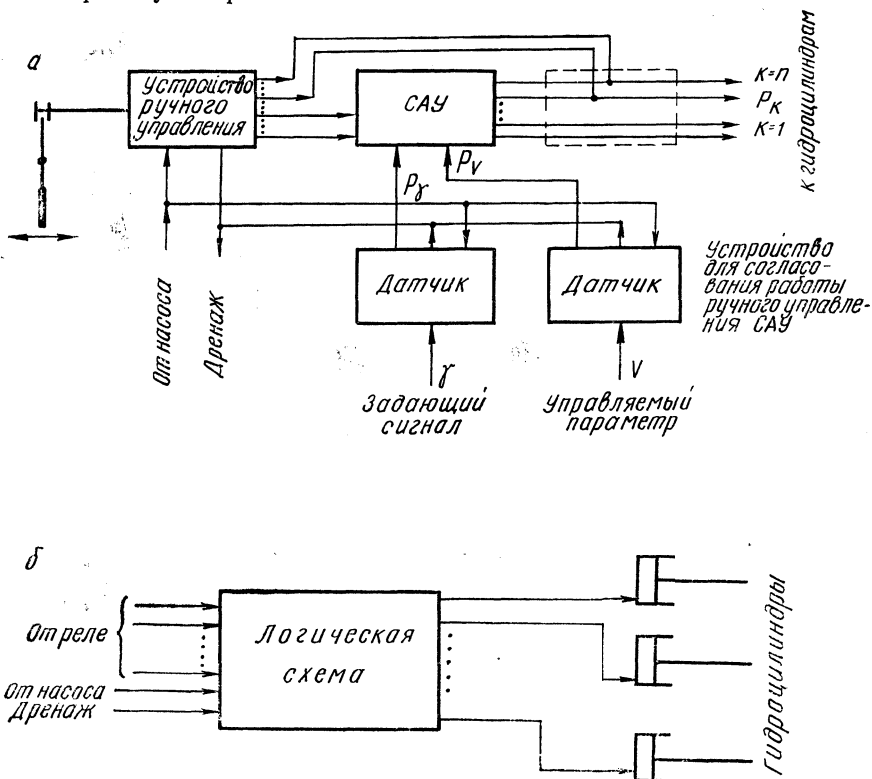


Рис. 2.

В отношении описания объекта управления схема (рис. 1) является весьма упрощенной. Однако собственно САУ здесь содержит все функциональные элементы, имеющиеся в реальных системах, за исключением некоторых вспомогательных устройств. Поэтому далее САУ рассматривается в виде, изображенном на рис. 1. Полная блок-схема САУ представлена на рис. 2, а.

Таким образом, функции САУ можно представить в виде двух основных задач: 1) измерение рассогласования между заданным и текущим значениями контролируемого параметра — скорости дви-

жения и подача гидравлического сигнала о появлении рассогласования; 2) осуществление переключения, т. е. подача давления от гидронасоса в нужную группу гидроцилиндров.

Первую задачу выполняют гидравлические реле. Для целей синтеза будем считать, что реле выполнены как самостоятельные устройства, воспринимающие управляющие сигналы и при срабатывании выдающие на свой выход гидравлический сигнал (давление).

Поскольку эти реле функционально не связаны между собой, при синтезе они могут быть заменены изображениями своих выходов. Тогда исходная схема для синтеза будет иметь вид схемы, представленной на рис. 2, б. Функция этой схемы заключается в преобразовании входной комбинации сигналов, поступающих от реле, в отличную от нее комбинацию сигналов на выходах. В теории релейных устройств такая операция называется логической. Соответственно назовем показанную на рис. 2, б часть САУ логической схемой. Теперь задача построения структурной схемы САУ сводится к синтезу логической схемы, изображенной на рис. 2, б.

Кроме основной функции, логическая схема должна отвечать ряду дополнительных требований, обусловленных как особенностями трансмиссии, так и самой САУ. Это накладывает жесткие ограничения на систему и в значительной степени предопределяет ее структурную схему. Указанные требования регламентируют поведение системы в случае ее отказа (кратковременного или длительного).

Возможны следующие виды отказов рассматриваемых САУ: 1) несрабатывание; 2) неправильное срабатывание (включение запрещенных комбинаций гидроцилиндров, «случайная» нейтраль, пропуск ступеней); 3) замедленное срабатывание.

Аварийными являются отказы, которые в короткое время выводят из строя трансмиссию. К ним относятся отказы второй и третьей групп. Включение запрещенной комбинации гидроцилиндров является наиболее опасным для трансмиссии, так как приводит к ее блокировке или к работе на недопустимых режимах. Предотвращение подобных отказов — одно из главных требований к структуре САУ. Включение «случайной» нейтрали возможно в трансмиссиях, имеющих более двух степеней свободы ($\lambda = 2$). В таких трансмиссиях для получения нейтрали достаточно, чтобы число включенных гидроцилиндров было меньше $\lambda - 1$, где λ — число степеней свободы трансмиссии. Следовательно, нейтраль может включаться различными комбинациями или исключением всех гидроцилиндров, и формально любой вариант не является отказом. Однако режимы работы элементов трансмиссии для каждой комбинации различны, и среди них могут быть недопустимые. Соответствующие комбинации должны быть запрещены (аналогичный анализ необходимо проводить также для режимов нака-

та). Это относится и к нарушению последовательности переключений (к пропуску ступеней), которое сопровождается появлением высоких динамических нагрузок, и угрозой поломки деталей силовой передачи. Предупреждение случайного пропуска ступеней возможно с помощью структуры САУ или специальных устройств — «ограничителей». Отказы третьей группы редки и менее опасны.

С точки зрения теории релейных систем рассматриваемые гидравлические САУ являются одноктактными (комбинационными) логическими устройствами. Их схемы, как видно из рис. 2, б, представляют собой многополюсник, входами которого служат выходы приемных реле, напорная и сливная магистрали, а на выходах установлены исполнительные гидроцилиндры. Важнейшие функциональные требования к искомому многополюснику следующие: однозначное соответствие между входными и выходными комбинациями сигналов, «разделительность» структуры (невозможность появления паразитных проводимостей между включенными и выключенными полюсами), исключение запрещенных состояний.

Задача синтеза заключается в построении одноктактной логической схемы в виде многополюсника, отвечающего перечисленным требованиям.

Исходные данные для синтеза должны содержать сведения о количестве гидроцилиндров и ступеней с ручным, автоматическим и дублированным управлением, а также о рабочих, запрещенных и безразличных комбинациях гидроцилиндров.

Для синтеза релейных схем применяется аппарат булевой алгебры. Методы синтеза электрических релейных устройств весьма разнообразны и широко освещены в литературе. Однако специфика гидросистем затрудняет использование указанных методов для построения гидравлических релейных схем. Применение их к гидросистемам началось лишь в последние годы, и соответствующие материалы пока крайне немногочисленны.

Наибольшей простотой и наглядностью отличается алгебраический метод, использованный для построения гидросхем в работе А. В. Перекрестова [5]. Однако при синтезе сложных схем он становится слишком громоздким и не дает оптимальных решений. В подобных случаях необходимы более сложные методы. Один из них предложен для построения пневматических систем [2]. Весьма удобен метод синтеза переключательных схем [1], позволяющий применительно к гидросхемам формализовать процесс построения и получать результат в виде готовой структурной схемы.

Содержание алгебраического метода сводится к следующему. Простейшим гидравлическим релейным элементом является «проточный элемент» [5] — клапан, соединяющий или разъединяющий пару каналов. Если состояния клапанов обозначить логическими переменными X, Y, \dots , то их соединения в схемах можно представить в виде выражений булевой алгебры, таких, что при подста-

новке значений переменных эти функции принимают те же значения, что и сигнал на выходе схемы (1 или 0). Такие логические функции, описывающие структуру системы, называются релейными функциями проводимости или структурными формулами. Состояние клапана (положение золотника), соответствующее отсутствию внешних управляющих сигналов (сил), обозначается буквами с чертой: \bar{X}, \bar{Y}, \dots Состояние, соответствующее наличию управляющего сигнала, обозначается теми же буквами, но без черты. Алгебраический синтез сводится к составлению релейных функций для всех выходов схемы и последующему ее построению по этим функциям.

Построим схему САУ (рис. 3) для пятиступенчатой передачи с пятью управляющими элементами a, b, c, d, e , работающими в следующем порядке: задний ход (ЗХ) — b, c, e ; I (X) — a, c, d ; II (Y) — a, b, c ; III (Z) — a, c, e ; IV (K) — a, d, e ; нейтраль (H) — e . Положим, что автоматизированы все переключения, а I ступень, ЗХ и H включаются вручную, но также с помощью логической схемы САУ. Реализация такой системы возможна различными схемами. Будем строить ее в виде активной схемы типа «контактного» многополюсника. Тогда искомая схема будет иметь два входа (напорная и сливная магистрали), 5 выходов и 6 независимых аргументов (считая I ступень, задний ход и нейтраль). Выходы обозначим теми же буквами, что и связанные с ними гидроцилиндры, а аргументы — номерами соответствующих ступеней.

Условимся, что выключенные гидроцилиндры должны соединяться со сливом с помощью гидравлических цепей, инверсных напорным [5], и что на любой высшей ступени включено приемное реле этой ступени и все реле низших ступеней.

Теперь можно записать структурные формулы для всех выходов схемы:

гидроцилиндр a
 напорная ветвь: $a = X$,
 сливная ветвь: $\bar{a} = \bar{X}$.

Аналогично

гидроцилиндр b : $b = 3X + Y\bar{Z}$, гидроцилиндр c : $c = 3X + X \cdot \bar{K}$
 $\bar{b} = \bar{3X}(\bar{Y} + Z)$, $\bar{c} = \bar{3X}(\bar{X} + K)$
 гидроцилиндр d : $d = X \cdot \bar{Y} + K$, гидроцилиндр e : $e = H + 3X + Z$
 $\bar{d} = (\bar{X} + Y) \bar{K}$, $\bar{e} = \bar{H} \cdot \bar{3X} \cdot \bar{Z}$

На рис. 3 показаны структурная (а) и гидравлическая (б) схемы, соответствующие этим релейным функциям. На гидравлической схеме для изображения клапанов использованы международные символы [5].

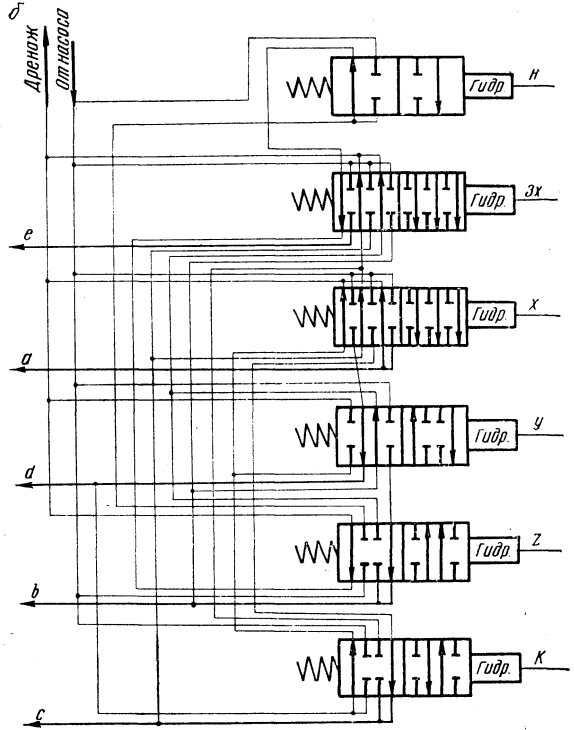
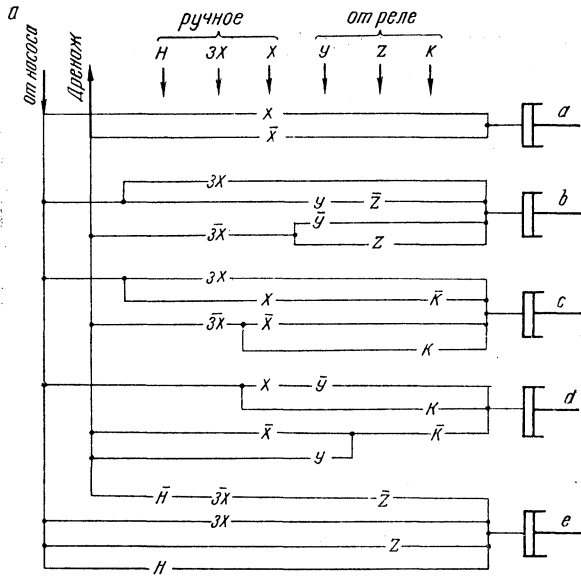


Рис. 3.

Существующие гидравлические САУ, как правило, имеют схему, известную в электрических релейных системах под названием пирамиды. Особенность подобных схем заключается в том, что они обеспечивают большинство функциональных требований при простоте структуры. Однако анализ показывает, что такие схемы в общем случае пригодны лишь для трансмиссий типа КПП + мультипликатор, причем должны использоваться все комбинации гидроцилиндров.

В остальных случаях нужны более сложные схемы (рис. 3, б). В связи с этим при синтезе САУ возникает необходимость в предварительном анализе кинематической схемы трансмиссии. Если последняя имеет λ степеней свободы, n управляющих элементов, m ступеней, то на любой ступени в ней нужно включать $\lambda - 1$ элементов. Тогда максимально возможное количество ступеней будет:

$$\alpha = C_n^{\lambda-1}.$$

Если $m < \alpha$, то используются не все ступени. Тогда верхняя граница числа трансмиссий, имеющих одинаковые λ , m , n , но отличающихся рабочими комбинациями управляющих элементов, будет

$$\beta = C_\alpha^m = C_n^{m\lambda-1}.$$

Это количество велико [3], например, для рассмотренной ранее трансмиссии

$$\alpha = C_6^3 = \frac{6!}{3!3!} = 20,$$

$$\beta = C_{20}^6 = \frac{20!}{14!6!} = \frac{19 \cdot 17 \cdot 16 \cdot 15}{2} = 38900.$$

Только для части из β возможных трансмиссий можно использовать схему типа пирамиды.

Рассмотрим в качестве примера известную трансмиссию «Пауэрматик» [4], имеющую $\lambda = 3$, $n = 5$ (без фрикциона заднего хода), $m = 6$. Для этой трансмиссии

$$\alpha = C_5^2 = 10 \text{ или } \begin{matrix} ab & ac & ad & ae \\ & bc & bd & be \\ & & cd & ee \\ & & & de \end{matrix}$$

В трансмиссии использованы только шесть выделенных комбинаций гидроцилиндров. Для управления ими применена схема типа пирамиды. Однако достаточно любую из этих комбинаций заменить на комбинацию ab , чтобы пирамида оказалась непригодной.

В этом легко убедиться путем проб. Из перечисленных десяти комбинаций можно составить 210 трансмиссий, так как:

$$\beta = C_{10}^6 = \frac{10!}{6!4!} = 210.$$

Очевидно, что схема в виде пирамиды пригодна лишь для части этих трансмиссий.

Описанные методы можно использовать также для построения электро- или пневмогидравлических командных систем, в которых отсутствует механическая связь между органом управления, расположенным в кабине водителя, и самим механизмом управления.

Л и т е р а т у р а

1. *Блох А. Ш.* Синтез переключательных схем. Минск, 1966.
2. *Герц Е. В., Зенченко В. П., Крейнин В. П.* Синтез пневматических приводов. М., 1966.
3. *Крейнес П. А., Розовский М. С.* Зубчатые механизмы. М., 1965.
4. *Ланидус В. А., Петров В. И.* Гидравлические передачи автомобилей. М., 1961.
5. *Перекрестов А. В.* Построение релейных схем гидроавтоматики. М., 1965.

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 узловую 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.

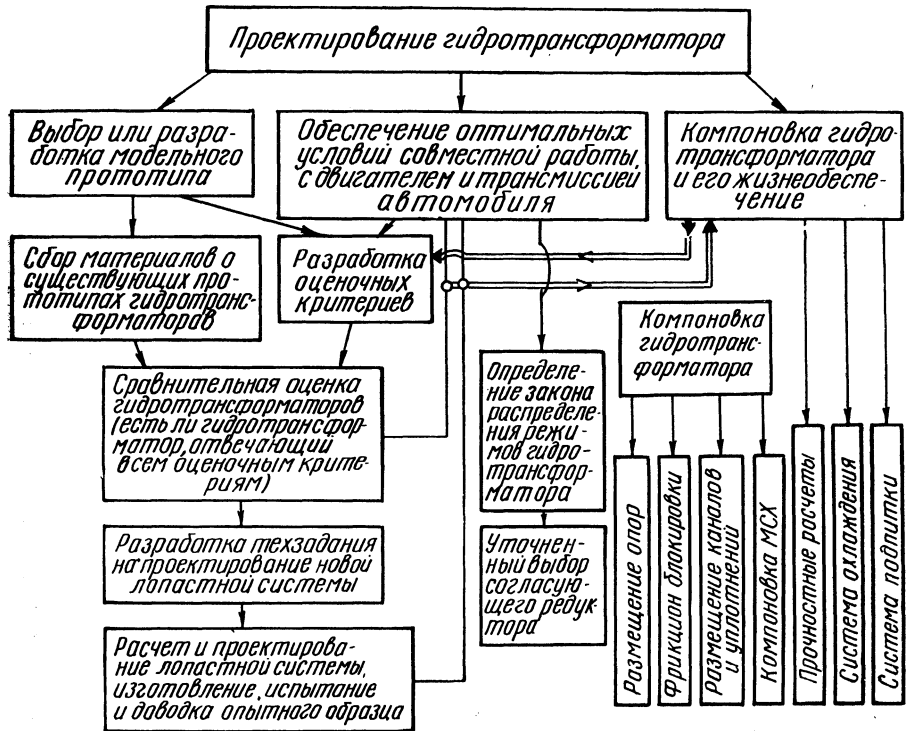


Рис. 1.

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-

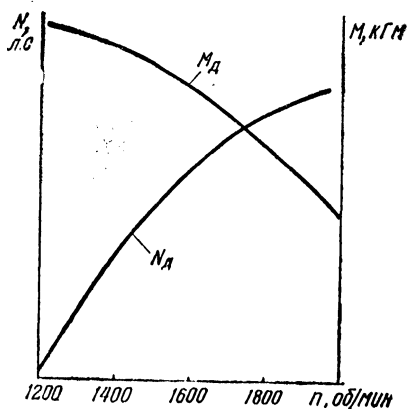


Рис. 2.

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).

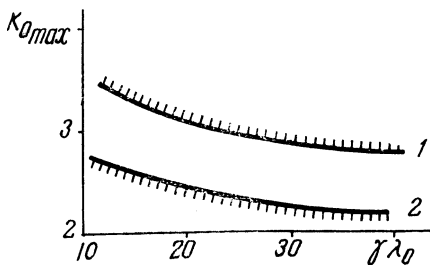


Рис. 3.

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.

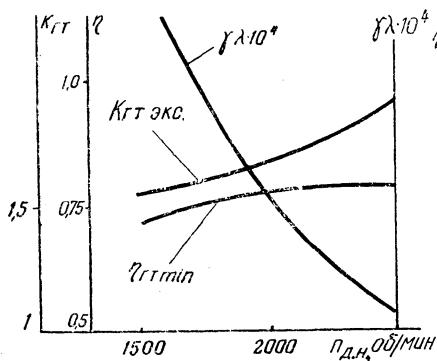


Рис. 4.

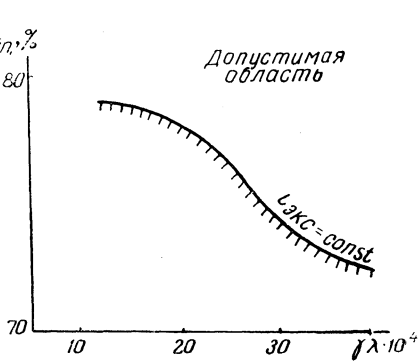


Рис. 5.

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

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

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

$$i_{\text{гт}} = \frac{\eta_{\text{гт}}}{K_{\text{гт}}},$$

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 $i_{\text{гт экс}}$.

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 $i_{\text{гт}}$, 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).

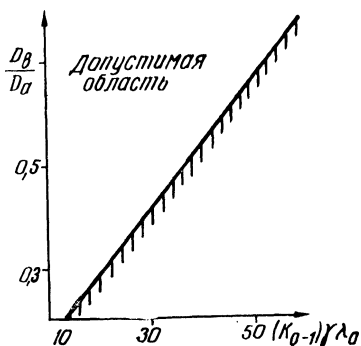


Рис. 6.

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

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

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.

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).

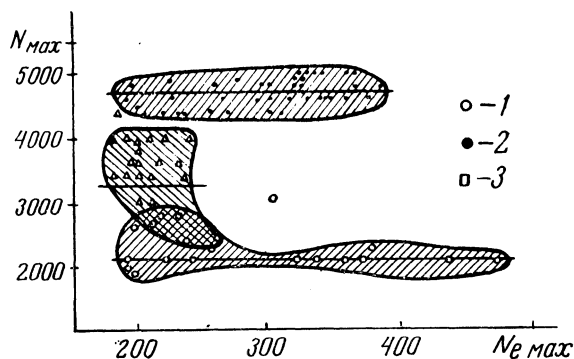


Рис. 1. Максимальные скорости вращения двигателей:
1— $n_{\text{ср. л.а.}} = 4700$ об/мин; 2— $n_{\text{ср. л.а.}} = 3250$ об/мин; 3— $n_{\text{ср. л.а.}} = 2100$ об/мин.

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 γ различных двигателей одной номинальной мощности скорости относятся как ϵ , 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

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

или

$$A_d = A_k \sqrt{\epsilon_k^2}. \quad (4)$$

Подставив известные значения ϵ_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-

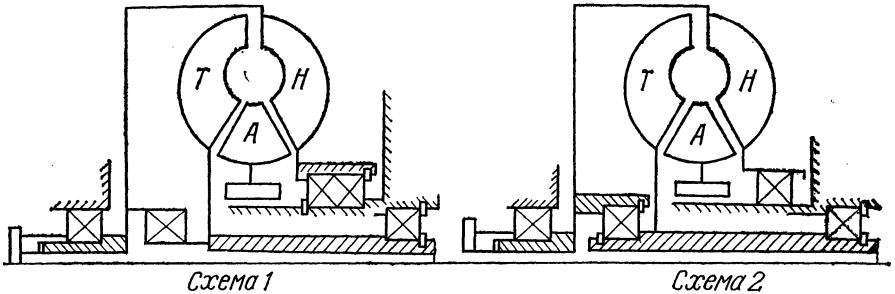


Рис. 2. Конструктивные схемы гидротрансформаторов.

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 торцовая 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

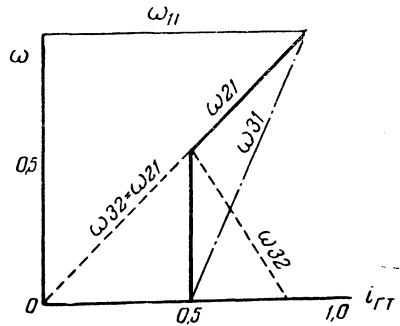


Рис. 3. Диаграмма относительных скоростей вращения рабочих колес гидротрансформатора:

ω_{11} — угловая скорость насосного колеса относительно неподвижной ступицы; ω_{21} — угловая скорость турбинного колеса относительно насосного; ω_{31} — угловая скорость колеса реактора относительно насосного колеса; ω_{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; σ — среднеквадратичная дисперсия функции распределения.

Эта двухпараметрическая формула может быть рекомендована для определения вероятных режимов работы гидротрансформатора, при этом параметры σ 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:

$$N_{T_{\text{ср}}} = \frac{\int_{n_a}^{n_b} N_{T_i} \cdot P(i) \, dn_T}{\int_{n_a}^{n_b} P(i) \, dn_T}, \quad (7)$$

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

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

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,

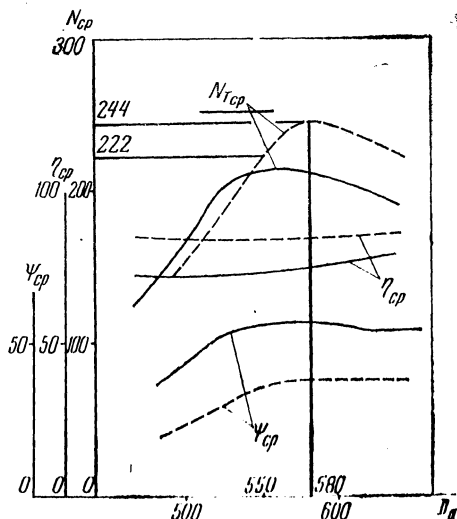


Рис. 4. Анализ совместной работы гидротрансформатора с двигателем Д12А-375.

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.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ, ПОМЕЩЕННЫХ В СБОРНИКЕ

УДК 629.113/.117+621.226.5

Анализ методик расчета характеристик гидродинамических трансформаторов. Губицкий А. А., Митин Б. Е., Стаскевич В. М., Рыжавский Б. О. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971 с. 5—14. (Респ. межвед. сб.)

Проанализированы методики расчета характеристик гидродинамических трансформаторов, описанные в отечественной и зарубежной литературе, с точки зрения их точности и трудоемкости. Основная цель анализа — выбрать из числа существующих методику, пригодную для практического использования с применением электронных вычислительных машин.— Илл. 1. Табл. 2. Библ. 11.

УДК 629.113/.117 + 621.226.5

Упрощенная методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. Митин Б. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 15—25. (Респ. межвед. сб.)

Описана упрощенная методика приближенного определения коэффициентов трансформации, полезного действия и крутящего момента одноступенчатых гидродинамических трансформаторов.

Приведенный в качестве примера расчет характеристики гидродинамического трансформатора автомобиля «Волга» ГАЗ-21 свидетельствует об относительно высокой точности и небольшой трудоемкости упрощенной методики.— Илл. 8. Табл. 2. Библ. 3.

УДК 629.113/.117

Напряженность полуосей автомобилей. Цитович И. С., Ровдо В. И., Гиллес Л. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 26—40. (Респ. межвед. сб.)

Рассматриваются методы экспериментального определения кривых распределения нагрузок. Рекомендуется «выравнивание» опытных кривых производить логарифмически нормальными кривыми. Предлагается ввести новый критерий согласия — «согласие по использованию кривой распределения». Рекомендуются параметры кривых распределения для общетранспортных автомобилей и автомобилей повышенной проходимости.— Илл. 7. Табл. 5. Библ. 17.

УДК 629.113/.117 + 621.85

Определение динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. Цитович И. С., Гатов Д. М., Островерхов Н. Л. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследования трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 41—53. (Респ. межвед. сб.)

Описан метод расчетного определения динамических нагрузок в трансмиссиях автомобилей с механическими и гидромеханическими трансмиссиями. Приведены дифференциальные уравнения, описывающие поведение динамической системы машинного агрегата. Даны блок-схемы, необходимые для решения поставленной задачи с помощью аналоговых вычислительных машин.

Рассмотрены методика и результаты экспериментального определения динамических нагрузок, имеющих место на карданном валу и полуоси автомобиля ГАЗ-53А.

На основе сопоставления опытных и расчетных величин сделаны выводы о качественном и количественном совпадении результатов расчета и возможности использования рекомендуемого метода моделирования в практике проектирования.— Илл. 6. Табл. 3.

УДК 629.114.2 + 681.332

Моделирование на аналоговых машинах процессов трогания с места и переключения передач на ходу колесного трактора под нагрузкой. Руктешель О. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 54—65. (Респ. межвед. сб.)

Приводится методика расчета на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) динамических нагрузок в трансмиссии колесного трактора с переключением на ходу, а также электронные модели процессов трогания машинно-тракторного агрегата и переключения на смежную высшую передачу под нагрузкой.

Сопоставляются данные теоретического расчета на АВМ и результаты экспериментального исследования машинно-тракторного агрегата в полевых и дорожных условиях.— Илл. 4. Табл. 2. Библ. 3.

УДК 629.113 + 578.001.5

Переходные процессы в трансмиссии автомобиля с пневмоусилителем в приводе сцепления. Молибошко Л. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 66—75. (Респ. межвед. сб.)

Исследован процесс включения муфты сцепления с пневмоусилителем в приводе, проанализированы факторы, влияющие на время и характер нарастания момента трения сцепления. Выявлено влияние пневмоусилителя на динамическую нагруженность трансмиссии при трогании с места. Даны рекомендации по выбору параметров пневмоусилителя.— Илл. 3. Табл. 1. Библ. 1.

УДК 621.822.6

Экспериментальное исследование распределения нагрузки в конических шарикоподшипниках качения при различных видах их начальной регулировки. Офенгейм Л. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 76—83. (Респ. межвед. сб.)

Приведены результаты экспериментального исследования характера распределения нагрузки в радиально-упорных подшипниках качения. Выявлено влияние начальной регулировки радиально-упорных подшипников на их работоспособность и статическую грузоподъемность.— Илл. 4. Табл. 3. Библ. 4.

УДК 629.113—578.001.5

Исследование нагрузочного режима трансмиссии автомобиля ГАЗ-53. Дзюнь В. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 84—92. (Респ. межвед. сб.)

Приводится методика и результаты экспериментального исследования нагрузочного режима трансмиссии автомобиля ГАЗ-53 в различных эксплуатационных условиях.

При обработке результатов испытаний на ЦВМ «Минск-2» определялись статистические характеристики распределения нагрузок на полуоси ведущего моста. Рассчитаны корреляционные функции и спектральные плотности процесса нагружения трансмиссии в различных дорожных условиях.—Илл. 4. Табл. 1. Библ. 4.

УДК 629.011.012.3—233.2

Экспериментальное исследование нагрузочного режима подшипников колес автомобилей. Савич А. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 93—103. (Респ. межвед. сб.)

В статье изложена методика экспериментального исследования нагрузочного режима подшипников ходовой части автомобиля, приведены результаты исследований нагрузок в различных дорожных условиях и даны рекомендации по выбору расчетного динамического коэффициента нагрузки в зависимости от продолжительности работы автомобиля на дорогах с различными покрытиями.—Илл. 5. Табл. 3. Библ. 3.

УДК 621.833.001.24

Определение коэффициента изгибных напряжений на ЦВМ. Цитович И. С., Сергеев В. А., Якубенко Г. Я. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 104—109. (Респ. межвед. сб.)

Приводится алгоритм и описание программы расчета на ЦВМ коэффициента изгибных напряжений зубчатых колес.

В качестве примера даны значения σ_{11} для зубчатых колес коробки перемены передач ЯМЗ-236, рассчитанные на ЦВМ.— Илл. 4. Табл. 1. Библ. 4.

УДК 621.824.44

Влияние профиля шлицев на величину осевых усилий в скользящем шлицевом соединении карданной передачи автомобиля. Ковальков А. Т. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 111—113. (Респ. межвед. сб.)

Рассматривается зависимость величины продольной силы (силы трения) в шлицевом соединении карданного вала от профиля шлицев.

Приводятся схемы расположения сил, действующих на шлицы в зависимости от профиля шлицев. Показано преимущество шлицевого соединения прямоугольного профиля по сравнению со шлицами эвольвентного профиля с точки зрения оценки величины продольной силы в шлицевом соединении.— Илл. 2.

УДК 621.83-585.862

Исследование работоспособности коробок передач автомобиля ГАЗ-53. Краснов Е. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 114—119. (Респ. межвед. сб.)

Рассмотрены виды износов зубчатых колес коробок передач автомобиля ГАЗ-53, произведен анализ износов и влияние их на работоспособность коробок передач. Приведены результаты исследования и рекомендации по увеличению долговечности коробок передач.— Илл. 2. Библ. 2.

УДК 621.83—585.862 + 532.635

Исследование жесткости основных элементов коробок передач Ярославского моторного завода. Апанасенко В. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 120—127. (Респ. межвед. сб.)

Изложена методика экспериментального исследования жесткости основных элементов коробок передач путем статического нагружения и регистрации деформаций механическими индикаторами.

Полученные результаты дают возможность установить соотношение величин деформаций различных конструктивных элементов коробок передач и влияние на общую жесткость деформаций картера.—Илл. 6. Табл. 1.

УДК 621.833.2

Уточненное определение некоторых геометрических величин, характеризующих контактную прочность конических колес с круговыми зубьями. Солитерман Ю. Л. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 128—137. (Респ. межвед. сб.)

Излагается методика уточненного (с учетом особенностей нарезания и установки в корпусе передачи) определения координат текущей точки мгновенного контакта круговых зубьев конических колес. Приводятся формулы ограничения практической линии зацепления реальными поверхностями зубьев.

Рассматривается методика уточненного определения номинальных контактных напряжений в текущей точке контакта и размеров эллипса мгновенного контакта на круговых зубьях конических колес.— Илл. 6. Библ. 4.

УДК 621.226.5

Стенд с двумя замкнутыми контурами для снятия характеристик гидротрансформаторов. Карпов А. В., Митин Б. Е., Сидоров А. Н. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 138—143. (Респ. межвед. сб.)

Описан испытательный стенд с двумя замкнутыми контурами, предназначенный для снятия характеристик гидротрансформаторов как при неподвижном направляющем аппарате, так и при его вращении.—Илл. 3. Табл. 1. Библ. 1.

УДК 629.113.013.33

Синтез гидравлических систем автоматического управления многоступенчатыми передачами тяжелых машин. Красневский Л. Г. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 144—153. (Респ. межвед. сб.)

Показано, что гидравлические системы автоматического управления трансмиссиями автомобилей представляют собой нелинейные одноконтурные системы управления скоростью движения машины, содержащие логический преобразователь. Разработка системы управления сводится к синтезу «схемы логического преобразователя. Для решения этой задачи применены методы синтеза переключательных схем, используемые в вычислительной технике. Предлагаемые способы построения не требуют интуитивных приемов. Они позволяют в процессе разработки анализировать возможные отказы и проектировать системы с определенным уровнем надежности.—Илл. 3. Библ. 5.

УДК 629.113.013.33

Оценочные критерии выбора гидротрансформаторов для тяжелых автомобилей. Кацнельсон Д. Э., Шапошник Л. Б. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 154—163. (Респ. межвед. сб.)

Рассматривается общая схема конструирования гидротрансформаторов и выбор критериев, которым должен отвечать гидротрансформатор, предназначенный для работы в трансмиссии конкретного автомобиля.

Предлагается методика выбора основных показателей гидротрансформатора в характерных точках его внешней характеристики: в точке перехода на режим гидромукты, на стоп-режиме, на предельном эксплуатационном режиме.—Илл. 6.

УДК 629.113.013.33

Некоторые вопросы конструирования и жизнеобеспечения гидротрансформаторов. Шапошник Л. Б., Кацнельсон Д. Э. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 164—173. (Респ. межвед. сб.)

Рассматриваются вопросы создания рациональных конструкций гидротрансформаторов. Исследуется влияние различных двигателей (карбюраторных для легковых и грузовых автомобилей, дизельных) на конструкцию гидротрансформаторов. Затронуты вопросы создания долговечных опор колес гидротрансформаторов.

Кроме того, даны рекомендации по выбору оптимального активного диаметра гидротрансформатора с учетом вероятностного распределения режимов его работы.—Илл. 4.