

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 131

— 1971 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 131

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1971

Д-р техн. наук В. А. Петрушов, инж. И. А. Стригин

ПРИБОР ДЛЯ ИМИТАЦИИ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА ПО ТВЕРДОЙ ПОВЕРХНОСТИ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ К ЗАДАЧЕ О ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ЭЛАСТИЧНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

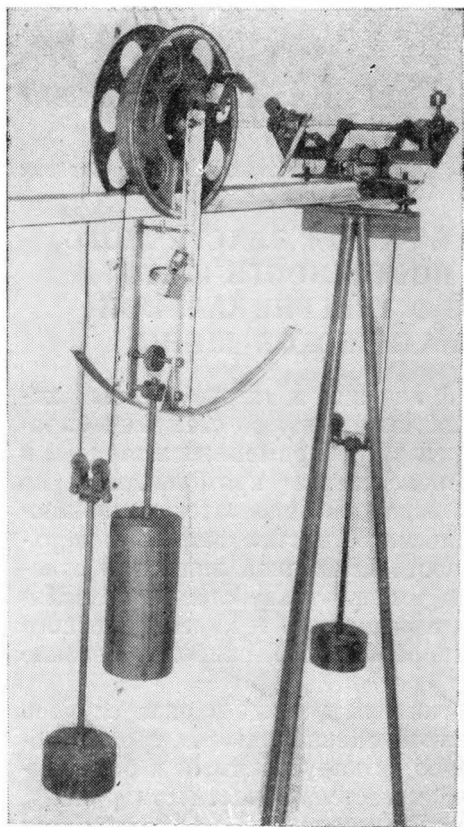
Для исследования особенностей качения и тягово-сцепных качеств колес с пневматическими шинами наряду со стендами барабанного и карусельного типа неоднократно применялись стенды, в которых испытываемое колесо перемещается прямолинейно по плоской поверхности. Несмотря на основной недостаток их, заключающийся в ограниченной длине плоского участка опорной поверхности и, следовательно, в возможности испытаний лишь при относительно малых скоростях качения, именно такие стенды позволяют имитировать условия силового, контактного и кинематического взаимодействия колеса с опорной поверхностью, наиболее близкие к реальным.

Повышение достоверности получаемых данных в ряде случаев вынуждает пренебрегать увеличенной сложностью и громоздкостью подобных стендов по сравнению с карусельными и барабанными. Из зарубежных источников известен, в частности, стенд, смонтированный в крытом помещении, плоская и прямолинейная беговая дорожка которого, имея значительную длину, позволяет развивать скорость тележки с испытываемым колесом до эксплуатационных значений, чем в значительной степени устранен отмеченный выше принципиальный недостаток, имеющийся у других подобных стендов.

Значительное количество экспериментов, с помощью которых установлен ряд принципиально важных закономерностей качения, начиная от опытов Кулона до исследований Е. А. Чудакова, выполнено именно на стендах с плоской опорной поверхностью.

Следует упомянуть, в частности, о конструкции лабораторной установки, описанной Е. А. Чудаковым [1], на которой модель колеса, нагружаемая гиревым подвесом, перемещалась по опорной

плоскости с помощью тягового электродвигателя через гибкую связь так, что направление действия этой силы совпадало с опорной плоскостью. На этой установке исследовались некоторые характеристики качения шин, в частности, изучались деформации протектора в пятне контакта шины с опорной плоскостью (для этой цели последняя выполнялась из прозрачного материала).



Фиг. 1. Общий вид лабораторного прибора для исследования параметров качения моделей шин.

Р. К. Гордон и С. М. Цукерберг [2] проводили исследования по определению эксплуатационных качеств шин на стенде с масштабной моделью шины, причем колесо, ось которого закреплялась неподвижно относительно стенда, нагружалось крутящим моментом от электродвигателя, а опорная плоскость, устанавливаемая на подшипниках качения, протягивалась под колесом с определенной скоростью. Специальное приспособление для соответствующих перемещений опорной плоскости позволяло задавать необходимые нагружающие параметры — вертикальную нагрузку, толкающую или тормозную, или боковую силы.

В НАМИ в 1963 г. авторами настоящей статьи при участии А. С. Краснова и Н. Г. Сперанского с целью предварительного изучения некоторых экспериментальных возможностей стендов с плоской опорной поверхностью для оценки ряда практически важных параметров и закономерностей качения эластичного

колеса по твердой опоре был построен специальный лабораторный прибор (фиг. 1), с помощью которого, в частности, были выполнены опыты, описанные в работе [3], опубликованной в 1964 г.

Исходя из повышения в последние годы внимания к вопросам физического моделирования колес с эластичными шинами, а также уменьшения габаритов и веса установки, в основу ее положено использование колес с небольшой шиной, которую можно было бы

в дальнейшем рассматривать в качестве модели автомобильных шин обычно применяемых размеров.

Установка выполнена таким образом, чтобы в условиях равномерного прямолинейного без увода качения эластичного колеса, нагруженного постоянными нормальной G_k и тяговой (тормозной) X силами по участку плоской опорной поверхности, можно было бы располагать значениями упомянутых сил, величиной подведенного к колесу крутящего момента M_k , радиусом качения r_k и динамическим радиусом колеса r_d . Совокупность таких данных позволяет определять силу и коэффициент сопротивления качению колеса, снос вертикальной реакции с его оси, реализуемый и предельный коэффициент сцепления, коэффициент тангенциальной эластичности λ_k шины и другие производные от них параметры.

В качестве испытываемого в установке используется колесо 26 (фиг. 2) с двухслойной шиной размером $8\frac{1}{2} \times 2$, а опорой является балка 24 (швеллер), опирающаяся через три регулировочных винта на две стойки высотой 1800 мм. Двумя винтами 10, опирающимися на площадку левой стойки 9, регулируется поперечный наклон балки, а третьим винтом 22 на правой стойке 21 балка выставляется горизонтально или в зависимости от задач опыта с заданным продольным уклоном. Испытываемое колесо имеет два гиревых подвеса 18 и 19, один из которых весом G_1 закреплен через несущую рамку 20 на оси колеса 25, а второй — весом G_2 , предназначенный для приложения к колесу крутящего момента, подвешен на гибкой связи 23, уложенной в ручьях двух шкивов 27, которые выполнены в виде развитых частей дисков колеса. Таким образом, суммарный вес колеса в сборе с осью, несущей рамкой и гиревыми подвесами дает нагрузку на колесе G_k . Произведение радиуса шкивов на вес подвеса 19 дает крутящий момент M_k (или тормозной M_T).

Для имитации тяговой (тормозной) силы X имеется третий гиревой подвес (G_3) 8, соединенный с осью колеса гибкой связью 13, которая перекинута через блок 1. Блок в виде двух шкивов небольшого диаметра вместе с осью вращается в подшипниках кронштейна 4. Ось блока соединяется через отключающую муфту с выходным валом одного из двух лабораторных электродвигателей (СД-60) 2, подвешенных балансирно, со скоростью вращения выходного вала 2 об/мин. Кронштейны электродвигателей и блока, смонтированные на общей неподвижной оси, установленной на конце балки, могут регулироваться по высоте винтом 5 для ориентации действия тяговой силы параллельно опорной плоскости. Для замеров угла поворота колеса на периферии одного из дисков колеса нанесен лимб 16, визир для которого прорезан в несущей рамке, а пройденный путь фиксируется по шкале, нанесенной на полке балки.

При опытах, когда необходимо точное измерение тяговой или тормозной силы, на несущей рамке колеса устанавливается оптический динамометр, состоящий из двух плоских стальных пружин

15, шкалы 6 и источника света 7. Пружины своими основаниями укреплены на несущей рамке, а гибкая связь от третьего гиревого подвеса в этом случае закрепляется не за ось, а за свободные концы пружин на уровне оси. На конце одной из пружин укреплено зеркало 17, отражающее луч от источника света на цилиндрическую шкалу 6, которая установлена на нижнем конце несущей рамки. Источник света имеет подвижный объектив, перемещением которого производится фокусировка светового пятна нити накаливания источника света на шкале. При изменении силы X_k меняется изгиб пружин и соответственно положение отражающего зеркала и светового пятна на шкале. Тарировка оптического динамометра производится при неподвижно закрепленном колесе.

Показания динамометра снимаются при нескольких значениях веса третьего гиревого подвеса с отключением муфт электродвигателей как при увеличивающейся нагрузке, так и при разгрузке, после чего строится тарировочный график. Для замеров изменений силы ΔX_k ($X_k = \Delta X_k + G_3$) можно пользоваться также показаниями одного из индикаторов 3 и 12, головки штоков которых воспринимают через рычаги 14 реактивный крутящий момент от балансира подвешенного электродвигателя 2. Для изменения диапазона измеряемых величин ΔX имеется набор пружин штока индикатора с различной жесткостью.

Для замеров динамического радиуса r_d на несущей рамке колеса под балкой устанавливается третий индикатор 11 так, что головка его штока, снабженная роликами, при движении колеса скользит по середине чисто обработанной нижней поверхности балки.

Методика экспериментов сводится к следующему. При заданном режиме работы колеса (постоянные: внутреннее давление воздуха в шине p_w , кг/см^2 ; крутящий момент $M_k = G_2 r_{\text{шк}}$, где $r_{\text{шк}}$ — радиус шкива; нагрузка на колесо $G_k = G_1 + G_2 + G_p$, где G_p — вес рамки с колесом и подвесом) устанавливается необходимое количество гирь на третьем гиревом подвесе G_3 так, чтобы колесо находилось в состоянии равновесия при покое. Затем колесо с подвесами отводится в крайнее положение (см. фиг. 2) (влево для имитации ведущего режима движения и вправо для тормозного), с помощью муфты ось одного из электродвигателей соединяется с осью блока и включается электродвигатель. Колесо начинает перемещаться вдоль балки со скоростью 125 мм/мин, при которой возможно снимать показания оптического динамометра (или индикатора) через каждые 5 или 10° поворота колеса с фиксированием пути, пройденного колесом за проход. До начала замеров колесо должно сделать около четверти оборота для стабилизации напряжений в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Температура шины, которая, как известно, существенно влияет на характеристики качения колеса, в данном случае в процессе опытов остается практически постоянной и равной температуре помещения.

На данном приборе производилось, в частности, исследование влияния нагрузки, внутреннего давления воздуха и крутящего момента на радиус качения и тангенциальную эластичность пневматической шины. В этом случае фиксировались следующие из measurable параметров:

- G_k — вертикальная нагрузка на колесо, кг ;
- p_w — внутреннее давление воздуха в шине, кг/см^2 ;
- $M_k (M_T)$ — крутящий (тормозной) момент, подведенный к колесу, $\text{кг} \cdot \text{м}$;
- S — путь, проходимый колесом, мм ;
- z — число оборотов колеса на пути S .

Эксперименты проводились в широком диапазоне внутренних давлений воздуха в шине ($p_w = 1,0; 1,5; 2,0; 3,0$ и $4,5 \text{ кг/см}^2$) и нагрузок на колесо ($G_k = 20; 40; 60$ и 80 кг).

Радиус качения колеса определялся по формуле

$$r_k = \frac{S}{2\pi z}, \quad (1)$$

после чего строились графики $r_k = f(M_k)$, один из которых приведен в качестве образца на фиг. 3. Здесь каждая точка соответствует результатам одного прохода колеса по мерному участку опорной плоскости. Как следует из фиг. 3, данный прибор позволяет получать достаточно стабильные результаты при движении во всех режимах, от частичного буксования до движения со скольжением (юз) в тормозном режиме.

По прямолинейным участкам характеристик и зависимостей радиуса качения от крутящего момента при заданных постоянных G_k и p_w определяется коэффициент тангенциальной эластичности (фиг. 4):

$$\lambda_k = \frac{r'_{ki} - r_{ki}}{M_{ki} - M'_{ki}}, \quad (2)$$

где r_{ki} и r'_{ki} — значения радиусов качения при крутящих моментах M_{ki} и M'_{ki} ;

M_{ki} — i -е положительное значение измеряемого крутящего момента;

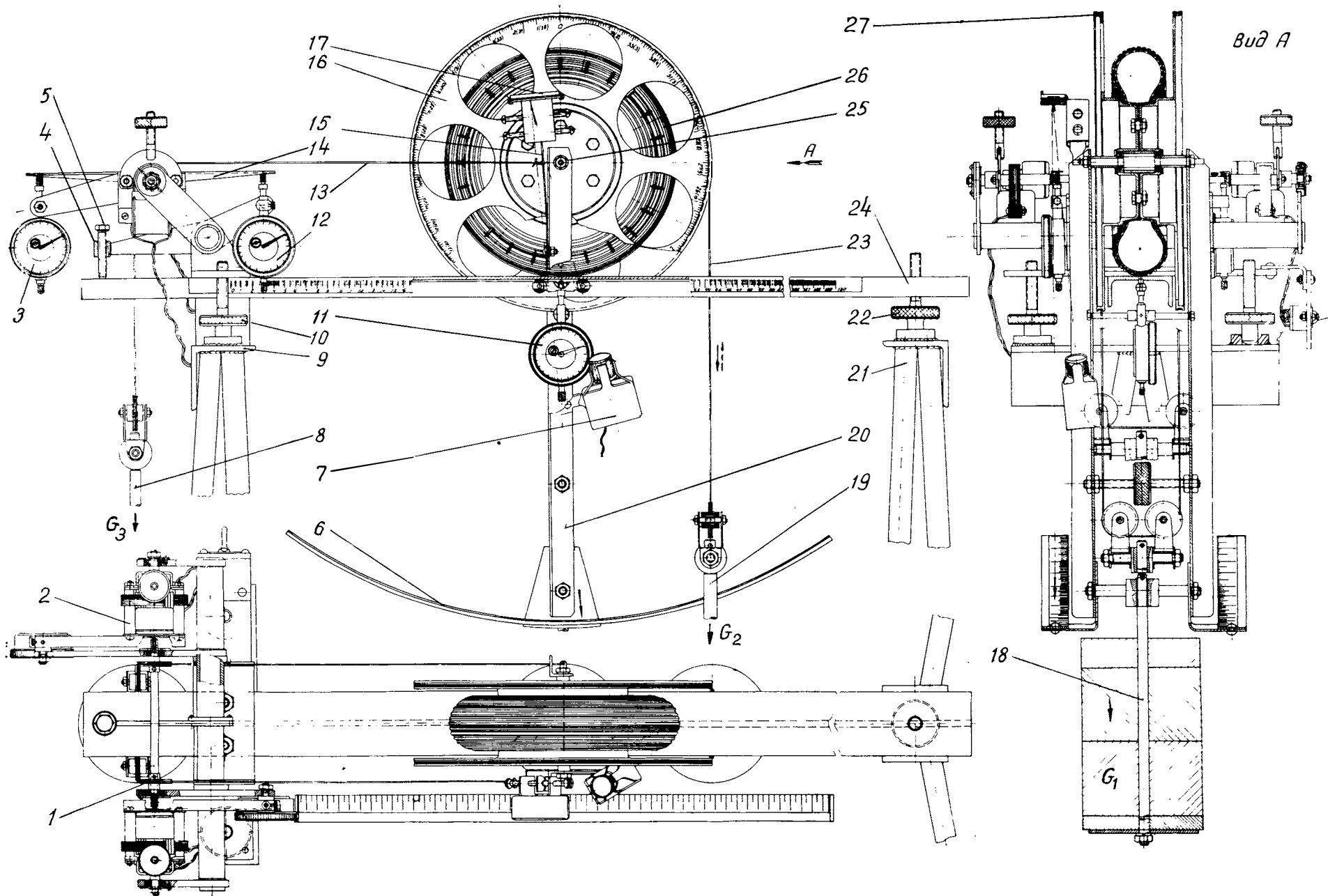
M'_{ki} — i -е отрицательное значение измеряемого крутящего момента.

Оценим точность определения коэффициента λ_k при соблюдении описанной выше методики.

Относительная погрешность величины λ_k , исходя из формулы погрешности частного, является суммой погрешности числителя и знаменателя правой части формулы (2):

$$\delta\lambda_k = \delta(r'_{ki} - r_{ki}) + \delta(M_{ki} - M'_{ki}). \quad (3)$$

При соблюдении условия симметричности расположения базы измеряемых моментов относительно начала координат (см. фиг. 4), т. е. при равенстве абсолютных величин моментов M_{ki} и M'_{ki} , по-



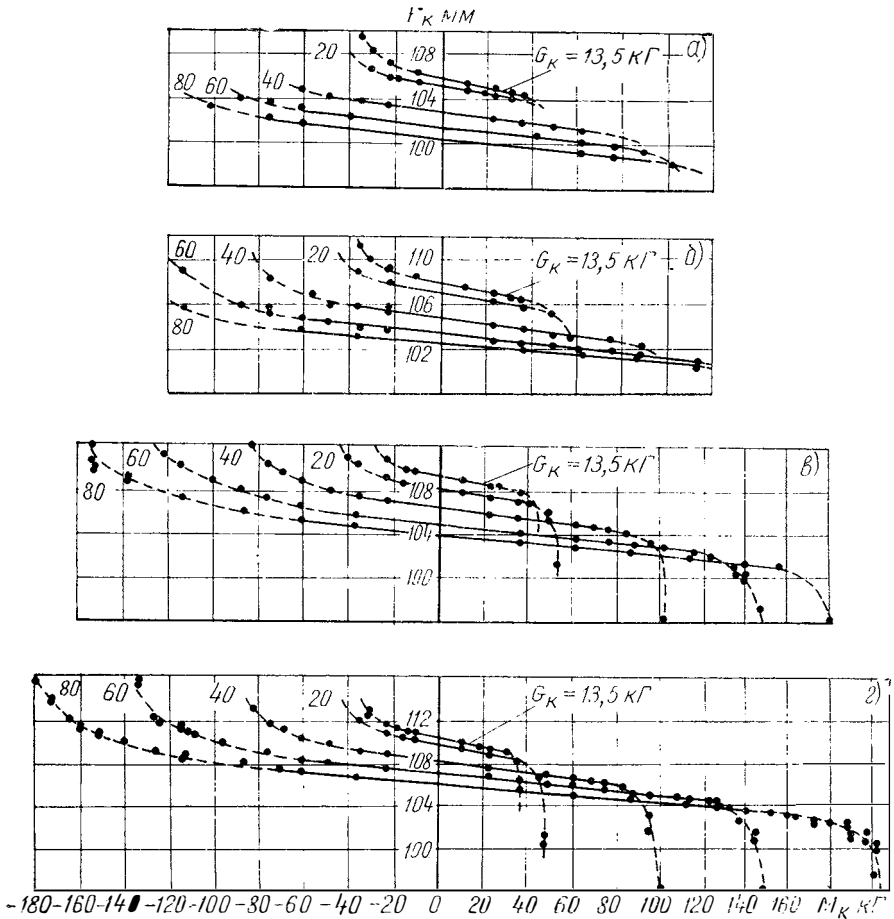
Фиг. 2. Схема лабораторного прибора.

лучим в соответствии с правилом определения погрешности произведения $\delta(M_{ki} - M'_{ki}) = \delta 2M_{ki} = \delta 2 + \delta M_{ki} = \delta M_{ki}$. (4)

Относительную погрешность измерения разности $r'_{ki} - r_{ki}$ в формуле (3) найдем в соответствии с правилом определения погрешности алгебраической суммы [4]:

$$\delta(r'_{ki} - r_{ki}) = \left| \frac{r'_{ki}}{r'_{ki} - r_{ki}} \right| \delta r'_{ki} + \left| \frac{r_{ki}}{r'_{ki} - r_{ki}} \right| \delta r_{ki}, \quad (5)$$

где $\delta r'_{ki}$ и δr_{ki} — относительные погрешности измерений радиусов качения r'_{ki} и r_{ki} .

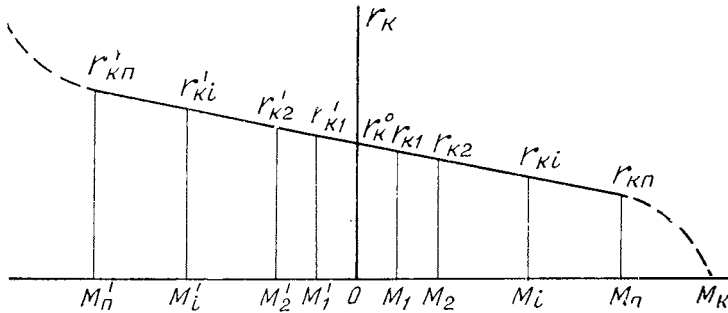


Фиг. 3. Зависимости радиуса качения модели колеса от подвального крутящего момента при различном давлении воздуха в шине:

а) $p_w = 1,0 \text{ кг/см}^2$; б) $p_w = 2,0 \text{ кг/см}^2$; в) $p_w = 3,0 \text{ кг/см}^2$; г) $p_w = 4,5 \text{ кг/см}^2$.

Поскольку погрешности $\delta r'_{ki}$ и δr_{ki} обусловлены практически одинаковыми условиями измерений незначительно уменьшающегося радиуса качения и, следовательно, могут быть приняты приблизительно одинаковыми, то, обозначив $\delta r'_{ki} = \delta r_{ki} = \delta r_k$ и принимая во внимание, что $r'_{ki} = r_k^0 - \lambda_k M'_{ki} = r_k^0 + \lambda_k M_{ki}$; $r_{ki} = r_k^0 - \lambda_k M_{ki}$, из формулы (5) после соответствующих преобразований находим:

$$\delta (r'_{ki} - r_{ki}) = \frac{r_k^0}{\lambda_k M_{ki}} \delta r_k. \quad (6)$$



Фиг. 4. Зависимость $r_k = f(M_k)$ для нахождения вероятной погрешности определения коэффициента тангенциальной эластичности.

Величину δr_k , исходя из формулы (1) и правила определения погрешности произведения и частного, можем представить в следующем виде:

$$\delta r_k = \delta S + \delta \pi + \delta z, \quad (7)$$

где δS — относительная погрешность измерения пути на мерном участке;

$\delta \pi$ — относительная погрешность, связанная с использованием при расчетах конечного числа десятичных знаков в числе π ;

δz — относительная погрешность измерения числа оборотов испытываемого колеса на мерном участке.

Подставив результаты выражений (4) и (6) в формулу (3), относительную погрешность измерения коэффициента λ_k можем представить таким образом:

$$\delta \lambda_k = \frac{r_k^0}{\lambda_k M_k} \delta r_k + \delta M_{ki} \quad (8)$$

или с учетом выражения (7)

$$\delta \lambda_k = \frac{r_k}{\lambda_k M_{ki}} (\delta S + \delta \pi + \delta z) + \delta M_{ki}. \quad (9)$$

Можно убедиться, что величина безразмерного коэффициента $\frac{r_{\kappa}^0}{\lambda_{\kappa} M_{\kappa i}}$ доходит до нескольких десятков. Поэтому из полученного соотношения (9) следует, что наивысшие требования по точности измерений должны быть предъявлены к величинам пути S и числа оборотов z , так как соответственно указанным выше значениям коэффициента $\frac{r_{\kappa}^0}{\lambda_{\kappa} M_{\kappa i}}$ погрешность определения величины λ_{κ} в несколько десятков раз выше суммы погрешностей δS , $\delta \pi$ и δz .

В таблице приведены значения абсолютных и относительных предельных погрешностей компонентов, определяющих точность определения коэффициента λ_{κ} , и соответствующая им, рассчитанная по формуле (8), относительная предельная погрешность $\delta \lambda_{\kappa}$ в зависимости от абсолютной величины коэффициента λ_{κ} .

Таблица

Примеры абсолютных и относительных погрешностей величин, измеряемых в опытах на модели шины

Определяемый параметр	Абсолютное значение	Абсолютная предельная погрешность	Относительная предельная погрешность δ , %	Вероятная точность измерений при распределении по закону Гаусса $\delta_{\text{вер}}$, %
Путь S , мм	650	1	0,154	—
Число π с точностью до второго знака	3,14159	0,00159	0,051	—
Обороты колеса $360z$, град	360	1	0,278	—
Радиус качения r_{κ} , мм	105	0,321*	0,483	—
Крутящий момент M_{κ} , кг·м	1	0,003	0,300	—
Коэффициент тангенциальной эластичности (при базе моментов $M_{\kappa i}$ — $M_{\kappa i} = 2 \text{ кг} \cdot \text{м}$) λ_{κ} , мм, кг·м	1,8	0,257*	15,050	3,39
	2,7	0,274*	10,160	2,29
	4,0	0,278*	6,950	1,56

* Получены через относительную погрешность.

Используя величины практически предельных отклонений измеряемых параметров, можно, исходя из предположения о следовании ошибок при некотором постоянном номинальном значении крутящего момента $M_{\kappa i}$ по закону Гаусса, оценить вероятные значения указанных отклонений. При обычно применяемом для распределений по закону Гаусса равенстве предельного отклонения утроенной величине среднеквадратичного отклонения σ можем записать, в частности, для коэффициента λ_{κ} :

$$\sigma \lambda_{\kappa} = \frac{\delta \lambda_{\kappa}}{3}.$$

Поскольку при законе Гаусса вероятное значение отклонения, которое обозначим $\delta_{\text{вер}}$, составляет $0,675\sigma$, то вероятное значение отклонения λ_k , которое обозначим через $\delta_{\text{вер}}\lambda_k$, можно представить в следующем виде:

$$\delta_{\text{вер}}\lambda_k \approx 0,675\sigma\lambda_k = 0,225\delta\lambda_k. \quad (10)$$

Таким образом, например, для обеспечения средневероятной точности измерений коэффициента λ_k в $\pm 2-4\%$ при некотором постоянном значении крутящего момента M_k допустимы предельные отклонения измеряемых величин λ_k до $10-15\%$, однако предельные значения δr_k не должны превышать $0,5\%$.

В соответствии с кратко описанной выше методикой измерения радиуса качения и соответственно коэффициента λ_k производятся при n значениях положительного и отрицательного крутящего момента в диапазоне от нуля до предельных по сцеплению величин $M_n = M_{\text{ц}}$. Таким образом, в совокупности выполняются $2n$ измерений неравноточных вследствие переменности момента M_k , которые повышают точность измерений коэффициента λ_k , находящегося в качестве средневзвешенной величины.

Принимая в качестве среднеквадратичной ошибки на единицу веса измерения [4] величину, соответствующую замеру с номером n , вес g i -го измерения коэффициента λ_k можем представить в следующем виде:

$$g_i = \frac{\sigma_{\lambda_{k,n}}^2}{\sigma_{\lambda_{ki}}^2} = \frac{\delta^2\lambda_{k,n}}{\delta\lambda_{ki}}, \quad (11)$$

где $\sigma_{\lambda_{k,n}}$ и $\delta\lambda_{k,n}$ — соответственно среднеквадратичное и предельное отклонения коэффициента λ_k при замерах, соответствующих крутящему моменту $M_{k,n}$;

$\sigma_{\lambda_{ki}}$ и $\delta\lambda_{ki}$ — аналогичные величины при замерах, соответствующих крутящему моменту M_{ki} .

Для случая, когда измерения рассматриваемых параметров производятся во всем диапазоне через одинаковые интервалы крутящего момента $\frac{M_{k,n}}{n}$, можем записать, что

$$M_{ki} = \frac{i}{n} M_{k,n}.$$

Подставив это выражение в формулу (8), найдем:

$$\delta\lambda_{ki} = \frac{nr_k^0}{i\lambda_k M_{k,n}} \delta r_k + \delta M_{k,n}.$$

Величину $\delta\lambda_k$ в соответствии с той же формулой (8) запишем таким образом:

$$\delta\lambda_{k,n} = \frac{r_k^0}{\lambda_k M_{k,n}} \delta r_k + \delta M_{k,n}.$$

Если пренебречь величиной $\delta M_{k.n}$ по сравнению с первыми слагаемыми в двух последних формулах, то в результате их подстановки в соотношение (11) получим простое общее выражение веса i -го измерения:

$$g_i = \frac{i}{n}.$$

Среднеквадратичную ошибку $\bar{\sigma}_{\lambda_k}$ средневзвешенной величины λ_k по результатам n -пар неравноточных измерений найдем из соотношения [4]:

$$\bar{\sigma}_{\lambda_k} = \frac{\sigma_{\lambda_{k.n}}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n g_i}}$$

или, переходя к вероятным отклонениям:

$$\delta'_{\text{вер}} \lambda_k = \frac{\delta_{\text{вер}} \lambda_{k.n}}{\sqrt{\frac{n(n+2)}{2}}}.$$

Используя далее уравнение (10), получим следующее выражение вероятной ошибки измерения коэффициента λ_k по результатам измерений радиуса качения при $2n$ значениях крутящего момента M_{k_i} в выбранном его диапазоне, симметричном относительно начала координат (см. фиг. 4):

$$\delta_{\text{вер}} \lambda_k = \frac{0,318 \delta \lambda_{k.n}}{\sqrt{n(n+1)}}, \quad (12)$$

где $\delta \lambda_{k.n}$ — практически предельная относительная ошибка определения коэффициента λ_k при наибольшем значении крутящего момента $M_{k.n}$.

В частности, при указанной в таблице величине $\delta \lambda_{k.n}$, соответствующей максимальной величине крутящего момента, и четырех дополнительных измерениях, соответствующих меньшим значениям крутящего момента ($n=4$) с интервалами по арифметической прогрессии

$$\delta_{\text{вер}} \lambda_k = \frac{0,318 \cdot 15,05}{\sqrt{20}} = 1,075\%.$$

Для использования в практике исследований коэффициента λ_k , в частности при выборе соответствующих регистрирующих приборов и аппаратуры по их точности, можно рекомендовать, наряду с формулой (9), следующую развернутую формулу вероятной ошибки его средневзвешенного значения по результатам $2n$ -пар измерений при различных крутящих моментах с примерно равными интервалами. Ее можно получить, подставив в уравнение (12)

выражение для предельной ошибки $\delta\lambda_{к,п}$ в соответствии с формулой (9), а также полагая $M_{к,п} = M_{\varphi} \approx G_k \varphi r_k^0$:

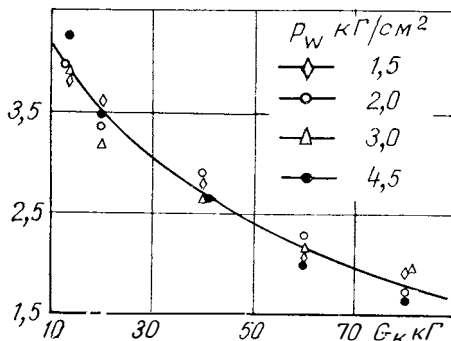
$$\delta_{\text{вер}}\lambda_k = \frac{0,318}{\sqrt{n(n+1)}} \left[\frac{1}{\lambda_k \varphi G_k} (\delta S + \delta z + \delta \pi) + \delta M_{к,п} \right]. \quad (13)$$

Задача обеспечения надлежащей точности экспериментов значительно усложняется тогда, когда исследуется характер изменения коэффициента λ_k от влияющих на него параметров, например давления воздуха в шине. В этом случае значительность изменений величины λ_k приводит к тому, что относительные значения исследуемых ее изменений начинают сближаться с точностью измерений. Поэтому для предотвращения существенных ошибок необходимо соответствующее резкое повышение точности измерительных приборов и приспособлений.

Например, для определения характера зависимости коэффициента λ_k от вертикальной нагрузки на колесо G_k вполне достаточно точности измерений, принятых в приведенной выше оценке.

На фиг. 5 представлен экспериментальный график этой зависимости для колеса с шиной размером $8\frac{1}{2} \times 2$ и свободным радиусом $r^0 = 105$ мм. Для определения зависимости этого коэффициента в функции давления воздуха в шине при различных нагрузках на колесо такой точности недостаточно, так как вероятная точность измерений $\delta_{\text{вер}}\lambda_k$ соизмерима с областью экспериментальных значений коэффициента λ_k по давлениям воздуха в шине при данной нагрузке на колесо. Как следует из фиг. 5, например для нагрузки 40 кг, эта область составляет 7,5% от номинального значения λ_k , а соответствующее значение вероятной точности измерений $\delta_{\text{вер}}\lambda_k = 2,29\%$ (при $\lambda_k = 2,7$ мм/кг·м, см. таблицу). Таким образом, для выявления указанной зависимости необходимо, чтобы требуемая вероятная точность измерений коэффициента $\delta_{\text{вер}}\lambda_k$ составляла, например, 5% от значения величины указанного диапазона, т. е. чтобы $\delta_{\text{вер}}\lambda_k = 0,375\%$. Близкие по величине значения $\delta_{\text{вер}}\lambda_k$ получаются и при других нагрузках. Если провести расчет в порядке, обратном проведенному при составлении таблиц, то найдем, что для радиуса качения необходимо иметь относительную предельную погрешность δr_k , не превышающую 0,0735%, и в соответствии с формулой (7) можно определить повышение требований к допусти-

λ мм/кг·м



Фиг. 5. Зависимость коэффициента тангенциальной эластичности от нормальной нагрузки на колесо с шиной $8\frac{1}{2} \times 2$.

мым предельным относительным погрешностям измерений числа оборотов колеса и пути.

Необходимо отметить, что при такой точности измерений в соответствии с формулой (7) значительный удельный вес падает на относительную предельную погрешность от округления при расчетах числа π , но если учесть, что оно в каждом из опытов принимается одинаковым, то это дает систематическую и стабильную ошибку при вычислениях, не отражаясь на характере определяемых зависимостей.

При вычислении вероятной точности измерений в таких случаях формулу (7) можно применять в ином виде:

$$\delta r_k = \delta z + \delta S.$$

Из этого следует, что относительные предельные погрешности измерений числа оборотов колеса и пути в данном случае должны быть порядка нескольких сотых долей процента.

С целью достижения таких точностей измерения исходных параметров при испытаниях натуральных образцов шин в НАМИ был разработан и построен специальный динамометрический стенд ТД-1, описание которого приведено в следующей статье данного сборника.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Избранные труды. Т. 1. М., 1961.
 2. Цукерберг С. М., Гордон Р. К. Определение эксплуатационных качеств автомобильных шин методом моделирования. «Автомобильная промышленность», 1965, № 11.
 3. Леонов В. И., Петрушов В. А. Определение констант связи между свободным радиусом колеса, внутренним давлением воздуха в шине, радиусом качения в ведомом режиме и нормальной нагрузкой. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 69. М., 1964.
 4. ЭСМ. Приближенные вычисления. Т. 1. М., Машгиз, 1947.
-

*Инж-ры А. М. Баринов, А. Н. Евграфов, В. В. Московкин,
д-р техн. наук В. А. Петрушов, инж. И. А. Стригин*

УНИВЕРСАЛЬНАЯ ДИНАМОМЕТРИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕНИЯ ШИН

Как указано в предыдущей статье настоящего сборника, условия силового, контактного и кинематического взаимодействия колеса с дорожным покрытием, наиболее близкие к реальным, представляется возможным создавать на стендах с плоской опорной поверхностью, которая может быть выполнена как с твердым покрытием (асфальт, бетон), так и в виде грунтового канала с заполнением песком, глиной и т. п. Динамометрические тележки и другие устройства для дорожных исследований шин, обладая известными преимуществами, такими, как возможность проводить исследования при скоростях, близких к эксплуатационным, почти неограниченные возможности в выборе длины мерных участков и т. д., обладают и рядом недостатков, которые можно устранить только в лабораторных условиях. Так, например, на лабораторных установках можно использовать измерительные приборы более высокого класса точности; не представляет большого труда поддерживать стабильными температурный режим и состояние покрытия опорной поверхности, что, как известно, оказывает значительное влияние на параметры качения колеса с пневматической шиной. Поэтому для исследований закономерностей качения колеса представляется целесообразным создание такой установки, на которой было бы возможным производить исследования как в стендовых, так и в дорожных условиях с тем, чтобы определение характера взаимосвязи параметров качения производить в лабораториях, а влияние на них скоростных и других факторов исследовать в условиях, близких к эксплуатационным. С этой целью авторами была спроектирована и изготовлена в НАМИ специальная установка — динамометрическая тележка ТД-І, на которой можно исследовать качение натуральных образцов единичных колесных движителей во всех режимах движения (ведущем, ведомом и т. д.), включая буксование и полное скольжение (юз), а также производить определение характеристик бокового увода.

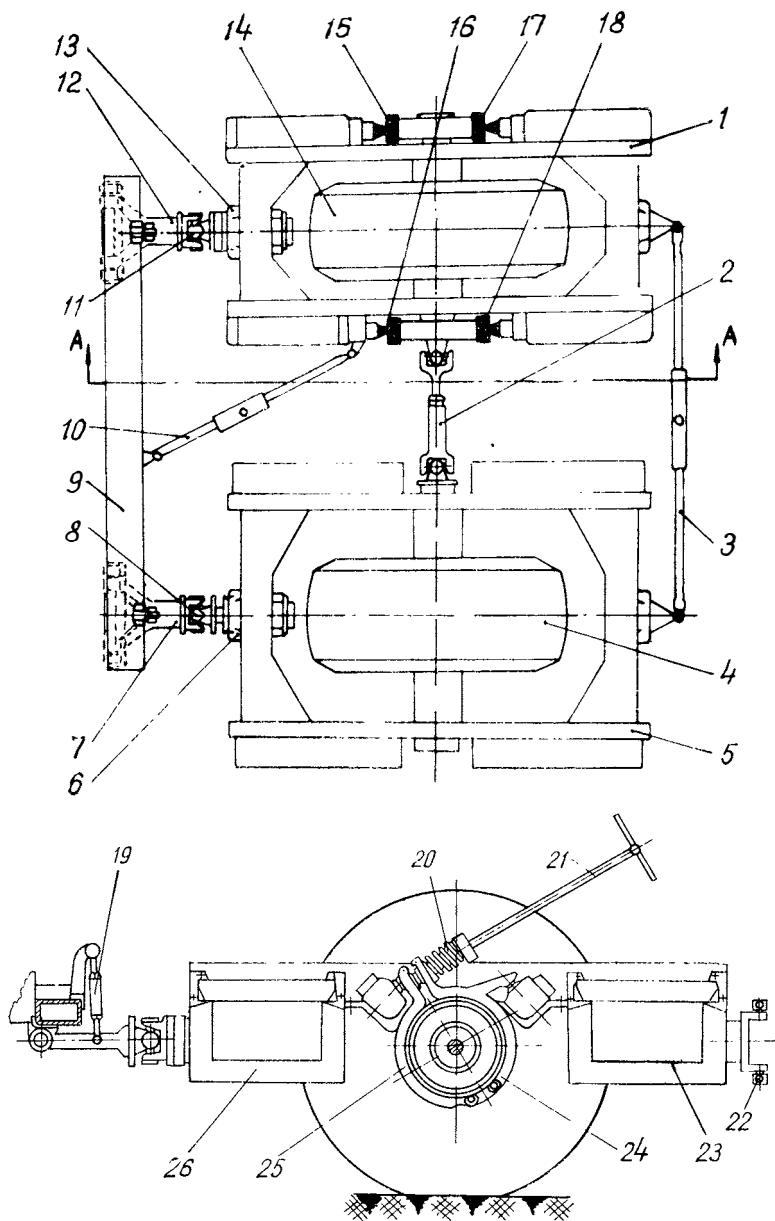
Основной трудностью при создании подобных установок является необходимость в громоздком приводе, рассчитанном на высокие значения реализуемых испытываемым колесом активных крутящих моментов, а также аналогичных по силовым и мощностным параметрам энергопоглощающих (тормозных) устройств. Кроме того, в подобных случаях оказывается необходимым предусматривать специальные конструктивные меры, предотвращающие изменение нормальной нагрузки на исследуемое колесо от действия реактивных усилий, связанных с приложением к нему активного или тормозного крутящих моментов.

Для преодоления этих трудностей и соответствующего упрощения конструкции установки, в частности ее энергетического узла, в ней применен принцип нагружения испытываемого колеса мощностью, циркулирующей в замкнутом контуре, и паразитным крутящим моментом. Замкнутый контур образуется испытываемым колесом и реактивным колесом, связанным с ним посредством карданной передачи и планетарного механизма. Каждое из колес установлено в отдельной балансирной раме (тележке), чем предотвращается влияние реактивных сил на изменение нормальной нагрузки на исследуемый единственный движитель.

Схема установки представлена на фиг. 1. Две параллельно буксируемые тележки (одна с реактивным колесом 14, другая с испытываемым колесом 4) шарнирно сочленены с общей поперечной 9 через динамометрические звенья 6 и 13, установленные на рамах 1 и 5 и предназначенные для замера тягово-толкающих усилий, а также через вилки 7 и 12.

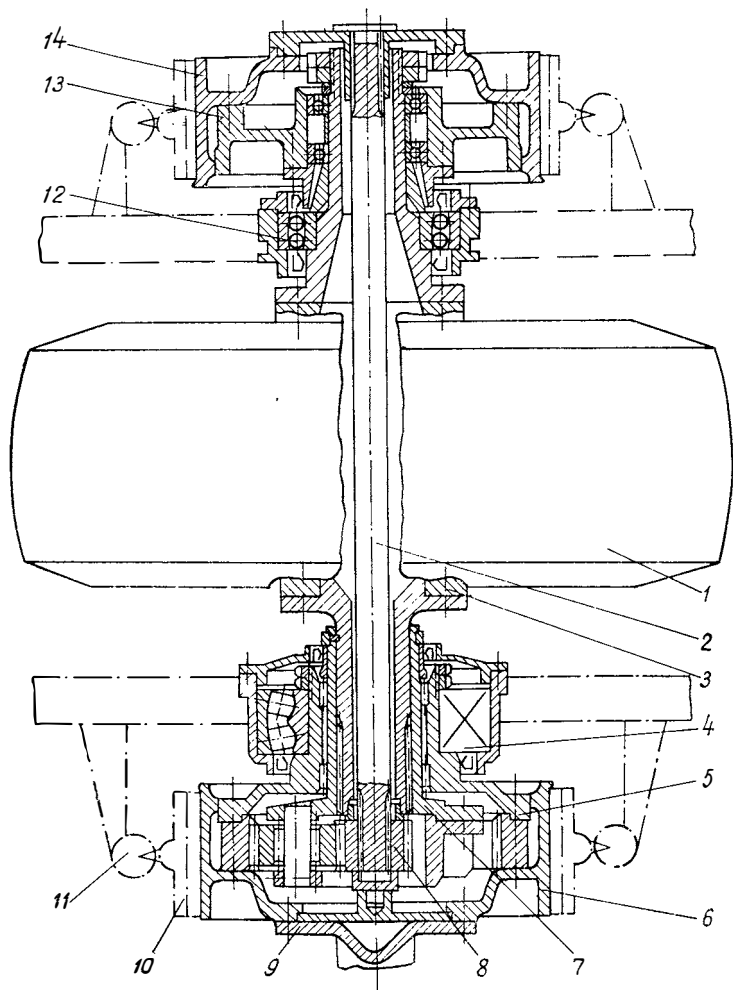
Поперечина 9 жестко крепится к раме тягача при дорожных испытаниях или к направляющему устройству стационарного стенда в лабораторных условиях испытаний. Свободные концы вилок 7 и 12 с шарнирами 8 и 11 могут регулироваться по высоте с помощью резьбовых тяг 19. Эта регулировка необходима для установки рам тележек в горизонтальном положении, так как статический и динамический радиусы колес изменяются в значительных пределах при изменениях типа и размеров испытываемых шин, вертикальной нагрузки на них и внутреннего давления воздуха.

Тележка, предназначенная для испытываемого движителя 4, позволяет устанавливать как спаренное (двускатное), так и одиночное колесо шириной до 1200 мм и диаметром до 1500 мм. Тележка с колесом 14 является реактивной, т. е. воспринимающей реактивные моменты, которые возникают при приложении к испытываемому колесу крутящего активного или тормозного моментов. Рамы 1 и 5 обеих тележек, имеющие по четыре кассеты 23 и 26 для балласта, связаны поперечной, расположенной в вертикальной плоскости, трапецией связи, состоящей из двух регулируемых по длине штанг 3 и 22, которые имеют шаровые опоры на кронштейнах рам. Рама реактивной тележки по необходимости (при определении углов увода шин, при установке на стенд и т. д.) соединяется регулируемой по длине штангой 10 (см. фиг. 1) с поперечной 9.



Фиг. 1. Схема динамометрической установки.

Оси испытываемого и реактивного движителей связываются карданным валом 2 через дифференциальный планетарный механизм, схематическое устройство которого представлено на фиг. 2.



Фиг. 2. Движитель, воспринимающий реактивный крутящий момент и усилия, со ступицей, дифференциальным механизмом и тормозным барабаном в сборе.

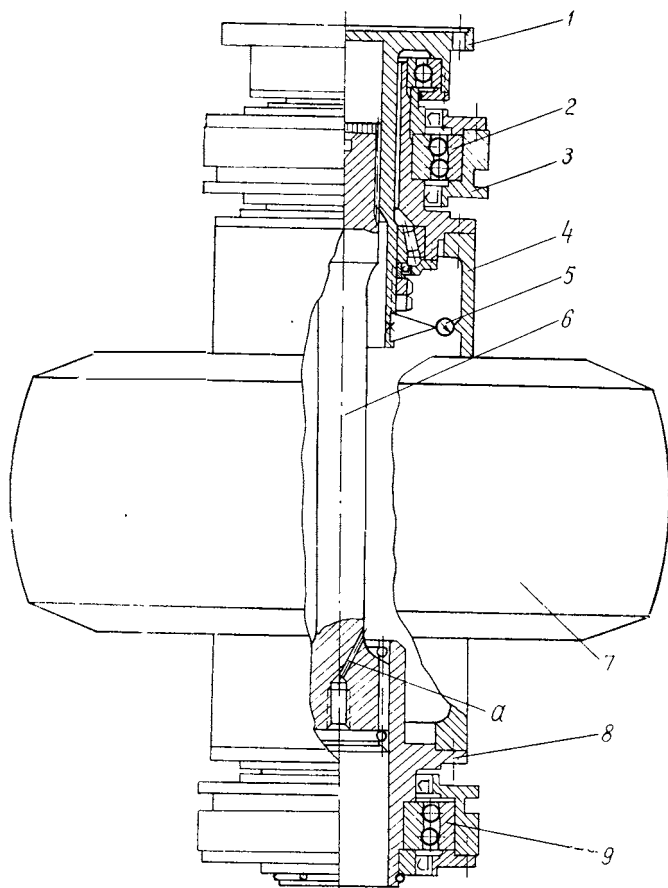
Дифференциальный планетарный механизм установлен на барабане-ступице 3 реактивного движителя 1, в качестве которого в данном случае использовано арочное колесо с шиной 1300×750 модели Я-186А, обеспечивающей высокие сцепные качества, особенно на мягких и сыпучих грунтах за счет сильно развитых грунтозацепов. Механизм состоит из коронной шестерни со ступицей 5,

смонтированной на подшипниках цапфы водила 7 с сателлитами (цапфа водила жестко соединена с цапфой барабана-ступицы движителя, а ступица коронной шестерни имеет подшипниковую опору 4 на раме реактивной тележки). Кроме того, в механизм входят тормозной барабан 6 коронной шестерни, к диску которого крепится фланец 9 карданного вала (см. фиг. 1 и 2), солнечная шестерня 8, связанная через ось 2 с тормозным барабаном 14 и ступицей 13, имеющей подшипниковую опору на цапфе барабана-ступицы. Рама тележки опирается на эту цапфу через опору 12. На фиг. 2 штрих-пунктиром показаны тормозные колодки 10 со звеньями динамометрирования 11. Плавающие тормозные колодки 24 и 25 (см. фиг. 1) затягиваются рукояткой 21 винтового механизма через пружину 20, причем реактивный тормозной момент от колодок передается на раму реактивной тележки через звенья динамометрирования 16 и 18, в частности динамометры сжатия типа ДС или ДОСМ, заключенные в стальные защитные кожухи. Эти динамометры являются вспомогательными (дублирующими) и при необходимости могут использоваться для измерений крутящих моментов на оси испытательного колеса.

На фиг. 3 показано схематическое устройство барабана-ступицы 4 испытываемого движителя (колеса) 7. Барабан-ступица имеет фланец 1 для крепления карданного вала (см. фиг. 1, 2), подшипниковые опоры 2 и 9 рамы тележки испытываемого движителя, цапфы 3 и 8. Цапфа фланца 1 и барабан-ступица 4 связаны торсионом 6, на который при необходимости может быть установлен датчик 5 угла закручивания, протарированный по крутящему и тормозному моментам. У конца торсиона, в котором имеется сверление *a* для проводов от тензодатчиков, наклеиваемых на цилиндрическую часть торсиона, или от датчика угла его закручивания, предусмотрено место для размещения токосъемного устройства.

На фиг. 4 показана схема динамометрирования тягово-толкающих усилий, корпус 3 которого жестко устанавливается шейкой 14 в гнезде передних концов рам обеих тележек. Шток 2, свободно вращающийся в корпусе и перемещающийся в осевом направлении относительно него на шариках, заключенные в обойме 4, своим фланцем присоединяется к фланцам 1 шарниров вилки (см. фиг. 1, 8, 11), а другим концом, имеющим упор со сферической головкой, упирается в гнездо подпятника 13 динамометра сжатия 7. В противоположную упорную плоскость динамометра установлен подпятник 12, который своим гнездом опирается на сферическую головку упора пластины 9, связанной через тяги 6 со штоком 2. Большими сферами подпятники 12 и 13 с незначительным усилием зажимаются в сферических гнездах упорной стенки корпуса и регулировочной гайки 11 упорной крышки 8. Крышка 10 и резиновая манжета 17 предохраняют звено от попадания пыли и грязи, а против шкалы индикатора 5 динамометра в стенке корпуса имеется окно из прозрачного материала. Как видно из фиг. 4, динамометром 7 можно фиксировать как растягивающие, так и сжимающие

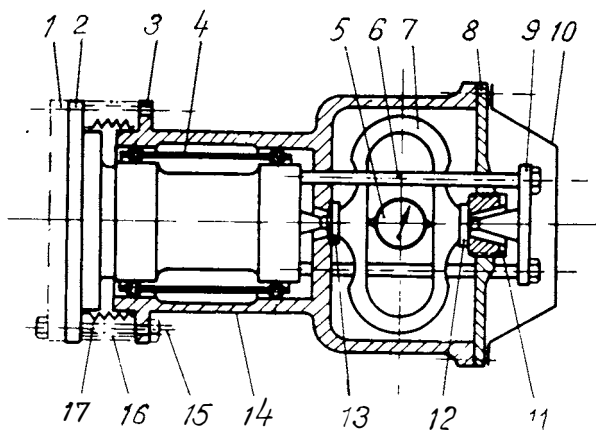
усилия, действующие на звено динамометрирования, т. е. одним динамометром можно измерять как положительную (тяговую), так и отрицательную (тормозную) силу. Необходимость замера тяговой силы на тележке реактивного движителя редка, поэтому его звено динамометрирования тягово-толкающих усилий при проведении большинства экспериментов блокируется с помощью распорного кольца 16 и стяжных болтов 15.



Фиг. 3. Барабан-ступица испытываемого колеса.

Имитация режимов движения испытываемого колеса на динамометрической установке осуществляется путем буксирования ее тягачом в дорожных условиях испытаний или тяговым устройством — в стендовых, причем в дорожных условиях скорость движения установки практически может быть близка к средним эксплуатационным для большинства грузовых автомобилей, а в условиях лаборатории, ввиду ограниченности длины беговой дорожки

стенда и с целью получения устойчивого движения, в пределах 0,5—1,5 км/ч. Тормозной режим движения испытываемого движителя осуществляется частичным или полным блокированием тормозного барабана 6 (см. фиг. 2), причем тормозной барабан 14 при этом свободно вращается, а реактивный движитель 1 катится в ведомом режиме. Все остальные режимы движения испытываемого колеса, включая и ведомый, осуществляется при растормаживании или частичном и полном блокировании тормозного барабана 14. В этом случае на ось испытываемого движителя передается положительный (ведущий) момент за счет циркуляции мощности в замкнутом контуре: реактивный движитель — дифференциальный механизм — карданный вал — испытываемый движитель — опорная поверхность. При этом реактивная тележка загружается балластом настолько, чтобы реактивный движитель катился без проскальзывания (юза).



Фиг. 4. Схема звена динамометрирования тягово-толкающих усилий.

При дорожных испытаниях установка оборудуется обычной тензометрической аппаратурой, включающей в себя многоканальный осциллограф, усилитель, токосъемное устройство для снятия сигнала с тензометрических датчиков полуоси испытываемого колеса, тензодатчиков замера тягово-толкающих усилий, наклеиваемых на динамометр 7 (см. фиг. 4), прибора «пятое колесо» для измерений пути и импульсного счетчика оборотов испытываемого колеса. Блок питания аппаратуры, осциллограф и усилитель размещаются на тягаче.

Тензометрическая аппаратура обеспечивает точность замеров измеряемых величин, которая при некоторых исследованиях на данной установке, например при определении коэффициента тангенциальной эластичности, оказывается недостаточной. Как было показано в предыдущей статье настоящего сборника, относительная

погрешность при единичном измерении коэффициента тангенциальной эластичности определяется по формуле:

$$\delta\lambda_k = \frac{r_k^0}{\lambda_k M_k} \delta r_k + \delta M_k,$$

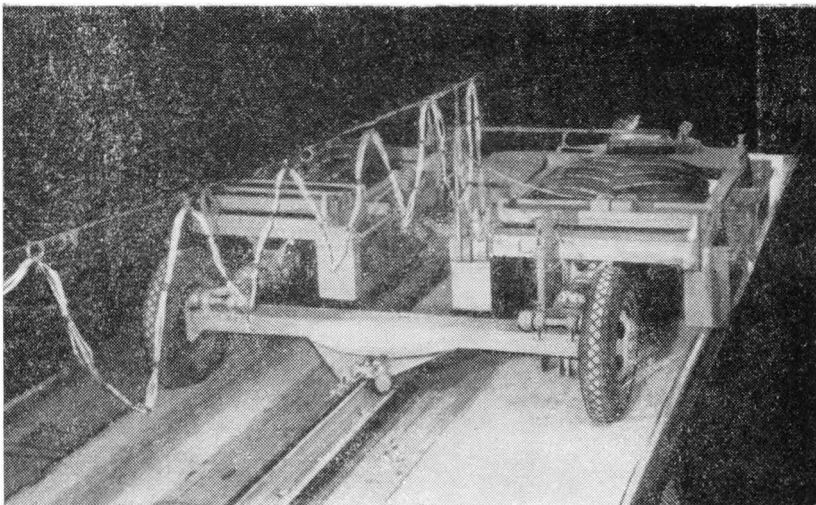
где λ_k — коэффициент тангенциальной эластичности, $мм/кг \cdot м$;
 M_k — крутящий момент, $кг \cdot м$;
 δr_k и δM_k — относительные погрешности измерений соответственно радиуса качения и крутящего момента, подводимого к колесу;
 r_k^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме, $мм$.

Безразмерный коэффициент $\frac{r_k^0}{\lambda_k M_k}$ может иметь величину порядка 10—30 при больших вертикальных нагрузках на колесо. При малых нагрузках, когда вследствие ограничений, вызванных коэффициентом сцепления, невозможно приложить к колесу большой крутящий момент, этот безразмерный коэффициент при небольшой величине относительной погрешности замера радиуса качения может достигать еще больших значений.

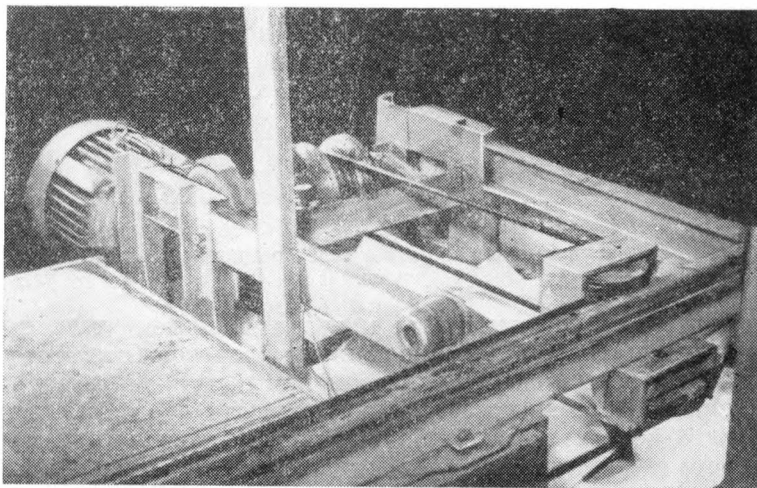
Уменьшение средневероятной погрешности измерений только за счет увеличения числа замеров нерационально из-за большой трудоемкости как самих исследований, так и математической обработки их материалов. Поэтому необходимо повышать точность замеров. В частности, при исследованиях тангенциальной эластичности целесообразно, как это видно из формулы, прежде всего повышать точность измерений радиуса качения r_k , что и было предусмотрено при оборудовании лабораторного стенда для проведения исследований в закрытом помещении.

Общий вид стенда представлен на фиг. 5. Он состоит из двух беговых дорожек с бетонным основанием длиной 17 м каждая, одна из которых предназначена для качения реактивного колеса, а другая — для испытываемого. Дорожка испытываемого колеса может быть переоборудована в грунтовый канал. Между дорожками по всей их длине размещен направляющий рельс, по которому на роликах перемещается несущая балка с жестко укрепленной на ней поперечиной 9 (см. фиг. 1) динамометрического устройства. Концы поперечины опираются на беговые дорожки через колеса с шинами размером 7,50—20. Перемещение тележек вдоль беговых дорожек осуществляется с помощью лебедки автомобильного типа (фиг. 6), приводимой реверсивным электродвигателем ($N=20$ квт, $n=975$ об/мин).

На ведущем барабане лебедки, рабочая поверхность которого выполнена по типу судовых кабестанов, перекинута 2,5 витка троса, ветви которого, проходя через шкивы в начале и в конце направляющего рельса, присоединяются через натяжное устройство к концам несущей балки так, что реверсирование электродвигателя вызывает изменение направления движения устройства



Фиг. 5. Вид стенда с пульта управления.

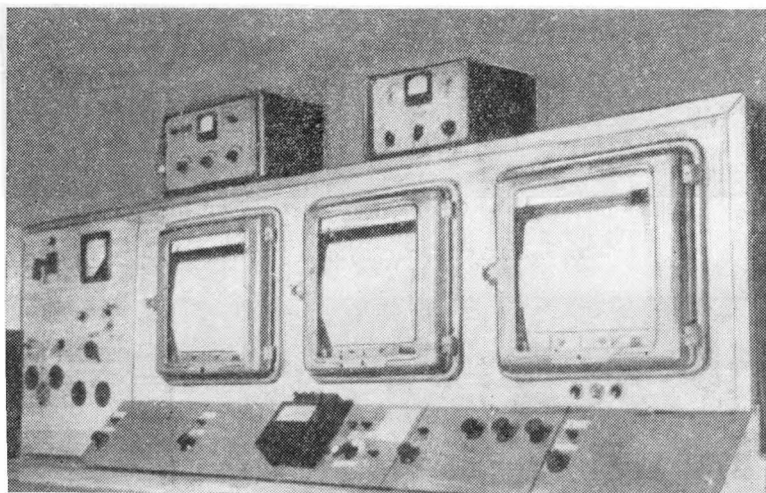


Фиг. 6. Силовая установка стенда.

вдоль беговых дорожек, причем рабочим может быть движение тележек, как по направлению к лебедке, так и от нее.

Над лебедкой установлен пульт управления стендом (фиг. 7). В качестве измерительно-регистрирующей аппаратуры на стенде используются электронные автоматические потенциометры ЭПП-09М — 3 в варианте, предназначенном для работы с датчиками, являющимися источниками ЭДС. Эти приборы имеют ширину диаграммной ленты 275 мм, скорость движения которой от 60 до

9600 мм/ч. Основная погрешность записи по диаграммной ленте при температуре 20°C в зоне приборов ЭПП не превышает 0,5% области измерений. С целью сведения к минимуму влияния остальных источников погрешности измерений появилась возможность исключить усилитель сигнала датчика при использовании всей шкалы прибора путем соответствующего подбора проволочных преобразователей, размещения всего тензомоста на элементах большой податливости и изменения чувствительности моста за счет регулировки напряжения его питания. Кроме того, из схемы



Фиг. 7. Пульт управления и размещение регистрирующей аппаратуры.

снятия сигнала с вращающейся полуоси исключен токосъемник, так как при небольшом суммарном числе оборотов (не более трех), совершаемых испытываемым колесом при прохождении его по беговой дорожке стенда, имеется возможность провести цепь без скользящих контактов за счет закручивания кабеля (примерно по 1,5 оборота в обе стороны от свободного положения кабеля на длине его свеса около 2 м). Исключение усилителей сигналов, токосъемных устройств и дополнительная тарировка ЭПП вместе с тензодатчиками по образцовым измерительным приборам, не допускающим соответствующих дополнительных погрешностей, обеспечили повышенную точность измерений большинства регистрируемых параметров.

В таблице приведены примеры абсолютных и относительных погрешностей некоторых параметров, определяемых в опытах на данном стенде. Для примера взята в характерном режиме движения одна из шин наружного диаметра 1200 мм. Абсолютные значения параметров выписаны из протокола испытаний, а погрешности

и вероятная точность рассчитаны по методике, изложенной в предыдущей статье настоящего сборника. Точность измерений, иллюстрируемая таблицей, достигнута как за счет повышения точности измерений силовых параметров, так и кинематических, прежде всего величины радиуса качения.

Таблица

Примеры абсолютных и относительных погрешностей измерений некоторых параметров при опытах на установке ТД-1

Определяемый параметр	Абсолютное значение	Абсолютная предельная погрешность в размерности параметра	Относительная предельная погрешность, %	Вероятная точность измерения при распределении по закону Гаусса
Нагрузка на колесо G_k , кг	2327,0	10,0	0,428	—
Путь S , мм	8000,0	2,0	0,025	—
Обороты колеса 360 z , град	803,0	0,1125	0,014	0,0032
Крутящий момент на полуоси M_k , кг·м	506,0	5,0	1,000	0,2250
Силы тяги на оси колеса X_k , кг	707,0	7,0	1,000	0,2250
Радиус качения r_k , мм	571,2	0,514*	0,090	0,0202
Сила сопротивления качению в ведомом режиме P_{f_0} , кг	68,0	1,42*	2,090	0,4700
Коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме f_0	0,0295	0,00074*	2,518	0,5660
Коэффициент полезного действия колеса η_k	0,895	0,0187*	2,090	0,4700
Коэффициент тангенциальной эластичности λ_k , мм/кг·м	0,0279	0,00128*	4,600	1,035

* Получены через относительную погрешность.

Для определения радиуса качения испытываемого колеса согласно формуле

$$r_k = \frac{S}{2\pi z},$$

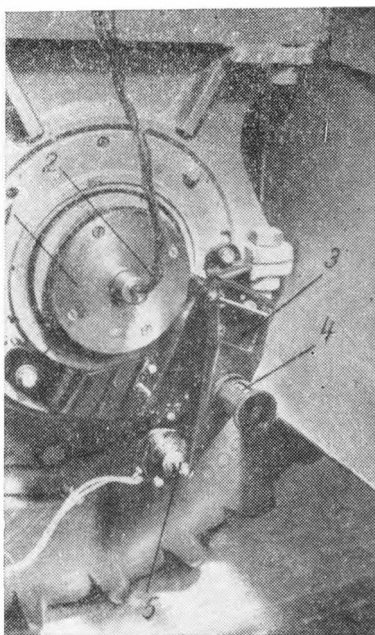
где S — длина пути (мерного участка);

z — число оборотов колеса на пути S ,

применяется следующий способ измерения.

Число оборотов колеса z измеряется механическим счетчиком 4 (фиг. 8), который через фрикционную муфту с помощью электромагнита 5 с рычажной системой соединяется с выходным валом шестеренчатого мультипликатора 3 оборотов оси испытываемого колеса при передаточном отношении 1:64. Первая шестерня 1 мультипликатора выполнена в виде крышки наружного конца ступицы испытываемого колеса, через которую пропускается пучок проводов 2 от тензомоста на торсионе.

Соленоид электромагнита включения счетчика оборотов соединяется последовательно с двумя концевыми выключателями, устанавливаемыми на концах мерного участка, расстояние между которыми и определяет путь S при качении испытываемого колеса. Концевые выключатели, закрепленные на основании направляющего рельса, включаются и выключаются скобкой, которая закреплена на продольной балке направляющего устройства стенда. Таким образом, счетчик оборотов колеса оказывается включенным только



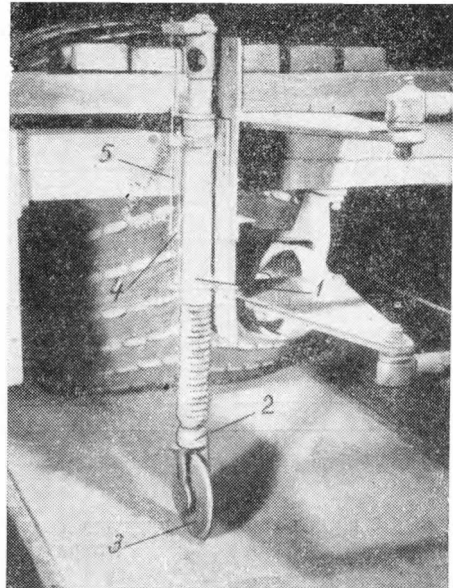
Фиг. 8. Узел измерения суммарного числа оборотов испытываемого колеса.

тогда, когда оно движется между границами мерного участка. Следует отметить, что из нескольких опробованных способов только при помощи такой электромеханической системы представилось возможным с наименьшей трудоемкостью и с большой точностью определять радиус качения колеса. Достаточно указать, что при многократном протягивании тележек с постоянной нагрузкой и внутренним давлением воздуха в испытываемой шине разброс в показаниях счетчика оборотов колеса составлял $\pm 0,02$ оборота первого счетного барабанчика счетчика, связанного непосредственно с фрикционной муфтой, замыкаемой соленоидом электромагнита. Такой разброс результатов измерений оборотов с учетом передаточного отношения мультипликатора соответствует разбросу величин измеряемого пути за один оборот колеса с радиусом качения порядка 600 мм приблизительно в ± 2 мм.

Измерение динамического радиуса производится с помощью двух одинаковых приборов, общий вид одного из которых представлен на фиг. 9. Механическая часть прибора состоит из цилиндрического корпуса 1, закрепляемого на раме испытываемого колеса, в котором перемещается шток 2 с вилкой и колесом 3 небольшого диаметра с жесткой массивной шиной. На корпусе прибора устанавливается реохорд. Контактный ползун 4 реохорда связан гибкой связью с осью колеса и оттяжной пружиной 5 с верхней частью корпуса так, что ползун перемещается по реохорду соответственно перемещениям колеса и штока прибора. Оба прибора устанавливаются симметрично относительно центра контакта испытываемого колеса с опорной плоскостью.

Установление характеристик бокового увода шин производится путем установки тележки испытываемого колеса под определенным углом к продольной оси беговой дорожки изменением длины тяг параллелограмма связи. Боковая сила, возникающая в пятне контакта испытываемого колеса от бокового увода, вычисляется через усилия в тягах параллелограмма связи, для чего в них включаются кольцевые упругие элементы с наклеенными тензомостами из проволочных преобразователей.

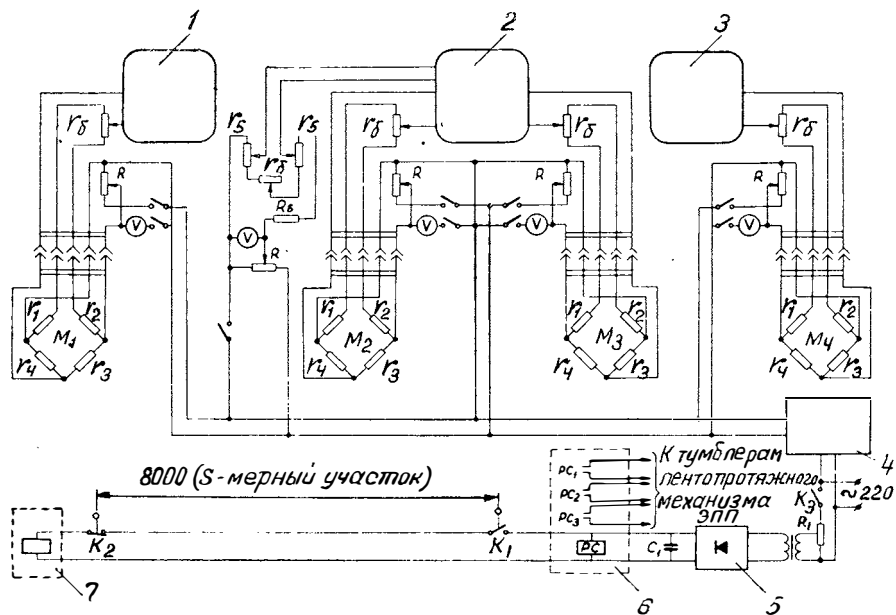
На фиг. 10 представлена принципиальная электрическая схема стенда. Она включает в себя три прибора ЭПП-09М — 3, питаемые от сети переменного тока напряжением 220 в, два из которых 1 и 3 — одноточечные с записью на диаграммной ленте непрерывной кривой с помощью пера, а один — трехточечный 2, записывающий сигналы с трех датчиков, поочередным пропечатыванием на диаграммной ленте точек с соответствующими индексами. Одноточечные ЭПП предназначены для записи величины крутящего момента на оси испытываемого колеса и толкающей силы соответственно от тензомостов M_1 и M_4 , а трехточечный записывает сигналы с датчиков изменения динамического радиуса (реохорды r_5) и замера силы в тягах параллелограмма связи (мосты M_2 и M_3). Во всех каналах имеются балансировочные сопротивления r_6 для установки



Фиг. 9. Прибор для измерения динамического радиуса испытываемого колеса.

нуля прибора и реохорды R для регулировки напряжения питания датчиков, которое устанавливается по вольтметрам v . Питание датчиков постоянным током напряжением 2—6 в производится от стабилизатора-выпрямителя 4 модели У1199. Питание соленоида включения счетчика оборотов испытываемого колеса 7 осуществляется от нестандартного выпрямителя 5 со снятием пульсации напряжения емкостью C_1 . Соленоид включения счетчика соединен последовательно с концевыми выключателями K_1 и K_2 , расстояние между которыми определяет длину мерного участка \bar{S} . Тумблер K_3 служит для выключения цепи соленоида при холостом ходе тележки. В цепь соленоида параллельно включено реле синхронизации 6, контакты которого PC_1 , PC_2 и PC_3 включены параллельно с тумблерами включения подачи диаграммной ленты всех

регистрирующих приборов ЭПП. При этом подача диаграммных лент начинается и заканчивается одновременно с включением и выключением счетчика оборотов колеса, чем исключается необходимость установки механизма отметки явления на диаграммных лентах и обеспечивается синхронная запись регистрируемых величин.



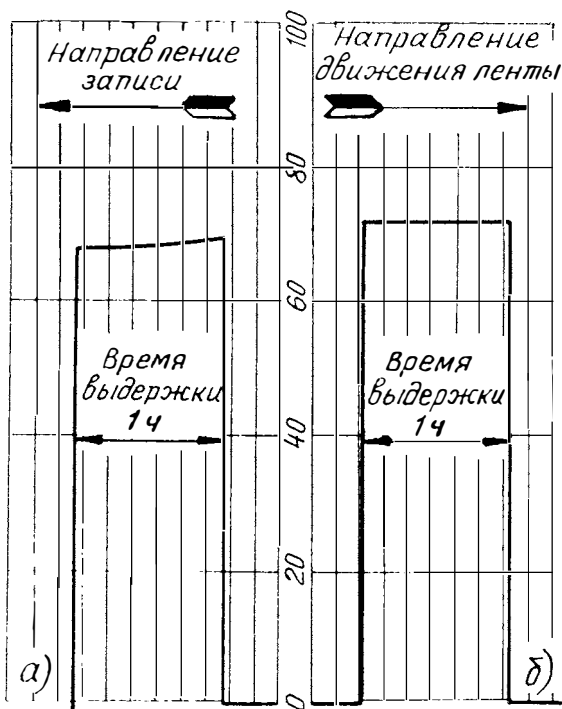
Фиг. 10. Принципиальная электрическая схема измерительно-регистрирующей аппаратуры стенда.

Проволочные преобразователи мостов M_1 и M_4 наклеиваются соответственно на полуось испытываемого колеса и динамометр, помещаемый в узел динамометрирования тягово-толкающих усилий, а M_2 и M_3 — на кольцевых упругих элементах, включаемых в тяги параллелограмма связи.

В процессе доводки аппаратуры благодаря высокой чувствительности приборов ЭПП-09М — 3 был выявлен увод показания прибора из-за ползучести клея в связи с несовершенством обычно применяемой при тензометрировании технологии наклейки проволочных преобразователей. Поэтому на данном стенде в местах датчиков проволочные преобразователи были наклеены по специальной технологии НИКИМПа, которая применяется при изготовлении силоизмерительных датчиков класса точности 0,5. На фиг. 11 представлено сравнение образцов диаграммной ленты прибора ЭПП-09М — 3 с записью усилия на динамометре (динамометр сжатия ДС-1, нагрузка на динамометр 600 кг, время выдержки под нагрузкой 1 ч) при наклейке преобразователей по обычной

технологии и по технологии НИКИМПа. В первом случае увод показания прибора составил 1,5%, а во втором случае практически не обнаружен.

Перед проведением экспериментов все системы измерений различных параметров тарируются и строятся графики зависимости показаний ЭПП в функции усилий, крутящего момента на полуоси, усилий в тягах параллелограмма связи и изменений динамического радиуса. Исходными документами являются записи на диаграммной ленте и протокол испытаний, в который вносятся все сведения о шинах, режимах, нагрузках и т. д. После расшифровки диаграмм туда же вносятся значения измеренных параметров.

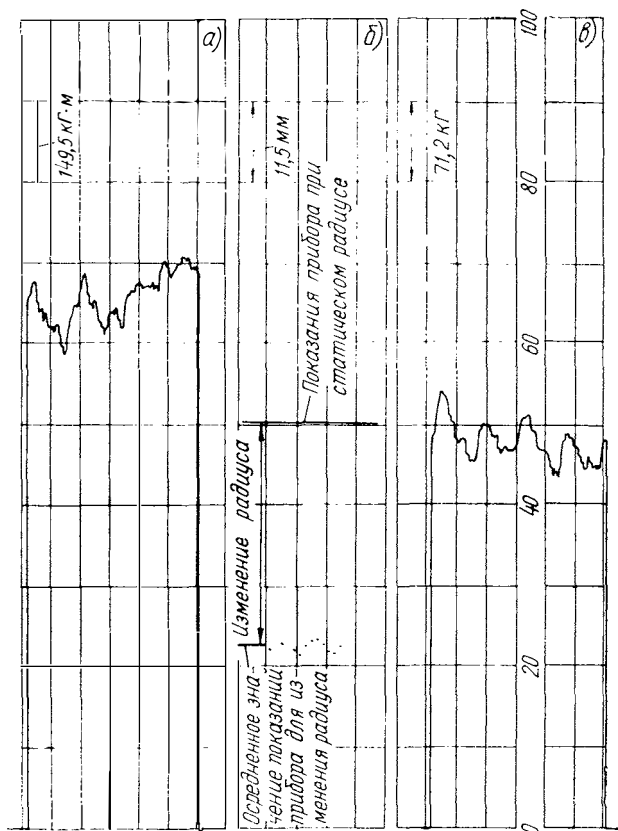


Фиг. 11. Сравнение образцов диаграммной ленты прибора ЭПП-09М—3 при наклежке проволочных преобразователей по обычной технологии (а) и по технологии НИКИМПа (б).

На фиг. 12 показаны характерные примеры записи на диаграммной ленте крутящего момента M_k на полуоси испытываемого колеса и толкающей силы X_k . Расшифровка диаграмм облегчается: линейным характером всех тарировочных зависимостей.

Таким образом, описанная выше установка позволяет в условиях качения испытываемого колеса по плоской опорной поверхности с постоянными нормальной нагрузкой и давлением в шине

на пути, равном мерному участку, одновременно и непрерывно регистрировать величины крутящего момента M_k и тяговой силы X_k на оси исследуемого колеса (в виде кривых, фиксируемых на диаграммных лентах приборов), а также его динамического радиуса и боковой силы (в последних двух случаях точечная запись с малыми интервалами по пути и времени). Кроме того, установка и примененные в ней приборы позволяют по результатам каждого прохода динамометрической тележки по мерному участку пути получать осредненную величину радиуса качения.



Фиг. 12. Образцы записи крутящего момента (а), динамического радиуса испытываемого колеса (б) и тягово-толкающей силы (в) на диаграммных лентах шириной 275 мм.

Как известно, совокупность перечисленных выше величин дает возможность исследовать все основные характеристики процесса качения колеса с эластичной шиной, включая силу и коэффициент

сопротивления качению в текущем режиме, к. п. д. колеса, коэффициенты тангенциальной эластичности и сцепления, влияние на них размеров и конструкции шины, нормальной нагрузки, давления воздуха в шине, состояния опорной поверхности и т. п.

Методика измерений на динамометрической установке состоит в одновременной при каждом опыте регистрации перечисленных параметров качения при последовательном ступенчатом изменении в сериях опытов тех из них, которые в соответствии с целевым назначением экспериментов рассматриваются в качестве аргументов (например, нормальная нагрузка на колесо, давление воздуха в шине и т. п.).

Основные характеристики универсальной установки, определяющие рабочие пределы измерений

Максимальный диаметр испытываемого колеса	1500 мм
Максимальная ширина испытываемого колеса	1200 мм
Максимальная нормальная нагрузка	5000 кг
Максимальный крутящий момент на оси колеса	2000 кг·м
Максимальная тяговая или тормозная сила	3500 кг
Минимальный крутящий момент на оси колеса	20 кг·м
Минимальная тяговая или тормозная сила	20 кг

Необходимо подчеркнуть, что при достаточно высокой точности измерений регистрирующая аппаратура установки позволяет в процессе каждого опыта визуально контролировать на ленте ЭПП величины параметров, характеризующих протекание исследуемых процессов, что особенно важно для оперативных действий по оценке результатов серий экспериментов и внесения требуемых корректив в ход исследований.

*Инж. В. В. Московкин, д-р техн. наук В. А. Петрушов,
инж. И. А. Стригин*

ВЛИЯНИЕ НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ И ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА НА КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНОЙ В ВЕДОМОМ РЕЖИМЕ

Изучению влияния нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине на коэффициент сопротивления качению на твердой дороге посвящено значительное количество исследований. Результаты этих исследований свидетельствуют о неприменимости закона трения качения Кулона, который широко используется при оценке качения твердых тел по твердому основанию, к качению колеса с пневматической шиной. Достаточно указать на то, что плечо сопротивления качению (линейный коэффициент) для колеса с пневматической шиной в противоположность формулировке закона Кулона для пары колесо с пневматической шиной — твердая дорога даже для случая ведомого режима не остается величиной постоянной, находясь в зависимости от нагрузки, внутреннего давления воздуха, а также скорости качения и температуры шины.

Наиболее однозначные взаимоувязывающиеся результаты получены и продолжают накапливаться по влиянию скорости качения и внутреннего давления воздуха на силы и коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме f_0 . Установлено, что с увеличением скорости качения коэффициент f_0 возрастает с той или иной интенсивностью, причем в зоне до критических скоростей, как правило, он растет пропорционально квадрату поступательной скорости, хотя и с относительно малыми абсолютными приращениями. Влияние внутреннего давления воздуха при прочих постоянных факторах может быть оценено по результатам подавляющего большинства экспериментальных данных как способствующее изменению коэффициента f_0 по закону, близкому к гиперболическому.

Повышение температуры шины по мере ее прогревания приводит к падению коэффициента f_0 .

Более разноречивые данные относятся к оценке характера влияния на коэффициент f_0 нормальной нагрузки на колесо G_k [2].

Для анализа работы колесного движителя автомобилей, в особенности многоприводных, на шинах с регулируемым давлением воздуха существенное значение имеет совокупная количественная оценка влияния на коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме нормальной нагрузки G_k и внутреннего давления в шине p_w . При этом для расчетов, выполняющихся при постоянстве прочих факторов, желательно располагать зависимостью, представляющей собой функцию двух переменных: $f_0 = f(G_k; p_w)$. Необходимость располагать конкретной формой такой функции для той или иной шины предопределена тем, что величина f_0 , относящаяся к ведомому режиму качения, обуславливает наряду с подводимым крутящим моментом и тангенциальной эластичностью шины величину ее коэффициента сопротивления качению в ведущем режиме [1].

Авторы данной статьи исследовали некоторые элементы механики качения колесных движителей многоприводных автомобилей в аспекте задачи, непосредственно связанной с оценкой влияния на потери качения движителя в целом потерь в каждом из входящих в его состав колес, в зависимости от приходящейся на него нагрузки и внутреннего давления воздуха. Поскольку имеющиеся экспериментальные данные и рекомендации, включая опубликованные в многочисленных литературных источниках, не позволили воспользоваться какими-либо апробированными зависимостями вида $f_0 = f(G_k; p_w)$, то в качестве попытки ее определения был поставлен ряд экспериментов на четырех моделях шин с определением коэффициентов сопротивления качению в ведомом режиме в широком диапазоне нагрузок и внутреннего давления воздуха.

Опыты проводились на сухой бетонной поверхности при стабильных внешних условиях с помощью специальной динамометрической тележки, обеспечивающей необходимую точность измерений. С целью исключения влияния изменения температуры шин и скорости качения опыты проводились при постоянной скорости поступательного движения 5 км/ч .

Результаты экспериментов показаны в виде точек на фиг. 1 и 2, где приведены зависимости сил сопротивления качению в ведомом режиме P_{f_0} соответственно от нагрузки и внутреннего давления воздуха, а также на фиг. 3 и 4, где показаны аналогичные зависимости для безразмерного коэффициента сопротивления качению в ведомом режиме

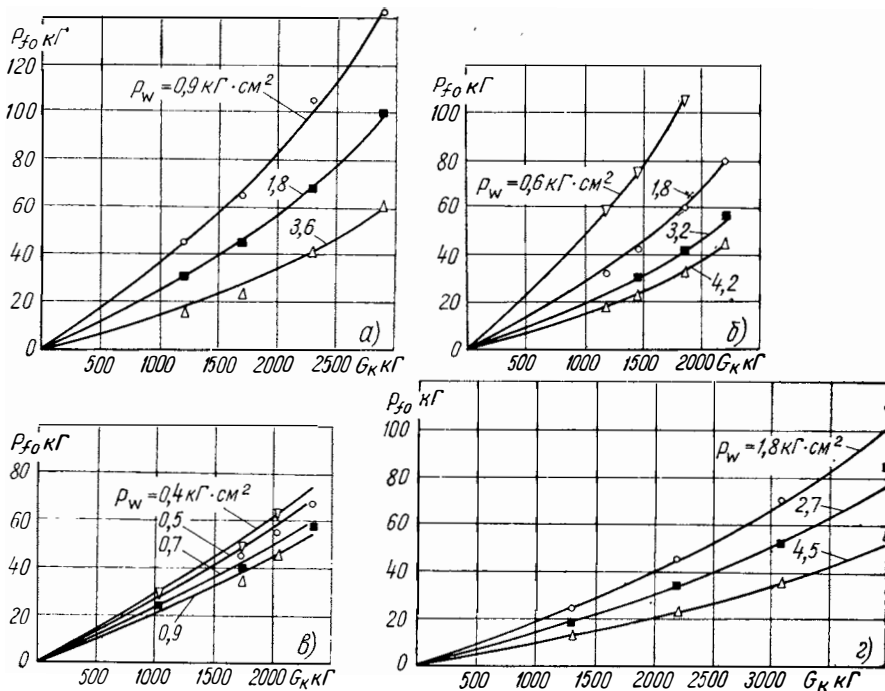
$$f_0 = \frac{P_{f_0}}{G_k}. \quad (1)$$

Характер экстраполяции кривых $P_{f_0} = f(G_k)$ в зону минимальных нагрузок, включая $G_k = 0$, не вызывает сомнений, поскольку в соответствии с физическим смыслом величины P_{f_0} при

нулевой нагрузке сила сопротивления качению равна нулю. Однако отсюда не следует делать вывод о том, что при $G_k = 0$ величина f_0 , в основе своей являющаяся условной, также равна нулю, поскольку при P_{f_0} и G_k , равных нулю, формула (1) коэффициента f_0 приводит к неопределенности вида $0/0$, раскрываемой при известной функции $P_{f_0} = f(G_k)$ посредством выражения

$$f_0 \Big|_{G_k=0} = \lim_{G_k \rightarrow 0} \frac{P_{f_0}}{G_k},$$

или непосредственно обработкой данных по формуле (1).



Фиг. 1. Зависимость силы сопротивления качению колеса в ведомом режиме от нормальной нагрузки:

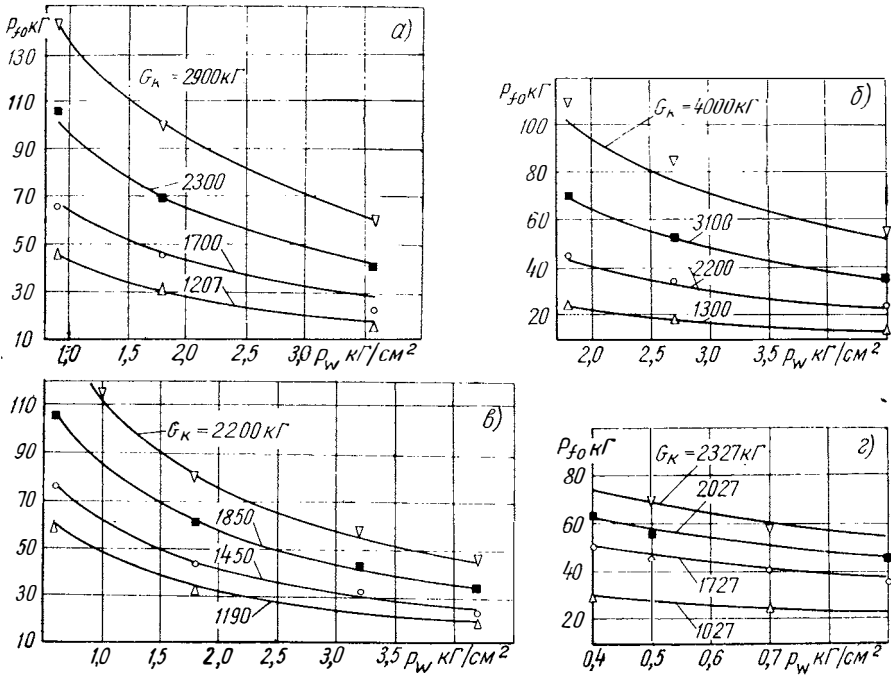
a — шина 14.00—20, модель ОИ-25; *б* — шина 12.00—20, модель М-93; *в* — шина 1200×1200—500, модель Я-194А; *г* — шина 15.00—20, модель Я-190.

Приведенные экспериментальные данные позволяют проанализировать влияние на величину f_0 нормальной нагрузки, внутренне-го давления воздуха и конструктивных параметров шины.

Обработка результатов экспериментов показала, что влияние на коэффициент f_0 указанных выше параметров в неявном виде может быть оценено функцией двух независимых переменных μ и ϵ :

$$f_0 = \frac{\mu}{\epsilon}, \quad (2)$$

где μ — функция вертикальной нагрузки G_k и конструктивных параметров шины: числа слоев корда n , свободного радиуса r_0 , ширины профиля B и высоты профиля H ;
 ϵ — некоторая функция, зависящая только от внутреннего давления воздуха.



Фиг. 2. Зависимость силы сопротивления качению колеса в ведомом режиме от внутреннего давления воздуха:

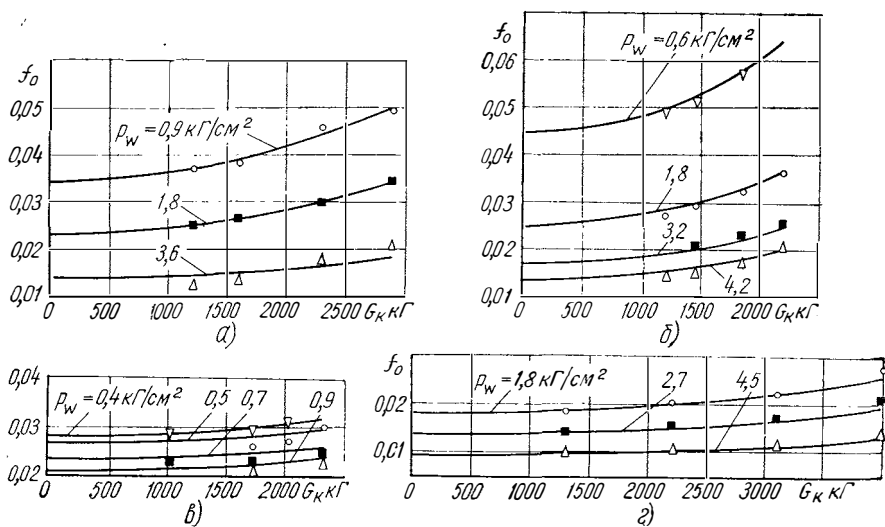
a — шина 14.00—20, модель ОИ-25; *б* — шина 15.00—20, модель Я-190; *в* — шина 12.00—20, модель М-93; *г* — шина 1200×1200—500, модель Я-194А.

Анализ влияния величины p_w на коэффициент f_0 показывает, что функция ϵ имеет простую форму, обеспечивающую достаточно хорошее совпадение с экспериментальными данными:

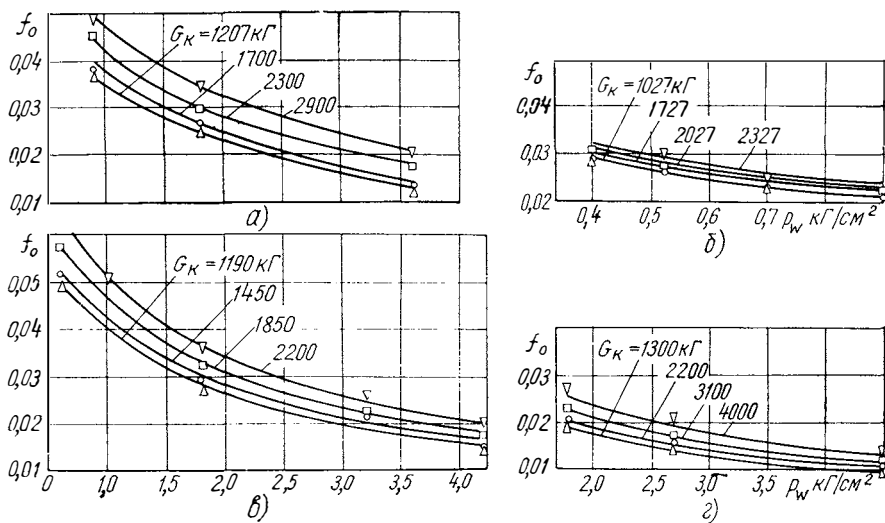
$$\epsilon = 1 + p_w. \quad (3)$$

Независимость функции μ от внутреннего давления воздуха в том случае, когда функция ϵ выражается формулой (3), наглядно представлена на фиг. 5, где для испытанных четырех моделей шин по экспериментальным значениям f_0 для различных p_w и G_k , исходя из соотношений (2) и (3), построены кривые

$$\mu = f_0 (1 + p_w). \quad (4)$$



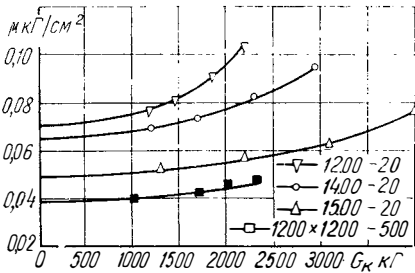
Фиг. 3. Зависимость коэффициента сопротивления качению колеса в ведомом режиме от нормальной нагрузки:
 а — шина 14.00—20, модель ОИ-25; б — шина 12.00—20, модель М-93; в — шина 1200×1200—500, модель Я-194А; г — шина 15.00—20, модель Я-190.



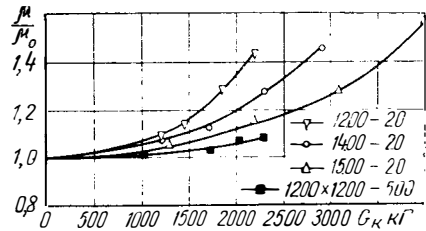
Фиг. 4. Зависимость коэффициента сопротивления качению колеса в ведомом режиме от внутреннего давления воздуха:
 а — шина 14.00—20, модель ОИ-25; б — шина 1200×1200—500, модель Я-194А; в — шина 12.00—20, модель М-93; г — шина 15.00—20, модель Я-190.

Каждый из значков на этих кривых соответствует трем-четырем совпадающим значениям μ соответственно при трех-четырех значениях p_w и при определенной фиксированной нагрузке G_k . Из графиков следует, что значения μ для каждой из шин независимо от внутреннего давления воздуха располагаются практически на одной кривой параболического вида. Значения $\mu = \mu_0$, соответствующие нулевой нагрузке, рассчитаны по формуле (4), исходя из значений f_0 (см. фиг. 3 и 4).

Для дальнейшего анализа, связанного с установлением структуры функции μ , были использованы данные об относительных величинах μ в виде отношения их текущих значений к значениям μ_0 , соответствующим нулевой нагрузке для каждой из шин (фиг. 6).



Фиг. 5. Зависимость вспомогательного коэффициента μ от нормальной нагрузки на колесо.



Фиг. 6. Зависимость относительной величины $\frac{\mu}{\mu_0}$ от нормальной нагрузки на колесо.

Из приведенных данных следует, что относительная величина $\frac{\mu}{\mu_0}$ для каждой из четырех шин подчиняется параболической зависимости вида:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = 1 + cG_k^2,$$

где c — постоянный для каждой из шин параметр, являющийся, следовательно, функцией только конструктивных параметров шины. Таким образом,

$$\mu = \mu_0(1 + cG_k^2), \quad (5)$$

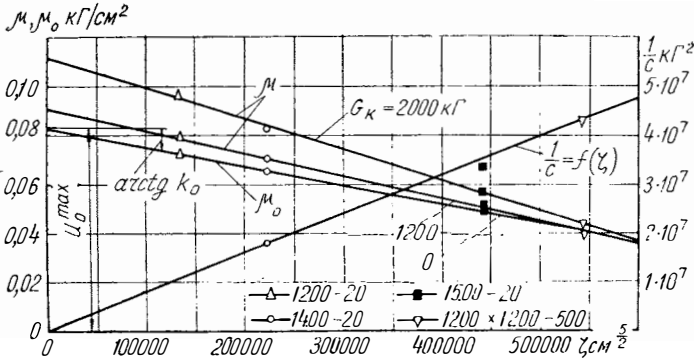
и дальнейший анализ сводился к установлению функциональной зависимости коэффициентов μ_0 и c от конструктивных параметров шин.

Как показала обработка экспериментальных данных, величина μ_0 находится в линейной зависимости от некоторого конструктивного показателя ζ (фиг. 7), причем

$$\zeta = \frac{nB^3 r_0^2}{H}. \quad (6)$$

Если геометрические размеры шины B , r_0 и H имеют размерность $см$, то коэффициент ϵ имеет размерность $см^{3/2}$.

Поскольку коэффициент μ_0 может быть подвергнут лишь косвенной экспериментальной оценке (через значения f_0 , соответствующие нулевой нагрузке, посредством экстраполяции в эту область экспериментальных данных из фиг. 3 и 4), то одновременно были



Фиг. 7. Зависимость вспомогательных коэффициентов μ и $\frac{1}{c}$ от показателя геометрических параметров шины.

проанализированы зависимости μ от показателя ζ для ряда конечных значений нормальной нагрузки G_k , т. е. непосредственно по экспериментальным данным, относящимся к параметру f_0 , при использовании для расчета величины μ из формулы (4). Полученные зависимости (см. фиг. 7) также подтвердили линейную связь между коэффициентами μ и ζ , в связи с чем линейная функция $\mu_0 = f(\zeta)$ может рассматриваться в качестве вполне закономерного частного случая общей линейной зависимости:

$$\mu = \mu^{\max} - k\zeta, \quad (7)$$

где μ^{\max} — отрезок оси ординат, отсекаемый данной прямой, т. е. условное значение μ при $\zeta = 0$;

k — тангенс угла наклона прямой относительно оси абсцисс.

В результате величину μ_0 можем представить в виде:

$$\mu_0 = \mu_0^{\max} - k_0\zeta. \quad (8)$$

Одновременно на той же фиг. 7 приведены значения величины, обратной коэффициенту c в уравнении (5), определенные для каждой из кривых (см. фиг. 6). Из графика следует, что c вполне удовлетворительной точностью величина $\frac{1}{c}$ может быть выражена линейной зависимостью:

$$\frac{1}{c} = \theta\zeta, \quad (9)$$

где θ — некоторая константа, одинаковая для всех испытанных шин.

Подставляя значения коэффициентов μ_0 и c из уравнений (8) и (9) в формулу (5) и далее полученное таким образом выражение μ , а также ϵ из зависимости (3) в общую формулу (2), искомую зависимость коэффициента сопротивления качению колеса в ведомом режиме можем представить в следующем виде:

$$f_0 = \frac{\alpha + \beta G_k^2}{1 + p_w}, \quad (10)$$

где α и β — параметры, для данной модели шины являющиеся константами, составляющими соответственно:

$$\alpha = \mu_0^{\max} - k_0 \zeta \text{ кг/см}^2; \quad (11)$$

$$\beta = \frac{\mu_0^{\max}}{\theta} \cdot \frac{1}{\zeta} - \frac{k_0}{\theta} \text{ 1/кг} \cdot \text{см}^2. \quad (12)$$

Если предположить, что полученные результаты распространены на другие шины, по конструкции подобные испытанным, т. е. что инварианты μ_0^{\max} , k_0 и θ как испытанных, так и для им подобных шин одинаковы, то, исходя из найденных в данном исследовании их числовых значений:

$$\mu_0^{\max} = 0,082 \text{ кг/см}^2; k = 7,8 \cdot 10^{-8} \text{ кг/см}^{3/2}; \theta = 80 \text{ кг}^2/\text{см}^{5/2},$$

с учетом формулы (6) параметры, входящие в формулу (10), могут рассчитываться по следующим зависимостям, вытекающим из выражений (11) и (12):

$$\alpha = 0,082 - 7,8 \cdot 10^{-8} \frac{nB^{3/2}r_0^2}{H} \text{ кг/см}^2; \quad (13)$$

$$\beta = \frac{0,001025H}{nB^{3/2}r_0^2} - 9,75 \cdot 10^{-10} \text{ 1/кг} \cdot \text{см}^2. \quad (14)$$

Кривые, приведенные выше (см. фиг. 3 и 4), построены с помощью формулы (10) при подстановке в нее значений параметров, рассчитанных по геометрическим размерам и слоистости шин согласно формулам (13) и (14). Значения α и β для четырех испытанных шин приведены в таблице.

Т а б л и ц а

Параметр	Размер и модель шины			
	1200×1200—500 Я-194А	15.00—20 Я-190	14.00—20 ОИ-25	12.00—20 М-93
$\alpha \text{ кг/см}^2$	0,0395	0,049	0,065	0,0715
$\beta \cdot 10^{-9} \text{ 1/кг} \cdot \text{см}^2$	0,9	1,34	3,63	7,54

Аналогично, исходя из соотношения $P_{f_0} = f_0 G_k$, построены и кривые (см. фиг. 1 и 2), что свидетельствует о вполне удовлетворительном совпадении экспериментальных данных с результатами, полученными посредством найденной эмпирической зависимости, связывающей рассмотренные параметры.

Полученная эмпирическая зависимость подтверждается также результатами испытаний шин $8\frac{1}{2} \times 2$ модели «Kowalit» и 1300×530 —533 модели ВИ-3 (опыты авторов), 5.60—15 модели М-57А (опыты И. П. Петрова), 7.50—20 модели Я-44 и 260—20 модели И-231 (опыты А. С. Шелухина), 14.00—20 модели ОИ-П44 (опыты С. А. Шуклина) и др.

Формула (10) таким образом может быть использована для оценки влияния нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса при решении разнообразных задач анализа рабочих процессов системы привод — движитель автомобилей при движении последних по твердой дороге.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
 2. Шелухин А. С. Сопротивление качению автомобильных шин по твердой опорной поверхности. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 34. М., 1962.
-

*Инж. В. В. Московкин, д-р техн. наук В. А. Петрушов,
канд. техн. наук С. А. Шуклин, инж. В. И. Певунчиков*

ОСОБЕННОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ МЕЖДУ МОСТАМИ МНОГОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Распределение крутящих моментов между ведущими мостами и колесами многоприводного автомобиля в процессе его движения определяет прочностные возможности привода. Известно также, что неравномерность распределения крутящих моментов по колесам является источником дополнительных потерь в шинах и трансмиссии, причиной неодинакового износа узлов привода. Задача определения закономерностей в соотношении крутящих моментов рассматривалась в ряде работ других авторов, однако не могла считаться решенной в общем виде даже для условий установившегося движения многоприводного автомобиля. Данный вопрос имеет прямую связь с проблемой выбора схемы привода автомобиля. Для большей конкретности и сопоставления с результатами экспериментов рассмотрим его применительно к различным видам трансмиссионных связей ведущих мостов.

Блокированный привод ведущих мостов автомобиля обуславливает влияние на распределение крутящих моментов по мостам различных давлений воздуха в шинах, перераспределения нормальных нагрузок по мостам, различия в величине пути, проходимого колесами разных мостов за одно и то же время.

Количественная оценка величин крутящих моментов с учетом переменности радиусов качения колес заблокированных мостов автомобилей вследствие влияния указанных факторов на коэффициенты тангенциальной эластичности шин представляет собой сложную и громоздкую аналитическую задачу. Применение понятий обобщенных параметров качения [3] позволяет наметить следующий путь ее упрощения при повышении инженерной наглядности решения. Для автомобиля с заблокированными мостами, каждый из которых снабжен межколесным дифференциалом, с учетом рекуррентности соотношений, полученных в работе [3], крутящий момент M_{mj}

на некотором из мостов с порядковым номером j можно представить в следующем виде:

$$M_{mj} = \frac{r_{mj}^0 - r_a}{\lambda_{mj}}. \quad (1)$$

Рассмотрим величины, входящие в данное соотношение.

r_{mj}^0 — обобщенный радиус качения колес j -го моста в его ведомом режиме. Этот радиус качения при незначительных расхождениях между радиусами качения в ведомом режиме r_{kj}^0 левого и правого колес моста одинаков с ними, составляя [4]

$$r_{mj}^0 \approx r_{kj}^0 = r_0 \frac{r_0 p_{wj} + \nu_1 G_{kj}}{r_0 p_{wj} + \nu_2 G_{kj}}, \quad (2)$$

где r_0 — свободный радиус шины данной модели в накаченном состоянии (входит в число характеристик по ГОСТ 5513—64);

p_{wj} и G_{kj} — соответственно внутреннее давление воздуха и нормальная нагрузка на шину данного моста;

ν_1 и ν_2 — константы, характеризующие модель шины, причем всегда $\nu_1 < \nu_2$.

λ_{mj} — обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности шин j -го моста, при наличии межколесного дифференциала, равный половине коэффициента тангенциальной эластичности λ_{kj} шины данного моста. В работах [5] и [6] установлена связь коэффициента λ_k шины с давлением p_w и нормальной нагрузкой G_k , с учетом которой можем записать:

$$\lambda_{mj} = \frac{\lambda_{kj}}{2} = \frac{\lambda^*}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{G_k^*}{G_{kj}} \right) \frac{p_{wj}}{p_w^*} \right], \quad (3)$$

где λ^* , G_k^* и p_w^* — характеристические значения соответствующих параметров, для данной модели шины являющиеся константами.

r_a — обобщенный радиус качения автомобиля [3], связанный с обобщенным радиусом качения автомобиля в ведомом режиме r_a^0 , обобщенным коэффициентом тангенциальной эластичности двигателя λ_a и полным крутящим моментом M_a , подведенным к двигателю, следующим линейным соотношением:

$$r_a = r_a^0 - \lambda_a M_a. \quad (4)$$

Величины r_a^0 и λ_a применительно к автомобилю с заблокированным приводом мостов рассчитываются по следующим формулам [3]:

$$r_a^0 = \lambda_a \left(\frac{r_{m1}^0}{\lambda_{m1}} + \frac{r_{m2}^0}{\lambda_{m2}} + \dots + \frac{r_{m\pi}^0}{\lambda_{m\pi}} \right); \quad (5)$$

$$\lambda_a = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_{m1}} + \frac{1}{\lambda_{m2}} + \dots + \frac{1}{\lambda_{m\pi}}}. \quad (6)$$

Анализ функций (5) и (6) путем подстановки в них зависимостей (2) и (3) при различных соотношениях между нормальными нагрузками на мосты $2\dot{G}_{kj}$, но при постоянном значении полного веса полноприводного автомобиля G_a показывает, что величины r_a^0 и λ_a при различных фиксированных значениях внутреннего давления воздуха в шинах мало изменяются (в пределах 5—7% абсолютной величины). Величины r_a^0 и λ_a незначительно изменяются в функции распределения нагрузок по осям (при $G_a = \text{const}$), потому что уменьшение одной части слагаемых в формулах (5) и (6) компенсируется возрастанием другой. Так, по мере разгрузки передних мостов автомобиля происходит увеличение радиусов качения и коэффициентов тангенциальной эластичности их шин по гиперболическим законам (2) и (3); одновременно перегрузка задних мостов приводит к обратным изменениям соответствующих параметров шин этих мостов. Поэтому для подавляющего большинства конструкций полноприводных автомобилей с заблокированным приводом мостов величины r_a^0 и λ_a могут быть рассчитаны для случая статического распределения нормальных нагрузок на мосты и приняты не меняющимися от их перераспределения.

Таким образом, расчет величины крутящего момента на любом из мостов автомобиля с помощью формулы (1) значительно упрощается. Для постоянного значения полного крутящего момента двигателя величина r_a соответственно формуле (4) постоянна независимо от распределения веса между мостами, и зависимость крутящего момента на j -м мосту от распределения нормальных нагрузок между мостами соответственно формуле (1) определяется протеканием величин r_{mj}^0 и λ_{mj} согласно законам (2) и (3). Если радиус r_{mj}^0 , экспериментальное значение которого может быть получено при буксировании автомобиля с отключенным приводом данного моста, меньше величины обобщенного радиуса r_a , то $M_{mj} < 0$, что вызывает циркуляцию мощности. По мере увеличения момента M_a , подводимого к двигателю, величина r_a уменьшается (см. формулу (4), а крутящий момент M_{mj} из отрицательного (тормозного) становится тяговым. Мосты, у которых $r_{mj}^0 > r_a$, во всех режимах нагружения имеют положительные моменты M_{mj} .

Характерным внешним фактором, вызывающим значительное перераспределение нагрузок на мосты автомобиля, является приложение силы тяги $P_{кр}$ на крюке. Для анализа влияния силы тяги, развиваемой автомобилем, на распределение крутящих моментов между ведущими мостами воспользуемся общим соотношением [7]

$$M_a = (P_a + G_a f_{av}^0) r_a^0, \quad (7)$$

где P_a — полная сила тяги автомобиля, равная сумме внешних сопротивлений (воздуха, подъема, силы тяги на крюке); f_{av}^0 — коэффициент сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме, определяемый расчетом или экспериментально (индекс v напоминает о влиянии скорости поступательного движения).

Для опытного определения величины f_{av}^0 используются простые методы выбега или буксирования автомобиля. Способы расчетного определения этой величины для автомобилей с заблокированным приводом подробно изложены в работах [2; 3; 7; 8]. При использовании приведенных в этих работах зависимостей для конкретных вычислений необходимо учитывать влияние нормальных нагрузок и давления воздуха в шинах на коэффициенты сопротивления качению в ведомом режиме f_j^0 колес мостов согласно найденному полуэмпирическому соотношению:

$$f_j^0 = \frac{\alpha + \beta G_{kj}^2}{1 + p_{wj}}, \quad (8)$$

где α и β — константы для данной шины.

Методика опытного определения значения f_{av}^0 предопределяет учет величины потерь, возникающих от блокирования привода — дополнительных тангенциальных потерь в шинах и приведенных механических потерь от циркуляции мощности. Аналитическое вычисление некоторой прибавки Δf_a^0 , учитывающей эти виды потерь, выполняется по формуле, полученной в работе [2]:

$$\Delta f_a^0 = \frac{\lambda_a}{G_a} \sum_{i=j}^{i=n} \sum_{j=1}^{j=n} \frac{(r_{mj}^0 - r_{mi}^0)^2}{\lambda_{mj} \lambda_{mi} r_{mj}^0 r_{mi}^0} + \sum_{u=1}^{u=m} \frac{(1 - \eta') (r_a^0 - r_{mu}^0 - \lambda_a M_a)}{\lambda_{mu} G_a r_{mu}^0}, \quad (9)$$

где n — число заблокированных ведущих мостов;

m — число тормозящих (передающих отрицательный момент) мостов в пределах $m = n - 1$;

η' — к. п. д. механической части контура циркуляции.

Индекс j соответствует натуральному ряду чисел от 1 до n , а i — натуральному ряду чисел, следующих за j , т. е. от $j+1$ до n ; индекс u относится к тормозящим мостам. Поскольку при $r_{mu}^0 = r_a^0 - \lambda_a M_a$ циркуляция мощности прекращается, то в расчет принимаются только положительные значения второго члена формулы (9).

Подставляя зависимости (4) и (7) в исходную формулу (1), применительно к движению по горизонтальной поверхности при малых аэродинамических сопротивлениях, когда $P_a = P_{кр}$, получим:

$$M_{mj} = \frac{r_{mj}^0 - r_a^0 [1 - \lambda_a (G_a f_{av}^0 + P_{кр})]}{\lambda_{mj}}. \quad (10)$$

В проведенных соответствующих экспериментах изменение крюковой силы в диапазоне от нуля до предельной по сцеплению позволяло варьировать размерами колес r_{mj}^0 , коэффициентами тангенциальной эластичности λ_{mj} и величиной суммарного крутящего момента M_a . Для широкой апробации выведенных аналити-

ческих зависимостей давление воздуха в шинах мостов назначалось или различным, или одинаковым (номинальным).

На верхних графиках фиг. 1 приведены зависимости крутящих моментов $M_{м2}$ и $M_{м3}$ на заблокированных между собой среднем и заднем мостах автомобиля 6×4 «Урал-377» полным весом 15000 кг, а на верхних графиках фиг. 2 и 3 — кривые крутящих моментов $M_{м1}$, $M_{м2}$, $M_{м3}$ на трех заблокированных мостах автомобиля 6×6 «Урал-375» полным весом 13200 кг. Кривые построены по формуле (10), точками отмечены экспериментальные данные, полученные методом тензометрирования. Исходные параметры для расчета: $r_0 = 633$ мм; $v_1 = 0,02105$ 1/см; $v_2 = 0,0265$ 1/см; $\lambda^* = 0,05$ мм/кг·м; $G_k^* = 3600$ кг; $p_{a'}^* = 10$ кг/см²; $\eta' = 0,86$.

Для определения параметров r_{mj}^i , λ_{mj} , r_a^0 и λ_a , входящих в формулу (10), использованы приведенные выше зависимости (2), (3), (5) и (6). При этом для того, чтобы связать аргументы G_{mi} и $P_{кр}$, отложенные по оси абсцисс, использованы простые соотношения, следующие из условия равновесия внешних приложенных к автомобилю сил:

$$G_{м1} = \frac{G_a l - P_{кр} h_{кр}}{L}, \quad (11)$$

$$G_{м2} = G_{м3} = \frac{G_a - G_{м1}}{2}; \quad (12)$$

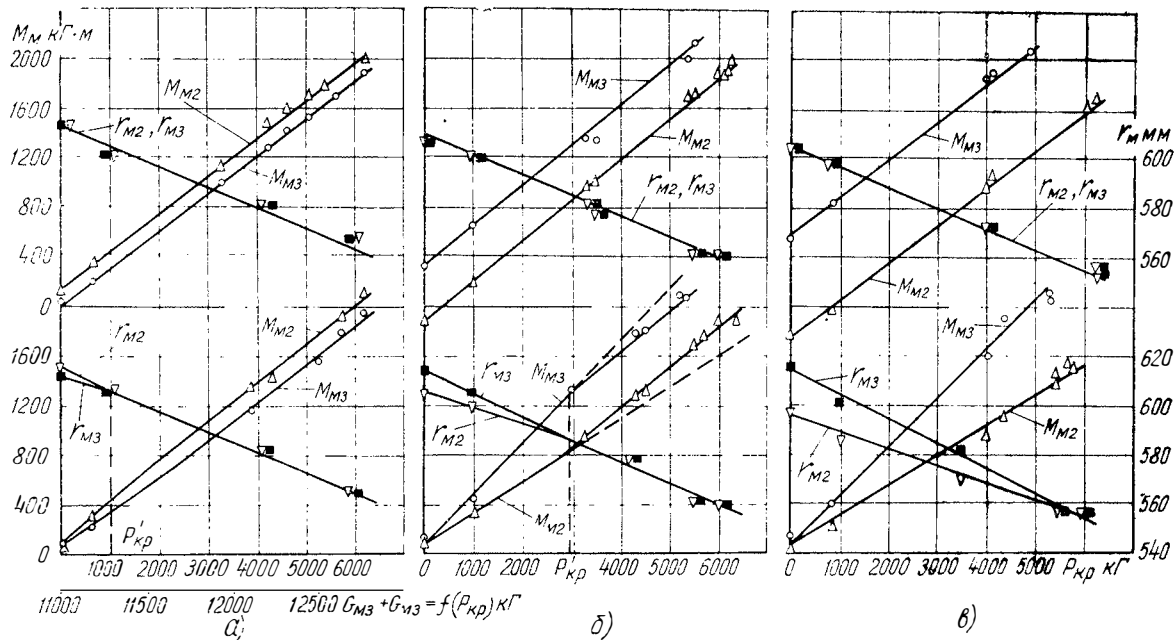
где $l = 1,0$ м — расстояние от центра тяжести автомобиля до оси балансира задней подвески;

$h_{кр} = 1,1$ м — высота точки приложения нагрузки на крюке от опорной плоскости;

$L = 4,2$ м — расстояние от передней оси автомобиля до оси балансира задней подвески.

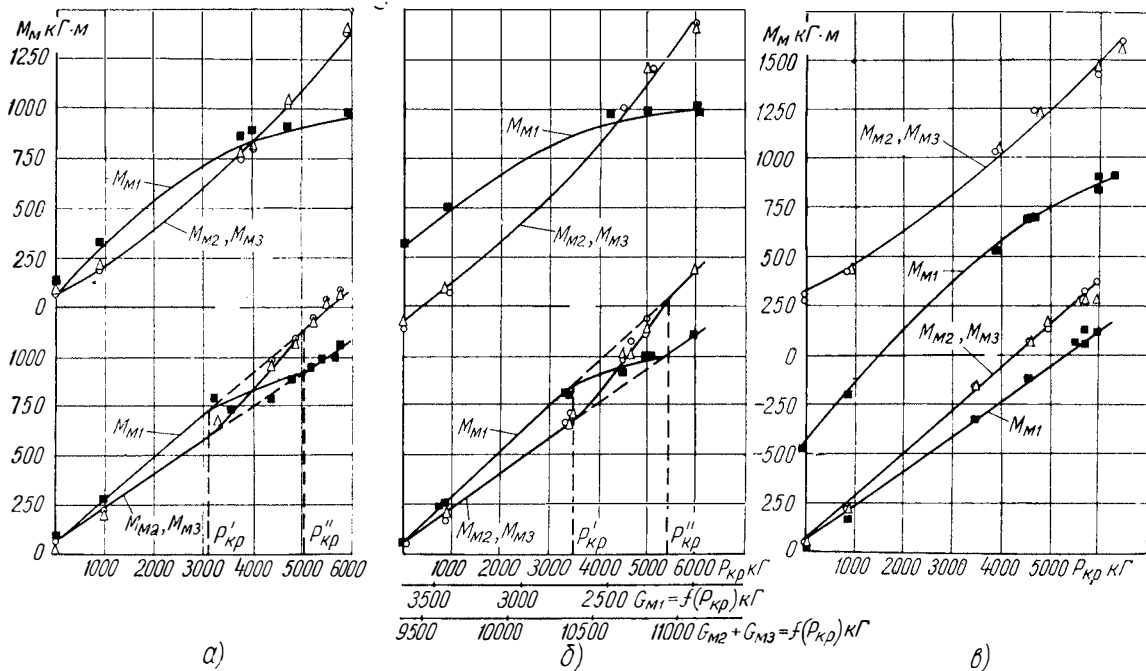
Определение нормальных нагрузок на мосты способом тензометрирования показало (фиг. 4), что расхождение расчетных данных с действительными составляет для мостов тележки 2—8% из-за влияния некоторой непараллельности реактивных штанг опорной поверхности. Данная непараллельность меняется при изменении нормальной нагрузки в связи с упругостью подвески.

Протекание крутящих моментов $M_{м2}$ и $M_{м3}$ для автомобиля 6×4 с балансирной задней подвеской и заблокированными мостами (см. фиг. 1) вследствие указанного примерного равенства нормальных нагрузок и соответствующих особенностей протекания величин r_{mj}^0 и λ_{mj} , входящих в формулу (10), имеет практически линейный характер. У автомобиля 6×6 приложение силы $P_{кр}$ уменьшает нормальную нагрузку $G_{м1}$ на передний мост, соответственно увеличивая нагрузки $G_{м2}$ и $G_{м3}$. Поскольку это связано со значительным повышением величины $\lambda_{м1}$ (см. формулу (3)), то интенсивность возрастания момента $M_{м1}$ (см. фиг. 2 и 3) при повышении силы $P_{кр}$ снижается, так что протекание всех трех моментов носит нелинейный характер.



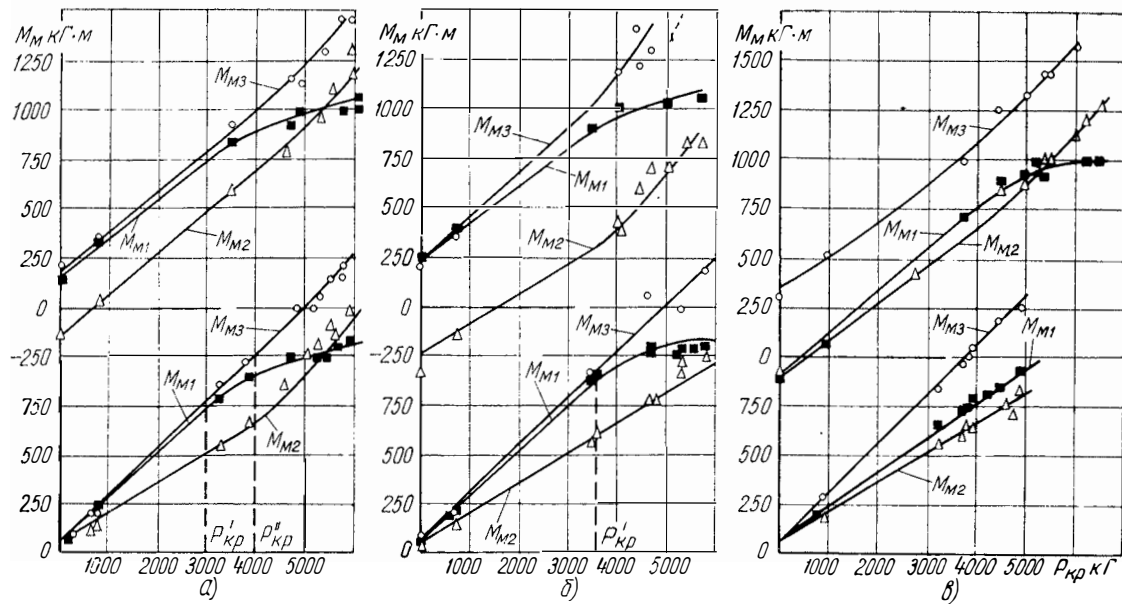
Фиг. 1. Распределение крутящих моментов по мостам автомобиля «Урал-377» в зависимости от силы тяги на крюке (вверху — блокированный привод мостов, внизу — дифференциальный привод; $p_{w2} = 3,9 \text{ кг/см}^2$):

а — $p_{w2} = 3,9 \text{ кг/см}^2$; б — $p_{w2} = 2,85 \text{ кг/см}^2$; в — $p_{w2} = 2,1 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 2. Распределение крутящих моментов по мостам автомобиля «Урал-375» в зависимости от силы тяги на крюке (вверху — блокированный привод мостов; внизу — дифференциальный привод; $P_{w2} = P_{w3} = 3,2 \text{ кг/см}^2$);

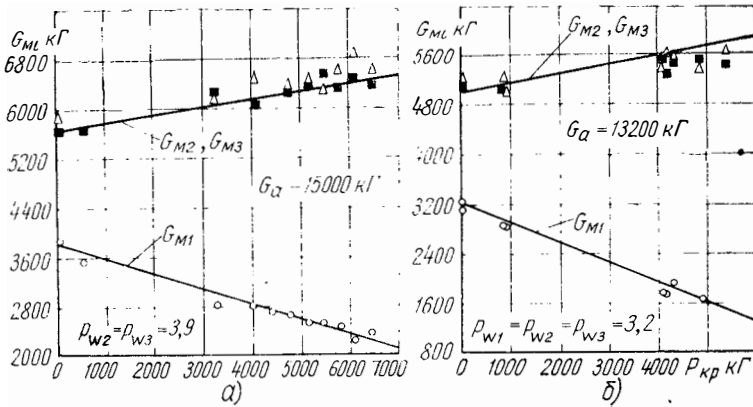
а — $P_{w1} = 2,5 \text{ кг/см}^2$; б — $P_{w1} = 3,2 \text{ кг/см}^2$; в — $P_{w1} = 1,0 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 3. Распределение крутящих моментов по мостам автомобиля «Урал-375» в зависимости от силы тяги на крюке (вверху — блокированный привод мостов, внизу — дифференциальный привод; $p_{\omega_3} = 3,2 \text{ кг/см}^2$);

$a - p_{\omega_1} = 2,2 \text{ кг/см}^2$; $p_{\omega_2} = 2,4 \text{ кг/см}^2$; $b - p_{\omega_1} = 2,3 \text{ кг/см}^2$; $p_{\omega_2} = 1,8 \text{ кг/см}^2$; $v - p_{\omega_1} = 1,3 \text{ кг/см}^2$; $p_{\omega_2} = 2,1 \text{ кг/см}^2$.

Когда тяговая нагрузка отсутствует или является незначительной, определяющим фактором при распределении крутящих моментов является соотношение радиусов качения колес мостов в ведомом режиме. В связи с этим в зоне малых тяговых нагрузок наиболее нагруженным крутящим моментом оказывается мост с наибольшим значением r_{Mj}^0 , при равенстве давлений воздуха в шинах всех колес им является мост с наименьшим значением осевого



Фиг. 4. Влияние силы тяги на крюке автомобилей «Урал-377» (а) и «Урал-375» (б) при $h_{кр}=1,1$ м на изменение нормальных нагрузок на мосты (кривые — расчет по уравнениям (11) и (12), точки — экспериментальные данные).

веса G_{M1} (см. фиг. 2,б). При дальнейшем увеличении тяги и снижении веса, приходящегося на мост, доля суммарного крутящего момента на нем уменьшается за счет резкого увеличения коэффициента λ_{M1} , одновременно увеличивается нагрузка крутящим моментом других мостов. Это имеет существенное практическое значение, так как опровергает еще распространенное в практике мнение, возникающее вследствие представления об определяющем воздействии размеров колес r_{Mj}^0 на перегрузку крутящим моментом передних ведущих мостов при движении с высокой тяговой нагрузкой, на крутых подъемах, с длинномерным грузом (например, на вывозке леса) и т. п. Предполагалось, что указанные режимы способствуют преждевременным поломкам привода к передним колесам, в частности универсальных шарниров.

При определенном сочетании значений тяговой нагрузки и осевого веса крутящие моменты на двух (см. фиг. 3,а и в), а иногда и на трех (см. фиг. 2,а и б) мостах автомобиля выравниваются, т. е. соответствующие кривые пересекаются. При дальнейшем увеличении силы на крюке характер изменения крутящих моментов не изменяется — доля суммарного крутящего момента, приходяще-

гося на разгружающийся мост, продолжает падать, затем момент M_{m1} стабилизируется. Максимальное значение крутящего момента M_{m1} соответствует началу пробуксовки колес данного моста, которое, однако, не удается установить визуально, так как задние колеса еще не буксуют и в силу равенства для всех мостов угловых скоростей и радиусов качения скорость проскальзывания передних колес относительно опорной поверхности незначительна. Это явление можно объяснить с помощью результатов исследований, проведенных авторами ранее на одиночном колесе: одна и та же величина радиуса качения колеса r_k при высокой нормальной нагрузке на колесо, соответствующей задним мостам, находится на прямолинейном участке функции $r_k = f(M_k)$, т. е. буксование отсутствует, в то время как на разгруженном колесе (передний мост) она соответствует нелинейному участку, т. е. зоне буксования.

Представленные зависимости свидетельствуют о хорошем совпадении результатов теоретического и экспериментального исследований.

Симметрично-дифференциальный привод [3] ведущих мостов теоретически обуславливает равенство крутящих моментов на этих мостах независимо от условий тягового нагружения автомобиля. Однако в практике следует учитывать потери на внутреннее трение в дифференциалах.

Известные представления об особенностях работы автомобиля с дифференциальным приводом мостов сводятся к положению, что при данном типе привода в общем случае радиусы качения колес мостов в ведущем режиме r_{mj} отличаются друг от друга, а крутящие моменты на двух мостах, объединенных симметричной дифференциальной связью, характеризуются соотношением

$$M_{m1} = k_6 M_{m2}, \quad (13)$$

где k_6 — коэффициент блокировки межосевого дифференциала.

Выражение (13) справедливо при условии $r_{m2} < r_{m1}$.

Распределение крутящих моментов между мостами подчиняется соотношению вида (13), но лишь до тех пор, пока соблюдается условие $r_{m1} \neq r_{m2}$, которое, как установлено авторами и показано ниже, может быть нарушено. На первом мосту в случае, характеризуемом формулой (13), крутящий момент выше, чем на втором ($M_{m1} > M_{m2}$), а при меньшей нагруженности вертикальной силой ($G_{m1} < G_{m2}$) больше и коэффициент тангенциальной эластичности ($\lambda_{m1} > \lambda_{m2}$). Поэтому согласно уравнению $r_{mj} = r_{mj}^0 - \lambda_{mj} M_{mj}$ радиус качения r_{m1} уменьшается интенсивнее, чем r_{m2} . При определенной величине внешних сопротивлений, изменяющих крутящие моменты M_{m1} и M_{m2} , радиусы качения колес обоих мостов сравниваются, т. е.

$$r_{m1}^0 - \lambda_{m1} M_{m1} = r_{m2}^0 - \lambda_{m2} M_{m2}. \quad (14)$$

Суммарный крутящий момент $M_a = M_{M_1} + M_{M_2}$, подведенный к двигателю, в нашем случае составляет $M_a = M_{M_2}(1 + k_6)$.

Подставив выражение M_a в уравнение (14), получаем величину суммарного момента, обозначенную M_a^6 , при которой произойдет выравнивание радиусов качения колес мостов:

$$M_a^6 = \frac{(r_{M_1}^0 - r_{M_2}^0)(1 + k_6)}{k_6 \lambda_{M_1} - \lambda_{M_2}}. \quad (15)$$

Выражение (15) характеризует условия, при которых вследствие того, что $r_{M_1} = r_{M_2}$, угловые скорости обоих мостов выравниваются и относительное перемещение деталей в межосевом дифференциале прекращается.

Для того, чтобы дифференциал вновь начал работать, необходимо преодолеть момент трения в нем, т. е. с помощью факторов внешних сопротивлений создать на одном из мостов крутящий момент, в k_6 раз отличающийся от крутящего момента на другом. Вместе с тем в зоне, границы которой в любой из моментов времени ограничены условием

$$\frac{M_{M_2}}{k_6} \leq M_{M_1} \leq k_6 M_{M_2}, \quad (16)$$

привод получает все свойства заблокированного, в том числе и характер изменения крутящих моментов, подводимых к мостам.

Нижние графики (см. фиг. 1—3) иллюстрируют результаты теоретического и экспериментального определения крутящих моментов на мостах при наличии в приводе одного или двух межосевых дифференциалов. Коэффициент блокировки у серийного несимметричного цилиндрического дифференциала в раздаточной коробке составил 1,15—1,25, у экспериментального симметричного конического дифференциала в тележке задних мостов — 1,45—1,60. Значения нагрузки на крюке, при которой выравнивались радиусы качения мостов автомобиля 6×4, для случаев $r_{M_3}^0 > r_{M_2}^0$ рассчитывались по выражению, полученному путем подстановки формулы (15) в соотношение (7) с учетом того, что $\lambda_{M_j} = \frac{\lambda_{K_j}}{2}$:

$$P_{K_p}^6 = P_a^6 = \frac{2(r_{M_3}^0 - r_{M_2}^0)(1 + k_6)}{r_a^0(k_6 \lambda_{K_3} - \lambda_{K_2})} - G_a f_{av}^0. \quad (17)$$

Графические зависимости $M_{M_j} = f(P_{K_p})$, относящиеся к дифференциальному приводу автомобиля «Урал-377» (см. нижние графики на фиг. 1), при сравнении с аналогичными зависимостями, полученными при блокировке межосевого дифференциала (см. верхние графики на фиг. 1), иллюстрируют полную идентичность протекания функций в зоне за точкой выравнивания радиусов качения r_{M_2} и r_{M_3} .

Из структуры формулы (15) следует, что автоматическое блокирование (самоблокирование) дифференциала наступает тем быстрее, чем меньше разность Δr_{m^0} между радиусами качения мостов в ведомом режиме. Выше (см. фиг. 1,а) показан случай, когда из-за одинакового (номинального) давления воздуха в шинах эта разность невелика (4 мм) и самоблокирование дифференциала происходит при сравнительно небольшой тяговой нагрузке. При увеличении этой разности до 8 мм (см. фиг. 1,б) тяговая нагрузка, необходимая для выравнивания радиусов качения, возрастает до 2900 кг.

Выше также (см. фиг. 1, в) иллюстрируется случай, когда из-за большой разности Δr_{m^0} дифференциал не блокируется во всем диапазоне возможных тяговых нагрузок. Если закон изменения M_a от факторов внешнего нагружения линеен, как в нашем случае для функции $M_a = f(P_{кр})$, то границы работы дифференциального привода со свойствами заблокированного являются продолжением функций M_{mj} , полученных при работе дифференциала. Эти границы показаны пунктирными линиями (см. фиг. 1,б).

Для вывода общих зависимостей $M_{mj} = f(M_a)$ при дифференциальном и комбинированном приводе мостов, справедливых для любого соотношения радиусов качения мостов, введем в коэффициент блокировки k_6 показатель степени $e = \frac{r_{mj} - r_{mi}}{|r_{mj} - r_{mi}|}$. При $r_{mj} > r_{mi}$ коэффициент блокировки $k_6^e = k_6$, при $r_{mj} < r_{mi}$ имеем $k_6^e = k_6^{-1} = \frac{1}{k_6}$. Для автомобиля с двумя ведущими мостами при работающем межосевом дифференциале получаем:

$$\left. \begin{aligned} M_{m1} &= \frac{k_6^e}{k_6^e + 1} M_a; \\ M_{m2} &= \frac{M_a}{k_6^e + 1}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

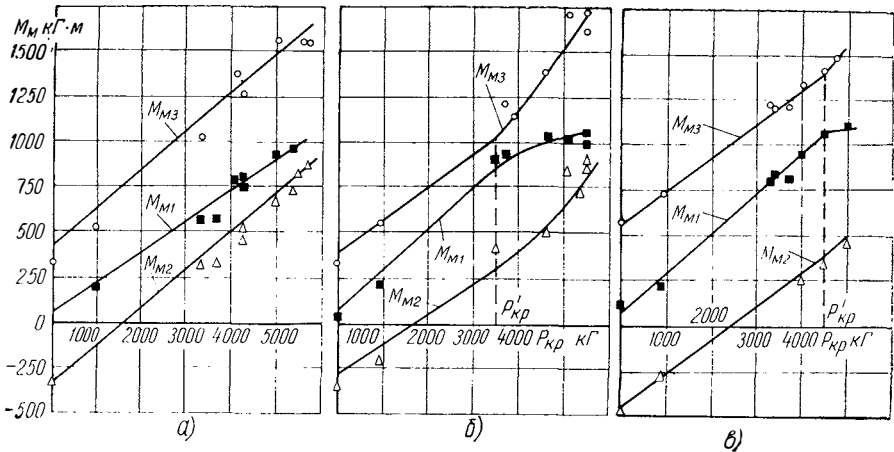
К рассмотренному варианту дифференциального привода двух мостов весьма близки по принципам аналитического исследования комбинированные схемы с одним дифференциалом. Покажем это на типичном примере схемы привода серийного автомобиля «Урал-375» 6×6, имеющего дифференциальный привод к переднему мосту (несимметричный дифференциал в раздаточной коробке с распределением крутящих моментов в отношении 1:2) и заблокированные мосты задней тележки. В этом случае справедливы следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} M_{m1} + M_{m2} + M_{m3} &= M_a; \\ M_{m1} &= k_6^e 0,5 (M_{m2} + M_{m3}); \\ r_{m2}^0 - \lambda_{m2} M_{m2} &= r_{m3}^0 - \lambda_{m3} M_{m3}. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Решение уравнений (19) с использованием зависимостей для заблокированных мостов тележки дает следующий результат:

$$\left. \begin{aligned} M_{M1} &= \frac{k_6^e}{k_6^e + 2} M_a; \\ M_{M2} &= \frac{2(r_{M3}^0 - r_{M2}^0)}{\lambda_{K2} + \lambda_{K3}} + \frac{\lambda_{K3}}{\lambda_{K2} + \lambda_{K3}} \cdot \frac{2M_a}{k_6^e + 2}; \\ M_{M3} &= \frac{2(r_{M3}^0 - r_{M2}^0)}{\lambda_{K2} + \lambda_{K3}} + \frac{\lambda_{K2}}{\lambda_{K2} + \lambda_{K3}} \cdot \frac{2M_a}{k_6^e + 2}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Зависимости, представленные на фиг. 5, а, иллюстрируют случай при $e = -1$ ($r_{M1} < r_{M2}$): крутящий момент на переднем мосту меньше, чем при идеальном (без учета трения) распределении моментов, когда $M_{M1} = \frac{M_{M2} + M_{M3}}{2}$.



Фиг. 5. Распределение крутящих моментов по мостам автомобиля «Урал-375» в зависимости от силы тяги на крюке при комбинированном приводе мостов ($p_{\omega 3} = 3,2 \text{ кг/см}^2$):

а - $p_{\omega 1} = 0,9 \text{ кг/см}^2$; $p_{\omega 2} = 1,7 \text{ кг/см}^2$; б - $p_{\omega 1} = 2,3 \text{ кг/см}^2$; $p_{\omega 2} = 1,8 \text{ кг/см}^2$; в - $p_{\omega 1} = 2,2 \text{ кг/см}^2$; $p_{\omega 2} = 1,4 \text{ кг/см}^2$.

На фиг. 5, б и в в связи с условием $e = 1$ ($r_{M1} > r_{M2}$) крутящий момент на переднем мосту имеет получаемое из формулы (20) выражение $M_{M1} = \frac{k_6}{k_6 + 2} M_a$, в связи с чем по величине больше, чем без учета трения.

При комбинированном приводе, так же как при дифференциальном, возможны условия, когда привод получает качества полностью заблокированного. Для определения границ перехода в эту

зону работы при наличии одного межосевого дифференциала могут быть использованы зависимости, по виду аналогичные формулам (15) и (17), отличающиеся лишь тем, что вместо коэффициентов тангенциальной эластичности и радиусов качения в ведомом режиме первого и второго мостов должны применяться в связи с рекуррентностью указанных формул соответствующие показатели для группы заблокированных мостов.

Для автомобиля со схемой привода «Урал-375» получаем:

$$M_a^{\delta} = \frac{2(r_{M1}^0 - r_T^0)(1 + k_{\delta}^e)}{k_{\delta}^e \lambda_{K1} - \frac{\lambda_{K2} \lambda_{K3}}{\lambda_{K2} + \lambda_{K3}}}; \quad (21)$$

$$P_{кр}^{\delta} = \frac{2(r_{M1}^0 - r_T^0)(1 + k_{\delta}^e)}{r_a^0 \left(k_{\delta}^e \lambda_{K1} - \frac{\lambda_{K2} \lambda_{K3}}{\lambda_{K2} + \lambda_{K3}} \right)} - G_a f_{av}^0, \quad (22)$$

где r_T^0 — радиус качения тележки в ведомом режиме.

На графиках (см. фиг. 5, б и в) показаны точки, вычисленные по формуле (22), где дифференциал выключился из работы, т. е. оказался в заблокированном состоянии. На третьем графике (см. фиг. 5, а) такой точки нет из-за большой разницы в радиусах качения r_{M1}^0 и r_T^0 .

Введение в конструкцию трехосного автомобиля второго межосевого дифференциала делает привод к мостам полностью дифференциальным. В этом случае крутящие моменты на мостах автомобиля получают функциональную зависимость от величин коэффициентов блокировки первого в потоке мощности k_{61}^{e1} и второго k_{62}^{e2} дифференциалов:

$$\left. \begin{aligned} M_{M1} + M_{M2} + M_{M3} &= M_a; \\ M_{M1} &= k_{61}^{e1} 0,5 (M_{M2} + M_{M3}); \\ M_{M2} &= k_{62}^{e2} M_{M3}. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Решая эту систему уравнений, получаем:

$$\left. \begin{aligned} M_{M1} &= \frac{k_{61}^{e1} (1 + k_{62}^{e2}) M_a}{k_{61}^{e1} (k_{62}^{e2} + 1) + 2k_{62}^{e2} + 2}; \\ M_{M2} &= \frac{2k_{62}^{e2} M_a}{k_{61}^{e1} (k_{62}^{e2} + 1) + 2k_{62}^{e2} + 2}; \\ M_{M3} &= \frac{2M_a}{k_{61}^{e1} (k_{62}^{e2} + 1) + 2k_{62}^{e2} + 2}. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Данное решение может иметь различный вид записи в зависимости от значений показателей степени:

$$e_1 = \frac{r_{M1} - (r_{M2} + r_{M3}) 0,5}{|r_{M1} - (r_{M2} + r_{M3}) 0,5|};$$

$$e_2 = \frac{r_{M2} - r_{M3}}{|r_{M2} - r_{M3}|}.$$

Возможны четыре сочетания этих значений: $e_1 = e_2 = 1$; $e_1 = e_2 = -1$; $e_1 = 1, e_2 = -1$; $e_1 = -1, e_2 = 1$. В связи с очевидностью результата конкретные виды записи формул (24) для каждого из сочетаний здесь не приводятся.

При движении автомобиля с двумя межосевыми дифференциалами из работы могут быть выключены как один дифференциал, так и оба. Условие выключения несимметричного дифференциала в раздаточной коробке отражено формулами (21) и (22), симметричного дифференциала в тележке задних мостов — формулами вида (15) и (17). Кривые, представленные выше (см. фиг. 2 и 3), иллюстрируют закономерности изменения крутящих моментов автомобиля 6×6 при заблокированном и дифференциальном приводе мостов. Здесь же (см. фиг. 2) показаны результаты расчетов по приведенным формулам и экспериментальные данные для случая, когда автомобиль «Урал-375» имеет в шинах мостов тележки одинаковое давление воздуха. При обоих типах привода крутящие моменты на мостах тележки (см. экспериментальные точки) незначительно отличаются друг от друга. Это объясняется тем, что наблюдающееся самоблокирование межосевого дифференциала в связи с практически одинаковыми нормальными нагрузками мало способствует неравномерности моментов.

В то же время крутящий момент на переднем мосту при дифференциальном приводе изменяется весьма характерно. В случае номинального давления воздуха в шинах всех мостов (см. фиг. 2, б) при $P_{кр} = 3500 \text{ кГ}$ выполняется условие (22), и привод получает свойства заблокированного — интенсивность возрастания момента M_{M1} резко уменьшается, затем крутящие моменты на всех мостах выравниваются. Дальнейшее изменение крутящих моментов приводит к преодолению сил трения в дифференциале (достигается соотношение $0,5(M_{M2} + M_{M3}) = k_{61} M_{M1}$), и привод к переднему мосту вновь становится дифференциальным.

Выше (см. фиг. 2, в) представлен случай, когда в связи с большой разницей в радиусах качения мостов несимметричный дифференциал работал при любом тяговом режиме, а симметричный дифференциал в задней тележке не включался. Последнее, однако, не означает, что крутящие моменты на мостах тележки одинаковы для той и другой схемы привода.

На другом графике (см. фиг. 3, б), наоборот, симметричный дифференциал не выключался за все время проведения эксперимента, а привод к переднему мосту приобрел качества заблокирован-

ного при $P_{кр} = 3600 \text{ кг}$. Расчетные зависимости (24) для определения крутящих моментов при полностью дифференциальном приводе (начальная зона работы) в данном случае имеют вид, соответствующий значениям $e_1 = 1$, $e_2 = -1$, в связи с чем

$$M_{M1} > \frac{M_{M2} + M_{M3}}{2}, \quad M_{M3} > M_{M2}.$$

На третьем графике (см. фиг. 3,б) функция крутящего момента M_{M1} отклоняется от среднего между M_{M2} и M_{M3} положения в сторону уменьшения, что объясняется условием $e_1 = 1$. В данном варианте соотношений радиусов качения мостов оба дифференциала участвовали в распределении крутящих моментов на протяжении всего опыта.

Интересным является следующий случай: вначале самоблокировался несимметричный дифференциал в раздаточной коробке, затем — симметричный межосевой (см. фиг. 3,а).

В зоне малых тяговых нагрузок уменьшение неравномерности крутящих моментов при заблокированном приводе мостов может быть достигнуто снижением давления воздуха в шинах наименее нагруженных нормальной силой мостов, что, согласуясь с техническими условиями на шины, позволяет уменьшить расхождение в радиусах качения колес в ведомом режиме. Если исходить из условия равенства радиусов качения двух колес (мостов) в ведомом режиме, то на основе положений статьи [4] можно получить:

$$P_{w1} = P_{w2} \frac{G_{K1}}{G_{K2}}.$$

Этому соотношению соответствует верхний график (см. фиг. 2,а); очевидно, что при $P_{кр} = 0$ крутящие моменты на всех мостах равны, а некоторая их неравномерность при повышении $P_{кр}$ сравнительно невелика.

Таким образом, установлено, что дифференциальный привод ведущих мостов автомобиля даже при межосевых дифференциалах малого трения имеет значительную область режимов работы, в которой эти дифференциалы автоматически блокируются, а распределение крутящих моментов становится при прочих равных факторах одинаковым с заблокированным приводом. Указанная область расширяется при уменьшении расхождения в обобщенных радиусах качения в ведомом режиме колес мостов или тележек, объединенных приводом. Режимы работы дифференциального привода со свойствами заблокированного имеют место на практике не только при движении с высокой тяговой нагрузкой на крюке, но и на подъемах, при разгоне. Последнее подтверждается, в частности, экспериментальными исследованиями И. А. Левина и Ю. А. Ткаченко [1], получивших на режиме разгона автомобиля ЗИЛ-133 одинаковый характер распределения крутящих моментов при дифференциальном и заблокированном приводе мостов.

Преимущества дифференциального привода в части более равномерного распределения крутящих моментов между мостами про-

являются при уменьшении режима нагружения двигателя (снижении M_a).

Экспериментальная часть исследований, результаты которых изложены выше, выполнена на автомобиле «Урал-375», оборудованном несерийными узлами.

В раздаточной коробке автомобиля размещен несимметричный блокируемый межосевой дифференциал. Привод к переднему мосту в отличие от привода серийного автомобиля мог быть принудительно отключенным с помощью муфты.

Автомобиль оборудован размещенным в среднем мосту симметричным межосевым коническим дифференциалом мостов задней тележки, разработанным и изготовленным в НАМИ под руководством Н. И. Коротоношко. Исследования проведены в весовых состояниях и практически целесообразных схемах привода к ведущим мостам автомобилей «Урал-375» и «Урал-377».

Весовые состояния:

1) полный вес 13,2 т, нагрузка в статическом положении на передний мост 3900 кг, на заднюю тележку 9300 кг — для полноприводного автомобиля «Урал-375» типа 6×6;

2) полный вес 15,0 т, нагрузка в статическом положении на передний мост 4000 кг, на заднюю тележку 11 000 кг — для неполноприводного автомобиля «Урал-377» типа 6×4 (после удаления внешних полуосей переднего моста и снятия карданного вала привода переднего моста).

Первое весовое состояние создавалось равномерным распределением мерного чугунного балласта по платформе автомобиля, второе — некоторым смещением центра тяжести груза назад.

При первом весовом состоянии применялись следующие схемы привода к мостам:

— схема 1 — тип 6×6, привод к мостам блокированный (блокированы дифференциалы в раздаточной коробке и в задней тележке);

— схема 2 — тип 6×6, привод к мостам комбинированный, к переднему мосту дифференциальный, к мостам задней тележки блокированный (дифференциал в раздаточной коробке разблокирован, в задней тележке — блокирован);

— схема 3 — тип 6×6, привод полностью дифференциальный (дифференциалы в раздаточной коробке и в задней тележке разблокированы).

При втором весовом состоянии применялись следующие схемы привода к мостам:

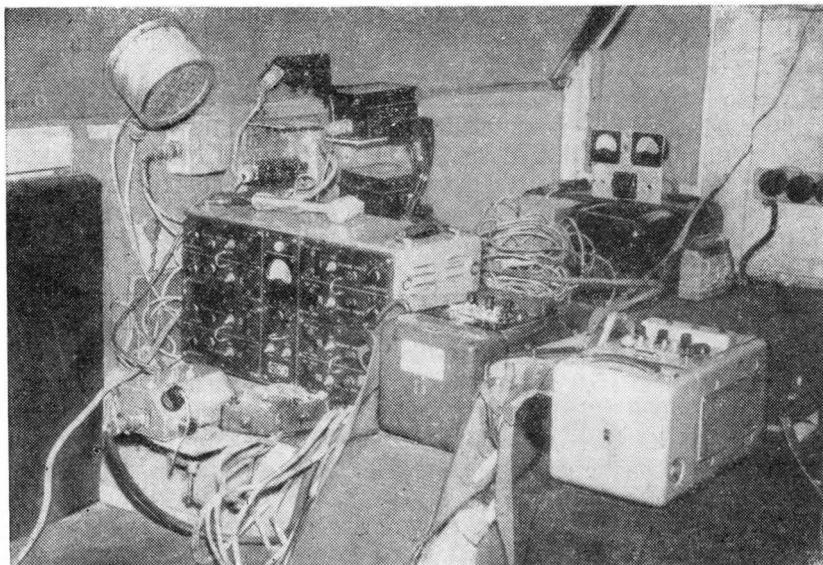
— схема 4 — тип 6×4, привод к мостам блокированный (дифференциал в задней тележке блокирован);

— схема 5 — тип 6×4, привод полностью дифференциальный (дифференциал в задней тележке разблокирован).

При тензометрических исследованиях применялся созданный на базе автомобиля МАЗ-501 динамометрический тягач среднего класса (10 т) НАМИ — СДМ-01 с гидродинамической тормозной

установкой, обеспечивающей высокую стабильность режимов нагружения.

Регистрирующая тензометрическая аппаратура размещалась в салоне динамометрического тягача (фиг. 6). С исследуемым автомобилем тягач сообщался посредством многожильного кабеля;



Фиг. 6. Размещение тензометрической аппаратуры в салоне динамометрического тягача.

для обеспечения связи и синхронности работы автомобилей применялось двухстороннее переговорное устройство. Общий вид динамометрического тягача в сцепке с автомобилем «Урал-375» показан на фиг. 7.

Основной комплект тензоаппаратуры включал в себя:

- 1) два 12-канальных осциллографа К-12—21, работающих синхронно, с набором вибраторов чувствительностью 2, 30, 250 мм/ма;
- 2) 8-канальный усилитель 8АНЧ-7М с блоком питания;
- 3) контактные электрочасы МЧ-62;
- 4) прибор «путь — скорость», состоящий из мотоциклетного колеса 4,5—8, к концам оси которого присоединены отметчик оборотов колеса и через редуктор тахогенератор ТЭ-204;
- 5) комплект концевых ртутных токосъемников для полуосей;
- 6) проходной ртутный токосъемник для промежуточного карданного вала;
- 7) комплект тензометрических тяговых звеньев конструкции ВИСХОМ;

8) индуктивный отметчик оборотов промежуточного карданного вала, делающий одну отметку за один оборот;

9) комплект индуктивных отметчиков оборотов колес, делающих две отметки за один оборот.

Источниками питания тензоаппаратуры динамометрического тягача и переговорного устройства являлись две аккумуляторные батареи 6СТ-128 и зарядная станция АБ-1-0230 мощностью 1 квт. вырабатывающая ток напряжением 220 в.



Фиг. 7. Динамометрический тягач в сцепке с автомобилем «Урал-375».

Для преобразования переменного тока в постоянный применялся однофазный двухполупериодный селеновый выпрямитель типа ВСА-111А, для поддержания постоянства напряжения тока 220 в — стабилизатор СНЭ-220—075.

В процессе тензометрических исследований автомобиля замерялись с записью на ленту осциллографов следующие параметры:

1) крутящие моменты на правых полуосях переднего, среднего и заднего мостов;

2) крутящий момент на промежуточном карданном валу;

3) нормальные нагрузки на передний, средний и задний мосты автомобиля;

4) сила тяги на крюке;

5) суммарное число оборотов правых переднего, среднего и заднего колес;

6) суммарное число оборотов промежуточного карданного вала;

7) суммарное число оборотов колеса прибора «путь — скорость»;

8) время замера.

Проволочные тензодатчики, наклеиваемые на полуосях и карданном валу, имели базу 20 мм и сопротивление 200 ом.

Тарировка полуосей и карданного вала производилась на специальном стенде до и после исследований по стандартной методике.

Тензодатчики балок мостов, имевшие базу 10 мм и сопротивление 100 Ом, наклеивались на каждом полукрепе по два сверху (для работы на сжатие) и два снизу (для работы на растяжение).

Тарировка тензодатчиков балок мостов была выполнена после пробных нагружений балок по пяти величинам вертикальной нагрузки и дополнительно по нулевой нагрузке, когда автомобиль поднят домкратом. Нагрузки соответствовали весу автомобиля без груза и с грузом при размещении в кузове чугунного балласта весом 2050, 4575, 6420 и 8845 кг. Последняя, наибольшая величина нагрузки была необходима для последующей оценки перегрузки задних мостов автомобиля под воздействием силы на крюке. При тарировке тензодатчиков балок нормальные нагрузки, приходящиеся на каждое колесо автомобиля, измерялись с помощью двухтонных ладометров ВАТ-2 конструкции НАМИ и автомобильных весов А-25.

Полученные тарировочные графики имеют линейный характер,

Для прогрева агрегатов трансмиссии, двигателя и шин перед началом контрольных замеров автомобиль подвергался пробегу протяженностью 50—60 км в смешанных дорожных условиях.

Исследования проводились при расположении линии нагрузки на крюке параллельно опорной поверхности. Точка приложения нагрузки на крюке на автомобиле «Урал» была поднята выше оси его заднего буксирного прибора на 300 мм — использовался трос серийной тяговой лебедки, надежно заторможенной. Исследования проводились на ровном горизонтальном участке шоссе из бетонных плит, на I передаче в коробке передач и низшей передаче в раздаточной коробке.

Данные опыты независимо от величины нагрузки на крюке выполнялись при выжатой до отказа педали акселератора на автомобиле «Урал». Замеры с записью на осциллографы проводились после выхода исследуемого автомобиля на заданную посредством нагрузки на крюке установившуюся скорость движения. Величина нагрузки на крюке могла контролироваться при этом визуально с помощью миллиамперметра.

Начальные замеры в каждой серии выполнялись при отсутствии нагрузки на крюке ослаблением троса, связывающего автомобили. Верхний предел нагрузки на крюке ограничивался силой тяги по сцеплению или по двигателю, достигавшей максимально возможной для автомобиля «Урал» — 5,5—8 т, в зависимости от типа привода к мстам. Каждая серия замеров (6—10 экспериментальных точек) производилась сначала снизу вверх — от нуля до максимума нагрузки на крюке, затем сверху вниз, при двукратном повторении. Как указывалось выше, эксперименты выполнялись как при номинальном давлении воздуха в шинах всех колес, так и при снижении давления воздуха в шинах переднего и среднего (по отдельности или одновременно) мостов в целях изменения кинематического рассогласования в движителе. Перераспределение веса

по осям от нагрузки на крюке, в свою очередь, изменяло величину этого рассогласования.

Вышеуказанные экспериментальные средства позволили впервые в практике провести детальные исследования нагруженности привода многоосного автомобиля в полном диапазоне его тяговых возможностей, в том числе при обычном для эксплуатации способе получения кинематического рассогласования перераспределением веса между мостами.

Экспериментальные исследования подтвердили правомерность разработанного расчетного метода определения крутящих моментов на мостах при установившемся движении многоприводного автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левин И. А., Ткаченко Ю. А. Исследование привода ведущих мостов автомобиля типа 6×4. «Автомобильная промышленность», 1966, № 6.
 2. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А. Об оценке дополнительных потерь мощности, возникающих от блокирования привода к ведущим колесам автомобиля. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 118. М., 1969.
 3. Обобщенный метод расчета сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода (сб. статей). «Труды НАМИ», вып. 73 и 76. М., 1965.
 4. Петрушов В. А. Влияние внутреннего давления воздуха на свободный радиус колеса с эластичной шиной. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 69. М., 1964.
 5. Петрушов В. А., Стригин И. А. Влияние нагрузки и внутреннего давления воздуха на тангенциальную эластичность шин. «Автомобильная промышленность», 1968, № 4.
 6. Петрушов В. А., Стригин И. А. Исследование тангенциальной эластичности автомобильных шин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 97. М., 1968.
 7. Петрушов В. А. Способ обобщенной оценки влияния схемы привода на расход топлива автомобилем. «Автомобильная промышленность», 1966, № 12.
 8. Петрушов В. А., Пирковский Ю. В., Шуклин С. А. О различии тягово-динамических показателей автомобилей с дифференциальным и блокированным приводом. «Автомобильная промышленность», 1968, № 10.
-

*Д-ра техн. наук Н. И. Корогоношко, В. А. Петрушов,
канд-ты техн. наук В. М. Семенов, С. А. Шуклин, инж. В. И. Певунчиков*

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ЗАМЕРА ДИНАМИЧЕСКОГО РАДИУСА КОЛЕСА

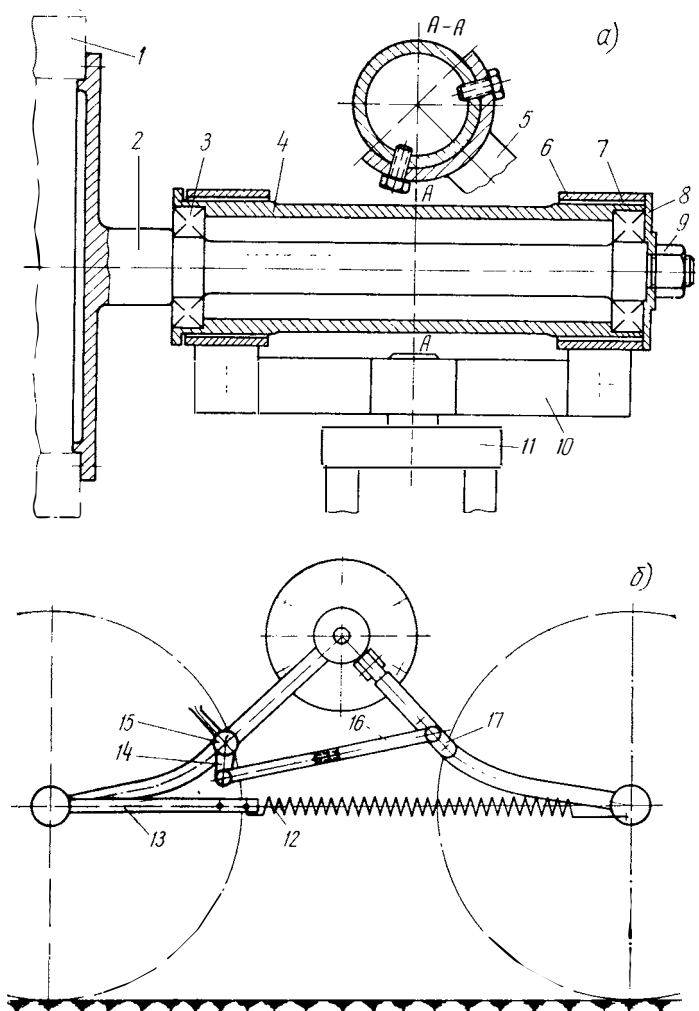
При исследовании шин и колес в дорожных условиях, при тяговых испытаниях автомобиля может возникнуть необходимость в замере динамического радиуса ведущего колеса — расстояния от оси колеса до опорной поверхности в движении. Приборы, применяющиеся для этого, обычно располагают внутри шины [1; 2]. Обладая преимуществом непосредственного замера радиального прогиба шины, данные приборы вместе с тем весьма сложны по конструкции и в монтаже, неприменимы даже при незначительном увеличении скорости движения из-за влияния инерционных процессов, а также не могут быть подвергнуты контролю без демонтажа.

С целью устранения этих недостатков было сконструировано и изготовлено устройство для замера динамического радиуса, имеющее наружное крепление к колесу. Устройство крепится с помощью переходника или устанавливается вместо крышки ступицы.

На фиг. 1, *а* показан продольный разрез по оси крепления, на фиг. 1, *б* — вид устройства сбоку. К ступице ведущего колеса 1 крепится ось 2, выполненная за одно целое с фланцем крепления. На оси 2 на подшипниках качения 3 установлена основная втулка 4, служащая для крепления вилок легких вспомогательных колес велосипедного типа. Вилка 5 первого колеса жестко крепится к центральной части основной втулки (разрез *А—А*), вилка 11 второго колеса через коромысло 10 — к втулкам 6, свободно посаженным на основной втулке с помощью текстолитовых подшипников скольжения 7. Втулки 6 разнесены по основной втулке 4, чтобы избежать контакта вилок вспомогательных колес с автомобильным колесом и устранить влияние перекосов от неточностей изготовления.

Осевые перемещения втулок 6 ограничены буртом на основной втулке и шайбой 8 с гайкой 9. Вилки вспомогательных колес (см. фиг. 1, *б*) стянуты между собой пружиной 12, прижимающей ко-

леда к дороге и позволяющей им перемещаться в вертикальном направлении лишь при изменении динамического радиуса автомобильного колеса.

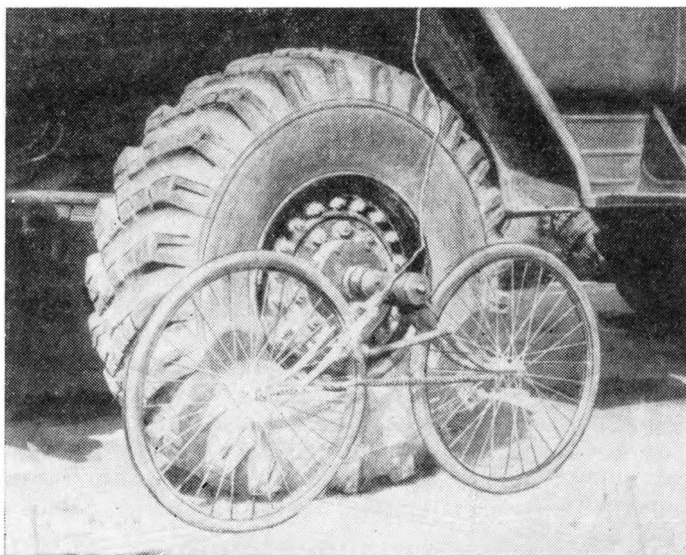


Фиг. 1. Схема устройства для замера динамического радиуса колеса:

а — продольный разрез по оси крепления; б — вид сбоку.

Сила натяжения пружины регулируется перенесением точки крепления последней по отверстиям планки 13. На вилке первого вспомогательного колеса установлен стандартный реохорд сопротивления 15 кольцевого типа, рычаг 14 которого связан тягой 16 с вилкой второго колеса. Установка тяги 16 регулируется в зави-

симости от размеров колеса автомобиля вначале предварительно перемещением кронштейна 17 ее крепления по вилке второго колеса, а затем более точно изменением длины тяги собственной резьбовой регулировкой. Реохорд 15 соединен с источником электрического питания и осциллографом для автоматической записи показаний. При движении автомобиля изменение динамического радиуса автомобильного колеса вызывает перемещение вспомогательных колес, сопровождающееся изменением положения рычага реохорда и соответственно электрического сигнала, проходящего через реохорд. Установка устройства на автомобиль «Урал-375» показана на фиг. 2.



Фиг. 2. Установка устройства для замера динамического радиуса колеса на автомобиле «Урал-375».

Данное устройство требует минимума времени на монтаж и демонтаж, благодаря шарнирной связи с осью колеса исключает влияние инерционных сил на точность показаний, в то время как прижатие вспомогательных колес к дороге практически устраняет их подпрыгивание на неровностях и влияние трения в шарнирном креплении. Тарировка записи величины динамического радиуса совмещается с непосредственными замерами перед началом трогания значения статического радиуса колеса, во время которых одновременно делается соответствующая этому значению запись на ленту осциллографа.

С помощью устройства успешно проведены дорожные исследования шин нескольких размеров. Исследования выполнены на бе-

тонном шоссе в широком диапазоне нормальных нагрузок на колесо и тяговых нагрузок.

Несовпадение экспериментальных точек с центром группирования величины динамического радиуса составило не более 0,3—0,5%.

Применение данного устройства на деформируемых грунтах возможно путем установки его с помощью кронштейна в колею, за колесом автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гребенщиков В. И. Экспериментальное исследование проходимости автомобиля по грунтам. В сб.: «Труды МАМИ», вып. I. М., Автотрансиздат, 1954.

2. Бочаров Н. Ф., Крадинов Е. Б., Гусев В. И. Прибор для замера радиальных деформаций пневмокатка. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.

*Инж-ры С. И. Гетманец, В. В. Московкин, д-р техн. наук В. А. Петрушов,
инж. И. А. Стригин, канд. техн. наук С. А. Шуклин*

ПРИБОР ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ЗНАКОПЕРЕМЕННЫХ РАЗНОСТЕЙ СУММАРНЫХ ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ ВАЛОВ ПРИВОДА

При криволинейном движении автомобиля, а также при преодолении неровностей профиля опорной поверхности его колеса имеют различные скорости поступательного перемещения в своих плоскостях. Вследствие этого при одинаковых радиусах качения колеса автомобиля получают различные мгновенные скорости вращения, а при различных радиусах — дополнительные изменения угловых скоростей. Аналогичные причины приводят и к различию обобщенных угловых скоростей неблокированных мостов и разнице в суммарных числах их оборотов за данный отрезок пути, пройденный центром тяжести автомобиля.

Результаты измерений разности суммарных чисел оборотов неблокированных между собой мостов многоприводных автомобилей в реальных дорожных условиях дают возможность судить о степени использования межосевых и межтележечных дифференциалов и рациональности их введения в конструкцию привода или же отключения части мостов.

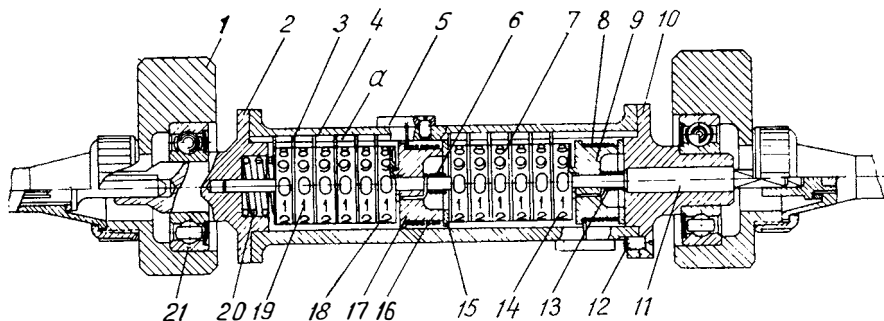
Авторами была предпринята попытка сконструировать простой и, что наиболее важно, надежный при длительном использовании в дорожных условиях прибор для измерения относительного суммарного числа оборотов колес мостов многоосных автомобилей.

Понятно, что для оценки степени использования межосевых и других дифференциалов в реальных условиях движения автомобиля не могут быть применены обычные счетчики суммарных чисел оборотов валов привода, соединенных дифференциалом. Действительно, если за первый промежуток времени измерения вал *A* сделал на *n* оборотов меньше, чем вал *B*, а за последующий промежуток времени на *n* оборотов больше, чем вал *B*, то за одинаковое общее время измерения оба счетчика суммарных чисел оборотов

зафиксируют одинаковые показания, так что суммарное относительное число оборотов валов *A* и *B* останется неизвестным. Таким образом, необходимо, чтобы прибор раздельно фиксировал как положительные, так и отрицательные значения разностей суммарных чисел элементов (валов) привода, кинематика которых исследуется.

Не приспособлены для этой цели и известные дифференциальные счетчики (например, типа СИД-2).

Спроектированный с учетом указанного требования, изготовленный и успешно примененный в соответствующих экспериментах счетный узел для измерения знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов двух вращающихся элементов привода показан на фиг. 1. В нем использованы два стандартных счетных



Фиг. 1. Конструкция прибора для измерения знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов валов.

узла 7 и 19 от автомобильных спидометров, которые заключены в общий цилиндрический корпус 4, вращающийся в подшипниках 21. Наружные обоймы подшипников 21 запрессованы в две неподвижные опоры 1, а внутренние — напрессованы на шейки фланцев 2 и 10, соединенных с корпусом 4 винтами 12. Счетные барабанчики и кронштейны 3 трибок (шестерен привода барабанчиков) обоих счетных узлов своими центральными отверстиями свободно насажены на общий для них приводной валик 11, который свободно может вращаться в расточках фланцев 2 и 10. Выступы всех кронштейнов трибок обоих счетных узлов входят в общий продольный шлиц *a* на внутренней поверхности корпуса 4. Начальные счетные барабанчики обоих счетных узлов приводятся во вращение посредством кулачков на торцевых втулках 9 и 17, свободно сидящих на валике 11. Каждая из втулок 9 и 17 имеет по две муфты свободного хода: соответственно 13, 8 и 6, 16, которые выполнены в виде спиральных пружин, охватывающих валик 11 и втулки 9 и 17. Назначение пружинных муфт 13 и 6, которые назовем рабочими — осуществлять связь втулок 9 и 17 с приводным валиком 11, назначение пружинных муфт 8 и 16, названных стопорными — фиксировать втулки от проворачивания вследствие трения о валик 11

тогда, когда соответствующая рабочая муфта находится в расклиненном (нерабочем) состоянии. Концы стопорных муфт 8 и 16 с помощью планок 5 заделаны в корпус 4, концы рабочих муфт 6 и 13 — в отверстия втулок 9 и 17. Направления заклинивания (навивки) рабочих муфт 6 и 13, охватывающих валик 11, различны. Соответственно различаются и направления заклинивания стопорных муфт 8 и 16, охватывающих втулки. Оба комплекта снабжены упорными шайбами 15 и в осевом направлении поджимаются слабой пружиной 20. Для считывания показаний счетных барабанчиков в корпусе 4 имеются три продольных окна.

Два вращающихся элемента (вала) привода автомобиля, разности суммарных чисел оборотов которых измеряются, соединяются с прибором с помощью стандартных гибких валов, применяющихся в приводах автомобильных спидометров. Наконечник одного из гибких валов соединяется с носком фланца 2 и приводит во вращение корпус 4, а наконечник другого гибкого вала соединяется с носком валика 11.

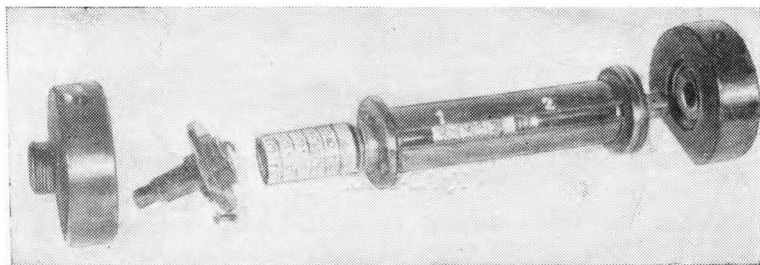
Счетный узел в целом работает следующим образом. При синхронном вращении обоих гибких валов корпус 4 и валик 11 имеют одинаковую угловую скорость, и показания счетных барабанчиков сохраняются неизменными. Если валик 11, соединенный гибким валом с одним из элементов привода автомобиля, вращается быстрее, т. е. обгоняет корпус 4, связанный со вторым элементом привода автомобиля, то рабочая муфта свободного хода 6 заклинивается, увлекая за собой втулку 17 и начальный счетный барабанчик 18 счетного узла 19. Стопорная муфта 16 втулки 17 при этом расклинивается. Таким образом, счетный узел 19 фиксирует суммарное число оборотов обгона валиком 11 корпуса 4. Рабочая муфта 13 второго счетного узла 7 при этом расклинена, и этот счетный узел сохраняет свои показания неизменными. Для того, чтобы трение валика 11 о втулку 9 и ее пружинную муфту не увлекло втулку, а вместе с ней и начальный счетный барабанчик 14 узла 7, направление навивки стопорной муфты 8 выполнено таким образом, чтобы она находилась в описываемый период в заклиненном состоянии, связывая между собой корпус 4, втулку 9 и счетные барабанчики узла 7.

Если теперь общий валик 11 начнет отставать от корпуса 4 согласно изменению соотношения угловых скоростей элементов привода, то соответственно изменению относительных скоростей вращения рабочая муфта 6 узла 19 расклинивается, а рабочая муфта 13 узла 7 блокируется, увлекая втулку 9, так что узел 7 начинает фиксировать суммарное число оборотов отставания валика 11 от корпуса 4, а возможное смещение от внутреннего трения о валик втулки 17 предотвращается заклиниванием стопорной муфты 16, чем достигается сохранение правильных показаний счетного узла 19.

Особенностью и одновременно недостатком данного прибора является возможность считывания показаний обоих его счетных уз-

лов лишь при невращающихся валах (во время остановки) по завершении пробега или заезда автомобиля во время испытаний. Вместе с тем этот недостаток компенсируется значительно большей простотой прибора по сравнению с прибором аналогичного назначения, который можно было бы основать на применении дифференциальных механизмов или электрических систем. Поскольку прибор рекомендуется для измерений разностей суммарных чисел оборотов с относительно малой разницей угловых скоростей вращения, его надежность обеспечивается малыми скоростями и путями относительных перемещений трущихся деталей, а следовательно, и малым их износом.

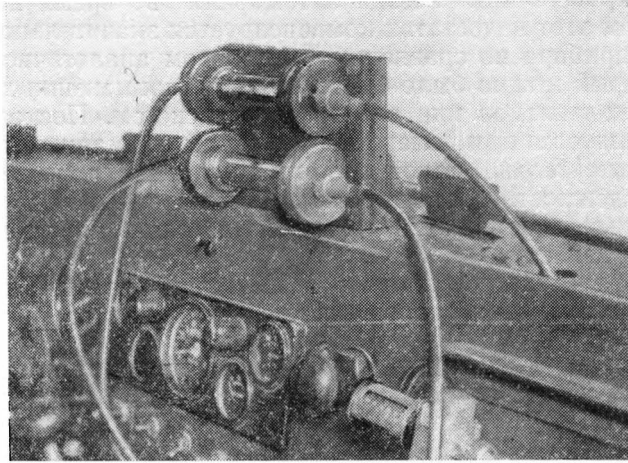
Общий вид изготовленного в НАМИ прибора (двойного счетного узла) в полуразобранном состоянии показан на фиг. 2.



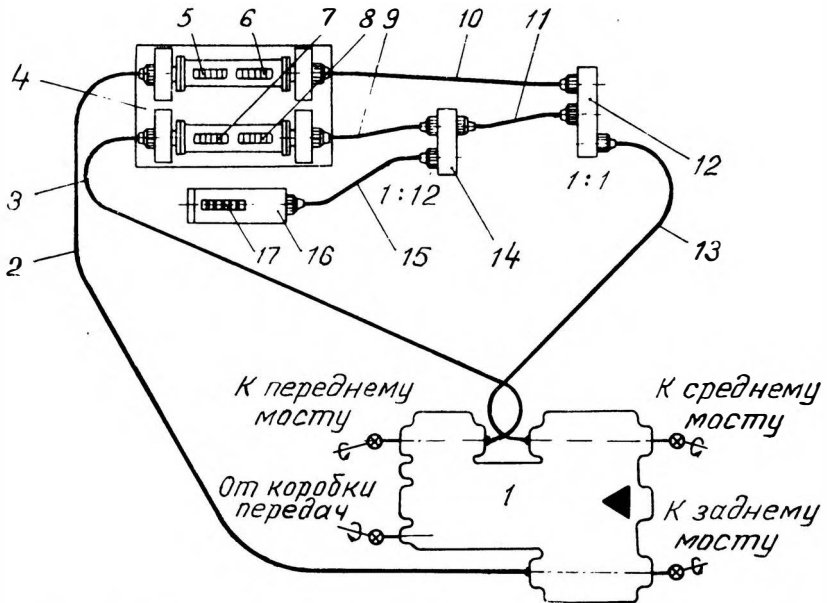
Фиг. 2. Общий вид прибора в полуразобранном состоянии.

Два таких прибора позволяют выполнять необходимые кинематические измерения в приводе мостов трехосных автомобилей, три — в приводе четырехосных. На фиг. 3 показаны смонтированные на общей панели приборы для измерений знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов валов привода мостов трехосного автомобиля. Схема соединения такого прибора с раздаточной коробкой автомобиля КрАЗ-214Б приведена на фиг. 4, где за основу отсчета относительных оборотов принято абсолютное число оборотов вала привода среднего моста автомобиля. Для этого свободный конец вала раздаточной коробки 1, с которым соединен карданный вал привода среднего моста, посредством гибких валиков 11, 13 и 15, раздаточного 12 и понижающего 14 редукторов соединен со счетчиком 16 абсолютного суммарного числа оборотов вала привода среднего моста. Посредством тех же гибких валиков 11 и 13 и дополнительных валов 9 и 10 приводятся во вращение валики двух приборов описанной выше конструкции, смонтированных на общей панели 4. Угловые скорости карданного вала среднего моста и гибких валов 9 и 10 одинаковы.

Корпуса двух счетчиков знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов посредством гибких валов 2 и 3 приводятся во вращение с угловыми скоростями карданных валов соответственно заднего и переднего мостов.



Фиг. 3. Монтаж приборов в кабине автомобиля
КрАЗ-214Б.



Фиг. 4. Схема соединения приборов с валами привода автомобиля
КрАЗ-214Б.

Таким образом (см. фиг. 4), счетный узел 5 регистрирует нарастающим итогом суммарное количество оборотов отставания карданного вала заднего моста относительно карданного вала среднего моста; счетный узел 6 регистрирует нарастающим итогом суммарное количество оборотов обгона карданным валом заднего моста карданного вала среднего моста; счетный узел 7 — то же для случая отставания переднего моста относительно среднего; счетный узел 8 — то же для случая обгона передним мостом среднего.

Поскольку одному обороту карданного вала привода моста при такой схеме соответствует один оборот начального счетного барабанчика, а последний имеет 10 делений, то точность считывания показаний счетчиков составляет $\pm 0,05$ оборота карданного вала, или $\pm \frac{0,05}{i_0}$ оборота коробки сателлитов моста (где i_0 — передаточное число главной передачи). Таким образом, прибор реагирует на разности путей ΔS , проходимых геометрическими центрами мостов, превышающие

$$\Delta S \geq \pm 0,05 \frac{2\pi r_m}{i_0}.$$

Для автомобиля КраЗ-214Б на шинах 15.00—20 модели Я-190, у которого обобщенный радиус качения колес моста r_m при номинальных значениях нормальной нагрузки, давления воздуха в шинах и малых тяговых нагрузках составляет около 610 мм, а $i_0 = 8,21$, минимальная величина ΔS , регистрируемая прибором, равна ± 23 мм.

Следует отметить, что в силу пренебрежимо малых крутящих моментов, необходимых для приведения во вращение прибора, влияние упругой закрутки гибких валов крайне мало (наибольший момент соответствует преодолению сопротивления вращению валов в оболочке и внутренних сопротивлений редукторов 12 и 14 по схеме фиг. 4). Это влияние сказывается в основном при трогании автомобиля с места, когда все гибкие валы получают необходимую начальную закрутку, после чего в силу постоянного направления вращения всех гибких валов она остается практически одной и той же.

С помощью описанного выше прибора оказалось возможным с высокой степенью точности произвести измерения кинематических соотношений в двигателе автомобиля КраЗ-214Б. Исследования проводились при движении автомобиля по кругам заданного радиуса, по твердым и грунтовым дорогам различного вида и состояния, по крупным профильным неровностям. Замеры с помощью прибора «Peiseler» (ГДР), проводившиеся параллельно с аналогичной целью, показали их значительно меньшую точность (в 10 раз), несоизмеримо большее время обработки материалов записей, невозможность выполнения длительных безостановочных заездов и сложность аппаратуры.

Результаты исследований движения трехосного автомобиля по кругам заданного радиуса, выполненных с помощью разработанного авторами прибора, опубликованы в работе [1].

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрушов В. А., Московкин В. В., Шуклин С. А. Пути оценки сопротивлений качению при криволинейном движении многоприводных автомобилей. «Автомобильная промышленность», 1968, № 11.

Канд. техн. наук Ю. В. Пирковский, инж. М. П. Чистов

ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ОБРАЗОВАНИЕ КОЛЕИ ПРИ КАЧЕНИИ ЖЕСТКОГО КОЛЕСА ПО ДЕФОРМИРУЕМОМУ ГРУНТУ

В основу большинства существующих теорий взаимодействия колеса с деформируемым грунтом положен закон механики грунтов, связывающий изменение сопротивления вдавливанию штампа в грунт с глубиной его погружения:

$$q = ch^{\mu}, \quad (1)$$

где q — удельное сопротивление грунта вдавливанию, кГ/см^2 ;

c — коэффициент осадки грунта;

h — глубина осадки, см ;

μ — показатель степени, зависящий от механических свойств грунта и условий нагружения.

Используя эту зависимость, М. Н. Летошнев [1] получил широко используемые до настоящего времени формулы для определения силы сопротивления качению жесткого колеса и вертикальной нагрузки на колесо:

$$F = \frac{cBH^{\mu+1}}{\mu+1}; \quad (2)$$

$$Q = cBH^{\mu} \sqrt{DH} \frac{\mu-3}{3}, \quad (3)$$

где B — ширина колеса, см ;

D — диаметр колеса, см ;

H — глубина колеи, см .

Эти зависимости справедливы для случая, когда равнодействующая сил сопротивления грунта направлена к центру (оси) колеса, т. е. для работы колеса в ведомом режиме. Так как при приложении крутящего момента это условие нарушается, то расчет F и Q по формулам (2) и (3) невозможен.

Исследованию величин сопротивления качению по мягким грунтам посвящены работы Я. С. Агейкина, В. Ф. Бабкова, А. К. Бирули, Г. Б. Безбородовой, М. Г. Беккера, В. П. Горячкина, А. Ф. Полетаева и других исследователей. В своем большинстве они базируются на полученных М. Н. Летошным зависимостях, уточняя их путем введения поправок на фрикционные свойства грунта, скорость погружения и т. п.

Наиболее обстоятельными работами за последнее время являются исследования Я. С. Агейкина, предложившего новые зависимости, связывающие силы сопротивления качению с деформацией грунта и эластичного колеса.

Качественно новый шаг в разработке теории взаимодействия колеса с грунтом сделан А. Ф. Полетаевым [2, 3], который при использовании зависимости (1) для аналитического определения сил F и Q учитывает поправку на траекторию точек контакта колеса с грунтом.

Последнее дает возможность проанализировать процесс качения не только ведомого колеса, но и колеса, к которому приложен крутящий момент.

Разработки А. Ф. Полетаева открывают возможности для перехода к следующему этапу — учету неизбежных потерь мощности на скольжение колеса относительно грунта.

В настоящее время наиболее актуальным вопросом теории взаимодействия колеса с грунтом является получение зависимостей, на основании которых при проектировании автомобиля можно подобрать по заданной грузоподъемности оптимальные размеры колес (диаметр D и ширину B), а также распределение вертикальных нагрузок и крутящих моментов по осям.

Наиболее общим методом построения формулы, которая может быть положена в основу подобных зависимостей, является определение энергии (мощности), затрачиваемой на деформирование грунта в функции параметров грунта, геометрических размеров колеса и режимов его работы.

При этом могут быть приняты некоторые допущения и упрощения:

- 1) сила, касательная к траектории движения элементарного участка обода колеса, изменяется пропорционально длине пути его перемещения в грунте;
- 2) релаксация грунта мала, и ею можно пренебречь;
- 3) колесо жесткое.

Первая предпосылка, положенная в основу получения исходной зависимости, хорошо согласуется с законом механики грунтов [1], который трактует h не как ординату перемещения, а как длину пути погружения штампа в грунт.

Допущение о пропорциональности длины пути погружения элементарного участка колеса касательной силе основано на том, что работу производит только составляющая силы, касательная к траектории движения, а нормальная составляющая вызывает

лишь изменение формы траектории перемещения точки обода в грунте. Второе и третье допущения сделаны в целях упрощения задачи, причем упругость грунта и эластичного колеса могут быть учтены на основе существующих зависимостей.

Известно, что работа силы R , приложенной под углом α к траектории ее перемещения, может быть найдена по следующей формуле:

$$A = \int_0^S R \cos \alpha dS,$$

где S — длина пути, на котором производится работа;
 R — равнодействующая сила;
 $R \cos \alpha$ — сила, касательная к траектории движения.

Выделим на ободу колеса элементарный отрезок dL (фиг. 1). Тогда элементарная сила, касательная к траектории участка, определится по формуле:

$$dP^k = cB(S - s)^n dl,$$

где S — длина траектории точки на ободу колеса (циклоиды) от входа в контакт до выхода из него;
 s — текущее значение длины траектории точки контакта на ободу колеса;
 dl — элементарная площадка, перпендикулярная к элементарной касательной силе.

Имея в виду, что $dl = dL \cos \theta$ и $dP^k = cB(S - s)^n \cos \theta dL$, можно найти работу колеса за один оборот:

$$A_{об} = cB \int_0^{2\pi r} dL \int_0^S (S - s)^n \cos \theta dS.$$

Величину dS получим из параметрического уравнения циклоиды:

$$dS = \sqrt{dx^2 + dy^2}.$$

В принятых обозначениях параметрические уравнения циклоиды можно записать таким образом:

$$x = r_k(2\pi - \alpha) - r \sin(2\pi - \alpha);$$

$$y = h = r_k - r \cos(2\pi - \alpha),$$

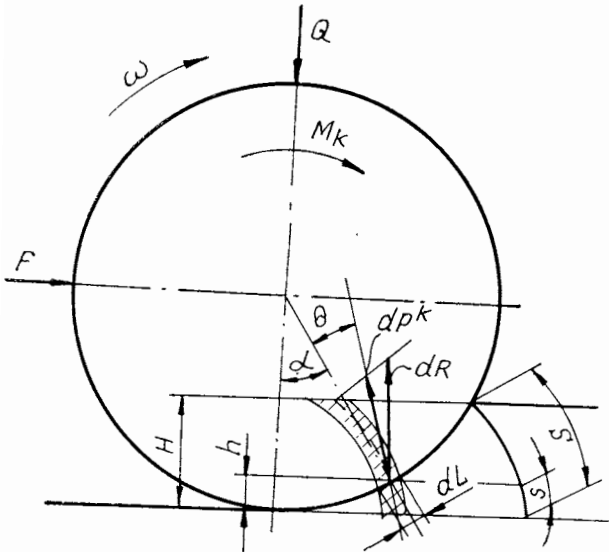
где r_k — радиус качения колеса;
 r — геометрический радиус жесткого колеса, равный (как подтвердил эксперимент) свободному радиусу качения колеса r_k^c ;
 α — угол между вертикальной осью колеса и радиусом-вектором к точке с координатами x и y .

После преобразований получим:

$$dS = \frac{\sqrt{(r_k^c)^2 - 2r_k r_k^c \cos\alpha + r_k^2}}{r_k^c \sin\alpha} dh.$$

Определим $\cos\theta$ из элементарных геометрических соотношений (см. фиг. 1):

$$\cos\theta = \frac{r_k \sin\alpha}{\sqrt{(r_k^c)^2 - 2r_k r_k^c \cos\alpha + r_k^2}}.$$



Фиг. 1. Расчетная схема для определения элементарной силы dP^k в контакте, касательной к траектории точки на ободе колеса при качении по деформируемому грунту.

В окончательном виде:

$$A_{об} = cB \frac{r_k}{r_k^c} \int_0^{2\pi r_k^c} dL \int_0^S (S-s)^n dh. \quad (4)$$

Как известно, аналитически длина циклоиды через ее параметрические уравнения в общем случае не может быть найдена.

Для ее определения через ординату h можно воспользоваться эмпирическим выражением:

$$S = 10^k (r_k^c)^{(1-n)} h^n,$$

где при $\frac{r_k}{r_{k^c}} > 1$ (удлиненная циклоида)

$$k = 0,335 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right)^2 - 0,67 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right) + 0,35;$$

$$h = 0,5 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right)^2 - 1,8 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right) + 2,3;$$

при $\frac{r_k}{r_{k^c}} < 1$ (трохоида)

$$k = 0,204 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right)^2 - 0,408 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right) + 0,219;$$

$$h = 0,76 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right)^2 - 0,35 \left(\frac{r_k}{r_{k^c}} \right) + 0,6.$$

Тогда работа за один оборот

$$A_{об} = 2\pi r_k 10^{k\mu} (r_{k^c})^{\mu(1-n)} c B \frac{H^{n\mu+1}}{n\mu+1}. \quad (5)$$

На основании формулы (5) может быть найдена мощность, затрачиваемая на качение колеса по деформируемому грунту:

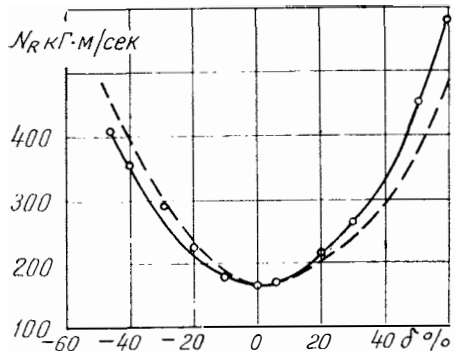
$$N_R = 10^{k\mu} (r_{k^c})^{\mu(1-n)} \omega r_k c B \frac{H^{n\mu+1}}{n\mu+1}. \quad (6)$$

Результаты экспериментального исследования процесса качения жесткого колеса по песку и суглинистой пахоте хорошо подтверждают полученную зависимость.

На фиг. 2 представлена мощность сопротивления качению (образования колеи) по суглинистой пахоте жесткого колеса диаметром 100 и шириной 33 см в зависимости от величины условного показателя скольжения δ колеса:

$$\delta = \frac{r_{k^c} - r_k}{r_{k^c}} 100\%.$$

Как следует из фиг. 2, мощность, затрачиваемая на качение колеса по деформируемому грунту, в значительной степени зависит от режима его работы. Последний, в свою оче-



Фиг. 2. Зависимость затрат мощности на образование колеи от условного показателя скольжения δ одиночного колеса при качении по суглинистой пахоте ($v=2$ км/ч), определенных расчетом (пунктир) и экспериментально.

редь, определяется величиной скольжения, возникающего вследствие приложения к оси колеса толкающей или тормозной силы.

Минимальные затраты мощности на образование колеи требуются при качении колеса в свободном режиме ($r_k = r_k^c = r$), т. е. при отсутствии на оси колеса толкающей или тормозной силы. При этом формула (6) упрощается, принимая следующий вид:

$$N_R = \omega r_k^c c B \frac{H^{\mu+1}}{\mu + 1}.$$

Вполне удовлетворительное совпадение результатов, экспериментальных (сплошные линии) и определенных расчетом по формуле (6) (пунктирные линии), свидетельствует о практической применимости предложенной зависимости.

Экспериментальные данные, полученные для колес с различными геометрическими размерами как на песке, так и на других типах грунтов, дают хорошее совпадение с результатами, полученными аналитически по предлагаемой формуле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Летошнев М. И. Взаимодействие конной повозки и дороги. М., Транспечать НКПС, 1929.
 2. Полетаев А. Ф. Качение ведомого колеса. «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 2.
 3. Полетаев А. Ф. Качение ведущего колеса. «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 1.
-

Инж. В. В. Погорелов, канд. техн. наук С. М. Трусов

РАСЧЕТ ОСРЕДНЕННОГО ОСЕСИММЕТРИЧНОГО ПОТОКА В ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Основные параметры

- Q — расход в круге циркуляции, $м/сек^3$;
 H — напор, $м$;
 H_{II} — потери напора, $м$;
 c — абсолютная скорость, $м/сек$;
 c_m — меридиональная скорость, $м/сек$;
 c_u — окружная скорость, $м/сек$;
 ω — угловая скорость вращения рабочего колеса, $рад/сек$;
 $i = \frac{\omega}{\omega_1}$ — передаточное отношение;
 $x = \frac{\partial c_m}{\partial h}$ — градиент меридиональной скорости, $1/сек$;
 $\bar{c}_m = \frac{c_m}{\omega_1 R_a}$ — безразмерная меридиональная скорость;
 p — давление, $кг/м^2$;
 ρ — плотность жидкости, $кг \cdot сек^2/м^4$;
 γ — объемный вес жидкости, $кг/м^3$;
 z — число лопаток;
 $D = 2R_a$ — активный диаметр, $м$;
 r — радиус вращения, $м$;
 r_m — радиус кривизны линии тока, $м$;
 F — площадь проходного сечения, $м^2$;
 t — шаг решетки, $м$;
 h — расстояние от внутреннего тора вдоль ортогонали, $м$;
 s — расстояние вдоль линии тока, $м$;
 φ — коэффициент стеснения.

Углы

- ϑ — угол наклона лопатки в плоскости $S - q$, град;
 ϑ_p — угол потока, град;
 $\Delta\vartheta$ — угол отклонения потока, град;
 $B = \frac{\partial \operatorname{ctg} \vartheta_p}{\partial h}$ — градиент котангенса угла потока, 1/м;
 γ — угол наклона ортогонали к диаметральной плоскости, град;
 δ — угол наклона лопатки в плоскости $h - q$, град;
 λ — угол наклона лопатки в плоскости $n - h$, град;
 ψ — угол между линией тока и следом радиального сечения лопатки в меридиональной плоскости.

Индексы

- $q=1, 2, 3 (3', 3'')$ — обозначает принадлежность параметра q -му рабочему колесу, соответственно насосному колесу, турбинному колесу, реактору (первому или второму реактору);
 qn — обозначает принадлежность параметра n -му сечению q -го рабочего колеса; причем, $n=0$ — сечение перед входом в рабочее колесо; $n=1$ — входное сечение; $n=2$ — выходное сечение;
 a, b — обозначает принадлежность параметра соответственно внутреннему или наружному торам.

Пр и м е р: r_{12b} — радиус выхода из насосного колеса по наружному тору.

* *
*

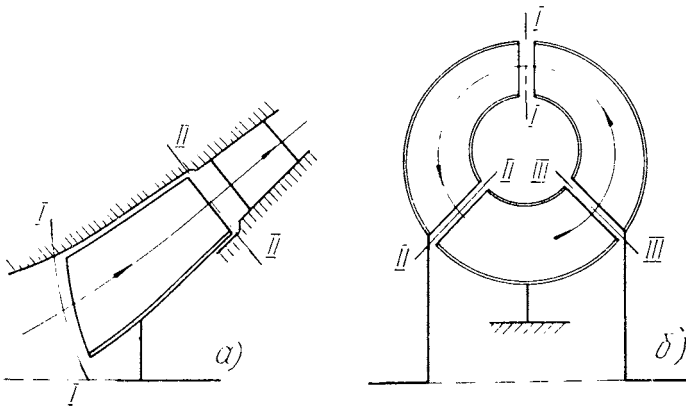
Создание новых моделей гидротрансформаторов связано с проведением комплекса теоретических и экспериментальных исследований и доводочных работ. При этом получение высоких экономических показателей гидротрансформатора во многом зависит от совершенства применяемых расчетных методов.

В последнее время наряду с дальнейшим развитием исследований на основе одномерной (струйной) теории находят применение расчетные методы, связанные с учетом пространственной картины течения жидкости в проточной части гидротрансформатора. В известных в этой области работах [2, 3, 6] рассматривается задача определения параметров осредненного осесимметричного потока. Настоящая работа также посвящена решению этой задачи и имеет целью развить и уточнить некоторые положения, связанные в первую очередь с вопросами постановки задачи и общей схемы решения, а также с вопросами «склейки» решения при переходе от полости рабочего колеса к межколесному зазору и учета при этом силы взаимодействия лопатки с жидкостью. Кроме того, приводится решение задачи с применением ЭЦВМ и сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными.

В теории лопаточных машин показано [5], что общую задачу исследования пространственного трехмерного потока целесообразно рассматривать как состоящую из двух двумерных задач, решаемых последовательно:

- 1) расчет параметров осредненного осесимметричного течения;
- 2) расчет параметров потока через решетку профилей на осесимметричных поверхностях тока в слое переменной толщины.

В данной работе рассматривается решение первой двумерной задачи применительно к гидротрансформатору. Результаты исследования осесимметричного потока имеют важное самостоятельное значение, практически они могут быть использованы при выборе оптимальных размеров круга циркуляции, при профилировании лопаток, при расчете нагрузок на опоры рабочих колес и решении ряда других задач.



Фиг. 1. Лопаточные системы гидромашин: открытая лопаточная система (а); замкнутая лопаточная система (б).

В настоящее время применительно к ряду лопаточных машин (компрессоров, насосов, турбин) разработаны методы решения задачи осредненного осесимметричного течения, например, [4, 5, 9]. Эти машины имеют открытую лопаточную систему (фиг. 1, а), параметры которой не влияют на структуру потока во входном сечении. Гидротрансформатор представляет замкнутую лопаточную систему (фиг. 1, б), в которой параметры потока на входе в любое колесо зависят от параметров лопаточной системы в целом. Поэтому методы расчета гидромашин с открытыми лопаточными системами не могут быть непосредственно использованы для расчета гидротрансформатора.

При расчете осесимметричного течения в открытой лопаточной системе считаются заданными геометрические параметры проточной части рабочего колеса и параметры потока на входе. Для получения связи между параметрами потока на входе в рабочее колесо (сечение I—I) и выходе из него (сечение II—II) требуется решить одно дифференциальное уравнение [5].

В гидротрансформаторе параметры потока неизвестны ни в одном из сечений проточной части. Поэтому расчет параметров осесимметричного потока в гидротрансформаторе связан с решением системы дифференциальных уравнений.

Задача исследований осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе решается в следующей постановке: заданными считаются геометрические параметры рабочих колес гидротрансформатора, величины расхода и угловых скоростей*, углы отклонения потока на выходе из рабочих колес; в результате расчета должны быть определены эпюры меридиональных скоростей во всех межколесных зазорах и любом произвольном сечении проточной части.

Количество сечений, в которых определяются параметры потока, зависит от числа рабочих колес и конструктивных особенностей гидротрансформатора.

В общем виде задачу исследования осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе целесообразно разделить на два этапа.

Первый этап включает определение параметров осредненного потока в межколесных зазорах гидротрансформатора. Первоначально положение линий тока задается; например, построение может быть выполнено исходя из условия равноскоростного потока. Для решения этой задачи следует использовать расчетный метод, изложенный в работе [8] и уточненный в настоящей работе.

Второй этап включает расчет параметров потока в полости рабочего колеса при известных параметрах потока на входе в колесо. Решение этой задачи может быть выполнено при помощи известных расчетных зависимостей, изложенных для открытых лопаточных систем в работах [4, 5, 9], а применительно к гидротрансформаторам — в работе [2].

С учетом результатов решения второй части общей задачи можно уточнить положение линий тока. После этого первая часть задачи решается во втором приближении, т. е. вторично решается система дифференциальных уравнений для определения зависимостей $c_m = f(h)$ в межколесных зазорах.

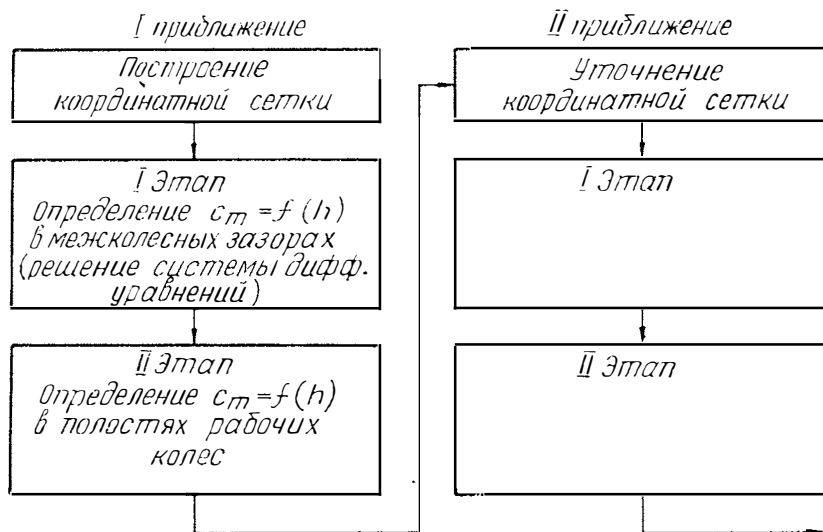
Вновь определенное поле скоростей в межколесных зазорах опять используется для расчета поля скоростей в полости рабочего колеса.

Последовательность проведения расчетов представлена на фиг. 2.

Иной метод решения изложен в диссертационных работах О. А. Терентьева и П. С. Завьялова, где предлагается определять параметры потока одновременно во всех расчетных сечениях

* Строго говоря, при поверочном расчете могут быть заданы только две величины (соответственно двум степеням свободы), например, угловые скорости. Третья величина должна быть определена из баланса энергии [8] (примечание ред.).

проточной части, для чего необходимо в нескольких приближениях решить систему с большим числом дифференциальных уравнений. Например, для расчета потока в межколесных зазорах трехколесного гидротрансформатора и по трем сечениям внутри рабочих колес требуется решить систему из 12 уравнений, что связано с проведением весьма трудоемких расчетов.



Фиг. 2. Схема расчета осредненного осесимметричного потока в гидротрансформаторе.

Расчет с разделением задачи на два этапа в этом случае сводится к решению системы из трех уравнений (первый этап) и последовательного решения трех дифференциальных уравнений для каждого рабочего колеса (второй этап), что снижает трудоемкость расчета. Точность расчета обоими методами одинакова, так как определение эпюр меридиональных скоростей в межколесных зазорах при расчетах в одном приближении (координатная сетка зафиксирована) не связано с параметрами потока в сечениях в полости рабочих колес.

Вместе с тем следует иметь в виду, что при решении многих практических задач определение параметров осредненного потока в межколесных зазорах гидротрансформатора имеет наиболее важное значение. Более того, результат решения по первому этапу в первом приближении во многих случаях хорошо сходится с экспериментом и может быть использован без последующего уточнения при решении по второму этапу.

В теории лопаточных машин принято, что исследование осредненного осесимметричного потока производится в предположении

бесконечного числа лопаток [5]. Принимается, что число лопаток во всех рабочих колесах гидротрансформатора весьма велико, и неравномерностью потока по шагу решеток можно пренебречь. При этом реальное значение коэффициента стеснения считается равномерно распределенным по окружности. Кроме того, согласно Лоренцу силы воздействия лопаток на жидкость заменяются равномерно распределенными по окружности массовыми силами, нормальными к поверхности лопаток*.

Переход к схеме с бесконечным числом лопаток является обоснованным в том случае, если параметры условной лопатки определяются как параметры среднего слоя межлопаточного канала, обладающего всеми свойствами осредненного потока. Строгое определение этих параметров связано с расчетом решетки профилей в слое переменной толщины. Однако для рабочих колес гидротрансформатора, имеющих густые решетки, средний слой межлопаточного канала с достаточной для практических целей точностью может быть заменен средней поверхностью лопатки при соответствующей корректировке входного и выходного участков заданием поля углов.

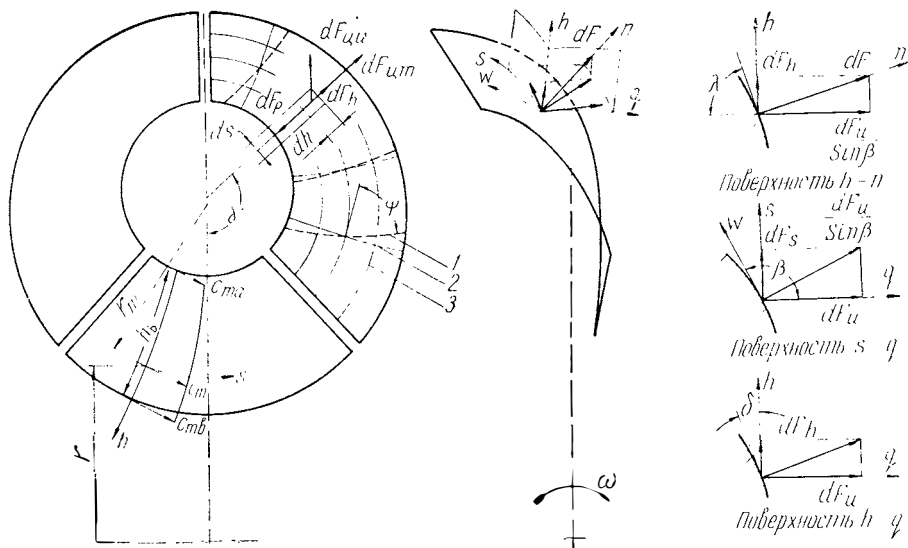
Прежде чем перейти к изложению расчетного метода, целесообразно упомянуть о вопросах «склейки» решения при переходе от полости рабочего колеса к безлопаточному пространству, которые связываются обычно [2, 3] с учетом силы F_h — составляющей силы взаимодействия лопаток с жидкостью. Граничное сечение (на входе и выходе из рабочего колеса) одновременно принадлежит полости, занятой лопатками, и межколесному зазору. В этом сечении при расчетах по первому и второму этапам по уравнениям для полости рабочего колеса и по уравнениям для межколесного зазора решение должно быть единственным. В указанных выше работах в граничных сечениях предполагается разрыв ряда функций, таких как $\beta = f(s)$, $F_h = f(s)$ и др., что приводит к нарушению требования единственности решения. Для «склейки» решения в работе [3] рекомендуется осреднять значения параметров потока в межколесных зазорах, полученные при расчетах без учета силы F_h и с учетом ее; в других работах силу F_h в граничных сечениях принимают равной нулю, хотя расчетные зависимости дают другие значения. Такие рекомендации не являются достаточно обоснованными.

Единственность решения в граничных сечениях обеспечивается, если упомянутые функции не имеют разрыва, а меняются непрерывно в переходной зоне, охватывающей выходной (или входной) участок лопатки. Следовательно, поле углов, характеризующее условную лопатку (поверхность тока осредненного потока) при переходе к схеме с бесконечным числом лопаток, должно быть за-

* Иной путь решения задачи предложен в [8]. Задача решается для средней поверхности тока, что освобождает от необходимости учета сил воздействия лопаток и, кроме того, позволяет уточнить решение в последующих приближениях для конечного числа лопаток (примечание ред.).

дано таким образом, чтобы все функции вдоль линии тока менялись непрерывно и в граничном сечении принимали значения, соответствующие параметрам межколесного зазора, в том числе сила F_h должна постепенно уменьшаться до нуля.

Вывод расчетных уравнений (аналогично выводу в работе [6]) дан применительно к комплексному гидротрансформатору, выполненному в соответствии с конструктивной схемой, показанной на фиг. 3. Здесь же показана система отсчета углов.



Фиг. 3. Схема комплексного гидротрансформатора:

1 — следы радиальных сечений лопатки; 2 — ортогонали; 3 — линия тока.

Выделим внутри круга циркуляции элементарный объем, ограниченный смежными линиями тока и ортогоналями длиной ds и dh (см. фиг. 3). Третий размер, в окружном направлении, перпендикулярном плоскости чертежа, обозначим dq . Условие отсутствия движения жидкости в направлении ортогонали h сводится к равновесию сил, действующих на элементарный объем в этом направлении.

На выделенный элемент действуют следующие основные силы:

1. Сила dF_p , вызванная разностью давлений по обе стороны выделенного элемента в направлении h :

$$dF_p = - \frac{\partial p}{\partial h} dh ds dq = - \frac{\partial p}{\partial h} dv,$$

где $dv = dh ds dq$ — элементарный объем.

Знак минус обозначает, что при положительном градиенте давлений сила направлена в отрицательном направлении.

2. Центробежная сила $dF_{u,w}$, вызванная вращением элемента жидкости относительно оси гидротрансформатора:

$$dF_{u,w} = \rho dV \frac{c_u^2}{r}.$$

3. Центробежная сила $dF_{u,m}$, возникающая вследствие движения жидкости по криволинейной траектории (в меридиональной плоскости):

$$dF_{u,m} = \rho dV \frac{c_m^2}{r_m}.$$

4. Массовая сила воздействия бесконечного числа тонких лопаток на жидкость. Она направлена нормально поверхности лопаток и имеет составляющие dF_w , dF_h , dF_s , связанные соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} dF_s &= -dF_u \operatorname{ctg}^2 \beta; \\ dF_h &= dF_u \frac{\operatorname{ctg} \lambda}{\sin \zeta} = dF_u \operatorname{ctg} \psi \operatorname{ctg} \beta = dF_u \operatorname{tg} \delta. \end{aligned} \right\}$$

Выбор одного из приведенных соотношений dF_h и dF_u связан с удобствами определения углов λ , ψ или δ .

Составляющая массовой силы dF_u может быть определена из уравнения [2, 3]:

$$dF_u = \rho dV \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial (rc_u)}{\partial s}.$$

Сумма всех сил, действующих в направлении h , дает уравнение равновесия

$$dF_{u,m} + dF_p - dF_{u,w} \cos \gamma + dF_h = 0$$

или

$$\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial (rc_u)}{\partial s} \operatorname{ctg} \psi \operatorname{ctg} \beta = 0, \quad (1)$$

которое совпадает с проекцией на направление h уравнения движения в форме Эйлера.

Далее следует составить уравнение связи между параметрами потоков в двух произвольных сечениях n и $n+1$ q -го рабочего колеса (фиг. 4, а). Для этого, кроме уравнения (1), необходимо использовать уравнение баланса напоров и уравнение неразрывности, составленные для рассматриваемой линии тока. Уравнение баланса напоров

$$\left(\frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} \right)_{q(n+1)} = \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} \right)_{qn} + \frac{\omega_q}{g} [(rc_u)_{q(n+1)} - (rc_u)_{qn}] - H_{nq}$$

продифференцируем по $h_{q(n+1)}$

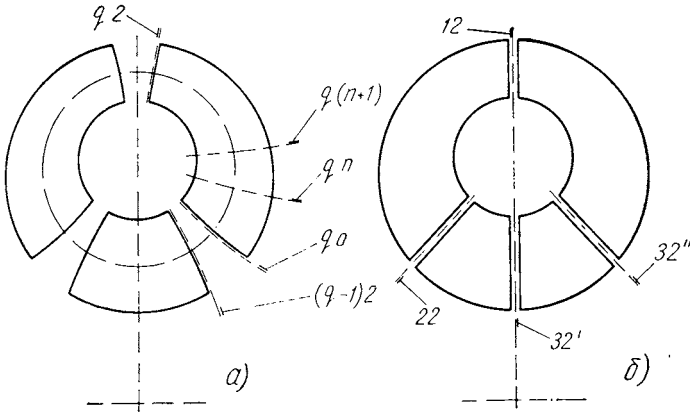
$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} + \frac{1}{2g} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} \right)_{q(n+1)} - \frac{\omega_q}{g} \left(\frac{\partial rc_u}{\partial h} \right)_{q(n+1)} = \\ & = \frac{\partial h_{qn}}{\partial h_{q(n+1)}} \left[\left(\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} + \frac{1}{2g} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} \right)_{qn} - \frac{\omega_q}{g} \left(\frac{\partial rc_u}{\partial h} \right)_{qn} \right] - \frac{\partial H_{nq}}{\partial h_{q(n+1)}}. \end{aligned}$$

В данное уравнение выражения для параметров $\frac{\partial p}{\partial h}$ подставим из уравнения (1), а для параметра $\frac{\partial h_{qn}}{\partial h_{q(n+1)}}$ выражение может быть получено из уравнения неразрывности

$$(2\pi r dh \varphi c_m)_{q(n+1)} = (2\pi r dh \varphi c_m)_{qn}.$$

Таким образом, получаем дифференциальное уравнение связи параметров потока в двух сечениях

$$\begin{aligned} & \left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} + \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial (rc_u)}{\partial s} \operatorname{ctg} \psi \operatorname{ctg} \beta - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{q(n+1)} = \\ & = \frac{\partial h_{qn}}{\partial h_{q(n+1)}} \left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} + \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial (rc_u)}{\partial s} \operatorname{ctg} \psi \operatorname{ctg} \beta - \right. \\ & \quad \left. - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{qn} - g \frac{\partial H_{nq}}{\partial h_{q(n+1)}}. \end{aligned} \quad (2)$$



Фиг. 4. Расчетные сечения в гидротрансформаторах: с большими межколесными зазорами (а); с малыми межколесными зазорами (б).

После того, как намечены сечения, в которых исследуется осредненный поток, для каждой пары смежных сечений можно составить дифференциальные уравнения типа (2), связывающие параметры потока в этих сечениях. Составленные уравнения образуют замкнутую систему, в которой количество уравнений равно числу рассматриваемых сечений.

Как сказано выше, при исследовании осредненного потока в гидротрансформаторе сначала целесообразно определить параметры потока в межколесных зазорах гидротрансформатора. В этом случае рассматриваемые сечения следует располагать в межколесных зазорах на входе (или выходе) в рабочее колесо. Число се-

чений, а следовательно, и количество дифференциальных уравнений системы равно числу рабочих колес гидротрансформатора. Эти дифференциальные уравнения составляются для сечений 0 и 2 перед входом и на выходе из q -го рабочего колеса. Причем, поскольку силы взаимодействия лопатки рабочего колеса с жидкостью в межколесных зазорах отсутствуют ($dF_n = 0$), уравнение (2) несколько упрощается:

$$\left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{q^2} = \frac{\partial h_{q1}}{\partial h_{q2}} \left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{q0} - g \frac{\partial H_{nq}}{\partial h_{q2}}. \quad (3)$$

Так как в случае расчета гидротрансформатора с весьма малыми межколесными зазорами (фиг. 4, б) параметры потока в сечении перед рабочим колесом равны параметрам потока на выходе из предыдущего рабочего колеса, можно записать уравнение (3) в следующем виде:

$$\left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{q^2} = \frac{\partial h_{(q-1)2}}{\partial h_{q2}} \left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{(q-1)2} - g \frac{\partial H_{nq}}{\partial h_{q2}}. \quad (4)$$

Это уравнение также справедливо для гидротрансформаторов с большими межколесными зазорами (фиг. 4, а), но при условии, что потерями напора в зазоре можно пренебречь (сохраняется условие $rc_u = \text{const}$).

Уравнение (4) можно преобразовать, используя известные зависимости треугольников скоростей $c^2 = c_m^2 + c_u^2$; $c_u = \omega r + c_m \text{ctg} \beta$, а также то, что $\frac{\partial r}{\partial h} = -\cos \gamma$.

Когда уравнения (4) написаны для всех межколесных зазоров гидротрансформатора, они образуют систему дифференциальных уравнений, которая в общем случае k — колесного гидротрансформатора имеет вид:

$$\left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} c_m (1 + \text{ctg}^2 \beta) + c_m^2 \left[\frac{1}{r_m} + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial h} \text{ctg} \beta - \frac{\cos \gamma}{r} \text{ctg} \beta \left(\text{ctg} \beta + 2 \frac{\omega_1 r}{c_m} \right) \right] \right\}_{12} - \frac{\partial h_{k2}}{\partial h_{12}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} c_m \left[1 + \text{ctg}^2 \beta + \text{ctg} \beta \frac{(\omega_k - \omega_1) r}{c_m} \right] \right\}_{k2} + \frac{\partial h_{k2}}{\partial h_{12}} c_m^2 \left\{ \frac{1}{r_m} + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial h} \left[\text{ctg} \beta + \frac{(\omega_k - \omega_1) r}{c_m} \right] - \frac{\cos \gamma}{r} \left[\text{ctg} \beta + \frac{(\omega_k - \omega_1) r}{c_m} \right] \left(\text{ctg} \beta + 2 \frac{\omega_k r}{c_m} \right) \right\}_{k2} - g \frac{\partial H_{n1}}{\partial h_{12}} ;$$

$$\left. \begin{aligned}
& \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} c_m (1 + \text{ctg}^2 \beta) + c_m^2 \left[\frac{1}{r_m} + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial h} \text{ctg} \beta - \frac{\cos \gamma}{r} \text{ctg} \beta \left(\text{ctg} \beta + \right. \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \left. + 2 \frac{\omega_q r}{c_m} \right) \right] \right\}_{q2} = \frac{\partial h_{(q-1)2}}{\partial h_{q2}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} c_m \left[1 + \text{ctg}^2 \beta + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + \text{ctg} \beta \frac{(\omega_{q-1} - \omega_q) r}{c_m} \right] \right\}_{(q-1)2} + \frac{\partial h_{(q-1)2}}{\partial h_{q2}} c_m^{2(q-1)2} \left\{ \frac{1}{r_m} + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial h} \times \right. \\
& \times \left[\text{ctg} \beta + \frac{(\omega_{q-1} - \omega_q) r}{c_m} \right] - \frac{\cos \gamma}{r} \left[\text{ctg} \beta + \frac{(\omega_{q-1} - \omega_q) r}{c_m} \right] \left(\text{ctg} \beta + \right. \\
& \quad \left. \left. + 2 \frac{\omega_{q-1} r}{c_m} \right) \right\}_{(q-1)2} - g \frac{\partial H_{nq}}{\partial h_{q2}} ; \\
& \dots \dots \dots \\
& \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} c_m (1 + \text{ctg}^2 \beta) + c_m^2 \left[\frac{1}{r_m} + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial h} \text{ctg} \beta - \frac{\cos \gamma}{r} \text{ctg} \beta \left(\text{ctg} \beta + \right. \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \left. + 2 \frac{\omega_k r}{c_m} \right) \right] \right\}_{k2} = \frac{\partial h_{(k-1)2}}{\partial h_{k2}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} c_m \left[1 + \text{ctg}^2 \beta + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + \text{ctg} \beta \frac{(\omega_{k-1} - \omega_k) r}{c_m} \right] \right\}_{(k-1)2} + \frac{\partial h_{(k-1)2}}{\partial h_{k2}} c_m^{2(k-1)2} \left\{ \frac{1}{r_m} + \frac{\partial \text{ctg} \beta}{\partial h} \times \right. \\
& \times \left[\text{ctg} \beta + \frac{(\omega_{k-1} - \omega_k) r}{c_m} \right] - \frac{\cos \gamma}{r} \left[\text{ctg} \beta + \frac{(\omega_{k-1} - \omega_k) r}{c_m} \right] \left(\text{ctg} \beta + \right. \\
& \quad \left. \left. + 2 \frac{\omega_{k-1} r}{c_m} \right) \right\}_{(k-1)2} - g \frac{\partial H_{nk}}{\partial h_{k2}} .
\end{aligned} \right. \quad (5)$$

Решение этой системы дифференциальных уравнений дает значения меридиональных скоростей в межколесных зазорах гидротрансформатора.

При решении второй части задачи для определения параметров потока в произвольном сечении проточной части гидротрансформатора следует использовать уравнение (2). Уравнение связи между параметрами потока на входе в рабочее колесо и в каком-либо сечении внутри рабочего колеса может быть записано в виде:

$$\begin{aligned}
& \left[\frac{c_m^2}{r_m} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial h} + \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial (rc_u)}{\partial s} \text{ctg} \psi \text{ctg} \beta - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{qn} = \\
& = \frac{\partial h_{q0}}{\partial h_{qn}} \left[g \frac{\partial H}{\partial h} - \omega_q \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{q0} - g \frac{\partial H_{qn}}{\partial h_{qn}} , \quad (6)
\end{aligned}$$

где H_{q0} — напор на входе в рассматриваемое колесо, определенный при решении первой части задачи.

Уравнение, связывающее сечения, расположенные внутри одного межколесного зазора, например (см. фиг. 4) сечения на входе

в рабочее колесо q_0 и на выходе из предыдущего $(q - 1) \dot{2}$, может быть получено из уравнения (2) с упрощениями, связанными с условием $\frac{\partial}{\partial s}(rc_u) = 0$ или $rc_u = \text{const}[1]$,

$$\left[\frac{c_m^2}{r_m} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial h} \right]_{q_0} = \frac{\partial h_{(q-1)2}}{\partial h_{q_0}} \left[\frac{c_m^2}{r_m} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial h} + \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_{q_0}^2} \right) \times \right. \\ \left. \times rc_u \frac{\partial (rc_u)}{\partial h} \right]_{(q-1)2} \quad (7)$$

При проведении расчетов как по первому, так и по второму этапу следует принять во внимание, что положение линий тока и ортогоналей к ним, образующих естественную систему координат, находится в зависимости от результатов расчета. Поэтому расчеты должны производиться в нескольких приближениях с уточнением построения координатной сети. В начале расчета положение линий тока должно быть задано, например, из условия равнораспределенного потока во всех сечениях. Это позволяет определить значения r , γ и зависимости $r_m = f(h)$ в каждом сечении, знание которых необходимо для расчета. Расчеты по первому этапу производятся по уравнениям (5). При решении второй части задачи в первом приближении положение линий тока также задается. При расчетах используются уравнения (6) и (7). Результаты расчетов в первом приближении следует использовать для перестроения координатной сети, при этом уточняются параметры линий тока и новые зависимости $r_m = f(h)$, по которым производится расчет во втором приближении. Сходимость расчета и количество приближений определяются в процессе расчета.

Ниже рассматривается решение первого этапа задачи применительно к комплексным гидротрансформаторам, схема проточной части которых представлена на фиг. 4, б. При расчете параметров осредненного осесимметричного течения в подобных гидротрансформаторах целесообразно учесть следующие обстоятельства:

1. Комплексные гидротрансформаторы могут иметь один или два реактора, установленные на муфтах свободного хода. Состояние реакторов, т. е. вращаются они или неподвижны, характеризуется величиной угловой скорости ω_3 (или ω_3' и ω_3''). В зависимости от состояния реакторов комплексные гидротрансформаторы могут иметь в рабочем диапазоне один или два режима трансформации момента и режим гидромуфты.

2. Так как число рабочих колес в гидротрансформаторе равняется либо трем, либо четырем, для унификации расчета составляется система из четырех дифференциальных уравнений. При расчете однореакторного гидротрансформатора в этом случае значения параметров реактора даются параметром второго реактора (например, $\omega_3'' = \omega_3$; $r_{32}'' = r_{32}$), а параметром первого реактора даются значения выходных параметров турбинного колеса (например, $\omega_3' = \omega_2$; $r_{32}' = r_{22}$; $\beta_{32}' = \beta_{22}$ и т. д.). В результате этого

одно из уравнений системы обращается в нуль и решается система трех уравнений.

3. Исследования гидротрансформаторов с подобной формой круга циркуляции показали, что для параметра $r_m = f(h)$ можно принять зависимость, близкую к линейной во всех рассматриваемых сечениях проточной части. Причем характер зависимости меняется незначительно при расчетах в нескольких приближениях.

4. При расчете в исходном приближении построение линий тока обычно производится из условия равноскоростных эпюр меридиональных скоростей во всех сечениях. При этом крайние линии тока проходят по наружному и внутреннему торам, а другие линии тока проводятся так, чтобы между соседними поверхностями тока протекали равные доли расхода.

5. При выборе начальных условий в первом приближении обычно задаются величиной меридиональной скорости на средней линии тока во всех межколесных зазорах

$$c_m = \frac{Q}{F}.$$

Как показывают исследования, такие начальные условия близки действительным значениям c_m в средней части канала, что приводит к быстрой сходимости расчета.

6. При расчетах принимается, что направление расчетных сечений в межколесных зазорах совпадает с направлением ортогоналей, так как обычно в комплексных гидротрансформаторах несоответствие ортогоналей расчетным сечением невелико и им можно пренебречь.

7. Переход к схеме с бесконечным числом лопаток предполагает задание поверхностей тока осредненного потока. Рабочие колеса комплексных гидротрансформаторов имеют густые решетки, так что поверхность тока в основном достаточно точно описывается средней поверхностью лопаток, но на выходных участках должно быть учтено влияние отклонения потока.

Величина выходного участка может быть определена из уравнения $\Delta s = t \sin^3 \cos^3$ [5], для насосного колеса может быть также использована зависимость $\Delta s = r_{12} \left[1 - \exp\left(-\frac{4,46}{z_1}\right) \right]$ [9]. Эти зависимости дают значения $\Delta s = 0,5 - 0,7t$. Характер изменения угла отклонения потока вдоль линии тока может быть принят параболическим [9]. Эти рекомендации могут быть применены также к входному участку.

Вместе с тем определение углов отклонения потока по высоте лопатки во многих случаях вызывает затруднения, так как этот вопрос теоретически и экспериментально исследован недостаточно. Для приближенных расчетов в этих целях могут быть использованы методы одномерной теории.

8. Расчеты проводятся в предположении, что величины потерь напора по всем осесимметричным поверхностям тока одинаковы,

т. е. градиент потерь напора поперек канала равен нулю $\left(\frac{dH_n}{dh} = 0\right)$.

Это допущение является вынужденным в связи с недостаточным развитием исследования процессов, происходящих в проточной части гидротрансформатора. При расчете параметров осредненного потока на режимах с высоким коэффициентом полезного действия гидротрансформатора это допущение не приводит к значительным ошибкам, поскольку потери напора невелики. На нерасчетных режимах при значительных углах атаки на входе в рабочее колесо это допущение может привести к значительному несоответствию расчетных и экспериментальных характеристик потока.

9. Комплексные гидротрансформаторы обычно имеют незначительную ширину межколесных зазоров. Поэтому изменением параметров потока при течении по этим зазорам можно пренебречь. В этом случае параметры потока на входе в рабочее колесо полностью соответствуют параметрам потока на выходе из предыдущего рабочего колеса.

При программировании расчета на ЭЦВМ были учтены отмеченные выше особенности расчета комплексных гидротрансформаторов. В основу программы была заложена система дифференциальных уравнений, полученная из (5):

$$\left. \begin{aligned} & \frac{1}{\varphi_{12}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \cdot \frac{1 + \text{ctg}^2\beta}{r} + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \text{ctg}\beta \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) \right] - \right. \\ & \left. - 2\omega_1 \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right\}_{12} = \frac{1}{\varphi'_{32}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \left[\frac{1 + \text{ctg}^2\beta}{r} + (\omega_3'' - \omega_1) \frac{\text{ctg}\beta}{c_m} \right] + \right. \\ & \left. + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \text{ctg}\beta \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) \right] - 2\omega_3'' \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta + \right. \\ & \left. + (\omega_3'' - \omega_1) \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) - 2(\omega_3'' - \omega_1) \frac{\omega_3'' \cos\gamma}{c_m} \right\}_{32}; \\ & \frac{1}{\varphi_{22}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \cdot \frac{1 + \text{ctg}^2\beta}{r} + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \text{ctg}\beta \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) \right] - \right. \\ & \left. - 2\omega_2 \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right\}_{122} = \frac{1}{\varphi_{12}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \left[\frac{1 + \text{ctg}^2\beta}{r} + (\omega_1 - \omega_2) \frac{\text{ctg}\beta}{c_m} \right] + \right. \\ & \left. + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \text{ctg}\beta \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) \right] - 2\omega_1 \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta + \right. \\ & \left. + (\omega_1 - \omega_2) \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) - 2(\omega_1 - \omega_2) \frac{\omega_1 \cos\gamma}{c_m} \right\}_{12}; \\ & \frac{1}{\varphi'_{32}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \cdot \frac{1 + \text{ctg}^2\beta}{r} + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \text{ctg}\beta \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) \right] - \right. \\ & \left. - 2\omega_3' \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right\}'_{32} = \frac{1}{\varphi_{22}} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \left[\frac{1 + \text{ctg}^2\beta}{r} + (\omega_2 - \omega_3') \frac{\text{ctg}\beta}{c_m} \right] + \right. \\ & \left. + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \text{ctg}\beta \left(\frac{\partial \text{ctg}\beta}{\partial h} - \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta \right) \right] - 2\omega_2 \frac{\cos\gamma}{r} \text{ctg}\beta + \right. \end{aligned} \right\} (8)$$

$$\begin{aligned}
& + (\omega_2 - \omega_3') \left(\frac{\partial \operatorname{ctg}^3 \beta}{\partial h} - \frac{\cos \gamma}{r} \operatorname{ctg}^3 \beta \right) - 2 (\omega_2 - \omega_3') \frac{\omega_2 \cos \gamma}{c_m} \Bigg\}_{22} ; \\
& \frac{1}{\varphi_{32}''} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \cdot \frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta}{r} + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \operatorname{ctg}^2 \beta \left(\frac{\partial \operatorname{ctg}^3 \beta}{\partial h} - \frac{\cos \gamma}{r} \operatorname{ctg}^3 \beta \right) \right] - \right. \\
& - 2 \omega_3'' \frac{\cos \gamma}{r} \operatorname{ctg}^3 \beta \Bigg\}_{32}'' = \frac{1}{\varphi_{32}''} \left\{ \frac{\partial c_m}{\partial h} \left[\frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta}{r} + (\omega_2' - \omega_3'') \frac{\operatorname{ctg}^3 \beta}{c_m} + \right. \right. \\
& + \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \operatorname{ctg}^2 \beta \left(\frac{\partial \operatorname{ctg}^3 \beta}{\partial h} - \frac{\cos \gamma}{r} \operatorname{ctg}^3 \beta \right) \right] - 2 \omega_3' \frac{\cos \gamma}{r} \operatorname{ctg}^3 \beta + \\
& \left. \left. + (\omega_3' - \omega_3'') \left(\frac{\partial \operatorname{ctg}^3 \beta}{\partial h} - \frac{\cos \gamma}{r} \operatorname{ctg}^3 \beta \right) - 2 (\omega_3' - \omega_3'') \frac{\omega_3' \cos \gamma}{c_m} \right\}'_{32} .
\end{aligned}$$

С целью повышения точности при машинном счете используется один из модифицированных методов Эйлера — метод Эйлера — Коши. Основные принципы, использованные при составлении программы расчета, отражены схематично в блок-схеме, представленной на фиг. 5.

Блок-схема построена в следующей последовательности (слева — направо): блок исходных данных; группа основных расчетных блоков; группа счетчиков, обеспечивающих цикличность расчета; группа команд управления, определяющих работу счетчиков; группа блоков контроля и коррекции; блок памяти, фиксирующий результаты расчета.

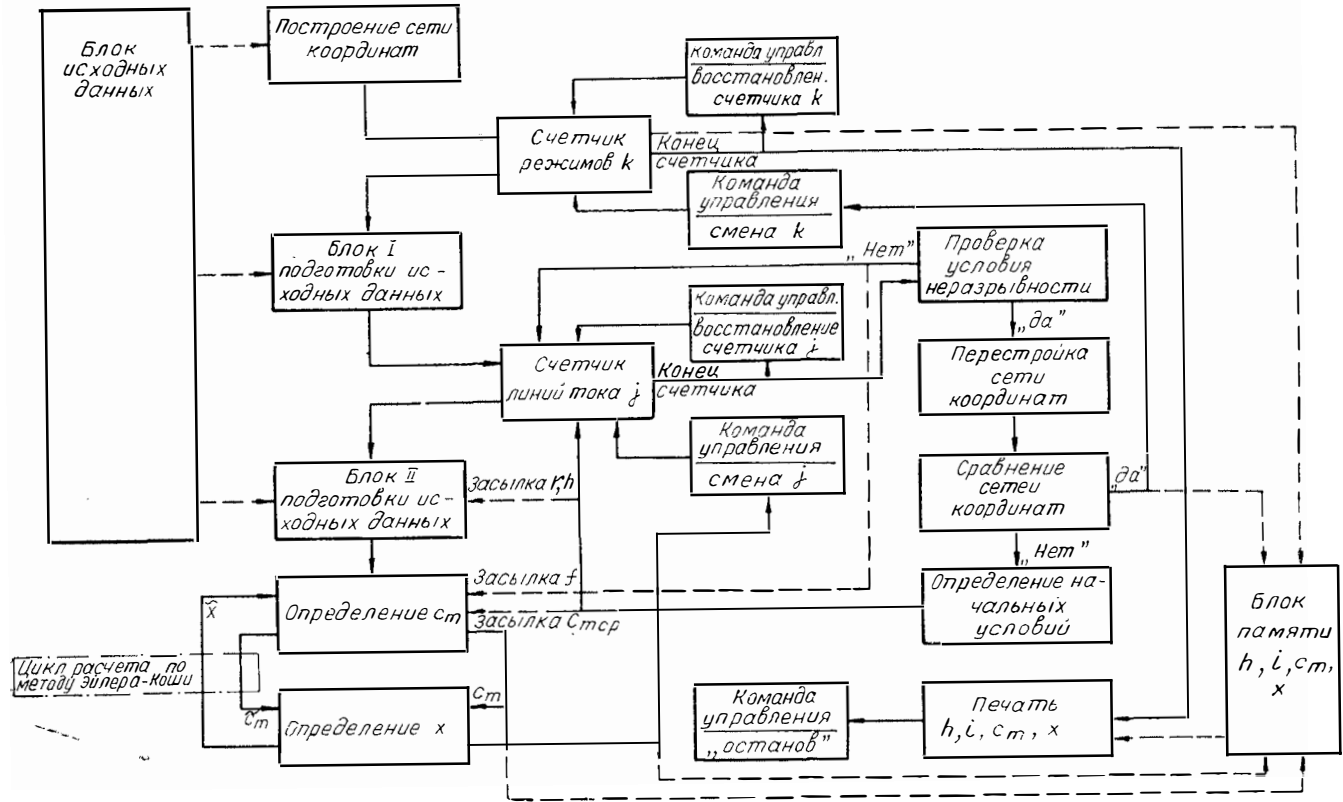
Стрелки, соединяющие блоки, показывают последовательность проведения расчета; штриховые линии показывают дополнительные связи между блоками в процессе расчета.

Решение системы дифференциальных уравнений (8) проводится для группы параметров, определяемых режимом работы гидротрансформатора и рассматриваемой линией тока. Метод решения и расчетные уравнения для любого режима и для любой линии тока одинаковы. Это позволяет организовать расчет по циклам: по внешнему циклу режимов и внутреннему циклу линий тока.

Кроме того, в программе предусмотрены расчеты еще по двум циклам, причем необходимость расчета по этим циклам определяется требованием выполнить условие неразрывности потока в целом либо необходимо скорректировать построение координатной сети для соблюдения условия неразрывности для каждой линии тока.

Блок исходных данных содержит условия расчета, все необходимые геометрические параметры рабочих колес гидротрансформатора и, кроме того, ряд внутренних характеристик гидротрансформатора, определяемых методами одномерной (струйной) теории. Исходные данные задаются в виде таблиц.

Первая таблица включает постоянные параметры и условия расчета: $r_a, r_b, \gamma, \omega, i_0, \Delta i, f_0, \Delta$. Вторая таблица включает параметры, зависящие от режима работы гидротрансформатора: Q, ω_3' и $\omega_3'' = f(i)$. Третья таблица включает параметры, изменяющиеся по



Фиг. 5. Блок-схема программы расчета на ЭЦВМ поля скоростей в гидротрансформаторе

высоте выходной кромки лопатки: $r_m, \beta, \varphi = f(h)$. Четвертая таблица включает параметры, изменяющиеся по высоте лопатки и зависящие от режима работы гидротрансформатора: $\Delta\beta = f(h, i)$. Параметры, изменяющиеся по высоте лопатки, заданы в точках, расположенных равномерно по высоте лопатки.

Расчет начинается с построения координатной сети (определение положений линий тока) в первом приближении.

При условии равноскоростного потока осесимметричные поверхности, образованные кромками лопаток, пересекаются осесимметричными поверхностями, образованными линиями тока, на участке равной площади. В этом случае положение линии тока, имеющей номер j , определяется уравнением

$$h_j = \frac{r_a}{\cos\gamma} \left[1 - \sqrt{1 + \frac{j}{j_{\max}} \left[\left(\frac{r_b}{r_a} \right)^2 - 1 \right]} \right],$$

где j меняет значения от $j=0$ на внутреннем торе до $i=j_{\max}$ на наружном торе.

Радиус расположения линии тока определяется уравнением

$$r_j = r_a - h_j \cos\gamma.$$

Режим работы гидротрансформатора, при котором производится расчет, задается счетчиком режимов. При заданном передаточном отношении из таблиц исходных данных выбираются значения Q , ω_3' и ω_3'' , а также строка со значениями $\Delta\beta = f(h)$.

Значения $\Delta\beta$ используются для составления таблиц значений

$$\text{ctg}\beta_{\text{ит}} = \text{ctg}(\beta + \Delta\beta) \text{ и } B = \frac{d \text{ctg}\beta_{\text{ит}}}{dh}.$$

Таблица значений $\text{ctg}\beta_{\text{ит}}$ заполняется с использованием стандартной подпрограммы, а дифференцирование значений этой таблицы по высоте кромки лопаток требует применения специальных методов вычислительной математики. Для численного дифференцирования был выбран метод Лагранжа для 5 узлов.

Далее расчеты производятся по циклу линий тока. Счетчик линий тока определяет последовательность перехода при расчете от одной линии тока к другой. В связи с тем, что за начальные условия выбраны значения меридиональных скоростей на средней линии тока, расчет производится в следующей последовательности. Решается задача для средней линии тока, далее при расчете переходят на линии тока в направлении внутреннего тора (номер линии тока уменьшается). Затем, опираясь снова на значения параметров средней линии тока, рассчитывают параметры потока в направлении к наружному тору (номер линии тока увеличивается). Таким образом, счетчик линий тока содержит значения

$$j = \frac{j_{\max}}{2}; \quad \frac{j_{\max}}{2} - 1 \dots 0; \quad \frac{j_{\max}}{2} + 1; \dots j_{\max}.$$

Для заданной счетчиком линии тока интерполированием из таблиц по известным значениям h определяются значения параметров

$r_m, \varphi, \text{ctg}^3 \alpha, B$ для расчета меридиональных скоростей и их градиентов.

При расчете скорости на средней линии тока используется уравнение

$$c_m = \frac{Q}{F} \left(1 - \frac{f}{2} \right), \quad (9)$$

где f — поправочный коэффициент, значение которого определяется после проверки условия неразрывности. В начале расчета $f=0$.

Согласно методу Эйлера — Коши меридиональные скорости на других линиях находятся по одному из уравнений (10). Причем первое из них используется для линий тока, расположенных от средней линии в сторону внутреннего тора ($j < \frac{j_{\max}}{2}$), второе — для $j > \frac{j_{\max}}{2}$ (линии тока расположены ближе к наружному тору).

$$\left. \begin{aligned} c_{mj} &= c_{mj+1} + (h_j - h_{j+1}) \frac{x_{j+1} + \tilde{x}_j}{2}; \\ c_{mj} &= c_{mj-1} + (h_j - h_{j-1}) \frac{x_{j-1} + \tilde{x}_j}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где \tilde{x}_j — вспомогательное значение градиента, определяемое на рассчитываемой линии тока при вспомогательном значении меридиональной скорости, определяемой методом Эйлера по уравнениям:

$$\tilde{c}_{mj} = c_{mj+1} + (h_j - h_{j+1}) x_{j+1} \text{ для } j < \frac{j_{\max}}{2};$$

$$\tilde{c}_{mj} = c_{mj-1} + (h_j - h_{j-1}) x_{j-1} \text{ для } j > \frac{j_{\max}}{2}.$$

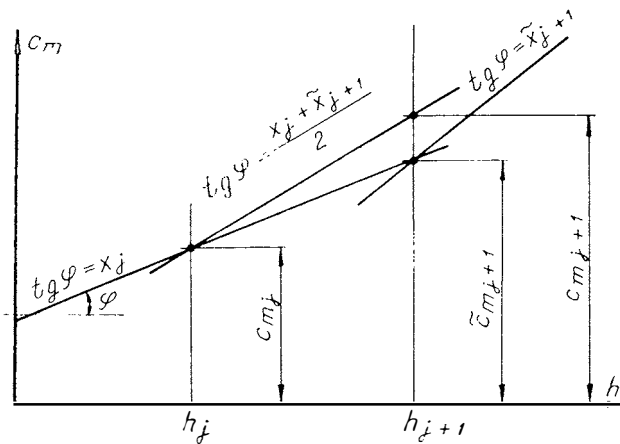
Графическая интерпретация метода Эйлера — Коши представлена на фиг. 6.

Определение градиента скорости x_j и вспомогательного значения \tilde{x}_j производится по одним и тем же уравнениям и при одних и тех же значениях параметров, кроме значений c_{mj} и \tilde{c}_{mj} . Определение градиентов скорости сводится к решению систем 4 линейных уравнений (8). Решение системы, записанное в матричной форме,

$$\begin{pmatrix} x_{12} \\ x_{22} \\ x'_{32} \\ x''_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \\ K_4 \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Значения коэффициентов a и K приводятся в таблице.

После проведения расчета по уравнению (11) дается команда на изменение номера расчетной линии тока и повторяются расчеты для определения меридиональных скоростей и их градиентов на других линиях тока.



Фиг. 6. Схема решения дифференциальных уравнений методом Эйлера — Коши.

После расчета последней линии тока полученные в результате эпюры меридиональных скоростей проходят проверку условия неразрывности — соответствия расхода через расчетные сечения заданной величине расхода. Если несоответствие превышает допустимую величину, производится корректировка начальных условий.

Относительная ошибка расчетной величины расхода f определяется для каждого сечения по уравнению

$$f = 1 - \frac{F}{3j_{\max}Q} (d_0 + 4d_1 + 2d_2 + \dots + 2d_{j_{\max}-2} + 4d_{j_{\max}-1} + d_{j_{\max}}),$$

где $d_j = c_{mj}\varphi_j$.

Полученные значения f сравниваются с допустимой величиной ошибки f_0 , заданной в исходных данных. Если какие-либо из значений f больше допустимой по модулю $|f| > f_0$, то эти значения засылаются для корректировки значения скорости на средней линии тока в соответствующем сечении и расчет на заданном режиме повторяется.

Только, если условие $|f| < f_0$ удовлетворяется во всех расчетных сечениях, производится переход к дальнейшим расчетам.

Следующей операцией является проверка соответствия принятой при расчетах координатной сети полученной эпюры меридиональных скоростей, т. е. производится проверка условия неразрыв-

ности для отдельных линий тока. Для упрощения задачи производится проверка положения только средней линии тока, которое больше всего подвержено отклонениям при изменении эпюры скоростей.

В этих целях для каждого сечения производится численное интегрирование эпюры меридиональных скоростей и поиск значений $h_{\text{ср}}$, при которых расход через сечение делится пополам. Полученные значения $h_{\text{ср}}$ сравниваются со значениями $h_{\text{ср.прел}}$, полученными в предыдущем приближении:

$$\Delta > \left| 1 - \frac{h_{\text{ср}}}{h_{\text{ср.прел}}} \right|. \quad (12)$$

Если неравенство (12) не удовлетворяется хотя бы в одном из сечений, производится расчет параметров потока для новых координат линий тока, получаемых при интегрировании эпюры скоростей из условия деления расхода в каждом сечении на равные части. Одновременно в начальные условия вместо значения c_m на средней линии тока, определяемого по уравнению (9), вводятся значения c_m , соответствующие новым значениям $h_{\text{ср}}$ в рассчитанных эпюрах скоростей.

Если во всех сечениях перестроение координатной сети не повлекло значительных изменений координат средней линии тока и неравенство (12) удовлетворяется, расчет параметров потока на заданном режиме считается оконченным. Дается команда на смену расчетного режима, и начинаются расчеты при новом передаточном отношении.

Окончание расчета происходит после проведения всех вышеизложенных операций на всех расчетных режимах. После этого выдаются на печать значения параметров h , c_m и x на всех режимах.

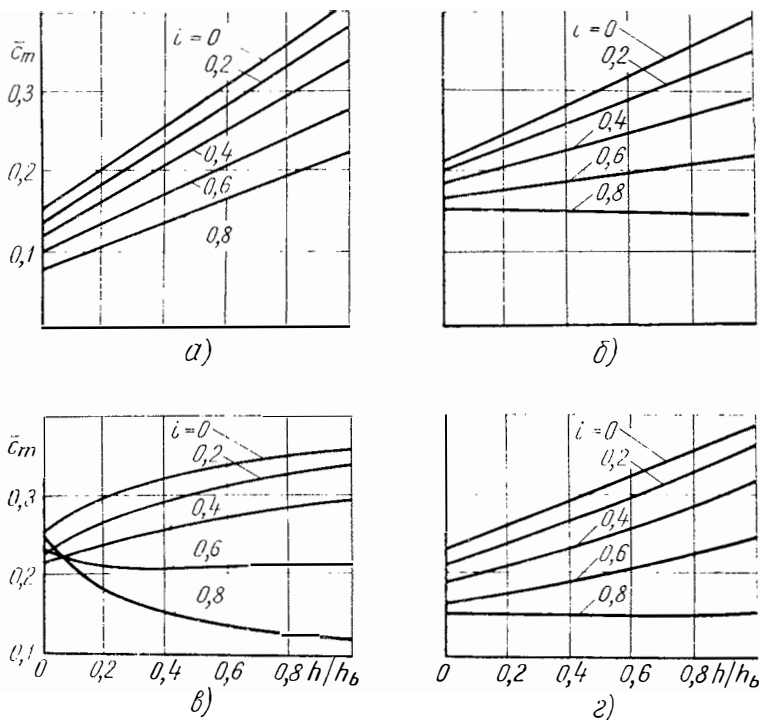
По изложенной выше программе был рассчитан один из вариантов гидротрансформатора типа ЛГ, круг циркуляции которого представлен на фиг. 4.б. Расчетные сечения были определены как средние линии межколесных зазоров, ширина зазоров принята равной нулю. При определении значений Q , ω_3' и ω_3'' использовались методы одномерной теории, изложенные в работе [7]. Значения углов Δ_3^3 , определенные также по методам одномерной теории, были распространены на всю высоту лопатки.

Результаты расчета представлены на фиг. 7. Здесь на оси абсцисс отложены значения $\frac{h}{h_b}$, где h — расстояние от внутреннего тора вдоль ортогонали; h_b — его максимальное значение.

По оси ординат отложены значения меридиональных скоростей в безразмерном виде в соответствии с уравнением

$$\bar{c}_m = \frac{c_m}{\omega_1 R_a}.$$

Как видно из графиков, поток в отдельных межколесных зазорах гидротрансформатора существенно отличается от равноскоростного. Характерным в этом отношении является сечение на выходе из насосного колеса, где значения градиентов меридиональной скорости значительны на всех режимах. В сечениях за турбинным колесом и колесами реактора градиенты скорости имеют меньшие значения, а на режимах $i = 0,6 \div 0,8$ поток в этих сечениях близок к равноскоростному. Значительное увеличение градиента



Фиг. 7. Эпюры меридиональных скоростей: межколесный зазор «насос-турбина» (а); межколесный зазор «турбина — I реактор» (б); межколесный зазор «I реактор — II реактор» (в); межколесный зазор «II реактор — насос» (г).

скорости при прохождении жидкости через насосное колесо, которое сопровождается увеличением меридиональной скорости у наружного тора и уменьшением ее у внутреннего тора, объясняется главным образом формой круга циркуляции и взаимным расположением колес. При этом основное влияние на формирование потока в насосном колесе оказывают углы наклона выходных кромок колеса и реактора в меридиональном сечении γ_{12} и γ_{32} . Отмеченное обстоятельство становится более понятным, если уравнение (6), написанное для насосного колеса, решить относительно $\left(\frac{\partial c_m}{\partial h}\right)_{12}$.

Коэффициенты a				Коэффициенты K
$a_{11} = \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1 + \delta^2}{r}\right)_{12}^*$	$a_{12} = 0$	$a_{13} = 0$	$a_{14} = -a_{11} - (\omega_3'' - \omega_1) \times \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{\delta}{c_m}\right)_{32}''$	$K_1 = \frac{1}{\varphi_{12}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_1 \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right\}_{12} - \frac{1}{\varphi_{32}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_3'' \frac{\cos \gamma}{r} \delta + (\omega_3'' - \omega_1) \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta - 2\omega_3'' \frac{\cos \gamma}{c_m} \right) \right\}_{32}''$
$a_{21} = -a_{11} - (\omega_1 - \omega_2) \times \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{\delta}{c_m}\right)_{12}$	$a_{22} = \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1 + \delta^2}{r}\right)_{22}$	$a_{23} = 0$	$a_{24} = 0$	$K_2 = \frac{1}{\varphi_{22}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_2 \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right\}_{22} - \frac{1}{\varphi_{12}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_1 \frac{\cos \gamma}{r} \delta + (\omega_1 - \omega_2) \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta - 2\omega_1 \frac{\cos \gamma}{c_m} \right) \right\}_{12}$
$a_{31} = 0$	$a_{32} = -a_{22} - (\omega_2 - \omega_3') \times \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{\delta}{c_m}\right)_{22}$	$a_{33} = \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1 + \delta^2}{r}\right)_{32}'$	$a_{34} = 0$	$K_3 = \frac{1}{\varphi_{32}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_3' \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right\}_{32}' - \frac{1}{\varphi_{22}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_2 \frac{\cos \gamma}{r} \delta + (\omega_2 - \omega_3') \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta - 2\omega_2 \frac{\cos \gamma}{c_m} \right) \right\}_{22}$
$a_{41} = 0$	$a_{42} = 0$	$a_{43} = -a_{33} - (\omega_3' - \omega_3'') \times \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{\delta}{c_m}\right)_{32}'$	$a_{44} = \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1 + \delta^2}{r}\right)_{32}''$	$K_4 = \frac{1}{\varphi_{32}} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_3'' \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right\}_{32}'' - \frac{1}{\varphi_{32}'} \left\{ \frac{c_m}{r} \left[\frac{1}{r_m} + \delta \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta \right) \right] - 2\omega_3' \frac{\cos \gamma}{r} \delta + (\omega_3' - \omega_3'') \left(B - \frac{\cos \gamma}{r} \delta - 2\omega_3' \frac{\cos \gamma}{c_m} \right) \right\}_{32}'$

* В таблице введено обозначение $\delta = \operatorname{ctg}(\beta + \Delta\beta)$.

В соответствии с принятыми условиями расчета, а также приняв с целью упрощения $\frac{\partial H_{32}}{\partial h_{32}} = 0$, получим выражение:

$$\left(\frac{\partial c_m}{\partial h}\right)_{12} = \frac{1}{c_{m12}} \left[g \frac{\partial H_1}{\partial h_{12}} (1 - \mu) - \left(\frac{c_m^2}{r_m}\right)_{12} \right], \quad (13)$$

где

$$\mu = \frac{1}{g} \cdot \frac{c_{m12} \cdot \frac{\partial (c_m r)_{12}}{r_{12} \cdot \frac{\partial h_{12}}{\partial H_1}}}{\frac{\partial H_1}{\partial h_{12}}} \quad (\mu = 0,3 \div 0,5).$$

Из уравнения (13) видно, что градиент скорости зависит от разности величин энергии, сообщаемой в насосном колесе частицам жидкости на соседних струйках, и кривизны линии тока. Величина энергии характеризуется значением $\Delta(rc_u)$ на линии тока, которое при фиксированных значениях углов наклона лопатки зависит от величин радиусов r_{12} и r_{32} , в свою очередь, изменение радиусов r_{12} и r_{32} зависит от углов γ_{12} и γ_{32} .

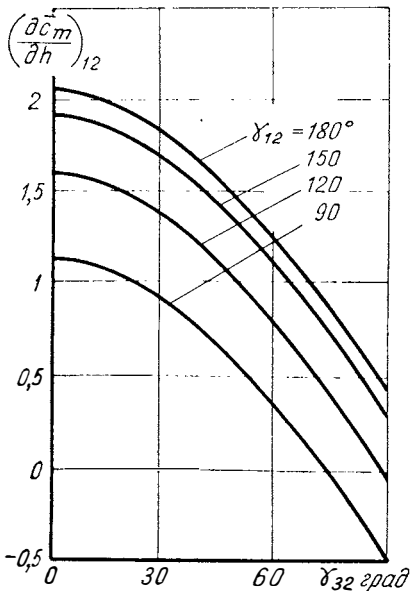
В рассматриваемом гидротрансформаторе при $\gamma_{32} = 40^\circ$ и $\gamma_{12} = 180^\circ$ радиус по наружному тору изменяется более существенно, чем по внутреннему. Соотношение $\frac{r_{12}}{r_{32}}$ по наружному тору составляет 2,1, по внутреннему — 1,3, т. е. частице жидкости при движении по наружному тору сообщается больше энергии, чем по внутреннему. В результате, несмотря на то, что радиус кривизны у внутреннего тора меньше, меридиональная скорость у наружного тора на выходе из насосного колеса оказывается существенно больше, чем у внутреннего. При прохождении жидкости через турбинное колесо имеет место обратная картина. Энергия, передаваемая турбинному колесу от частицы жидкости, при движении по наружному тору существенно больше, чем по внутреннему. Поэтому на выходе из турбинного колеса происходит выравнивание меридиональных скоростей.

Уменьшение разницы значений γ_{12} и γ_{32} приводит к уменьшению параметра $\frac{\partial H_1}{\partial h_{12}}$; поток приближается к потенциальному, и градиент скорости за насосным колесом принимает отрицательное значение. Экспериментальные данные, полученные для гидротрансформатора с $\gamma_{12} = \gamma_{32} = 90^\circ$ [3], подтверждают это обстоятельство.

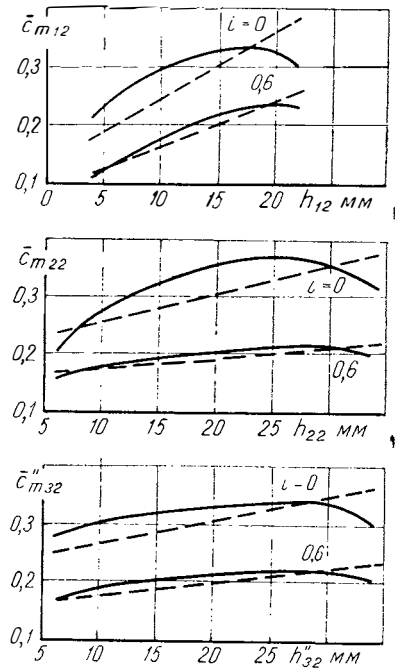
На фиг. 8 представлен характер изменения $\left(\frac{\partial c_m}{\partial h}\right)_{12}$ от углов γ_{12} и γ_{32} для средней линии тока. Уравнение (13) при этом представлено в безразмерном виде:

$$\left(\frac{\partial \bar{c}_m}{\partial h}\right)_{12} = \frac{1}{\omega_1} \left(\frac{\partial c_m}{\partial h}\right)_{12} = \frac{\left(2 + \frac{\bar{c}_{m12}}{r_{12}} \operatorname{ctg}^2 \beta_{12}\right) \operatorname{ctg} \beta_{12} \cos \gamma_{12} + \frac{\bar{r}_{12}}{r_{32}} \operatorname{ctg}^2 \beta_{32} \cos \gamma_{32} - \frac{\bar{c}_{m12}}{r_{m12}}}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{12}}.$$

Экспериментальные исследования гидротрансформатора методом зондирования межколесных зазоров* показывают, что на основных режимах работы гидротрансформатора результаты расчета правильно описывают характер изменения меридиональной скорости. Зона удовлетворительной сходимости характеризуется высокими значениями к. п. д., где натекание потока на лопатки происходит с небольшими углами атаки. Менее удовлетворительная сходимость наблюдается на режимах с большими углами атаки.



Фиг. 8. Влияние γ_{12} и γ_{32} на формирование потока за насосным колесом.



Фиг. 9. Сравнение результатов расчета и эксперимента. Эксперимент (сплошные линии), расчет (пунктир).

В качестве примера на фиг. 9 приводится сопоставление результатов расчета и эксперимента для режимов $i=0$ и $i=0,6$.

Из фиг. 9 видно, что сходимость расчетных и экспериментальных данных на режиме $i=0,6$ вполне удовлетворительная в ядре течения для всех межколесных зазоров. На режиме $i=0$ наблюдается значительное расхождение результатов расчета и измерений,

* См. статью В. В. Погорелова, С. М. Трусова, Э. П. Выборнова «Экспериментальное исследование параметров потока в комплексном гидротрансформаторе» в данном сборнике.

которое объясняется тем, что при расчете не учитывались полностью особенности процессов, происходящих в круге циркуляции. Анализ экспериментальных данных на этом режиме не подтверждает принятые при расчете значения $\frac{\partial H_{\text{п}}}{\partial h} = 0$. Это обстоятельство объясняется рядом факторов: углы атаки меняются вдоль входных кромок лопаток, изменяются потери на трение в зависимости от величины пути проходимой частицами жидкости на разных линиях тока. К неточностям при расчете также приводит несоответствие замеренного поля углов отклонения потока, принятому при расчете. Следовательно, повышение точности расчета на режиме $i=0$ и других режимах с низкими значениями к. п. д. связано с определением углов отклонения потока и характером распределения потерь в круге циркуляции. Отмеченные обстоятельства сказываются в меньшей степени на режиме $i=0,6$ и других режимах, характеризующихся небольшой величиной потерь энергии и почти безударным входом в рабочие колеса.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает, что хорошая сходимость имеет место при $i > 0,4$, т. е. на основных рабочих режимах гидротрансформатора, где в первую очередь необходимо обеспечить высокие значения к. п. д. Следовательно, применение изложенного расчетного метода для исследования гидротрансформатора на режимах с высоким к. п. д. ($\eta > 0,8$) является достаточно обоснованным, и он может быть использован при решении многих инженерных задач.

Этот метод, в частности, был использован при проектировании комплексных гидротрансформаторов и явился одним из факторов, приведших к созданию семейства гидротрансформаторов ЛГ, обладающих высокими показателями и нашедших применение в автомобильной промышленности и в ряде смежных областей машиностроения.

Выводы

1. Расчет осредненного осесимметричного течения жидкости в гидротрансформаторе целесообразно производить в два этапа:

- а) определение поля скоростей в межколесных зазорах;
- б) расчет параметров потока в полости рабочих колес.

При этом «склейка» решения при расчетах по первому и второму этапам в граничных сечениях обеспечивается заданием поля углов на выходных и входных участках рабочих колес.

2. При решении многих инженерных задач достаточно проведения расчетов по первому этапу. Для определения поля скоростей в межколесных зазорах комплексных гидротрансформаторов может быть использована приведенная выше программа расчета на ЭВМ.

3. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных показывает, что область удовлетворительной сходимости охватывает

основные рабочие режимы (при $i > 0,4$; где $\eta_1 > 0,8$). Уточнение расчета на режимах с низкими значениями к. п. д. связано с уточнением характера распределения потерь в круге циркуляции гидротрансформатора и определением углов отклонения потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексапольский Д. Я., Макарьчук В. Н. Поле скоростей в межколесных зазорах двухколесного гидротрансформатора. Изв. вузов «Энергетика», 1965, № 3.
 2. Грянко Л. П. Приближенный метод расчета скоростей в проточной части гидротрансформатора. «Энергомашиностроение», 1965, № 4.
 3. Завьялов П. С. Исследование и расчет параметров потока в одноступенчатых гидротрансформаторах с радиальными турбинами. Изв. вузов «Энергетика», 1966, № 4.
 4. Зарянкин А. Е., Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. М., Машгиз, 1963.
 5. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962.
 6. Трусов С. М., Шерстюк А. Н. Расчет поля скоростей в гидротрансформаторе. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 40. М., 1961.
 7. Трусов С. М., Выборнов Э. П. Расчет и исследование внутренних характеристик комплексных гидротрансформаторов. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 105. М., 1968.
 8. Шерстюк А. Н. Расчет течений в элементах турбомашин. М., «Машиностроение», 1967.
 9. Stanitz I. D. Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixed-flow centrifugal compressors. Transaction of ASME vol 74, № 4, 1952.
-

*Инж. В. В. Погорелов, канд. техн. наук С. М. Трусов,
инж. Э. П. Выборнов*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В КОМПЛЕКСНОМ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЕ

При исследовании рабочего процесса гидротрансформатора наряду с использованием расчетных методов важное значение имеют экспериментальные данные исследования, поскольку в этом случае рассматривается само явление, а не его упрощенная схема. Целью экспериментальных исследований является получение фактического материала о параметрах потока в гидротрансформаторе на различных режимах работы. Полученный фактический материал может быть использован для оценки и уточнения известных расчетных методов, а также для самостоятельных исследований, связанных с совершенствованием лопаточной системы.

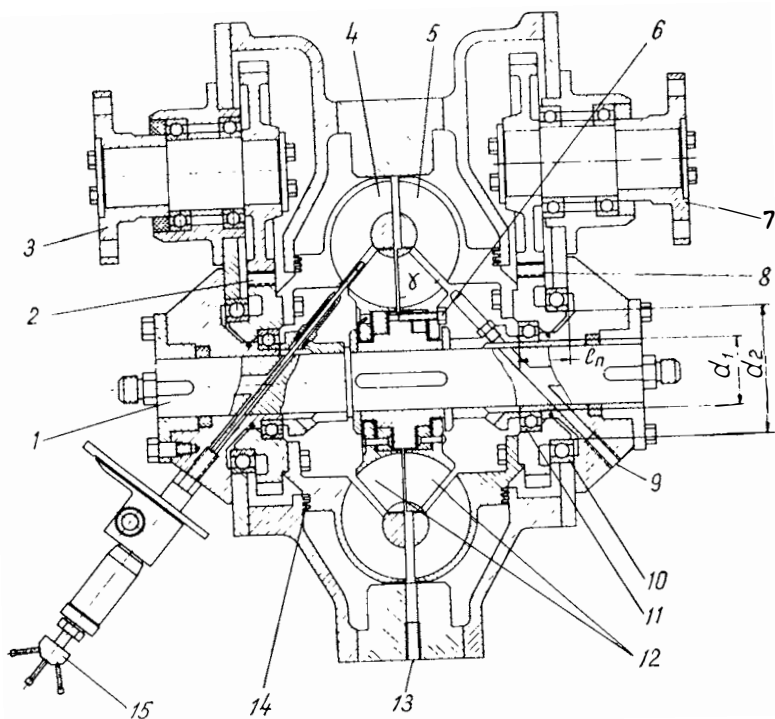
В практике исследования гидромашин общепринятым является метод зондирования межколесных зазоров. Однако экспериментальное исследование параметров потока в проточной части комплексных гидротрансформаторов сопряжено с рядом трудностей, связанных с особенностью их конструкции. Обычное конструктивное исполнение этих гидротрансформаторов не позволяет разместить гидродинамические зонды в межколесных зазорах. В связи с этим для проведения экспериментального исследования структуры потока приходится создавать специальные экспериментальные установки.

В работах [1 и 4] приводится описание такой установки. Особенностью ее конструкции является то, что колеса гидротрансформатора не охватываются крышкой вращающегося насосного колеса, что обычно имеет место в серийных конструкциях. В целях свободного доступа к неподвижному валу реактора, через который вводятся измерительные зонды, привод от ведущего вала установки к насосному колесу и от турбинного колеса к ведомому валу осуществляется с помощью зубчатых передач.

К недостаткам приведенной в работе [4] экспериментальной установки следует отнести сложность систем управления боковыми

зондами, измеряющими поток перед насосным и за турбинным колесами. Здесь были использованы специальные конические передачи, с помощью которых осуществлялся поворот и перемещение зондов. Кроме усложнения конструкции, введение конических передач в приводе к зондам неизбежно приводит к созданию дополнительных погрешностей при замерах.

Для исследования параметров потока в комплексных гидротрансформаторах в НАМИ была спроектирована экспериментальная установка, которая не имела отмеченного недостатка. Помимо этого, установка существенно отличается от описанной в работе [3] тем, что она предназначена для исследования натурального потока в условиях, максимально приближенных к рабочим. В установке по работе [4] был применен метод моделирования натурального потока на воде.



Фиг. 1. Экспериментальный гидротрансформатор.

Конструкция экспериментальной установки НАМИ представлена на фиг. 1. Как видно, в данном случае обеспечивается непосредственный проход боковых зондов к межколесному зазору гидротрансформатора. Для возможности такой установки зондов необходимо было подшипники 10 и 11 (см. фиг. 1) разместить в кор-

пусе экспериментальной установки таким образом, чтобы было выдержано следующее неравенство:

$$\frac{d_1 + d_2}{2l_n} > \operatorname{tg}\gamma,$$

где d_1 , d_2 , l_n — размеры подшипникового узла;
 γ — угол наклона мерного сечения.

Передача крутящего момента от ведущего вала установки 3 (см. фиг. 1) к насосному колесу 4, а также от турбинного колеса 5 к выходному валу 7 осуществляется так же, как и в установке, описанной в работе [4], с помощью зубчатых передач. Пары шестерен установки 2 и 8 имеют одинаковые числа зубьев. Полости размещения шестерен отделены от полости гидротрансформатора уплотнителями 14.

На неподвижном валу 1 на бронзовых втулках установлены колеса реактора 12. При необходимости стопорение одного или обоих реакторов осуществляется болтами 6. В вале 1 предусмотрены сверления для подвода рабочей жидкости в круг циркуляции и отвода ее, а также для прохода зондов. Показанный зонд 15 предназначен для замеров в сечении за вторым реактором. Для замеров в сечениях за насосным и турбинным колесами зонды вводятся через отверстия 9 и 13.

Представленный на фиг. 1 экспериментальный гидротрансформатор (по сравнению с обычным исполнением комплексного гидротрансформатора) имеет ряд конструктивных особенностей:

1. Насосное колесо 4 не охватывает, как обычно, турбинное колесо 5, а оба колеса заключены в неподвижный кожух, заполненный рабочей жидкостью.

2. В приводе к рабочим колесам имеются две пары шестерен 2 и 8, причем полости расположения шестерен заполнены рабочей жидкостью.

3. Увеличено количество подшипников и уплотняющих узлов.

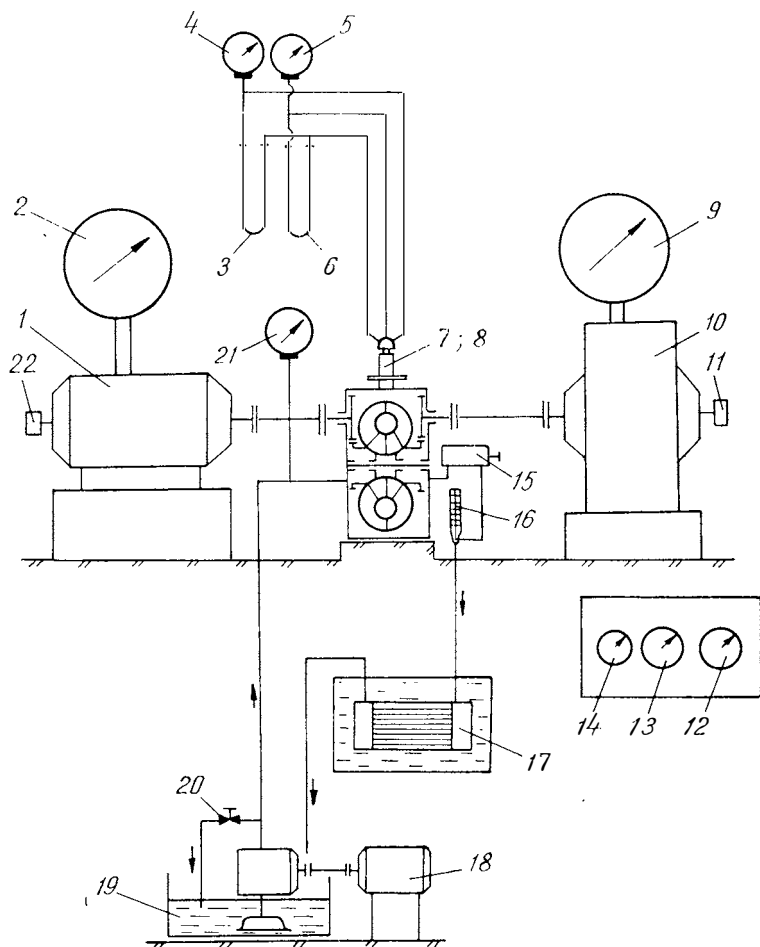
4. Расширены с 2—3 мм до 6—7 мм межколесные зазоры за счет подрезки входных кромок лопаток.

Указанные в пунктах 1—3 особенности конструкции приводят к значительному повышению мощности механических и дисковых потерь, однако на внутренние процессы гидротрансформатора они не могут оказывать влияния.

Величина механических и внутренних потерь была определена экспериментально и учтена при определении характеристик экспериментального гидротрансформатора. Эти характеристики практически не отличаются от характеристик гидротрансформатора, имеющего обычную конструкцию. Из этого также можно сделать вывод, что примененная небольшая подрезка входных кромок лопаток колес не оказала сколько-нибудь существенного влияния на рабочий процесс экспериментального гидротрансформатора.

Испытания проводились на стенде НАМИ, схема которого представлена на фиг. 2. Испытательный стенд состоит из следующих

основных агрегатов: приводной электродвигатель 1; индукторный тормоз 10; система подпитки гидротрансформатора, состоящая из насосного агрегата 18, масляного бака 19, регулирующих клапанов 15 и 20 и водомасляного теплообменника 17.



Фиг. 2. Схема испытательного стенда.

В системе подпитки гидротрансформатора используется масло веретенное АУ. Давление в системе подпитки и расход рабочей жидкости через гидротрансформатор регулируются клапанами 15 и 20.

Используемая при экспериментах измерительная аппаратура может быть разделена по назначению на 2 группы: измерительная аппаратура стенда и измерительная аппаратура зондов.

Приборы первой группы предназначены для контроля за условиями проведения эксперимента. Эта группа приборов включает весовые устройства двигателя и тормоза 2 и 9, счетчики оборотов двигателя и тормоза 12 и 13, сблокированных с секундомером 14, а также прерыватели 11 и 22 счетчиков оборотов. Кроме того, в эту группу приборов входят манометр 21, измеряющий давление в системе подпитки на входе в гидротрансформатор, и термометр 16, измеряющий температуру масла на выходе из гидротрансформатора.

Вторая группа приборов используется при замере параметров потока зондами 7. Эта группа приборов включает: манометр 5 полного давления — образцовый; манометр 4 статического давления — образцовый; манометр 3 для замера угла потока — ртутный дифференциальный; манометр 6 скоростного напора — ртутный дифференциальный; координатник 8 комбинированного типа с микрометрическим винтом и угломером. Точность отсчета по микрометрическому винту 0,02 мм и по угломеру 0,1° по нониусу.

Основным инструментом при замере параметров потока является гидродинамический зонд. Применяемый при экспериментах ориентируемый трехточечный зонд был спроектирован с использованием материалов работ [2 и 3]. Конструкция зонда представлена на фиг. 3. Для разных межколесных зазоров зонды идентичны, отличаются только различной длиной стержня. Насадок является самой важной частью зонда, конфигурация его поперечного сечения обуславливает характер работы зонда в потоке жидкости. Клиновидная форма поперечного сечения обеспечивает повышенную точность замера угла потока, что является весьма существенным при исследовании потока в гидротрансформаторе, а также стабильность характеристик [2].

При установке оси симметрии насадка по потоку величина давления в центральном отверстии равна величине полного давления, а разность давлений, измеренных в центральном отверстии и в одном из боковых, пропорциональна величине скоростного напора исследуемого потока.

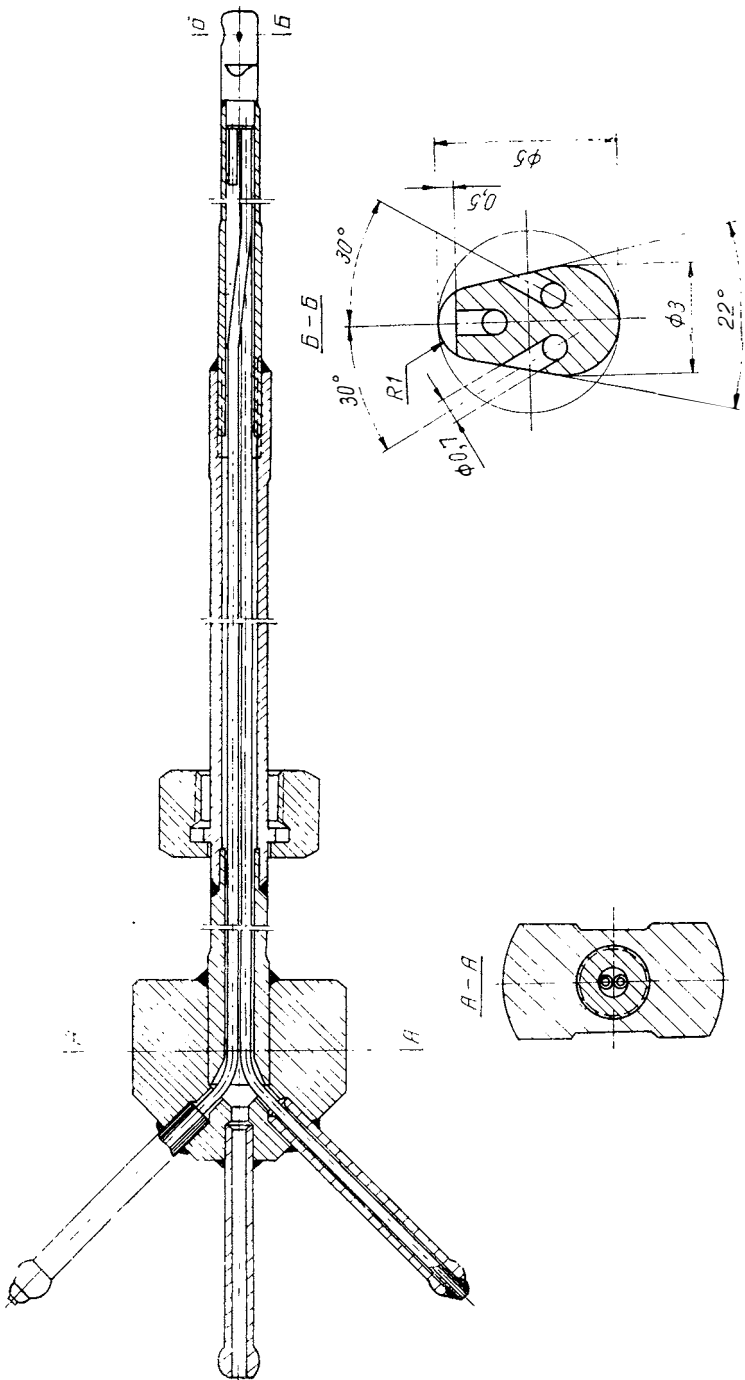
Определение величины скоростного напора производится при помощи тарировочного коэффициента насадка k_t , получаемого наряду с другими характеристиками при обдуве потоком с известными параметрами.

Тарировочные характеристики насадка определяются в условиях, идентичных условиям работы насадка в экспериментальной установке с соблюдением равенства чисел Рейнольдса в обоих случаях.

В этом случае скорость потока воздуха c_t при тарировке определяется уравнением

$$c_t = c \frac{\nu_t}{\nu},$$

где ν_t — вязкость воздуха ($\nu_t \approx 16$ сст).



Фиг. 3. Конструкция зонда.

Так как в условиях эксперимента скорость потока c не превышает 25 м/сек при вязкости масла $\nu = 4 \cdot 10^{-6}$ сст, величина скорости воздуха c_T должна быть не более 110 м/сек. Таким образом, обдув насадка воздухом должен производиться при сравнительно небольших числах Маха ($M < 0,3$), а в этих условиях можно пренебречь влиянием сжимаемости воздуха.

Основными рабочими характеристиками насадка являются скоростной коэффициент и тарировочный угол, который определяется как угол между гидродинамической осью насадка, характеризующей равенством давлений в боковых приемных отверстиях, и контрольной плоскостью на головке зонда.

Скоростной коэффициент насадка определяется соотношением

$$k_T = \frac{H_2 - H_1}{H^*}.$$

Дополнительно могут быть определены также тарировочные характеристики насадка, которые не используются при обработке экспериментальных данных, но дают представления об особенностях работы насадка. Это характеристики чувствительности насадка к углу поворота потока:

$$\frac{H_1 - H_3}{H^*} = f(\alpha) \quad \text{и} \quad \frac{H^* - H_2}{H^*} = f(\alpha),$$

где H_1 , H_3 — напоры, измеряемые в боковых отверстиях насадка;
 H_2 — напор, измеряемый в центральной отверстии насадка;
 H^* — полный напор потока воздуха при тарировке.

Структура осесимметричного потока в гидротрансформаторе может считаться известной, если определены осредненные по шагу значения таких параметров, как скорость и направление потока, и величина статического давления. Экспериментальное исследование потока с помощью трехканальных зондов дает возможность определить значения этих параметров. Осреднение измеряемых параметров по шагу в межколесных зазорах за вращающимся рабочим колесом производится непосредственно зондом. Значительная инерционность измерительной аппаратуры приводит к сглаживанию высокочастотных пульсаций параметров при прохождении лопаток вращающегося колеса мимо приемных отверстий насадка. При исследовании потока за неподвижным колесом осреднение параметров приходится производить при обработке результатов измерений, сделанных в нескольких сечениях по шагу.

При замерах параметров потока в различных зазорах во всем диапазоне передаточных отношений следует поддерживать одинаковые условия проведения эксперимента. Принято проводить измерения при следующих условиях: давление масла на входе 2 кг/см^2 ; температура $90 \pm 5^\circ\text{C}$; расход подпитки $8\text{--}12 \text{ л/мин}$; скорость вращения насосного колеса $1500 \pm 50 \text{ об/мин}$. Передаточное отношение в гидротрансформаторе поддерживается с точностью $\pm 0,01$.

В каждой точке замера необходимо измерять и фиксировать следующие параметры: величина заглубления зонда h ; угол поворота зонда $\alpha_{\text{изм}}$; давление p_2 в центральном приемном отверстии зонда; давление p_1 в боковых приемных отверстиях либо перепад давлений p_{12} в центральном и боковом приемных отверстиях. При каждом замере контролируются и фиксируются условия проведения эксперимента: числа оборотов насосного n_1 и турбинного колеса n_2 , давление подпитки $p_{\text{вх}}$ и температура t° масла в гидротрансформаторе. Используя замеренные значения указанных параметров, рассчитываются необходимые параметры осредненного потока. Рассчитываемые значения скоростей, полного и статического давления, угла выхода потока из рабочего колеса полностью характеризуют структуру потока в исследуемом потоке. Эти параметры окончательно представляются в безразмерном виде. Кроме известных преимуществ, использование безразмерных параметров при экспериментальном исследовании приводит к устранению последствий отклонения условий эксперимента от номинальных.

В процессе обработки результатов испытаний используются следующие уравнения:

1. Угол потока

$$\alpha = \alpha_{\text{изм}} - \alpha_0,$$

где α_0 — показание угломера при установке оси насадка по направлению переносной скорости.

2. Полное давление

$$\bar{p}_{\text{п}} = (p_2 - p_{\text{вх}}) k_p,$$

где $k_p = \frac{g}{\gamma(\omega_1 R_a)^2} = \frac{3,1 \cdot 10^8}{\gamma n_1^2}$ — переводной коэффициент;

$R_a = 0,17 \text{ м}$ — радиус выхода из насосного колеса по наружному тору.

3. Динамическая составляющая полного давления

$$\bar{p}_d = (p_2 - p_1) \frac{k_p}{k_T}, \text{ либо } \bar{p}_d = p_{12} \frac{k_p}{k_T},$$

где k_T — тарировочный скоростной коэффициент насадка.

4. Статическое давление $\bar{p}_{\text{ст}} = \bar{p}_{\text{п}} - \bar{p}_d$.

5. Абсолютная скорость $\bar{c} = \sqrt{2\bar{p}_d}$.

6. Меридиональная скорость $\bar{c}_m = \bar{c} \sin \alpha$.

7. Окружная скорость $\bar{c}_u = \bar{c} \cos \alpha$.

Для перехода от безразмерных величин к размерным используются соответствующие коэффициенты. Например,

$$c_m = \frac{\bar{c}_m}{k_c}; \quad p_{\text{ст}} = \frac{\bar{p}_{\text{ст}}}{k_p},$$

где

$$k_c = \frac{1}{\omega_1 R_a}.$$

Значения параметров, полученные по приведенным уравнениям, являются осредненными по шагу параметрами потока при измерениях в зазоре за вращающимся рабочим колесом. При измерениях в зазоре за неподвижным колесом осреднение параметров потока по шагу производится графоаналитически с использованием следующих уравнений:

$$\bar{c}_m = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} \bar{c}_m(\theta) d\theta; \quad \bar{c}_u = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} \bar{c}_u(\theta) d\theta; \quad \bar{p}_n = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} \bar{p}_n(\theta) d\theta;$$

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta = \frac{\bar{c}_u}{\bar{c}_m}; \quad \bar{p}_{\text{ст}} = \bar{p}_n - (\bar{c}_m^2 + \bar{c}_u^2),$$

где θ — угол поворота по шагу.

Построенные по значениям параметров \bar{c}_m , \bar{c}_u , \bar{p}_n , $\bar{p}_{\text{ст}}$, $\alpha = f(h)$ кривые наносятся на график, который характеризует структуру потока в исследуемом сечении.

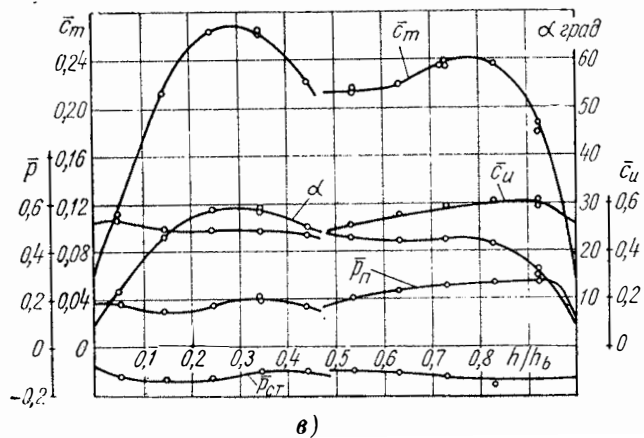
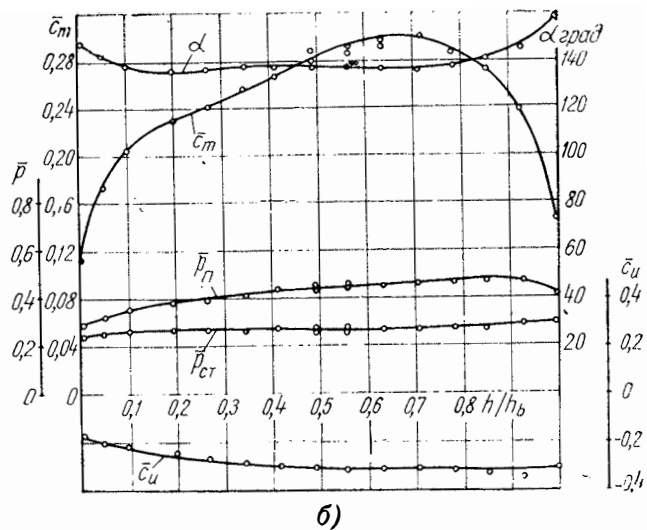
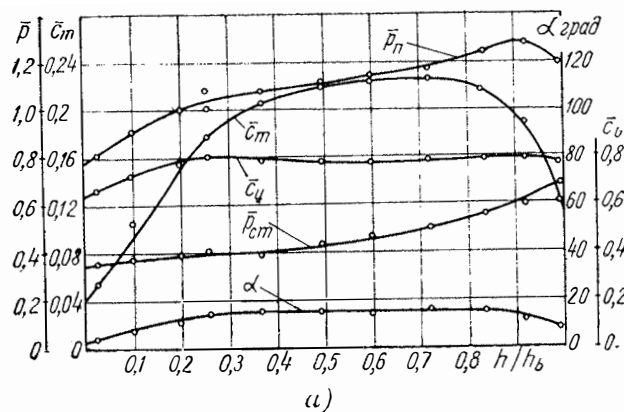
В качестве примера на фиг. 4, *а* и *б* приводятся результаты измерений за насосным и турбинным колесами экспериментального гидротрансформатора ЛГ-340—32 (с $D_a = 340$ мм) при $i = 0,4$. На фиг. 4, *в* представлены результаты измерений за колесом второго реактора на том же режиме в одном из сечений по шагу. Следует иметь в виду, что выходные кромки лопаток второго реактора имеют наклон к радиальному сечению. Поэтому кривые на фиг. 4, *в* имеют разрыв в области прохождения зонда через след лопатки.

Из представленных графиков видно, что экспериментальные точки хорошо ложатся на обобщающие эксперимент кривые, т. е. разброс значений параметров, замеряемых в процессе испытаний и получаемых при последующих расчетах, невелик.

Вместе с тем следует отметить, что при замерах вблизи стенок (на расстоянии до 5 мм) у наружного и внутреннего торцов нарушаются условия обтекания насадка и точность определения параметров потока недостаточна [3, 4]. Поэтому при изучении полученного фактического материала целесообразно выделить ядро потока, которое охватывает часть сечения от $\frac{h}{h_b} = 0,2$ до $\frac{h}{h_b} = 0,8$.

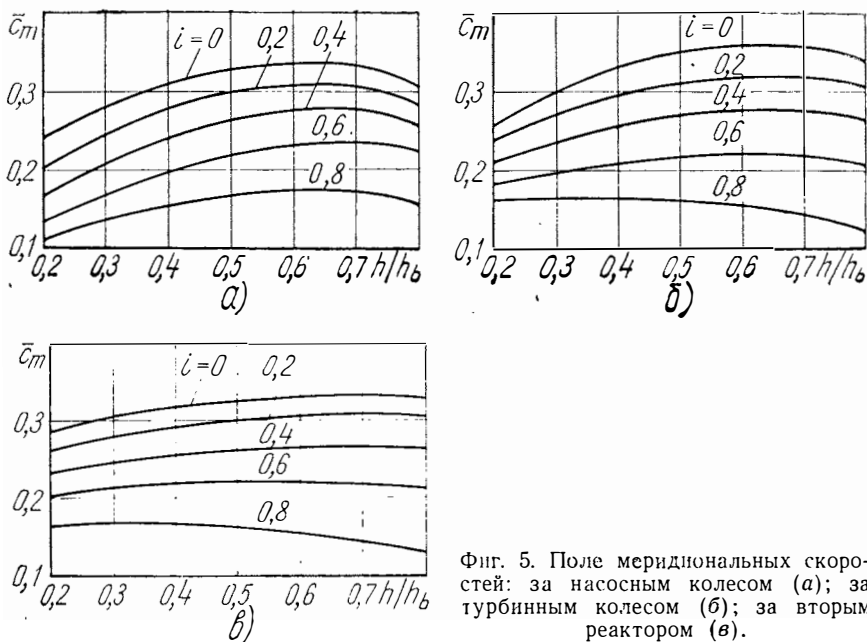
Наибольшие значения градиенты меридиональной скорости имеют на выходе из насосного колеса, что хорошо согласуется с соответствующими теоретическими исследованиями. Как видно из фиг. 5, *а*, на всех режимах работы меридиональная скорость у внутреннего тора значительно меньше, чем у наружного. Значения градиентов меридиональной скорости с увеличением передаточного отношения уменьшаются, и при $i \geq 0,8$ поток приближается к равноскоростному.

В сечении за турбинным колесом градиенты меридиональной скорости на всех режимах существенно меньше, чем за насосным



Фиг. 4. Параметры потока при $i=0.4$: за насосным колесом (а); за турбинным колесом (б); за вторым реактором (в).

колесом (фиг. 5, б). В диапазоне передаточных отношений $i=0 \div 0,6$ градиенты меридиональных скоростей имеют положительные значения, т. е. скорость \bar{c}_m увеличивается от внутреннего тора к наружному; при $i=0,6 \div 0,7$ поток является практически равноресорным, а при $i > 0,7$ градиенты меридиональных скоростей становятся отрицательными, и поток приближается к потенциальному.

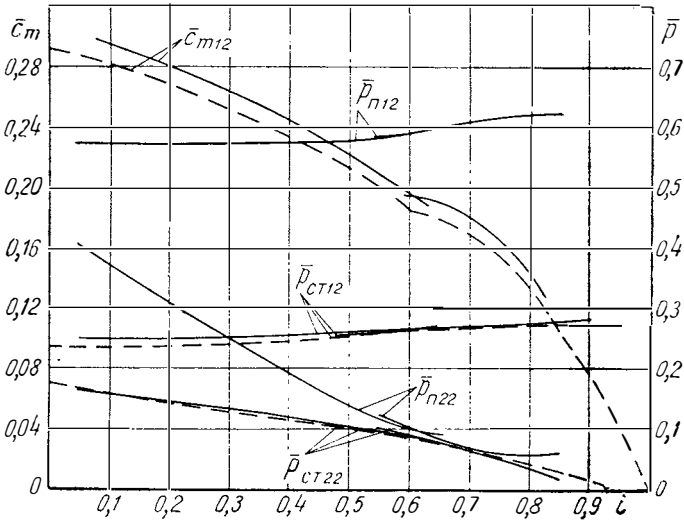


Фиг. 5. Поле меридиональных скоростей: за насосным колесом (а); за турбинным колесом (б); за вторым реактором (в).

Аналогичный характер имеют эпюры меридиональных скоростей за вторым колесом реактора (фиг. 5, в). Как отмечалось выше, важным результатом выполненных исследований является получение фактического материала, который дает возможность оценить точность известных расчетных методов и обоснованность некоторых исходных предпосылок при расчете поля скоростей.

В этой связи интересно сопоставление экспериментальных данных по \bar{c}_m и \bar{p} для средней линии тока с результатами расчета по одномерной теории, приведенное на фиг. 6. Из рассмотрения графика видно, что имеет место удовлетворительная сходимость во всем диапазоне передаточных отношений. Отмеченное обстоятельство позволяет заключить, что исходная предпосылка, связанная с выбором граничных условий на середине линии тока по результатам расчета в рамках одномерной теории, достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными.

В приведенной выше работе* были даны результаты расчета поля скоростей в гидротрансформаторе и приведено сопоставление с результатами эксперимента. Отмечается, что удовлетворительная сходимость экспериментальных и расчетных данных имеет место



Фиг. 6. Параметры потока по средней линии тока. Эксперимент (сплошные линии), расчет (пунктир).

при $i \geq 0,4$. Эта область режимов работы гидротрансформатора отличается высокими значениями к. п. д. ($\gamma_i > 0,8$) и небольшими углами атаки. На режимах с низким к. п. д. сходимость оказалась существенно хуже, что в указанной работе объясняется отсутствием данных о распределении потерь и об углах отклонения потока на выходе из рабочих колес.

Обработка экспериментального материала подтверждает справедливость приведенных разъяснений. На фиг. 7 приведены представленные в безразмерном виде кривые потерь $h_{11} = f(h)$ и углов отклонения потока $\Delta\beta = f(h)$ для режимов $i=0$ и $i=0,6$, рассмотренных в вышеприведенной работе. Эти кривые получены на основе экспериментальных данных с использованием уравнений:

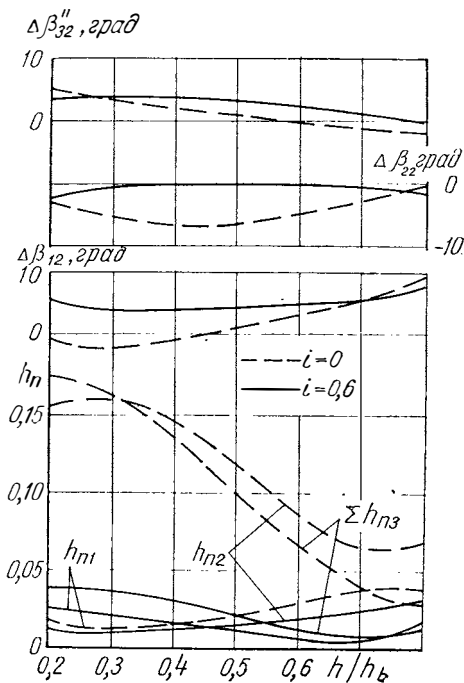
$$h_{nq} = (\bar{p}_n - i_q \bar{r} \bar{c}_u)_{q0} - (\bar{p}_n - i_q \bar{r} \bar{c}_u)_{q2};$$

$$\Delta\beta_{q2} = \text{arctg} \left(\text{ctg} \alpha - \frac{i_q \bar{r}}{c \sin \alpha} \right)_{q2} - \beta_{q2}.$$

* См. статью В. В. Погорелова, С. М. Трусова «Расчет осредненного осесимметричного потока в гидротрансформаторе» в данном сборнике.

Индексы в обозначении параметров в этих уравнениях соответствуют принятым в указанной выше работе.

Как видно из фиг. 7, потери напора в отдельных колесах гидротрансформатора на режиме $i=0$ велики и существенно изменяются вдоль высоты лопатки, т. е. значения градиентов потерь $\frac{\partial H_{л1}}{\partial h}$ значительно отличаются от принятого при расчете значения $\frac{\partial H_{л1}}{\partial h} = 0$. На режиме $i=0,6$ градиенты потерь во всех рабочих колесах незначительны, т. е. $\frac{\partial H_{л1}}{\partial h} \approx 0$. Углы отклонения потока за насосным и турбинным колесами на режиме $i=0$ непостоянны по высоте лопатки, а на режиме $i=0,6$ значения углов отклонения близки к принятым при расчете.



Фиг. 7. Некоторые характеристики потока при $i=0$ и $i=0,6$.

Результаты расчета параметров потока с использованием приведенных экспериментальных данных показали значительное сближение расчетных и экспериментальных кривых $\bar{c}_m = f(h)$ при $i=0$.

В заключение отметим, что выполненные экспериментальные исследования позволили оценить точность известных расчетных методов, установить область, в которой имеет место удовлетворительная сходимость расчетных и экспериментальных данных, а также более детально объяснить причины расхождения расчетных и экспериментальных данных на режимах с низким к. п. д.

Литература

1. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. Л., «Машиностроение», 1971.
2. Пешехонов Н. Ф. Приборы для измерения давлений, температуры и направления потока в компрессорах. М., Оборонгиз, 1962.
3. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. М.—Л., Машгиз, 1959.
4. Терентьев О. А. Исследование внутренних процессов в гидротрансформаторе. «Вестник машиностроения», 1963, № 8.

Прибор для имитации качения эластичного колеса по твердой поверхности и его применение к задаче о тангенциальной эластичности пневматической шины. Петрушов В. А., Стригин И. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 3—14.

Описан лабораторный прибор, предназначенный для изучения и оценки параметров и общих закономерностей качения эластичного колеса по твердой опорной поверхности. Показано, что на модели эластичного колеса, нагруженного постоянными нормальной и тяговой (тормозной) силами, располагая значением величины подведенного к колесу крутящего момента, радиуса качения и динамического радиуса колеса, можно достаточно просто определять силу и коэффициент сопротивления качению колеса, снос нормальной реакции с его оси, коэффициенты сцепления, тангенциальной эластичности колеса и производные от них параметры.

Приведена методика проведения экспериментов и дана оценка точности измерений. Показано, что при определении коэффициента тангенциальной эластичности колеса относительная погрешность измерения радиуса качения имеет в 30—40 раз большее влияние на ошибку измерения, чем относительная погрешность измерения крутящего момента, откуда следует, что относительные погрешности измерений числа оборотов колеса и пути, через которые определяется радиус качения, в данном случае должны быть в пределах нескольких сотых долей процента.

Таблиц 1. Фигур 5. Библиографий 4.

Универсальная динамометрическая установка для исследования параметров качения шин. Баринов А. М., Евграфов А. Н., Московкин В. В., Петрушов В. А., Стригин И. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 15—31.

Описаны конструкция и принцип действия специальной установки — динамометрической тележки ТД-1, предназначенной для исследования процесса качения натуральных образцов единичных колесных движителей во всех режимах движения, включая буксование и полное скольжение (юз), а также для определения характеристик бокового увода шин как в дорожных, так и в лабораторных условиях. Приведена методика проведения экспериментов по определению различных параметров качения колеса при работе тележки ТД-1 в лабораторных условиях — на стенде.

Даны характеристики электронных автоматических потенциометров (ЭПП), применяемых на стенде в качестве измерительно-регистрирующей аппаратуры. Стенд позволяет в условиях качения испытываемого колеса по плоской опорной поверхности с постоянными нормальной нагрузкой и давлением воздуха в шине на пути, равном мерному участку, одновременно и непрерывно регистрировать величины подведенного крутящего момента и тяговой силы на

оси исследуемого колеса в виде кривых, фиксируемых на диаграммных лентах, а также его динамического радиуса и боковой силы; имеется возможность получать осредненную величину радиуса качения.

Показано, что наличие перечисленных выше величин позволяет исследовать все основные характеристики процесса качения колеса с эластичной шиной, включая силу и коэффициент сопротивления качению в текущем режиме, к. п. д. колеса, коэффициенты тангенциальной эластичности и сцепления, и оценить влияние на них размеров и конструкции шины, нормальной нагрузки, давления воздуха в шине, состояния опорной поверхности и т. п.

Таблиц 1. Фигур 12.

УДК 629.113.012.55 : 625.7.03.001.4

Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме. Московкин В. В., Петрушов В. А., Стригин И. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 32—40.

Приведенные экспериментальные данные о влиянии нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент и силу сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме для четырех шин: 15.00—20 модели Я-190; 14.00—20 модели ОИ-25; 12.00—20 модели М-93; 1200×1200—500 модели Я-194А.

Опыты выполнены на сухой бетонной поверхности при стабильных внешних условиях и скорости поступательного движения 5 км/ч, с помощью специальной динамометрической тележки, обеспечивающей необходимую точность измерений. Обработка экспериментальных данных дала возможность предложить эмпирическую зависимость, связывающую коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме с нормальной нагрузкой и внутренним давлением воздуха, удовлетворительно совпадающую с данными непосредственных измерений. Установлен характер влияния некоторых конструктивных параметров шины — свободного радиуса колеса, ширины и высоты профиля, числа слоев корда — на сопротивление качению колеса в ведомом режиме, в результате чего предложены соответствующие формулы.

Достоверность формул подтверждается данными измерений на вышеуказанных шинах.

Таблиц 1. Фигур 7. Библиографий 2.

УДК 629.113.028-585 : 531.781.001.5

Особенности распределения крутящих моментов между мостами многоприводного автомобиля. Московкин В. В., Петрушов В. А., Шуклин С. А., Певунчиков В. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 41—61.

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований закономерностей распределения крутящих моментов

между мостами при установившемся прямолинейном движении многоприводного автомобиля по ровному твердому покрытию.

Найдена аналитическая зависимость для определения крутящих моментов при блокированной связи мостов, показаны возможности расчета показателей, входящих в эту зависимость.

Соотношение крутящих моментов на заблокированных мостах при установившемся режиме движения зависит от режима нагружения, радиусов качения колес мостов в ведомом режиме и тангенциальной эластичности шин.

Установлено теоретически и подтверждено экспериментально, что при дифференциальном приводе увеличение тяговой нагрузки приводит в связи с внутренними потерями в дифференциале к неравномерности распределения крутящих моментов, сопоставимой с имеющей место при заблокированном приводе и в пределе равной ей. При определенном сочетании факторов внешнего нагружения и параметров шин радиусы колес при дифференциальном приводе выравниваются, относительное перемещение деталей дифференциала прекращается и автомобиль с дифференциальным приводом работает со свойствами заблокированного привода. Аналитически и экспериментально исследованы условия выравнивания радиусов качения колес при дифференциальном приводе, получены формулы для определения крутящих моментов на мостах с учетом блокирующих свойств дифференциалов. Показано, что преимущества дифференциального привода в части более равномерного распределения крутящих моментов между мостами проявляются при уменьшении режима нагружения двигателя.

При экспериментальных исследованиях применялся динамометрический тягач с гидродинамической тормозной установкой и комплексом тензометрической аппаратуры. Приведено описание методики выполненных работ. Применявшиеся экспериментальные средства позволили провести детальные исследования нагруженности привода трехосного автомобиля в полном диапазоне его тяговых возможностей, в том числе при обычном для эксплуатации способе получения кинематического рассогласования путем перераспределения веса по мостам.

Фигур 7. Библиографий 8.

УДК 629.113.012.55 : 625.7.03.001.4

Устройство для замера динамического радиуса колеса. Коротышко Н. И., Петрушов В. А., Семенов В. М., Шуклин С. А., Певунчиков В. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 62—65.

Приведено описание конструкции устройства, предназначенного для измерения расстояния от оси колеса до поверхности дороги в процессе движения.

Особенностью данного устройства является наружное крепление к колесу. Шарнирная связь с осью колеса исключает влияние инерционных сил на точность показаний, в то время как прижатие вспомогательных колес устройства к дороге с помощью пружин практически устраняется их подпрыгивание и влияние трения в шарнирном креплении. В конструкции устройства использован реохрд кольцевого типа; запись величины динамического радиуса производится на ленту осциллографа.

С помощью указанного устройства успешно проведены дорожные исследования шин нескольких размеров в широком диапазоне нор-

мальных и тяговых нагрузок. Несовпадение экспериментальных точек с центром группирования величины динамического радиуса составило не более 0,3—0,5%.

Фигур 2. Библиографий 2.

УДК 629.113.028-585-231.1.001.4

Прибор для измерения знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов валов привода. Гетманец С. И., Московкин В. В., Петрушов В. А., Стригин И. А., Шуклин С. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 66—72.

Приведено описание конструкции достаточно простого и надежного при длительном использовании в дорожных условиях прибора для измерения относительного суммарного числа оборотов валов привода многоосных автомобилей.

Особенность прибора заключается в том, что он фиксирует раздельно как положительные, так и отрицательные значения разностей суммарных чисел оборотов валов привода, кинематика которых исследуется. Прибор имеет вращающийся в подшипниках цилиндрический корпус, заключенные в него два стандартных счетных узла от автомобильных спидометров, посаженные на общий валик, четыре муфты свободного хода. Два вала, разности чисел оборотов которых измеряются, соединяются с прибором с помощью стандартных гибких валов. Один из гибких валов приводит во вращение корпус прибора, второй — общий валик. При синхронном вращении гибких валов корпус и валик вращаются с одинаковой скоростью и показания счетных барабанчиков сохраняются неизменными.

При рассогласовании угловых скоростей один из счетных узлов фиксирует относительные угловые перемещения корпуса и общего валика соответствующего знака, в то время как другой счетный узел выключен с помощью муфты свободного хода.

Два прибора приведенной конструкции позволяют выполнять кинематические измерения в приводе мостов трехосных полноприводных автомобилей, три — в приводе четырехосных.

Прибор регистрирует разности путей ΔS , проходимых геометрическими центрами мостов, превышающие $\Delta S \geq 0,05 \frac{2\pi r_m}{i_0}$, где r_m — обобщенный радиус качения колес моста; i_0 — передаточное число главной передачи.

Фигур 4. Библиографий 1.

УДК 629.113.012.51:625.7.03.001.4/5

Затраты мощности на образование колен при качении жесткого колеса по деформируемому грунту. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971, стр. 73—78.

Получена аналитическая зависимость для определения мощности, затрачиваемой на качение жесткого колеса по деформируемому грунту, подтвержденная экспериментальными данными. Установлено, что указанная мощность в значительной степени зависит

от режима работы колеса, определяемого величиной скольжения, возникающего вследствие приложения к оси колеса толкающей или тормозной силы.

Фигур 2. Библиографий 3.

УДК 629.113-585.22.001.24

Расчет осредненного осесимметричного потока в гидротрансформаторе. Погорелов В. В., Трусов С. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131, М., 1971, стр. 79—103.

Рассматривается задача расчета поля меридиональных скоростей в гидротрансформаторе, при этом течение предполагается осесимметричным. Решение задачи производится в естественной системе координат, причем расчет производится в два этапа в нескольких приближениях. Первый этап включает расчет поля скоростей в межколесных зазорах гидротрансформатора, второй — в полости рабочего колеса с использованием результатов расчета по первому этапу. Полученные значения скоростей используются для уточнения координатной сети для второго приближения.

Рассмотрены вопросы «склейки» решения при расчетах по первому и второму этапам. Основные расчетные зависимости представлены в обобщенной форме, пригодной для расчета гидротрансформатора с любым количеством колес. При решении системы дифференциальных уравнений используются численные методы, приводится решение применительно к использованию ЭВМ. Приведены результаты расчета комплексного гидротрансформатора типа ЛГ и дано сопоставление расчетных данных со значениями меридиональных скоростей, полученными экспериментально.

Таблиц 1. Фигур 9. Библиографий 9.

УДК 629.113-585.22.001.4

Экспериментальное исследование параметров потока в комплексном гидротрансформаторе. Погорелов В. В., Трусов С. М., Выборнов Э. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131, М., 1971, стр. 104—116.

Рассматриваются вопросы экспериментального исследования структуры потока в гидротрансформаторе. Описанная экспериментальная установка предназначена для замера параметров потока в межколесных зазорах комплексного гидротрансформатора, при этом используются ориентируемые гидродинамические зонды.

В методической части рассмотрены некоторые вопросы проведения эксперимента. Методикой обработки результатов измерений предусмотрено, что значения параметров потока окончательно представляются в безразмерном виде.

Полученные экспериментально значения параметров потока используются для оценки результатов расчета осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе. Область удовлетворительной сходимости охватывает режимы с высокими значениями к. п. д., объясняются причины расхождения расчетных и экспериментальных данных на других режимах работы гидротрансформатора.

Фигур 7. Библиографий 3.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
В. А. Петрушов, И. А. Стригин. Приборы для имитации качения эластичного колеса по твердой поверхности и его применение к задаче о тангенциальной эластичности пневматической шины	3
А. М. Баринов, А. Н. Евграфов, В. В. Московкин, В. А. Петрушов, И. А. Стригин. Универсальная динамометрическая установка для исследования параметров качения шин	15
В. В. Московкин, В. А. Петрушов, И. А. Стригин. Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме	32
В. В. Московкин, В. А. Петрушов, С. А. Шуклин, В. И. Певунчиков. Особенности распределения крутящих моментов между мостами многоприводного автомобиля	41
Н. И. Коротоношко, В. А. Петрушов, В. М. Семенов, С. А. Шуклин, В. И. Певунчиков. Устройство для замера динамического радиуса колеса	62
С. И. Гетманец, В. В. Московкин, В. А. Петрушов, И. А. Стригин, С. А. Шуклин. Прибор для измерения знакопеременных разностей суммарных чисел оборотов валов привода	66
Ю. В. Пирковский, М. П. Чистов. Затраты мощности на образование колеи при качении жесткого колеса по деформируемому грунту	73
В. В. Погорелов, С. М. Трусов. Расчет осредненного осесимметричного погока в гидротрансформаторе	79
В. В. Погорелов, С. М. Трусов, Э. П. Выборнов. Экспериментальное исследование параметров потока в ком-плексном гидротрансформаторе	104
Рефераты статей	117

Труды НАМИ, вып. 131

Ответственный редактор И. С. ЛУНЕВ

Научные редакторы: Н. Д. Мазалов, А. С. Шелухин, А. Н. Шерстюк

Редакторы: Т. И. Дегожская, Л. А. Григорьева

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, Р. М. Журавлева

Л 118676. Подп. к печ. 27/VII-71 г. Форм. бум. 60×90^{1/8}. Печ. л. 8+2 вкл.

Уч.-изд. л. 7,47. Зак. 309-70 г. Тир. 700. Цена 52 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
82	24 сверху	в работе [8]	в работе [6]
112	13 снизу	недостаточна [3, 4].	недостаточна [2, 3].

Труды НАМИ, вып. 131

Цена 52 коп.