

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 124

— 1970 —

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

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 124

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1970

В трудах НАМИ, выпуски 123 и 124, напечатаны доклады, отобранные для публикации жюри VI научно-технической конференции молодых специалистов НАМИ (1968 г.). В вып. 123 помещены материалы секции поршневых двигателей, а в вып. 124 — секций лопаточных машин и автомобильной.

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ НЕРАВНОМЕРНО НАГРЕТЫХ ДИСКОВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Повышение экономичности и приемистости турбомашин требует увеличения температуры рабочего тела перед турбиной и форсирования режимов запуска — останова. Диски являются наиболее нагруженными элементами турбин, и по этому вопросу их прочности следует уделять особое внимание. Таким образом, возникает необходимость в проведении детального расчета, который бы позволил проследить всю картину нагружения диска за время эксплуатации турбины.

Существенной особенностью работы дисков при нестационарных режимах является сложный характер нагружения и малые деформации (примерно 1%). В этих условиях заметную роль играет деформационная анизотропия материала, проявляющаяся как при ползучести, так и при мгновенном пластическом течении.

В расчете предполагается использовать теорию ползучести с анизотропным упрочнением [5], которая наиболее полно описывает поведение материала при переменных нагрузках, а при учете мгновенного пластического деформирования — теорию пластического течения с законом упрочнения Арутюняна — Вакуленко [1], обобщенную в соответствии с идеей Прагера [7] для переменных температур.

Согласно принятым в расчете теориям пластичности и ползучести девиатор действительно приведенного напряжения $\left(\bar{\sigma}'_{ij} - \frac{\sigma'_{ij}}{\sigma_{nc}} \right)$ разбивается на две составляющие: приведенного активного напряжения $\left(\bar{s}'_{ij} = \frac{s'_{ij}}{\sigma_{nc}} \right)$ и приведенного добавочного напряжения $\left(\bar{\rho}'_{ij} = \frac{\rho'_{ij}}{\sigma_{nc}} \right)$:

$$\bar{\sigma}'_{ij} = \bar{s}'_{ij} + \bar{\rho}'_{ij}, \quad (1)$$

где

$$\sigma_{\text{нц}} = \frac{\sigma_{\text{нц0}}}{1 + a_1 \vartheta}.$$

Здесь $\sigma_{\text{нц0}}$ — предел пропорциональности при 20°C;

a_1 — коэффициент, не зависящий от температуры.

Кроме того, будем полагать, что тензор приращения полной деформации ($d\varepsilon_{ij}$) является суммой четырех тензоров: приращения упругой деформации ($d\varepsilon_{ije}$), приращения пластической деформации ($d\varepsilon_{ijp}$), приращения деформации ползучести ($d\varepsilon_{ijc}$) и приращения температурной деформации ($d\varepsilon_{ijt}$), т. е.:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ije} + d\varepsilon_{ijp} + d\varepsilon_{ijc} + d\varepsilon_{ijt}. \quad (2)$$

Положим $\mu = \frac{1}{2}$. Отсюда следует несжимаемость материала диска при деформировании.

Для расчета диска при нестационарных режимах воспользуемся методом приращений [2; 3; 6; 8], который позволяет линеаризовать расчетные физические уравнения, связывающие приращения напряжений и деформаций, и свести решение задачи к интегрированию по времени системы дифференциальных уравнений методом Эйлера.

Разобьем время нагружения диска на некоторое число интервалов Δt и запишем соотношения, связывающие приведенные приращения деформаций с приращениями приведенных напряжений за некоторый k -й интервал нагружения диска [9]:

$$\left. \begin{aligned} \Delta \bar{\varepsilon}_r &= n \Delta \bar{\sigma}_r - l \Delta \bar{\sigma}_t + \Delta \bar{\varepsilon}_{r0}; \\ \Delta \bar{\varepsilon}_t &= m \Delta \bar{\sigma}_t - l \Delta \bar{\sigma}_r + \Delta \bar{\varepsilon}_{t0}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

В этих уравнениях

$$\left. \begin{aligned} n &= 1 + \frac{q}{cA(\bar{\sigma}_i)} \left(\bar{s}_r - \frac{1}{2} \bar{s}_t \right)^2; \\ m &= 1 + \frac{q}{cA(\bar{\sigma}_i)} \left(\bar{s}_t - \frac{1}{2} \bar{s}_r \right)^2; \\ l &= \frac{1}{2} - \frac{q}{cA(\bar{\sigma}_i)} \left(\bar{s}_r - \frac{1}{2} \bar{s}_t \right) \left(\bar{s}_t - \frac{1}{2} \bar{s}_r \right); \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta \bar{\varepsilon}_{r0} &= \frac{\Delta \varepsilon_{r0}}{\varepsilon_{\text{нц}}}; \\ \Delta \bar{\varepsilon}_{t0} &= \frac{\Delta \varepsilon_{t0}}{\varepsilon_{\text{нц}}}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где

$$A(\bar{\sigma}_i) = \frac{1}{1 + a\bar{\sigma}_i^b};$$

$$\epsilon_{\text{ну}} = \frac{\epsilon_{\text{ну0}}}{1 + a_2\vartheta};$$

$$\epsilon_{\text{ну0}} = \frac{\sigma_{\text{ну0}}}{E_0}.$$

Здесь E_0 — модуль упругости при 20°C ;
 a_2, a, b, c — коэффициенты, не зависящие от температуры;

$$\left. \begin{aligned} \Delta\epsilon_{r0} &= \Delta(\alpha\vartheta) + \left(\bar{\sigma}_r - \frac{1}{2}\bar{\sigma}_i\right)\Delta\epsilon_{\text{ну}} + \\ &+ B\epsilon_{\text{ну}}\exp\left(-\frac{\Delta H_{\text{п}}}{RT}\right)\bar{s}_i^{n-1}\left(\bar{s}_r - \frac{1}{2}\bar{s}_t\right) \times \\ &\times \left\{1 - q \left[1 - \frac{\left|\frac{\bar{\sigma}_i}{\bar{s}_i} - 1\right|^{n-1}}{A(\bar{\sigma}_i)}\left(\frac{\bar{\sigma}_i}{\bar{s}_i} - 1\right)\right]\right\}; \\ \Delta\epsilon_{r0} &= \Delta(\alpha\vartheta) + \left(\bar{\sigma}_t - \frac{1}{2}\bar{\sigma}_r\right)\Delta\epsilon_{\text{ну}} + B\epsilon_{\text{ну}}\exp\left(-\frac{\Delta H_{\text{п}}}{RT}\right) \times \\ &\times \bar{s}_i^{n-1}\left(\bar{s}_t - \frac{1}{2}\bar{s}_r\right) \left\{1 - q \left[1 - \frac{\left|\frac{\bar{\sigma}_i}{\bar{s}_i} - 1\right|^{n-1}}{A(\bar{\sigma}_i)}\left(\frac{\bar{\sigma}_i}{\bar{s}_i} - 1\right)\right]\right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В формулах (3) — (6) индексами r и t помечены радиальные и окружные составляющие соответствующих компонентов. Если происходит нагружение, то в формулах (4) и (6) следует положить $q = 1$, если разгрузка или нейтральное нагружение, то $q = 0$.

Условие нагружения [9] будет:

$$\begin{aligned} &\Delta\bar{\sigma}_r\left(\bar{s}_r - \frac{1}{2}\bar{s}_t\right) + \Delta\bar{\sigma}_t\left(\bar{s}_t - \frac{1}{2}\bar{s}_r\right) - \\ &- cA(\sigma_i)B\exp\left(-\frac{\Delta H_{\text{п}}}{RT}\right)\Delta t \left[1 - \frac{1}{A(\bar{\sigma}_i)}\left|\bar{\sigma}_i - 1\right|^{n-1}(\bar{\sigma}_i - 1)\right] > 0 \end{aligned} \quad (7)$$

при

$$\bar{s}_i^2 = \bar{s}_r^2 + \bar{s}_t^2 - \bar{s}_r\bar{s}_t = 1.$$

При выполнении условия (7) приращения приведенных добавочных напряжений определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\bar{\rho}_r &= \left[\Delta\bar{\sigma}_r\left(\bar{s}_r - \frac{1}{2}\bar{s}_t\right) + \Delta\bar{\sigma}_t\left(\bar{s}_t - \frac{1}{2}\bar{s}_r\right)\right]\bar{s}_r; \\ \Delta\bar{\rho}_t &= \left[\Delta\bar{\sigma}_r\left(\bar{s}_r - \frac{1}{2}\bar{s}_t\right) + \Delta\bar{\sigma}_t\left(\bar{s}_t - \frac{1}{2}\bar{s}_r\right)\right]\bar{s}_t. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Если же мгновенное пластическое деформирование отсутствует, то

$$\Delta \bar{\rho}_r = \frac{4}{3} cA(\bar{\sigma}_i) \left[1 - \frac{\left| \frac{\bar{\sigma}_i}{s_i} - 1 \right|^{n-1}}{A(\bar{\sigma}_i)} \left(\frac{\bar{\sigma}_i}{s_i} - 1 \right) \right] \times \\ \times \left(\Delta \bar{\epsilon}_{rc} + \frac{1}{2} \Delta \bar{\epsilon}_{tc} \right);$$

$$\Delta \bar{\rho}_t = \frac{4}{3} cA(\bar{\sigma}_i) \left[1 - \frac{\left| \frac{\bar{\sigma}_i}{s_i} - 1 \right|^{n-1}}{A(\bar{\sigma}_i)} \left(\frac{\bar{\sigma}_i}{s_i} - 1 \right) \right] \times \\ \times \left(\Delta \bar{\epsilon}_{tc} + \frac{1}{2} \Delta \bar{\epsilon}_{rc} \right),$$

где

$$\Delta \bar{\epsilon}_{rc} = B \exp \left(- \frac{\Delta H_{II}}{RT} \right) \bar{s}_i^{n-1} \left(\bar{s}_r - \frac{1}{2} \bar{s}_t \right) \Delta t;$$

$$\Delta \bar{\epsilon}_{tc} = B \exp \left(- \frac{\Delta H_{II}}{RT} \right) \bar{s}_i^{n-1} \left(s_t - \frac{1}{2} \bar{s}_r \right) \Delta t.$$

К приведенным выше физическим уравнениям необходимо добавить условия равновесия элемента диска и неразрывности деформаций, записанные в приращениях:

$$\frac{d}{dr} (r \Delta \bar{N}_t) - r \bar{N}_r \Delta f(\vartheta) - r \Delta \bar{N}_r f(\vartheta) - \Delta \bar{N}_t + \rho r^2 h \Delta \bar{\omega}^2 = 0; \quad (9)$$

$$\frac{d}{dr} (r \Delta \epsilon_r) = \Delta \epsilon_r, \quad (10)$$

где

$$\Delta \bar{N}_r = \Delta \bar{\sigma}_r h;$$

$$\bar{N}_r = \bar{\sigma}_r h;$$

$$f(\vartheta) = \frac{a_1}{1 + a_1 \vartheta} \cdot \frac{d\vartheta}{dr};$$

$$\bar{\omega}^2 = \frac{\omega^2}{\sigma_{\text{пл}}}.$$

Величины \bar{s}_r , \bar{s}_t , $f(\vartheta)$, \bar{N}_r , \bar{N}_t определяются по началу интервала нагружения. Интегрируя уравнение (10) с учетом формул (3) и (5) и исключая $\Delta \bar{N}_t$ с помощью уравнения (9), получим:

$$a_n \frac{d \Delta \bar{N}_r}{dr_n} = b_n \frac{d \Delta \bar{N}_r}{dr_{n-1}} + c_n \Delta \bar{N}_{r(n-1)} + d_n. \quad (11)$$

Здесь индексами n и $n-1$ обозначены соответствующие расчётные сечения диска.

Коэффициенты в уравнении (11) равны:

$$\left. \begin{aligned} a_n &= W_n - P_n \frac{\Delta r^2}{4} - Q_n \frac{\Delta r}{2}; \\ b_n &= V_{n-1} + P_{n-1} \frac{\Delta r^2}{4} + Q_{n-1} \frac{\Delta r}{2}; \\ c_n &= (P_n + P_{n-1}) \frac{\Delta r}{2} + Q_n - Q_{n-1}; \\ d_n &= \Delta \varepsilon_{t0(n-1)} - \Delta \varepsilon_{t0n} - \frac{\Delta \varepsilon_{t0n} - \Delta \varepsilon_{r0n}}{2r_n} \Delta r - \frac{\Delta \varepsilon_{t0(n-1)} - \Delta \varepsilon_{r0(n-1)}}{2r_{n-1}} \Delta r + \\ &+ \bar{N}_{rn} \Delta f(\vartheta_n) W_n + \bar{N}_{r(n-1)} \Delta f(\vartheta_{n-1}) V_{n-1} - \rho \Delta \bar{\omega}_n^2 r_n h_n W_n - \\ &- \rho \Delta \bar{\omega}_{n-1}^2 r_{n-1} h_{n-1} V_{n-1}, \end{aligned} \right\} (12)$$

где

$$P = \left[f(\vartheta)(m+l) - \frac{m-n}{r} \right] \frac{\varepsilon_{III}}{h};$$

$$Q = [mr f(\vartheta) - m+l] \frac{\varepsilon_{III}}{h};$$

$$W = \left[(m+l) \frac{\Delta r}{2} + mr \right] \frac{\varepsilon_{III}}{h};$$

$$V = \left[(m+l) \frac{\Delta r}{2} - mr \right] \frac{\varepsilon_{III}}{h}.$$

Кроме того,

$$\Delta \bar{N}_{rn} = \Delta \bar{N}_{r(n-1)} + \frac{1}{2} \left(\frac{d\Delta \bar{N}_r}{dr_n} + \frac{d\Delta \bar{N}_r}{dr_{n-1}} \right). \quad (13)$$

Уравнения позволяют определить $\Delta \bar{N}_r$ по известным $\Delta \bar{N}_{r1}$ и $\frac{d\Delta \bar{N}_r}{dr_1}$. Поскольку для дисков обе эти величины сразу не известны, то будем решать задачу методом двух расчетов [4].

Для дисков без отверстия в первом расчете задаемся величиной $\Delta \bar{N}_{r1}^I$, а $\frac{d\Delta \bar{N}_r^I}{dr_1}$ находится из уравнения равновесия:

$$\frac{d\Delta \bar{N}_r^I}{dr_1} = -\rho \Delta \bar{\omega}_1^2 r_1 h_1.$$

Затем по формулам (11) и (13) определяются $\Delta \bar{N}_r$ для каждого расчетного радиуса диска. Естественно ожидать, что на пери-

ферии диска не будет соблюдено граничное условие. Тогда делаем второй расчет, задавшись величиной $\Delta \bar{N}_{r1}^{II}$ и положив $\frac{d\Delta \bar{N}_r^{II}}{dr_1} = 0$.

В этом случае граничное условие на периферии диска будет:

$$\Delta \bar{N}_{rm} = \bar{N}_{rm0} \frac{\Delta \omega^2}{\omega_n^2},$$

где \bar{N}_{rm0} — приведенная интенсивность радиального усилия на номинальном режиме, соответствующая максимальному расчетному радиусу диска.

Величина $\Delta \bar{N}_{rn}$ определяется по результатам двух расчетов:

$$\Delta \bar{N}_{rn} = \Delta \bar{N}_{rn}^I + x \Delta \bar{N}_{rn}^{II}, \quad (14)$$

где
$$x = \frac{\Delta \bar{N}_{rm} - \Delta \bar{N}_{rm}^I}{\Delta \bar{N}_{rm}^{II}}.$$

Если же диск с отверстием, то можно положить, что $\Delta \bar{N}_{r1}^I = \Delta \bar{N}_{r1}^{II} = 0$ и, задавшись величинами $\frac{d\Delta \bar{N}_r^I}{dr_1}$ и $\frac{d\Delta \bar{N}_r^{II}}{dr_1}$, сделать два расчета по формулам (11) — (13). При втором расчете в уравнении (11) $d_n = 0$. Определение $\Delta \bar{N}_t$ не вызывает затруднений, если воспользоваться уравнением равновесия:

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{t1} = & \Delta \bar{N}_{r1} + r_1 \left(\frac{d\Delta \bar{N}_r^I}{dr_1} + x \frac{d\Delta \bar{N}_r^{II}}{dr_1} \right) + \\ & + \rho r_1^2 h_1 \Delta \omega_1^2 - \bar{N}_{r1} r_1 \Delta f(\vartheta_1) - \Delta \bar{N}_{r1} r_1 f(\vartheta_1); \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{tn} = & 2 \frac{r_n}{\Delta r} \Delta \bar{N}_{rn} - 2 \frac{r_{n-1}}{\Delta r} \Delta \bar{N}_{r(n-1)} - \Delta \bar{N}_{t(n-1)} - \bar{N}_{rn} r_n \Delta f(\vartheta_n) - \\ & - \bar{N}_{r(n-1)} r_{n-1} \Delta f(\vartheta_{n-1}) - \Delta \bar{N}_{rn} r_n f(\vartheta_n) - \Delta \bar{N}_{r(n-1)} r_{n-1} f(\vartheta_{n-1}) + \\ & + \rho \Delta \omega_n^2 r_n^2 h_n + \rho \Delta \omega_{n-1}^2 r_{n-1}^2 h_{n-1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Изложенная выше методика запрограммирована на ЭВМ «Минск-22». В качестве примера приведен расчет диска газовой турбины, выполненного из сплава ЭИ-437Б ($\Delta t = 0,1$ мин).

Ниже приводятся принятые в расчете характеристики механических свойств этого сплава:

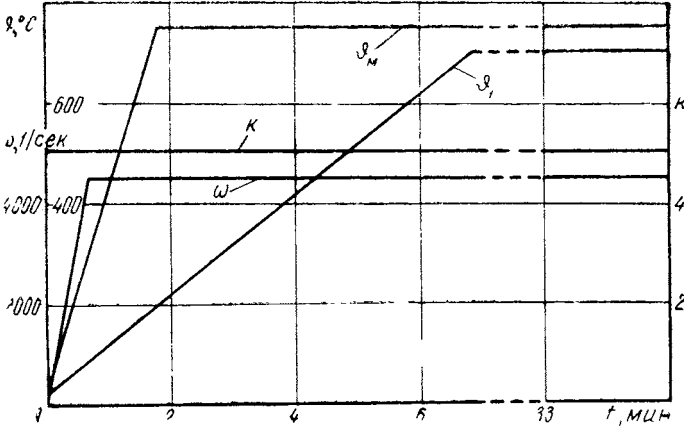
$$\begin{aligned} \sigma_{нн0} = & 5200 \text{ кг/см}^2; \quad a_1 = 0,000157 \text{ 1/град}; \quad \varepsilon_{нн0} = 0,0026; \quad a_2 = \\ = & -0,0001 \text{ 1/град}; \quad a = 0,4; \quad b = 17; \quad c = 5; \quad n = 5; \quad \Delta H_{нн} = \\ = & 50\,000 \text{ кал/моль}; \quad R = 1,986 \text{ кал/моль} \cdot \text{град}; \quad B = 7,1 \cdot 10^{10} / \text{ч}; \quad \alpha = \\ = & 0,000012 (1 + 0,0037\vartheta) \text{ 1/град}; \quad \rho = 0,84 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2 / \text{см}^4. \end{aligned}$$

Распределение температуры по радиусу диска определяется формулой:

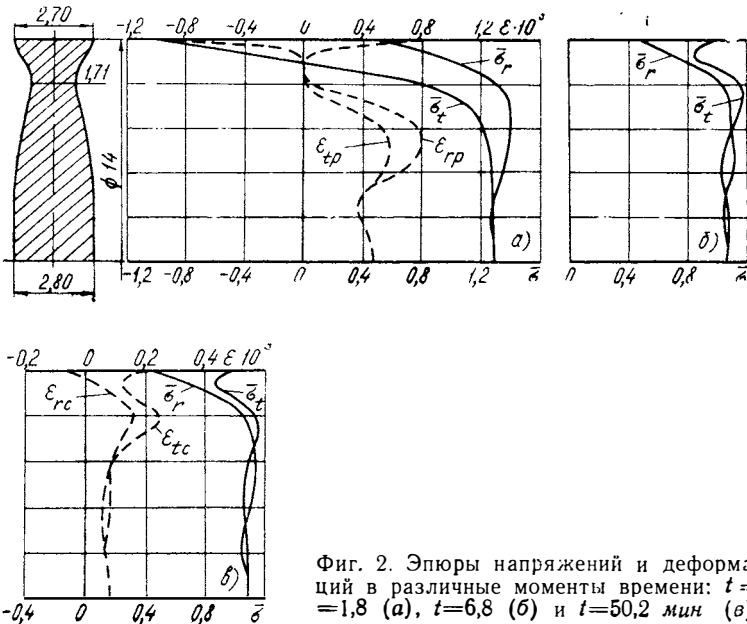
$$\vartheta = \vartheta_1 + (\vartheta_m - \vartheta_1) \left(\frac{r}{r_m} \right)^k, \quad (17)$$

где ϑ_1 ; ϑ_m — температура центра и периферии диска.

Программа нагружения и результаты расчета диска показаны на фиг. 1 и 2, при этом отмечается, что, как следует из фиг. 2, действительное нагружение диска является сложным.



Фиг. 1. Программа нагружения диска при пуске.



Фиг. 2. Эпюры напряжений и деформаций в различные моменты времени: $t = 1,8$ (а), $t = 6,8$ (б) и $t = 50,2$ мин (в).

Предлагаемая методика позволяет достаточно надежно определить напряженное и деформированное состояния диска в каждый момент времени, что является необходимым условием оценки повреждаемости диска при нестационарных режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. А р у т ю н я н Р. А., В а к у л е н к о А. А. О многократном нагружении упруго-пластической среды. «Известия АН СССР. Механика», № 4. М., «Наука». 1965.
 2. Б и р г е р Н. А. Теория пластического течения и расчет дисков. В сб.: «Расчеты на прочность», вып. 12. М., Машгиз, 1966.
 3. К у р а т о в П. С., Л е в ч е н к о А. Н. Применение метода приращений к расчету пластических дисков при циклическом нагружении. В сб.: «Тепловые напряжения в элементах конструкции». Киев, Изд-во «Наукова думка», вып. 6, 1966.
 4. М а л и н и н Н. Н. Прочность турбомашин. М., Машгиз, 1962.
 5. М а л и н и н Н. Н., Х а ж и н с к и й Г. М. К построению теории ползучести с анизотропным упрочнением. «Известия АН СССР. Механика твердого тела», № 3. М., «Наука», 1969.
 6. П а л л е й И. З. Эффект сложного нагружения в неравномерно нагретом вращающемся диске. «Изв. АН Латв. ССР», № 2. Рига, 1963.
 7. П р а г е р В. Неизотермическое пластическое деформирование. Сб переводов «Механика», № 5. М., Изд. иностр. лит., 1959.
 8. Х а ж и н с к и й Г. М. Упруго-пластический расчет диска при нестационарных режимах. «Известия вузов. Машиностроение», № 2. М., Изд. МВТУ им. Баумана, 1968.
 9. Х а ж и н с к и й Г. М. Основные уравнения при неизотермическом деформировании. «Известия вузов. Машиностроение», № 8. М., Изд. МВТУ им. Баумана, 1969.
-

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Эффективность турбинной ступени существенно зависит от аэродинамического совершенства проточной части рабочего колеса. В связи с тем, что течение газа в рабочей решетке радиально-осевой турбины весьма сложно и имеет резко пространственный характер, теоретическое и экспериментальное изучение этого потока связано с большими техническими трудностями. Этим главным образом объясняется то, что до сих пор опубликовано весьма мало экспериментальных работ в этой области.

Экспериментальные исследования радиально-осевых турбин, проводимые в настоящее время в НАМИ, являются попыткой в некоторой степени восполнить имеющийся пробел.

Т а б л и ц а 1

Параметры, обозначение и размерность	Измерительный прибор	Диапазон измерения
Крутящий момент $M_T, \text{ кг} \cdot \text{м}$	Весовая головка ГАП	0—3,2
Число оборотов турбины n_T в минуту	Частотомер RFT-3506	10 кгц
Расход воздуха $G_B, \text{ кг/сек}$	Мерный участок турбопровода	0—2
Давление, кг/см^2 : перед турбиной p_0	Пьезометры и ГРМ-12	0—3
перед колесом p_1	То же	0—3
за турбиной p_2	Пьезометры водяные	0—0,3
Температура, $^{\circ}\text{C}$: перед турбиной T_0^*	Потенциометр ЭПП-09	0—300
за турбиной t_0^*	Электрический мост ЭМП-209	от -50 до +100

На фиг. 1 показана принципиальная схема экспериментальной установки, а системы измерений приводятся в табл. 1.

Сжатый воздух от центральной компрессорной станции по воздухопроводу 16 поступает на расходомерный участок 10.

Перед мерным участком имеется перепуск воздуха 15, позволяющий регулировать давление перед турбиной. За расходомерным участком установлен электрический подогреватель воздуха мощностью около 100 квт.

С целью устранения влияния температурных деформаций воздухопровода на работу стенда перед последним установлен компенсатор 20. Равномерный подвод воздуха к сопловому аппарату обеспечивается улиткой 26. Затем воздух проходит через сопловой аппарат, колесо турбины 24, цилиндрический диффузор 23 и выбрасывается в атмосферу.

В качестве нагрузочного устройства использовался высокооборотный гидротормоз фирмы Юнкерс, поглощающий мощность в 300 л. с. при $n = 50$ тыс. об/мин.

Подвод воды к гидротормозу осуществляется из бака постоянного давления 6, имеющего клапан постоянного уровня 7. Отработанная вода сливается в канализацию.

Масляная система включает в себя: трехсекционный масляный насос с приводом от электродвигателя 1, масляный фильтр 2, холодильник 28 и контрольно-измерительные приборы температуры и давления масла.

Работа по снятию интегральных характеристик ступени на стенде производится следующим образом: перепуском 15 и электрозадвижкой 19 устанавливается необходимый перепад давлений на турбинной ступени. Крутящий момент ротора турбины 27 передается на гидротормоз, вследствие чего на взвешенном в подшипниках корпусе гидротормоза возникает реактивный момент, измеряемый весовой головкой 9.

Замер момента, поглощаемого подшипниками ротора стенда, на экспериментальной установке не был предусмотрен. Методические опыты показали, что его величина составляет 1,5—2,0% от величины крутящего момента, развиваемого турбиной. Обороты ротора измеряются бесконтактным датчиком, присоединенным к цифровому частотомеру 5 типа RFT-3506. Нагрузка турбины регулируется количеством воды, подаваемой в гидротормоз краном 8.

Широкий диапазон работы гидротормоза обеспечивается сменными дроссельными шайбами питательного бачка 4 и регулируемым сливом 3.

Расход воздуха через турбину и перепад на сопле измерялись мерным соплом 13. Давление воздуха регистрировалось образцовым манометром 11 и U-образным дифференциальным манометром 12. Температура воздуха перед соплом измерялась термометром сопротивления 14, подключенным к электронному мосту ЭМП-209.

Давление p_0^* на турбинной ступени измерялось зондом полного напора 21, температура t_0^* — хромель-копелевой термопарой. Давление p_1 в зазоре между сопловым аппаратом и колесом и распре-

деление давления по внешнему ободу колеса и вдоль диффузора измерялись водяными 17 и ртутными 18 пьезометрами, параллельно подключенными к групповому регистрирующему манометру ГРМ-2. Универсальным четырехточечным зондом, закрепленным в дистанционном координатнике 22, измерялось распределение полного p_2^* , статического p_2 давлений и угла потока α_2 на выходе из рабочего колеса.

По осредненным показаниям насадков полного давления на входе в турбину p_0^* и по средним по сечению статическим давлениям p_2 на выходе из турбины подсчитывалась степень понижения давления в ступени $\pi_1 = \frac{p_0^*}{p_2}$, которая вместе с расходом воздуха G_B и температурой перед турбиной T_0^* определяли теоретическую мощность турбины.

Отношение измеренной при помощи весовой головки 9 (см. фиг. 1) эффективной мощности к теоретической представляет собой эффективный к. п. д. ступени η_e .

Результаты экспериментального исследования обрабатывались в виде зависимостей

$$\eta_e = f(\pi_1, \bar{u}), \quad M_{кр} = f(\pi_1, \bar{u}), \quad G_{пр} = f(\pi_1, \bar{u}) \quad \text{и} \quad \rho = f(\pi_1, \bar{u}),$$

где $M_{пр} = \frac{M_{кр}}{p_0^*}$ — приведенный крутящий момент;

$$G_{пр} = \frac{G_B \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} \quad \text{— приведенный расход воздуха;}$$

ρ — степень реактивности ступени;

$$\bar{u} = \frac{u}{c_{ад}}.$$

При обработке результатов испытаний производилась оценка возможной погрешности обычными методами.

Таблица 2

Параметры	Перепад π_1			
	1,5	2,0	2,4	2,8
$M_{кр}$	1,30	0,64	0,48	0,40
n	0,25	0,19	0,17	0,16
T_0^*	0,43	0,43	0,43	0,43
G_B	0,53	0,36	0,34	0,34
B_0	0,10	0,10	0,10	0,10
η_e	1,55	0,90	0,76	0,71

Из табл. 2 видно, что с увеличением π_1 относительная погрешность уменьшается. Для повышения точности измерения нужно стремиться уменьшить максимальную ошибку, т. е. в первую очередь повысить точность измерений $M_{кр}$.

Испытаниям подвергались ступени ТР-3, ТР-33 и ТР-34, основные конструктивные параметры которых следующие:

Число лопаток соплового аппарата z , шт.	22
Эффективный угол выхода потока из соплового аппарата α_1 , град	13
Относительный шаг решетки соплового аппарата \bar{l}	0,65
Наружный диаметр колеса D_1 , мм	174
Наружный диаметр на выходе из колеса $D_{2н}$, мм	123
Диаметр втулки $D_{2вт}$, мм	65
Средний диаметр на выходе D_2 , мм	98,3
Зазор между колесом и сопловым аппаратом Δ_1 , мм	10
Высота лопатки на входе в колесо l_1 , мм	13,5
Высота лопатки на выходе из колеса l_2 , мм	29
Число лопаток колеса турбины z_k , шт.	17
Угол выхода потока из колеса в относительном движении на D_2 $\beta_{2к}$	29°42'
Коэффициент радиальности ρ	0,565
Относительный диаметр втулки $\bar{D}_{вт}$	0,369
Вершина колеса на выходе \bar{A}	3,39
Относительная ширина колеса в осевом направлении \bar{B}	0,259
Зазор между рабочим колесом и крышкой турбины Δ_2 , мм	0,8

Все ступени имеют одинаковую размерность, форму наружного меридионального обвода и испытывались с одним и тем же сопловым аппаратом. В сопловой решетке был применен профиль МЭИ типа ТС-5Р. Колеса данной группы отличались друг от друга формой внутреннего меридионального обвода: каналы их диффузорны в своей средней части.

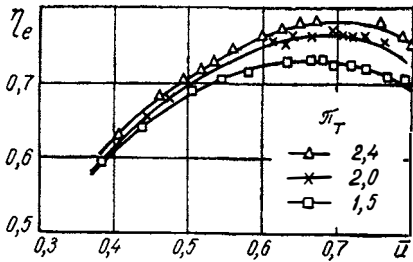
Результаты расчета изменения меридиональной составляющей скорости вдоль центроиды для указанных колес показывают, что вначале до $\bar{l} = 0,2$ течение носит конфузорный характер, затем скорости начинают падать и достигают своего минимума при $\bar{l} = 0,60 \div 0,65$. Для колеса ТР-33 это падение по сравнению с входом составляет 10%, а для колеса ТР-34 -- 15%, далее к выходу скорости возрастают и достигают своего максимального значения в выходном сечении.

Рабочие лопатки всех колес в цилиндрическом сечении профилированы по степенному закону. Уравнение скелетной линии на среднеплощадном диаметре выхода имеет вид:

$$z^{4,32} = 693500 y,$$

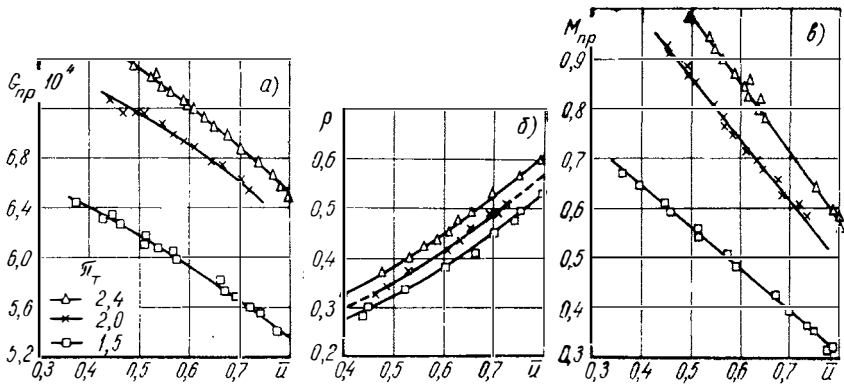
где z — расстояние вдоль оси, а y — дуга окружности.

На фиг. 2 приведена зависимость эффективного к. п. д. $\eta_e = \eta_e(\bar{u})$ ступени ТР-3 от параметра $\bar{u} = \frac{u}{c_{ад}}$ при различной величине степени расширения в ступени. Приведенные значения эффективности ниже действительных на величину потерь на трение в подшипниках ротора станда, которые, как указывалось выше, составляют 1,5—2,0% от общего теплоперепада.



Фиг. 2. Зависимость эффективного к. п. д. $\eta_e = \eta_e(\bar{u})$ ступени ТР-3.

Сопоставление экспериментальных данных показывает, что различие в значениях эффективности испытанных колес несущественно, хотя и наблюдается некоторая тенденция к увеличению крутизны характеристик $\eta_e = f(\bar{u}, \pi_\tau)$ от колеса ТР-3 к колесу ТР-34. Колесо ТР-33 занимает в этом смысле промежуточное место. Максимальная эффективность колес сохраняется примерно постоянной и составляет $\eta_e \approx 0,78$. Наблюдается лишь некоторое уменьшение величины параметра \bar{u}_{opt} по мере перехода от колеса ТР-3 к колесу ТР-34. Кроме того, заметно уменьшается сдвиг величины \bar{u}_{opt} в зависимости от π_τ .



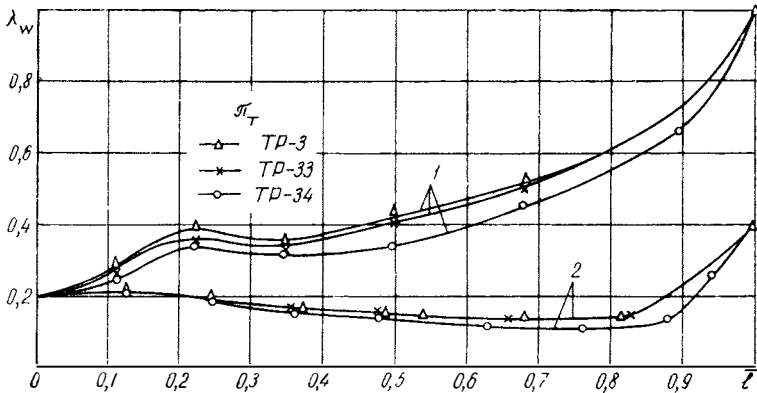
Фиг. 3. Экспериментальные зависимости ступени ТР-34:

а — $G_{np} = G_{np}(\bar{u})$; б — $\rho = \rho(\bar{u})$; в — $M_{np} = M_{np}(\bar{u})$.

Так, если у колеса ТР-3 при $\pi_\tau = 2,4$ $\bar{u}_{opt} = 0,71$, при $\pi_\tau = 2,0$ $\bar{u}_{opt} = 0,675$ и при $\pi_\tau = 1,5$ $\bar{u}_{opt} = 0,66$, то у колеса ТР-34 при $\pi_\tau = 2,4$ $\bar{u}_{opt} = 0,68$, при $\pi_\tau = 2,0$ $\bar{u}_{opt} = 0,67$ и при $\pi_\tau = 1,5$ $\bar{u}_{opt} = 0,66$.

О большей крутизне характеристик колеса ТР-34 по сравнению с колесом ТР-3 свидетельствуют данные табл. 3.

Как видно, при $\bar{u} = 0,4$ у колеса ТР-3 величина к. п. д. для всех π_T колеблется в пределах $\eta_e = 0,61 \div 0,63$, в то время как у колеса ТР-34 диапазон изменения к. п. д. составляет $\eta_{ie} = 0,585 \div 0,600$.



Фиг. 4. Изменение относительной скорости λ_w вдоль наружного (1) и внутреннего (2) ободов рабочих колес ступеней ТР-3, ТР-33 и ТР-34.

Перейдем к рассмотрению расходных характеристик данной группы турбин, одна из которых, соответствующая колесу ТР-3, приведена на фиг. 3,а. Интересно отметить, что если при $\bar{u} \approx \bar{u}_{opt}$ различие в расходности всех ступеней укладывается в область погрешности эксперимента, то при $\bar{u} = 0,4$ и $\bar{u} = 0,8$ это различие становится достаточно заметным, особенно между крайними ступенями колес ТР-3 и ТР-34, причем расходность первой ступени при этих значениях параметра \bar{u} выше, чем у второй, что хорошо видно из сравнения данных табл. 3.

Из табл. 3 также видно, что у колеса ТР-34 при $\bar{u} = 0,8$ наблюдается резкое падение расхода. Можно предположить, что при ма-

Таблица 3

Перепад	Параметры колес									
	ТР-3					ТР-34				
	η_{ie} при $\bar{u} = 0,8$	$G_{пр}$ при $\bar{u} = 0,4$	$G_{пр}$ при $\bar{u} = 0,8$	ρ при $\bar{u} = 0,4$	$M_{пр}$ при $\bar{u} = 0,4$	η_{ie} при $\bar{u} = 0,8$	$G_{пр}$ при $\bar{u} = 0,4$	$G_{пр}$ при $\bar{u} = 0,8$	ρ при $\bar{u} = 0,4$	$M_{пр}$ при $\bar{u} = 0,4$
2,4	0,76	7,80	6,50	0,325	1,12	0,740	7,4	6,50	0,400	1,08
2,0	0,73	7,35	6,20	0,300	0,98	0,715	7,1	6,15	0,375	0,92
1,5	0,69	6,40	5,35	0,275	0,65	0,680	6,1	5,20	0,350	0,60

лых значениях \bar{u} поток, протекая с большими скоростями через колесо, стремится оторваться от наружного его обвода, в то время как при больших значениях этого параметра у внутреннего обвода скорости незначительны и в средней его части возникает отрывная зона. Как первое, так и второе обстоятельство увеличивает сопротивление колеса и способствует уменьшению расхода рабочего тела.

Высказанное предположение хорошо согласуется с зависимостями степени реактивности ступеней от параметров π_r и \bar{u} .

На фиг. 3,б приведена данная характеристика, полученная при испытании ступени ТР-3.

При $\bar{u} \approx u_{opt}$ значения степени реактивности ρ для всех колес практически совпадают, а при больших и малых значениях \bar{u} имеется существенное различие в величине этого параметра для разных колес. Рассмотрение интегральных характеристик данной группы колес закончим сравнением зависимостей крутящего момента $M_{пр}$ от параметров π_r и \bar{u} (см. табл. 3).

На фиг. 3,в приведена упомянутая характеристика колеса ТР-3. Обращает на себя внимание тот факт, что моментные характеристики ступени ТР-34 в отличие от всех испытанных колес криволинейны. Это можно объяснить тем, что расход через данную ступень в области больших и малых значений параметра \bar{u} меньше, а гидравлические потери больше, чем у колеса ТР-3. Указанные обстоятельства привели к тому, что момент в этих зонах уменьшился, а зависимость $M_{пр} = f(\pi_r, \bar{u})$ стала криволинейной.

На фиг. 4 приведены результаты расчета изменения безразмерной относительной скорости λ_w вдоль наружного и внутреннего меридиональных обводов рабочих колес ступеней ТР-3, ТР-33 и ТР-34.

Для наружного обвода у этой зависимости можно различить три характерные зоны.

На начальном участке до $\bar{l} = 0,22$ происходит интенсивный рост скоростей, в результате чего у колеса ТР-3 скорости растут до значения $\lambda_w = 0,38$, у колеса ТР-33 до $\lambda_w = 0,36$ и у колеса ТР-34 до $\lambda_w = 0,34$. Следующий участок от $\bar{l} = 0,22$ до $\bar{l} = 0,35$ характеризуется некоторым падением скоростей. В этой зоне скорости падают соответственно до значений $\lambda_w = 0,36$; $\lambda_w = 0,34$ и $\lambda_w = 0,32$.

Диффузорный участок большей протяженности у колес ТР-33 и ТР-34, как нетрудно догадаться, возник в результате увеличения проходной площади в этой области. На последующем участке от $\bar{l} = 0,5$ до $\bar{l} = 1,0$ скорости на наружном обводе колес ТР-33 и ТР-34 резко увеличиваются, достигая своих максимальных значений в выходном сечении.

Развитая диффузорная зона в средней части наружного меридионального обвода, по всех вероятности, усугубляется при уменьшении величины \bar{u} и обуславливает возникновение отрывного течения на этих режимах.

На внутреннем обводе участка до $\bar{l} = 0,2$ скорости практически постоянны, затем начинают уменьшаться, достигая своих минимальных значений при $\bar{l} = 0,6$. У колес ТР-3 и ТР-33 эта величина составляет соответственно $\lambda_w = 0,13$, для ТР-34 — $\lambda_w = 0,11$. На последующем участке до $\bar{l} = 0,60 \div 0,82$ скорости практически не меняются, а затем резко возрастают, достигая к выходу значения $\lambda_w = 0,39$.

В заключение следует сделать следующие выводы:

1. Наличие зоны диффузорного течения в пределах исследованной средней части канала рабочих колес не вызывает заметного изменения их эффективности, пропускной способности и степени реактивности на режиме $\bar{u} \approx \bar{u}_{opt}$.

2. Значение параметра \bar{u}_{opt} уменьшается по мере увеличения степени диффузорности канала.

3. К. п. д. ступеней с диффузорной зоной меняется резче с изменением \bar{u} , чем у конфузорной ступени.

4. Пропускная способность ступеней с диффузорной зоной на режимах $\bar{u} < \bar{u}_{opt}$ меньше, а степень реактивности их больше по сравнению с конфузорными каналами.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗЛОПАТОЧНЫХ ВХОДНЫХ АППАРАТОВ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Обычные радиально-осевые турбины имеют относительно большой радиальный габарит при большом весе лопаточного входного аппарата (табл. 1).

Таблица 1

Наименование деталей	Вес детали ТКР-14 ЯМЗ, кг		Относительный вес де- талей ТКР-14 ЯМЗ, %	
	с ЛВА	с БВА	с ЛВА	с БВА
Турбокомпрессор в сборе	30,15	25,53	100,00	100,00
Корпус подшипников в сборе	4,55	4,55	15,10	17,80
Втулка подшипника	0,03	0,03	0,08	0,11
Безлопаточный входной ап- парат	—	9,00	—	35,40
Входная улитка турбины	11,39	—	37,80	—
Сопловой аппарат	2,23	—	7,40	—
Воздухосборник нагнета- теля	2,35	2,35	7,85	9,20
Стенка диффузора нагне- тателя	0,67	0,67	2,22	2,62
Крышка воздухосборника в сборе	1,75	1,75	5,80	6,86
Ротор в сборе	1,94	1,94	6,43	7,60
Колесо нагнетателя	0,24	0,24	0,81	0,95
Колесо турбины с валом	1,31	1,31	6,23	5,12
Гайка ротора	0,03	0,03	0,01	0,01

Как видно из данных табл. 1, суммарный вес этого аппарата может превышать 45% от общего веса турбокомпрессора. Суммарное содержание легирующих элементов в деталях входного ап-

парата турбины обычно превышает суммарное содержание легирующих элементов в роторе турбокомпрессора. Эти обстоятельства в условиях массового производства турбокомпрессоров делают особенно актуальными изыскания по снижению веса и уменьшению размеров входных аппаратов радиально-осевых турбин. Одно из перспективных направлений снижения веса турбокомпрессоров связано с уменьшением диаметра рабочих колес. Однако такое уменьшение возможно лишь в ограниченных пределах, обусловленных заданной пропускной способностью ступени.

За последние годы выявлены существенные возможности улучшения габаритных и весовых показателей турбин рассматриваемого класса путем применения безлопаточных входных аппаратов (БВА), на выходе из которых (без применения сопловых лопаток) обеспечивается заданная кинематика потока [1; 2; 3; 4]. Использование таких аппаратов позволяет получить преимущества по сравнению с лопаточными входными аппаратами (ЛВА) по габаритам и весу в результате сокращения, с одной стороны, габаритов на величину, определяемую радиальной протяженностью соплового аппарата, а с другой — на величину, определяемую уменьшением сечения спиральной камеры БВА. Последнее обусловлено более высокими скоростями потока в спиральной камере БВА по сравнению со скоростями потока в спиральной камере ЛВА.

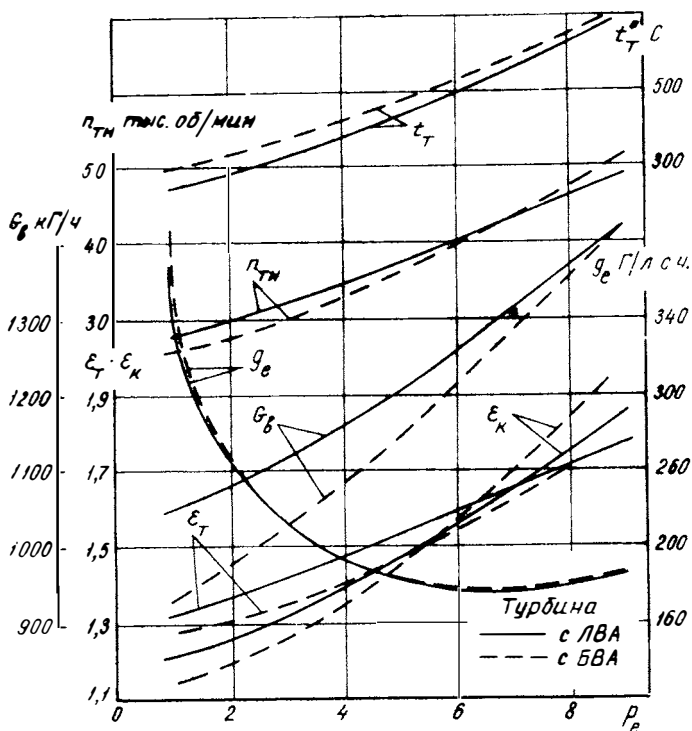
Применение БВА позволяет также существенно снизить трудоемкость изготовления и стоимость турбокомпрессора. Наряду с этими конструктивными преимуществами турбины с БВА в составе импульсных систем турбонаддува дают преимущества по эффективному к. п. д.

На фиг. 1 приведено сравнение нагрузочных характеристик дизеля с турбонаддувом, оборудованного последовательно ЛВА и БВА, из которой видно, что характеристики двигателя в обоих случаях различаются незначительно. Следует отметить, что точка пересечения отношений давлений в турбине $\epsilon_T = \frac{p_T}{p_2}$ и в компрессоре $\epsilon_K = \frac{p_K}{p_1}$, характеризующая продувочный перепад в двигателе с наддувом, при использовании турбокомпрессора с БВА несколько сдвинута в сторону меньших значений p_e , что свидетельствует о более высоком к. п. д. турбины с БВА в условиях их работы в составе импульсных систем турбонаддува двигателей внутреннего сгорания.

Для экспериментальных исследований в НАМИ было спроектировано и изготовлено несколько серий БВА, отличающихся следующим: формой сечения спиральной камеры; способом расположения линии центров тяжести сечений спиральной камеры относительно середины выравнивающего участка; способом сопряжения входного патрубка и спиральной камеры; радиальной протяженностью выравнивающего участка и различными расчетными значениями угла α_1 .

На фиг. 2,а — ж показаны исследованные формы сечений и условные обозначения газодинамических и основных геометрических параметров БВА, приведенных в табл. 2.

БВА с круглым симметричным и круглым асимметричным сечениями спиральной камеры (см. фиг. 2,б) характерны симметричным расположением профилированных сечений, описанных радиусом R_i спиральной камеры относительно середины выравнивающего участка.

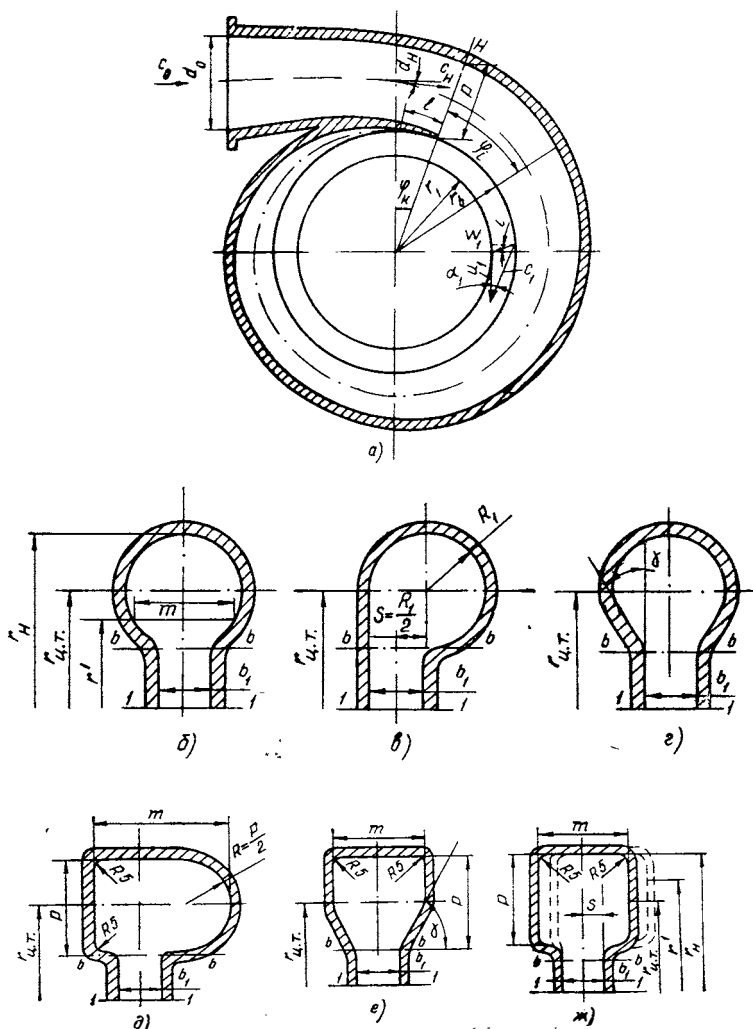


Фиг. 1. Нагрузочная характеристика дизеля с турбонаддувом при $n_1 = 2100$ об/мин.

На данной серии БВА было исследовано влияние радиальной протяженности выравнивающего участка на эффективные показатели ступени, которые при прочих равных условиях для БВА-1, БВА-2, БВА-5, БВА-3 соответственно составляли: $h = 0, h = 9, h = 16$ и $h = 27$ мм. БВА-4, БВА-5 и БВА-6 отличались величиной расчетного значения угла α_1 , который соответственно был равен: $\alpha_{1p} = 12, \alpha_{1p} = 20$ и $\alpha_{1p} = 27^\circ$. Оси симметрии подводящих патрубков совпадали с направлением касательной к оси центров тяжести поперечных сечений спиральной камеры входных аппаратов, т. е. $\alpha_n = 0$ и $\varphi_k = 0$ (см. фиг. 2,а). Для компоновки автомобильного турбокомпл-

рёссора удобным по конструктивным соображениям является круглый асимметричный профиль сечений спиральной камеры (см. фиг. 2,а).

При разработке БВА с грушевидным симметричным сечением спиральной камеры (см. фиг. 2,г) было предусмотрено сопоставление входных аппаратов, имеющих разные формы сечения спиральных участков подводящих патрубков, разную величину φ_k , а так-



Фиг. 2. Принципиальная схема безлопаточного входного аппарата (а) и формы сечений его спиральной камеры:

б - круглая симметричная; в - круглая асимметричная; г - грушевидная симметричная; д - полукруглая; е - прямоугольная со скосом боковых стенок; ж - прямоугольная симметричная.

Таблица 2

Условное обозначение БВА	Тип профиля сечения спиральной камеры	П а р а м е т р ы								
		F_n см ²	r_{1c} мм	h_1' мм	γ°	φ_K°	P	m	S	b
БВА-1		28,20	95,0	16						0
БВА-2		32,80	113,0	16	—	—	—	—	—	16,0
БВА-3	Круглый симметричный	97,30	126,4	16	—	—	—	—	—	27,0
БВА-4		16,70	97,2	16	—	—	—	—	—	9,0
БВА-5		30,60	105,2	16	—	—	—	—	—	9,0
БВА-6		45,00	101,6	16	—	—	—	—	—	9,0
БВА-18П	Круглый асимметричный	15,30	68,5	10	0	30	—	—	—	9,5
БВА-11П		16,35	68,5	10	30	60	—	—	—	9,5
БВА-12П		16,35	68,5	10	35	60	—	—	—	9,5
БВА-13П		24,80	68,5	14	30	30	—	—	—	9,5
БВА-14П	Грушевидный симметричный	24,15	68,5	14	35	30	—	—	—	9,5
БВА-15П		16,35	68,5	10	35	30	—	—	—	9,5
БВА-15П ₁ *		16,35	68,5	10	35	30	—	—	10	9,5
БВА-15П ₂ *		16,35	68,5	10	35	30	—	—	20	9,5
БВА-15П ₃ *		16,35	68,5	10	35	30	—	—	30	9,5
БВА-15П ₄ *		16,35	68,5	10	35	30	—	—	40	9,5
БВА В-1ПК-1,0		25,60	109,0	15	—	15	53,0	53,00	—	17,0
БВА В-1ПК-1,2	Полукруглый (комбинированный)	25,00	118,0	15	—	15	48,5	56,60	—	17,0
БВА В-1ПК-1,5		31,05	107,0	15	—	15	48,0	70,40	—	17,0
БВА В-1Т ₁	Прямоугольный со скосом боковых стенок	29,20	110,0	15	15	15	52,5	50,80	—	17,0
БВА В-1Т ₂		31,70	110,0	15	30	15	54,0	52,20	—	17,0
БВА В-1Т ₃		34,90	110,0	15	45	15	56,5	54,60	—	17,0
БВА В-1П-0,5		27,20	120,0	15	—	15	75,0	36,90	—	17,0
БВА В-1П-0,8		25,60	115,0	15	—	15	57,5	45,20	—	17,0
БВА В-1П-Э ₁		22,00	118,0	15	—	15	51,0	43,80	—	17,0
БВА В-1П-1,0Э ₂	Прямоугольный	22,00	118,0	15	—	15	51,0	43,80	—	17,0
БВА В-1П-1,0Э ₃		22,00	118,0	15	—	15	51,0	43,80	—	17,0
БВА В-1П-1,0Э ₄		22,00	118,0	15	—	15	51,0	43,80	—	17,0
БВА В-1П-1,2		24,40	114,0	15	—	15	46,0	54,14	—	17,0
БВА 1П-1,5Э ₁		20,80	111,0	15	—	15	41,0	51,75	—	17,0
БВА 1П-1,5Э ₂	20,80	111,0	15	—	15	41,0	51,72	—	17,0	
БВА 1П-1,5-Э ₃	20,80	111,0	15	—	15	41,0	51,75	—	17,0	
БВА 1П-1,5-Э ₄	20,80	111,0	15	—	15	41,0	51,75	—	17,0	
БВА 1П-1,5-Э ₅	20,10	111,0	15	—	15	41,0	50,00	—	17,0	

* Модификация БВА-11П.

же разную величину «языка» внешнего контура концевого участка.

Контур сечения улиткообразного подвода представляет сочетание участка свода, очерченного дугой круга радиусом R_i с касательными, проведенными под углом γ^0 к стенкам выравнивающего участка этой дуги. БВА 11П и 13П различаются величиной угла φ_k , который составлял $\varphi_k = 60$ и $\varphi_k = 30^\circ$. БВА 15П, 15П₁, 15П₂, 15П₃ и 15П₄ имели соответственно $l=0$; $l=10$; $l=20$; $l=30$; $l=40$ мм.

Сопряжение оси подводящего патрубка с осью спиральной камеры на участке угла φ_k выполнялось по лемнискате.

БВА с полукруглым профилированием сечений спиральных камер показаны на фиг. 2, д.

Три изготовленных и испытанных модели БВА В-1ПК-1,0; В-1ПК-1,2 и В-1ПК-1,5 отличались отношением $\frac{m}{P}$, которое соответственно составляло $\frac{m}{P} = 0,98$; $\frac{m}{P} = 1,18$ и $\frac{m}{P} = 1,47$. БВА В-1Т₁; В-1Т₂ и В-1Т₃ с прямоугольными участками контура, переходящими в конические участки, имели отношение $\frac{m}{P}$, близкое к единице, и отличались между собой углом скоса боковых стенок (см. фиг. 2, е, д), который соответственно равнялся $\gamma = 15$, $\gamma = 30$ и $\gamma = 45^\circ$.

БВА с прямоугольным сечением спиральной камеры выполнялись в виде прямоугольника со сторонами P и m . Радиус скругления углов был принят равным $r = 5$ мм (см. фиг. 2, ж).

Варианты БВА В-1П-0,5; В-1П-0,8; В-1П-1,0Э₁; В-1П-1,2 и В-1П-1,5Э₁ различались между собой отношением сторон прямоугольника, который соответственно был равен $\frac{m}{P} = 0,495$; $\frac{m}{P} = 0,786$; $\frac{m}{P} = 0,860$; $\frac{m}{P} = 1,170$ и $\frac{m}{P} = 1,490$. Ось симметрии поперечных сечений спиральной камеры (прямоугольников) указанных моделей БВА совпадал с серединой выравнивающего участка. Вариант В-1П-1,0Э₂ имел ряд модификаций: В-1П-1,0Э; В-1П-1,0Э₂; В-1П-1,0Э₃; В-1П-1,0Э₄, которые отличались от базового смещением оси симметрии поперечных сечений профилированных участков относительно середины выравнивающего участка на величину S , которая для сечения $H-H$ (см. фиг. 2, а) соответственно составляла $S = 16$; $S = 0$; $S = 11$ и $S = 6$ мм. Для вариантов БВА В-1П-1,5Э₃; В-1П-1,5Э₄ и В-1П-1,5Э₅, которые при отношении $\frac{m}{P} = 1,5$ имели различное значение смещения, $S = 20$; $S = 0$; $S = 14$ и $S = -8$ мм (положительное и отрицательное значения, см. фиг. 2, д).

В качестве рабочего тела при испытаниях ступеней турбины использовался сжатый воздух. Это обстоятельство позволило изготовлять БВА из дерева, что существенно снизило объем подгото-

вительных работ и дало возможность исследовать большое количество вариантов.

Испытания турбин проводились на динамической установке, оснащенной высокооборотным гидротормозом и весовым устройством. Весовое устройство перед каждой серией опытов тарировалось при неработающей турбине и во время ее работы. Система трубопроводов, подводящих воздух от мерного устройства до входного аппарата турбины, проверялась на герметичность под давлением в три-четыре раза большем, чем давление на входе в турбину. Реализация этих мероприятий позволила обеспечить достаточную стабильность результатов эксперимента. Монтажные зазоры между кромкой лопадки колеса и корпусом БВА выдерживались с точностью 0,1 мм. Методические опыты, проведенные ранее в НАМИ, позволили установить, что изменение указанного зазора в диапазоне $\pm 0,1$ мм не влияло на эффективность ступени. Модельный режим ступени был установлен, исходя из параметров работы турбокомпрессора на натурном режиме с учетом различия в параметрах рабочего тела.

Основные параметры модельного режима испытаний турбин были следующие:

- δ_T — степень расширения в турбине;
- $T_0 = 288^\circ \text{C}$ — температура на входе в турбину;
- $n_T = 24$ тыс. об/мин — число оборотов ротора турбины на расчетном режиме;
- $G_{пр}$ — приведенный расход рабочего тела на модельном режиме, близкий к натуральному приведенному расходу через ступень.

Для сравнения различных вариантов входных аппаратов каждая их серия испытывалась в комплекте с одним и тем же рабочим колесом.

Колеса турбин были спроектированы и изготовлены в НАМИ и на Ярославском моторном заводе. Безлопаточные входные аппараты 11П; 12П; 13П; 14П; 15П; 15П₂; 15П₃ и 15П₄ испытывались с экспериментальным рабочим колесом турбины, изготовленным в НАМИ. Его выполнение характерно простыми геометрическими формами обводов межлопаточных каналов в меридиональном сечении. Осевая линия лопаток этого колеса имела профиль, полученный из дуг окружностей, сопряженных с прямолинейными участками. Выходные участки лопаток были изогнуты по цилиндру диаметра 28 мм, ось которого располагалась по отношению к оси ротора турбины под углом 81°.

Геометрические характеристики данного рабочего колеса турбины приведены в табл. 3.

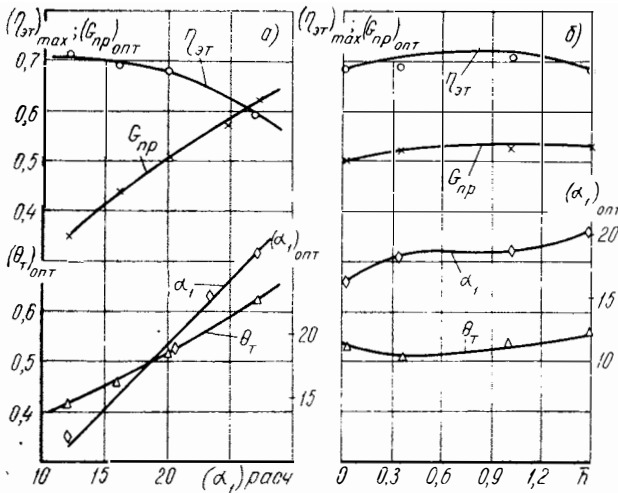
Остальные серии БВА (см. табл. 2) испытывались с колесом турбины, являющимся модификацией базового колеса турбины серийного турбокомпрессора ЯМЗ-238, основные геометрические размеры которого приведены также в табл. 3.

На фиг. 3 приведены результаты испытаний серии БВА, имеющих круглое поперечное сечение спиральной камеры.

Таблица 3

Колеса турбины	Параметры							
	$d_{1к}$ мм	$d_{2к}$ мм	$d_{вт}$ мм	Число лопаток	Δ_2 мм	$\frac{h_1}{d_{1к}}$	$\frac{h_2}{d_{1к}}$	$\beta_{ср}$ град
Изготовленное в НАМИ	132	100	34,0	17	1,2	0,0968	0,250	38
Базовое серийное	130	92	28,5	15	Острая выходная кромка	0,1230	0,244	45

Графики фиг. 3,а показывают изменение эффективного к. п. д. $\eta_{э.т.}$, степени реактивности θ_T , приведенного расхода $G_{пр}$ и угла выхода потока из безлопаточного входного аппарата α_1 в зависимости от расчетного значения $\alpha_{1р.}$.



Фиг. 3. Характеристики турбин с круглым поперечным сечением спиральной камеры БВА:

а и б — зависимости $\eta_{э.т.}$, $G_{пр}$, θ_T и α_1 от $(\alpha_1)_{расч}$ и от h .

Как видно, увеличение $\alpha_{1р}$ от 12 до 27° снижает к. п. д. от $\eta_{э.т.} = 0,705$ до $\eta_{э.т.} = 0,595$.

Приведенный расход $G_{пр}$ и степень реактивности θ_T в оптимальной точке при этом увеличились от 0,35 до 0,62 кг/сек и от

0,42 до 0,62. Действительное значение угла α_1 практически совпадает с расчетными значениями α_{1p} .

На фиг. 3,б приведены результаты испытаний четырех вариантов БВА, отличающихся радиальной протяженностью выравнивающего участка, из которой видно, что изменение относительной протяженности этого участка БВА равно $\bar{h} = \frac{h}{b_1}$ 0,5÷1,0, где b_1 — высота лопатки рабочего колеса турбины на входе, и существенно влияет на протекание характеристик турбины с БВА. При выполнении БВА с $\bar{h} = 0$ наблюдается значительное отклонение α_1 от расчетного значения $\alpha_{1p} = 20^\circ$, а также степени реактивности $\Theta_T, \Theta_{T,p} = 0,5$.

Рассматривая характеристики, полученные при испытании вариантов БВА-5; БВА-2 и БВА-3, можно отметить, что при изменении \bar{h} от 0,3 до 1,5 α_1 , Θ_T и $G_{пр}$ изменяются незначительно. Поэтому правильный выбор оптимального значения $\bar{h}_{опт} = 0,5 \div 1,0$ согласно данным фиг. 3,б увеличивает значение $\eta_{э,т}$ на 2,0—2,5%.

На фиг. 4,а—в приведены результаты сравнительных испытаний серии БВА, имеющих грушевидное сечение профилированных участков спиральной камеры и круглое асимметричное сечение. Эти результаты показывают зависимости $\eta_{э,т}$, $G_{пр}$, Θ_T и α_1 от $x_{ад} = \frac{u_1}{c_{ад}}$ турбин, укомплектованных БВА с круглым асимметричным сечением (18П) и грушевидным симметричным сечением спиральной камеры (12П).

Как видно, при практически одинаковых значениях $G_{пр}$, Θ_T и α_1 уровень $\eta_{э,т}$ при круглом асимметричном выполнении сечений на 1,5—2,0% выше, чем у БВА с грушевидным симметричным сечением.

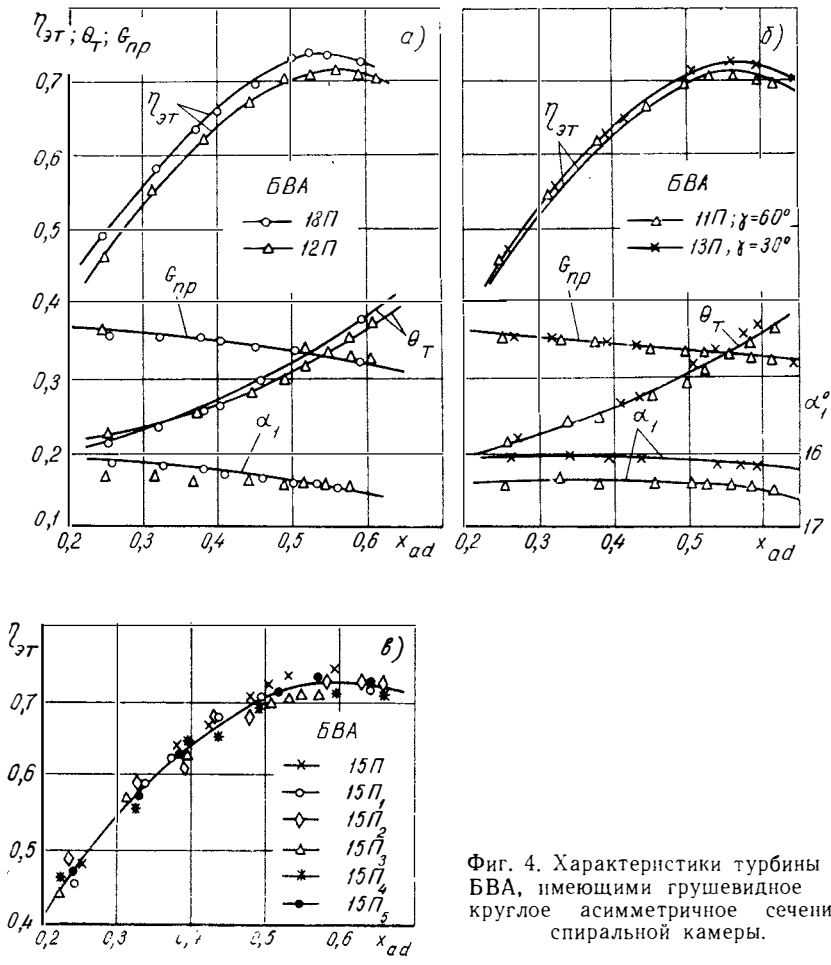
Влияние угловой протяженности промежуточного спирального участка на протекание характеристики турбин с грушевидным сечением, имеющих угол $\gamma = 30^\circ$, приведено на фиг. 4,б, из которой видно, что увеличение γ свыше 30° приводит к некоторому снижению $\eta_{э,т}$.

На фиг. 4,в приведено влияние изменения протяженности концевой участка разделительного «языка» БВА на протекание характеристики $\eta_{э,т} = f(x_{ад})$.

Как видно, изменение протяженности разделительного «языка» (см. фиг. 2,а) от $l = 0$ до $l = 40$ мм практически не влияет на уровень значений $\eta_{э,т}$ во всем исследованном диапазоне изменения $x_{ад}$. Следовательно, величина l может быть выбрана из технологических или конструктивных соображений.

Результаты испытаний трех вариантов БВА, имеющих полукруглые сечения спиральной камеры, условно обозначенных (согласно табл. 2) БВА В-1ПК-1,0; В-1ПК-1,2 и В-1ПК-1,5, приведены на фиг. 5,а.

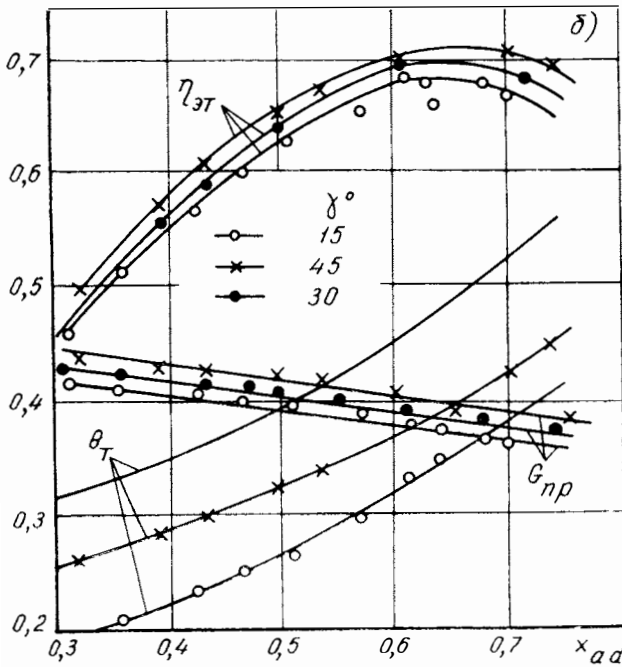
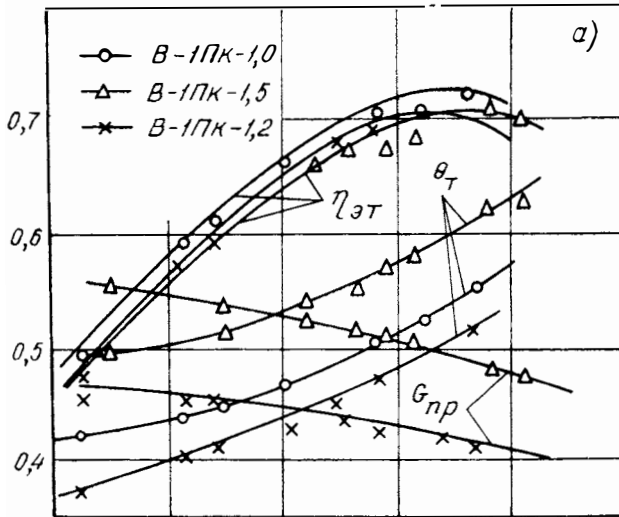
Как видно, при полукруглой форме сечений спиральной камеры БВА изменение отношения сторон сечения $\frac{m}{P}$ (см. фиг. 2, д) существенно влияет на уровень значений $\eta_{э.т.}$, θ_T и $G_{пр.}$. Так, при изме-



Фиг. 4. Характеристики турбины с БВА, имеющими грушевидное и круглое асимметричное сечения спиральной камеры.

нении отношения $\frac{m}{P}$ от 1,0 до 1,5 расход через ступень $G_{пр}$ в оптимальной точке при $x_{ад} = 0,64$ увеличился от $(G_{пр})_{онт} = 0,42$ до $(G_{пр})_{онт} = 0,49$ кг/сек, степень реактивности θ_T увеличилась от 0,5 до 0,6, а $\eta_{э.т.}$ уменьшился на 1,0—1,5%. Пропускная способность ступени, близкая к расчетной, получается при отношении сторон $\frac{m}{P} = 1,0$.

$\eta_{эТ}; G_{пр}; \theta_T$



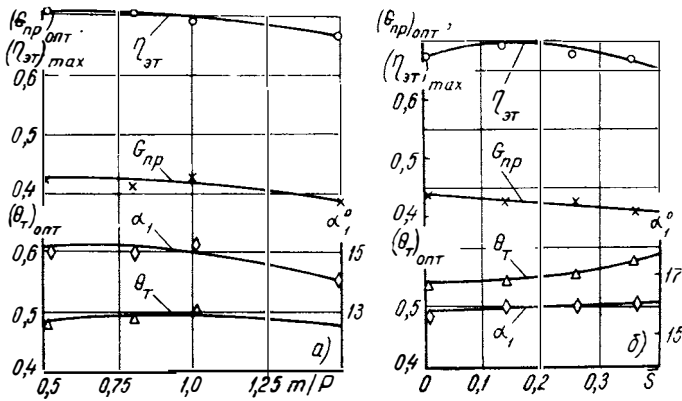
Фиг. 5. Характеристики турбины с БВА серий В-1ПК(а) и В-1Т(б).

Данные испытаний серии БВА В-1Т, отличающихся углом скоса боковых стенок γ (см. фиг. 2,з), приведены на фиг. 5,б.

Как видно, с увеличением угла γ от 15 до 45° эффективный коэффициент полезного действия турбины $\eta_{\text{э.т}}$ увеличивается на 3,0—3,5%, а пропускная способность — на 6%. Степень реактивности при этом изменяется на 10—15% также в сторону увеличения.

Из опытов данной серии БВА следует, что в случае проектирования БВА с указанным профилем сечений спиральной камеры следует принимать угол скоса боковых стенок γ по возможности большим 45°.

На фиг. 6 приведены результаты испытаний БВА, имеющих симметричное прямоугольное сечение с различным отношением сторон прямоугольника $\frac{m}{P}$, из которой видно, что при изменении этого отношения от 0,5 до 1,5 максимальное значение $\eta_{\text{э.т}}$ падает от 0,71 до 0,67, пропускная способность ступени при этом уменьшается от $(G_{\text{пр}})_{\text{опт}} = 0,43$ до $(G_{\text{пр}})_{\text{опт}} = 0,38$ кг/сек.



Фиг. 6. Зависимость характеристик турбины с БВА серии В-1П от отношения $\frac{m}{P}$ (а) и относительного смещения \bar{S} (б).

На фиг. 6,б приведены результаты испытаний турбин с БВА прямоугольного сечения, имеющих постоянное отношение длин сторон $\frac{m}{P} = 1$, отличающихся смещением центра тяжести сечения относительно середины выравнивающего участка.

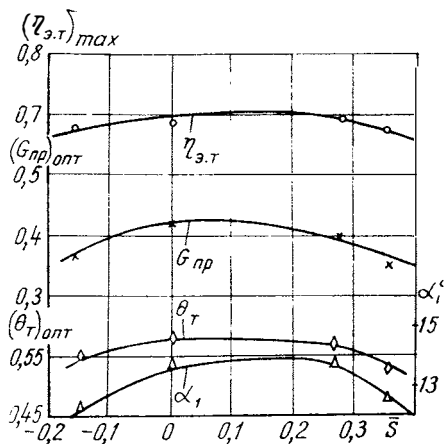
Как видно, с изменением относительной величины смещения $\bar{S} = \frac{S}{m}$ от нуля до $\bar{S} = 0,13$ к. п. д. возрастает от $(\eta_{\text{э.т}})_{\text{max}} = 0,68$ до $(\eta_{\text{э.т}})_{\text{max}} = 0,69$, при дальнейшем увеличении до $S = 0,42$ он уменьшается до $(\eta_{\text{э.т}})_{\text{max}} = 0,65$. При этом расход через ступень монотонно уменьшается от $(G_{\text{пр}})_{\text{опт}} = 0,44$ до $(G_{\text{пр}})_{\text{опт}} = 0,42$ кг/сек.

На фиг. 7 приведены результаты испытаний серии БВА В-1П-1,5 с соотношением сторон прямоугольника $\frac{m}{P} = 1,5$, отличающихся между собой смещением центра тяжести профилированного сечения S относительно середины выравнивающего участка.

Как видно, при смещении центра тяжести профилированного сечения БВА в сторону выходного патрубка турбины (знак плюс для S) происходит увеличение $(\eta_{э.т})_{max}$ на 1,0—1,5% при изменении S от нуля до 0,3. Дальнейшее увеличение вызывает падение $\eta_{э.т}$. Пропускная способность ступени уменьшается от 0,42 до 0,36 кг/сек.

При смещении центра тяжести сечения в сторону противоположную выходу из турбины (знак минус для S), наблюдается падение $G_{пр}$ и $\eta_{э.т}$. В диапазоне изменения S от нуля до $-0,16$ пропускная способность $G_{пр}$ ступени падает более интенсивно (от 0,42 до 0,37 кг/сек), а к. п. д. $\eta_{э.т}$ уменьшается от 0,68 до 0,67.

В заключение следует отметить, что полученные данные могут быть положены в основу методики конструирования безлопаточных входных аппаратов радиально-осевых турбин турбокомпрессоров.



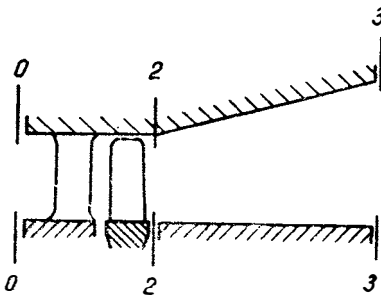
Фиг. 7. Зависимость характеристик турбины с БВА серии В-1П-1,5 от относительного смещения S .

ЛИТЕРАТУРА

1. Губарев А. В. и др. Безлопаточный направляющий аппарат для центробежных турбин. «Энергомашиностроение», 1963, № 2.
2. Динеев Ю. Н., Озимов П. Л., Филатов Ю. Н. Исследование входных аппаратов радиальных турбин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 64. М., 1964.
3. Ханин Н. С., Динеев Ю. Н. Расчет безлопаточного направляющего аппарата радиально-осевой турбины. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 87. М., 1966.
4. Ханин Н. С., Шерстюк А. Н. и др. Наддув и нагнетатели автомобильных двигателей. М., Машгиз, 1965.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЗАТУРБИННЫХ ДИФFUЗОРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Условия работы выходных диффузоров тяговых турбин автомобильных газотурбинных двигателей характеризуются широким интервалом изменения параметров газа на входе, что связано с изменением режимов работы двигателя. Например, при уменьшении оборотов тяговой турбины и постоянных оборотах турбокомпрессора число M_2 на входе в диффузор возрастает от 0,2 до 0,6, а у высоконагруженных ступеней — еще выше. При этом угол потока на входе α_2 изменяется в пределах 90—40° (индекс 2 соответствует сечению 2—2 на фиг. 1).



Фиг. 1. Схема проточной части турбины с диффузором:
0, 2 и 3 — сечения, показанные на фиг. 2.

Параметры M_2 и α_2 оказывают существенное влияние на эффективность диффузора, поэтому исследование его при различных условиях на входе представляет значительный интерес.

В работах [1; 2] приводятся данные о влиянии угла α_2 на эффективность диффузора, однако влияние числа M_2 практически не рассматривается. Кроме того, используемые в большинстве работ критерии оценки эффективности диффузоров неудобны с точки зрения исследования влияния диффузора на работу турбины.

В настоящей работе приводятся некоторые особенности экспериментального исследования диффузоров при изменении M_2 и α_2 в широких пределах.

Рассмотрим применяемые критерии оценки эффективности диффузоров.

$p_3 = B_0$, то при переходе от процесса I к процессу IV уменьшается давление на выходе из ступени p_2 . Поскольку степень расширения в ступени постоянна, то полное давление перед турбиной p_0^* также уменьшается, а эффективный к. п. д. турбины с диффузором, определяемый выражением

$$\eta_{e_{0-3}} = \frac{L_e}{L_{ад_{0-3}}} = \frac{I_0^* - I_3^*}{I_0^* - I'_{3ад}}, \quad (3)$$

увеличивается с увеличением π_d . Путем подстановки в выражение (3) значения L_e , полученного из формулы (1), и несложных преобразований можно получить выражение, показывающее, как меняется эффективный к. п. д. турбины при постановке за ней диффузора и сохранении прежнего режима работы:

$$\eta_{e_{0-3}} = \eta_{e_{0-2}} \frac{\pi_{T_{0-2}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{T_{0-2}}^{\frac{k-1}{k}} - \pi_d^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Степень повышения давления в диффузоре π_d показывает, во сколько раз диффузор понижает давление за турбиной по сравнению с атмосферным давлением. Однако этот критерий не характеризует совершенство диффузора с точки зрения затрат энергии газа на преодоление гидравлического сопротивления и на потери с выходной скоростью. Гидравлические потери в диффузоре характеризуются отношением адиабатической работы сжатия к действительной при одинаковых значениях π_d .

На фиг. 2 линией 2—3 показан действительный процесс сжатия в диффузоре, а линией 2—3_{ад}—идеальный процесс без гидравлических потерь. Адиабатический к. п. д. диффузора определяется выражением

$$\eta_d = \frac{I_{3ад} - I_3}{I_3 - I_2} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_2 \left(\pi_d^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}}. \quad (4)$$

Преобразование этого выражения заменой отношения скоростей $\frac{c_2}{c_3}$ через степень раскрытия диффузора $n = \frac{F_3}{F_2}$ вносит существенные погрешности при реальном отрывном течении. При закрутке потока на входе в диффузор эта погрешность увеличивается так как углы потока α_2 и α_3 в общем случае не равны между собой и, следовательно, отношение геометрических площадей входа и выхода в диффузоре отличается от истинного отношения площадей.

Чтобы получить простое и удобное выражение, позволяющее точно определить η_d , независимо от режима работы диффузора

рассмотрим процессы 2—3 и 2—3_{ад} I—S диаграммы фиг. 2 подробнее. Выражение (4) может быть представлено в виде:

$$\gamma_{iл} = \frac{(I_3^* - I_2) - (I_3^* - I_{3ад})}{(I_3^* - I_2) - (I_3^* - I_3)}$$

Здесь разность $I_3^* - I_2$ эквивалентна кинетической энергии газа на выходе из турбины. Эта энергия численно равна работе расширения газа от заторможенного состояния с параметрами $p_{3ад}^* = p_2^*$ и $T_3^* = T_2^*$ до давления p_2 . Следовательно,

$$I_3^* - I_2 = A \frac{k-1}{k} RT_2^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2^*}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]$$

Написав аналогичные выражения для $I_3^* - I_{3ад}$ и $I_3^* - I_3$, после подстановки и упрощения получим:

$$\gamma_{iл} = \frac{\frac{\pi_{д}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{д}^{\frac{k-1}{k}}} - 1}{\left(\frac{\pi_{д}}{\sigma_{д}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}, \quad (5)$$

где $\sigma_{д} = \frac{p_3^*}{p_2^*}$ — коэффициент восстановления полного давления в диффузоре.

В реальном диффузоре, кроме гидравлических потерь, характеризующихся адиабатическим к. п. д. и определяемых разностью $I_3 - I_{3ад}$ (процесс 2—3 на фиг. 2), существуют еще потери с выходной скоростью $I_3^* - I_3$. Таким образом, из общего количества кинетической энергии газа за турбиной, определяемого разностью $I_3^* - I_2$, для повышения статического давления в диффузоре используется только часть ее, определяемая разностью $I_{3ад} - I_3$. Отношение кинетической энергии газа, преобразуемой в диффузоре в статическое давление, ко всей кинетической энергии газа, покидающего турбину, является важным критерием оценки эффективности диффузора и называется коэффициентом восстановления статического давления:

$$\varphi = \frac{I_{3ад} - I_3}{I_3^* - I_2} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_2 \left(\pi_{д}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\frac{c_2^2}{2g}}. \quad (6)$$

Этот коэффициент характеризует полные потери в диффузоре и служит для сравнения реального диффузора с диффузором, показанным в процессе IV (см. фиг. 2). Такой диффузор не имеет гид-

равлических потерь ($\eta_n = 1$) и потерь с выходной скоростью ($p_3^* = p_3 = B_0$) и имеет бесконечно большую степень раскрытия ($n = \infty$). Для удобства вычисления выражение (6) можно упростить так:

$$\varphi = \frac{2 \left(\frac{k-1}{\pi \frac{k}{k-1}} - 1 \right)}{(k-1) M_2^2}. \quad (7)$$

Вычисление коэффициента φ по известной формуле для несжимаемой жидкости

$$\varphi' = \frac{p_3 - p_2}{\rho \frac{c_2^2}{2}}. \quad (8)$$

приводит к погрешности, возрастающей с ростом M_2 (см. фиг. 4).

Анализ выражений (2), (5) и (7) показывает, что для экспериментального определения рассмотренных критериев необходимо найти давления $p_3 = B_0$, p_2 , p_2^* , p_3^* и число M_2 .

Измерение статических давлений производится обычными методами и здесь не рассматривается. Прежде чем перейти к определению p_3^* , p_2^* и M_2 , кратко рассмотрим существующие методы исследования затурбинных диффузоров. Известно, что наличие перед диффузором вращающегося лопаточного венца и связанной с этим неравномерности поля скоростей оказывает значительное влияние на эффективность диффузора. Поэтому наиболее достоверные результаты получаются при динамическом исследовании затурбинных диффузоров на установке с турбиной. При этом способе изменением режима работы турбины можно в широких пределах изменять M_2 и α_2 , сохраняя реальную неравномерность поля скоростей на входе в диффузор.

Динамический способ исследования требует применения сложной экспериментальной установки и оправдывается при исследовании совместной работы турбины с диффузором. Большинство результатов исследований диффузоров, опубликованных в литературных источниках, получено при статических продувках.

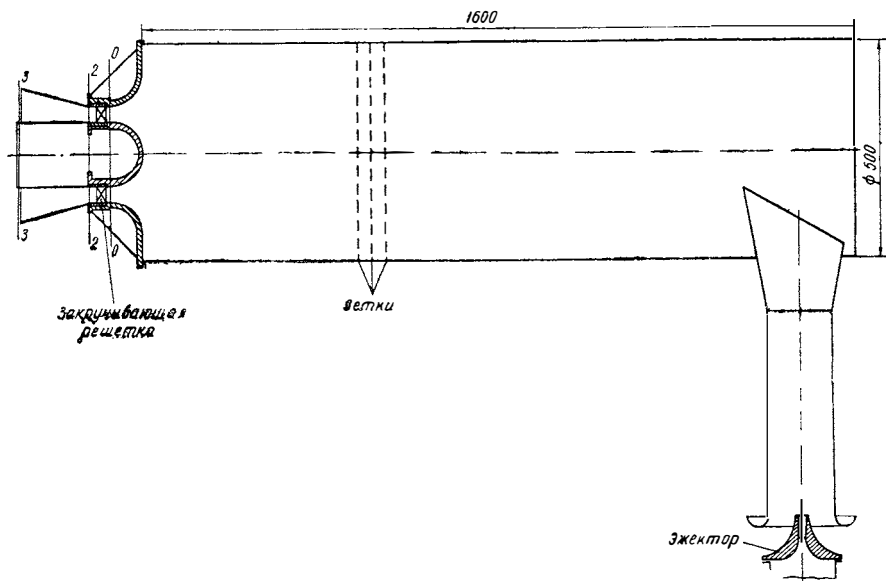
На фиг. 3 показана установка, применяемая в лаборатории газодинамических исследований НАМИ.

Эжектор ее, установленный на входе в ресивер, позволяет значительно увеличить расход воздуха через диффузор и тем самым расширить диапазон его работы по M_2 . Различные углы α_2 получаются путем замены закручивающих решеток. Измерение p_2^* и M_2 при исследовании диффузоров на этой установке не производится, и они определяются по предварительно снятым характеристикам решеток, которые построены в виде зависимостей

$$\sigma_p = \frac{p_2^*}{p_0^*} = f[\pi(\lambda_0)].$$

Индексы 0, 2 и 3 соответственно относятся к сечениям на входе в решетку, на входе в диффузор и на выходе из него.

Для снятия характеристик решеток в сечении 2—2 (см. фиг. 3) устанавливался комбинированный зонд для измерения полного давления и угла потока. Известно [2], что поле скоростей в сечении 2—2 мало зависит от типа исследуемого патрубка. Поэтому продувки решеток для простоты целесообразно проводить без диффузора.



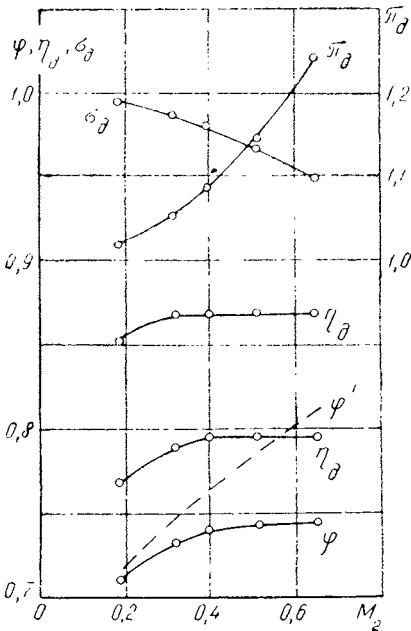
Фиг. 3. Схема экспериментальной установки.

При продувках измерялись полные давления, которые затем осреднялись, и при известных давлениях p_0^* , p_0 и B_0 строились указанные выше характеристики. При исследовании диффузора измеряется полное давление в ресивере и статическое давление на входе в решетку.

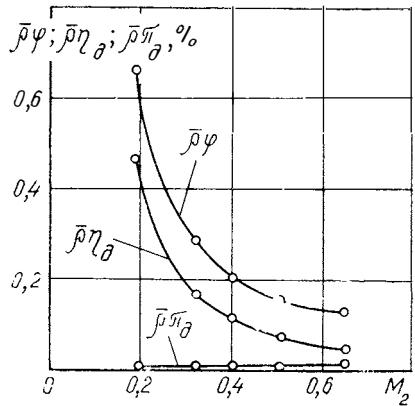
По результатам измерений определяется функция $\pi(\lambda_n)$ и находится величина σ_p . Давления p_2 и $p_3 = B_0$ измеряются непосредственно. Для определения η_n находится также среднее полное давление на выходе из диффузора p_3^* . Следует отметить, что точность определения критериев π_d , η_d и φ различна и сильно зависит от режима работы диффузора (от числа M_2).

На фиг. 4 приведены характеристики кольцевого конического диффузора с цилиндрическим внутренним обводом и углом раскрытия внешнего обвода, равным 8° . Степень раскрытия диффузора по фактическим размерам $n = 3$. Эксперимент проводился без закрутки потока на входе в диффузор, т. е. при $\alpha_2 = 90^\circ$. Пунктирной линией на фиг. 4 показано изменение коэффициента φ' , вычисленного по формуле (8). Наличие двух кривых η_d поясняется ниже.

На фиг. 5 показаны абсолютные величины вероятных относительных погрешностей определения указанных критериев, подсчет которых производился согласно правилам вычисления погрешностей, изложенных в работах [3; 7]. Предельная абсолютная погрешность измерения давлений U-образным водяным манометром принималась равной 2 мм вод. ст., а погрешность измерения атмосферного давления чашечным ртутным барометром — 1 мм рт. ст.



Фиг. 4. Характеристики кольцевого конического диффузора.



Фиг. 5. Точность определения основных критериев диффузора в зависимости от режима его работы.

Анализ погрешностей показывает, что для более точного определения критериев φ и η_d в области малых значений числа M_2 необходимо проводить многократные измерения или пользоваться более точными приборами (например, микроманометрами). Кроме того, построение характеристик решеток в виде зависимостей σ_p от $\pi(\lambda_0)$, а не от M_0 позволяет избежать дополнительной погрешности, так как характер зависимости $M = f[\pi(\lambda)]$ в области малых значений чисел M таков, что при малом изменении $\pi(\lambda)$ величина M меняется значительно. При этом малая погрешность определения $\pi(\lambda_0)$ приводит к большой погрешности определения числа M_0 .

Величины σ_p и σ_d , необходимые для вычисления критериев φ и η_d , определяются по средним значениям давлений p_2^* и p_3^* . Поз-

тому важно выбрать такой метод осреднения, который бы наиболее полно соответствовал условиям течения реального потока.

В работе [8] показано, что наиболее обоснованными являются способы осреднения потока по энтропии и по импульсам. Эти способы подробно рассмотрены также в работе [6], где показано, что каждый из способов соответствует определенным физическим схемам выравнивания потока.

При осреднении реальный неравномерный поток заменяется идеализированным равномерным потоком. Условия такой замены определяются действительными условиями течения реального потока. Если поток покидает последнюю ступень турбомашин, то при дальнейшем движении в патрубке или во внешней среде он не подвергается никаким внешним воздействиям. При этом свободное выравнивание такого потока возможно только за счет обмена импульсами между отдельными струйками, сопровождающегося неизбежными потерями энергии и увеличением энтропии. Следовательно, замена неравномерных потоков в сечениях 2—2 и 3—3 равномерными должна производиться при условии сохранения в исходном и осредненном потоках расхода, полного теплосодержания и импульса. Говоря иначе, осреднение таких потоков должно производиться по импульсам. Однако проведенные эксперименты показали, что при определенных условиях обоснованные методы осреднения можно заменить не в ущерб точности более простыми формальными методами.

В настоящей работе сравнивались результаты осреднения полного давления за решеткой p_2^* по площади эпюры и по импульсам. Осреднение по площади эпюры проводилось вначале по шагу решетки

$$\bar{p}^* = \frac{\int_{\Theta} p^* d\vartheta}{\Theta}, \quad (9)$$

а затем по высоте канала

$$\bar{\bar{p}}^* = \frac{\int_H \bar{p}^* dh}{H}. \quad (10)$$

Измерения p^* проводились в семи поясах по высоте канала на дуге, равной двум шагам решетки с интервалом $\vartheta = \Theta/18 = 1^\circ$ (фиг. 6).

Осреднение по импульсам заключается в нахождении газодинамической функции $z(\lambda_{ср})$ по уравнению Киселева для импульса газового потока [4]:

$$J = \frac{k+1}{2k} \cdot \frac{G}{g} a_{кр} z(\lambda_{ср}).$$

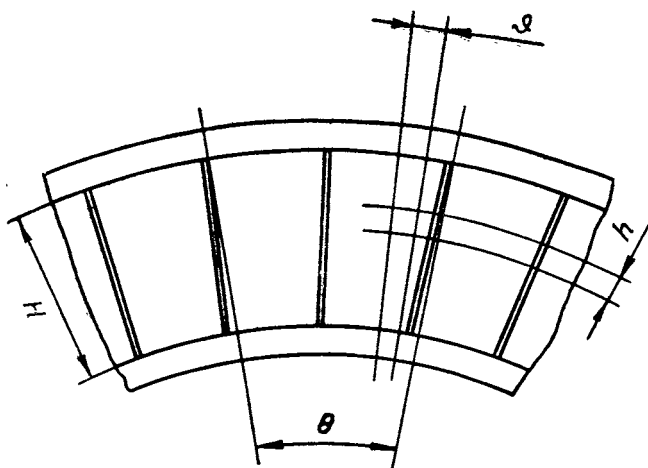
При условии постоянства статического давления по сечению канала это уравнение может быть записано следующим образом:

$$z(\lambda_{cp}) = \frac{p\bar{F} + k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \int_F p^* q(\lambda) \lambda_i \sin \alpha dF^{\frac{1}{k}}}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \int_F p^* q(\lambda) \sin \alpha dF}$$

Определив $z(\lambda_{cp})$ по шагу, а затем по высоте канала и решив относительно λ_{cp} уравнение

$$z(\lambda_{cp}) = \lambda_{cp} + \frac{1}{\lambda_{cp}},$$

можно найти λ_{cp} и при известном статическом давлении — полное давление.



Фиг. 6. Схема измерения давлений при продувке решеток.

Анализ результатов сравнения двух методов осреднения показал, что относительная погрешность, получающаяся при замене осреднения давления p_2^* по импульсам осреднением по формулам (9) и (10), невелика. В частности, для решеток с углом $\alpha_2 = 70^\circ$ при $M = 0,1$ она составила 0,01%. С ростом M_2 до 0,5 эта погрешность также растет до 0,23%, однако при этом влияние ее на предельную погрешность δM_2 уменьшается.

Как уже указывалось, что замена одного метода осреднения другим возможна при определенных условиях. Важнейшим условием замены является степень неравномерности поля скоростей потока в исследуемом сечении, которая в настоящей работе определялась как отношение $\chi = \frac{\lambda_{max}}{\lambda_{cp}}$, где λ_{cp} — число λ среднее по площади эюптуры.

Для исследованных решеток наибольшая степень неравномерности по шагу χ_i наблюдалась у внутреннего обвода (1,15 для всего интервала M_2). При удалении от внутреннего обвода χ_i быстро уменьшается до 1,07—1,08. Степень неравномерности по высоте канала χ_h не превышает 1,03. Таким образом, можно сделать вывод, что при незначительной степени неравномерности поля скоростей точность осреднения мало зависит от выбранного метода. Подобный же вывод делается в работах [5 и 9].

При осреднении полного давления p_3^* на выходе из диффузора, в котором имеется отрыв потока от одного из обводов, к выбору методов осреднения нужно подходить более строго, так как отрыв потока приводит к резкому возрастанию степени неравномерности поля скоростей. В описываемом эксперименте она составляла для выходного сечения 1,7 во всем интервале M_2 . Проводилось сравнение результатов осреднения давления p_3^* по импульсам и энтропии по шагу и высоте канала по формуле

$$\lg p_{cp}^* = \frac{\int_F \lg p^* q(\lambda) \sin \alpha dF}{\int_F p^* q(\lambda) \sin \alpha dF}.$$

На фиг. 4 верхняя кривая получена при осреднении давления p_3^* по энтропии, нижняя — по импульсам. Большая разница в данном случае может быть объяснена тем, что осреднение по энтропии не учитывает потерь энергии и увеличения энтропии, связанных с последующим выравниванием потока. Поэтому выбор метода осреднения должен учитывать, как поток используется в дальнейшем. Если, например, непосредственно за диффузором установлена направляющая решетка следующей ступени турбины, спроектированная с учетом конкретного поля скоростей и углов потока на выходе из диффузора, то для вычисления параметров газа на входе в решетку осреднение следует производить по энтропии. Если же до входа в следующий агрегат возможно выравнивание потока, то следует производить осреднение по импульсам, что даст возможность учесть потери на выравнивание потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амеляшкин В. Н., Уманский М. П. Влияние закрутки потока на эффективность криволинейного диффузора. «Энергомашиностроение», 1963, № 12.
2. Виник И. Д., Уманский М. П., Черников В. А. Некоторые результаты аэродинамического исследования выхлопного патрубка транспортного ГТД. «Энергомашиностроение», 1959, № 4.
3. Горбунов Г. М., Солохин Э. Л. Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1967.
4. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М., Госэнергоиздат. 1961.
5. Дорфман А. Ш. и др. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М., Изд-во АН УССР, 1960.

6. Коростелев Ю. А., Климовский К. К. Об осреднении параметров неравномерного потока воздуха применительно к осевому компрессору. В сб.: «Теоретическая гидромеханика», № 13. М., ЦИАМ, 1954.

7. Норкин С. Б. и др. Элементы вычислительной математики. М., «Высшая школа», 1963.

8. Седов А. И., Черный Г. Г. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах. В сб.: «Теоретическая механика», № 12. М., Оборонгиз, 1954.

9. Lisewski Z. Badanie modelowe kierownicy turbiny spalinowej. «Prace Inst. lotn.», 1967, № 29.

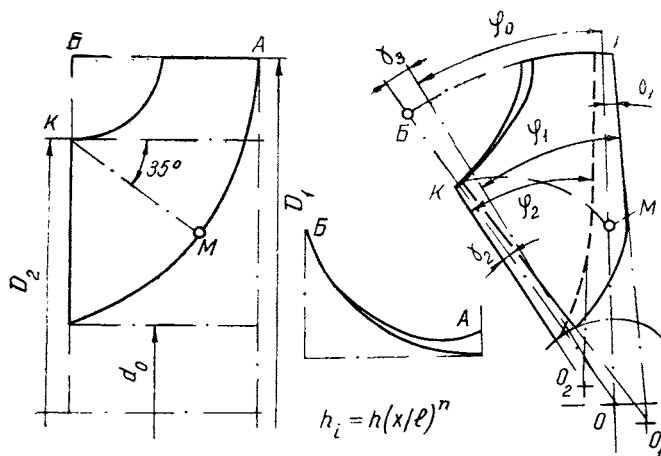
НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПОВЫШЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ

В турбокомпрессорах для наддува дизелей мощностью 50—1000 л. с. применяется радиально-осевая центростремительная газовая турбина, рабочее колесо которой является весьма напряженным элементом. Вибрация лопаток и диска, вызывающая динамические нагрузки в дополнение к большим статическим нагрузкам от действия центробежных сил, становится причиной аварии в тех случаях, когда допустимый уровень динамических напряжений превышает при резонансных режимах. Исследования, обобщающие опыт эксплуатации дизелей с газотурбинным наддувом, проведенные Уральским турбомоторным заводом, Челябинским политехническим институтом и ЦНИДИ, свидетельствуют о том, что вибрационные поломки лопаток турбин относятся к числу наиболее распространенных типов аварий турбокомпрессоров.

Основным источником вибрационных возмущений в турбине является неравномерность давления газов на входе в рабочее колесо, органически присущая получившей широкое распространение импульсной системе наддува, а также обусловленная аэродинамическим несовершенством газоподводящего корпуса и соплового аппарата. Поскольку силы, вызывающие вибрацию, можно лишь уменьшить, но не устранить полностью, одним из важнейших средств повышения вибрационной прочности лопаток турбин следует считать такую их вибрационную настройку, которая бы еще в процессе проектирования устраняла возможность резонанса лопаток с опасной по амплитуде гармоникой возмущающих сил на любом режиме работы двигателя. Для осуществления указанной настройки необходимо знать характер возмущающих сил, на основании чего выбирается необходимая частота собственных колебаний лопаток и проектируются лопатки с выбранной частотой колебаний.

Величина амплитуд гармоник возмущающих сил определяется по результатам гармонического анализа осциллограмм давления на входе в рабочее колесо, полученных при продувках газоподводящего корпуса и соплового аппарата или их моделей с учетом импульсов давления в выхлопных коллекторах дизеля на входе в корпус турбины. Требуемая для отстройки от резонанса с опасной по амплитуде гармоникой частота колебаний лопаток определяется с помощью частотной диаграммы, при этом часто оказывается необходимым обеспечить частоту колебаний, существенно (на 50—80%) превышающую частоту колебаний лопаток колес-прототипов.

Поскольку задача о повышении частоты собственных колебаний лопаток турбин имеет практическое значение и при ее решении возникают некоторые конструктивные трудности, рассмотрим кратко один из способов ее решения.



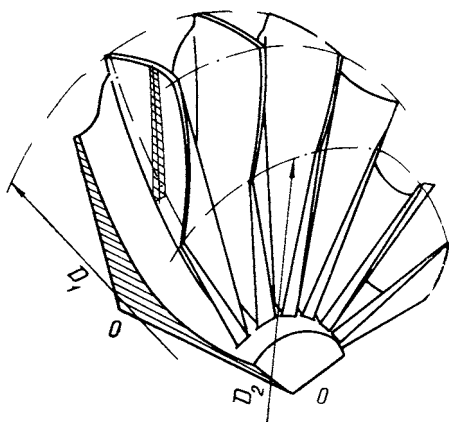
Фиг. 1. Схема лопатки турбины.

На фиг. 1 показана схема лопатки турбины, спинка и корытце которой представляют собой поверхности типа прямого коноида с двумя прямолинейными направляющими O_1 и O_2 и двумя параболическими направляющими. Прямолинейные образующие, перемещаясь по направляющим в осевом направлении параллельно плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса, и поворачиваясь на углы φ_1 и φ_2 , формируют спинку и корытце лопатки. Такая конструкция лопаток позволяет применять прогрессивную технологию изготовления рабочих колес турбин методом точного литья по выплавляемым моделям.

В настоящее время турбины всех отечественных турбокомпрессоров для наддува дизелей изготавливаются по этой технологии, поэтому все конструкции рабочих колес отличаются лишь соотношением размеров, обозначенных на фиг. 1, и главным образом положением центра O_1 и O_2 и значениями углов γ_1 и γ_2 .

С целью повышения частоты собственных колебаний было предложено выбирать толщину лопаток, изменяющейся по параболической зависимости вдоль осевого направления с убывающим показателем степени при уменьшении радиуса цилиндрических сечений. Для проверки этого предложения были спроектированы и изготовлены два варианта рабочих колес турбин ТКР-18, имеющих идентичные параметры, заданные газодинамическим расчетом, и отличающихся лишь способом профилирования. Испытания турбокомпрессоров на двигателе показали, что к. п. д. обеих турбин практически одинаков, а частота собственных колебаний лопаток с параболическим изменением их толщины в цилиндрических сечениях (при утолщенной заделке) выше на 45%. Аналогично была повышена частота собственных колебаний лопаток турбины турбокомпрессора ТКР-14—8, что способствовало устранению вибрационных поломок лопаток при работе турбокомпрессора на дизеле 8ЧНСП 18/22.

Недостатком предложенного изменения конструкции турбинных лопаток является увеличение момента инерции рабочих колес. Устранить этот недостаток можно путем применения лопаток с серповидным профилем (фиг. 2). Лопатка такого профиля имеет толщину, убывающую по параболической зависимости в обе стороны от зоны максимальной толщины, расположенной вдоль радиальной линии, проходящей через середину входной кромки. При этом увеличивается жесткость лопатки,



Фиг. 2. Эскиз рабочего колеса.

что позволяет применить диск меньшего размера, чем внешний диаметр лопаток и, следовательно, снизить момент инерции колеса и увеличить предельную окружную скорость.

Была разработана технология изготовления оснастки для точного литья подобных турбин по выплавляемым моделям, обеспечившая получение отливок с различной формой диска.

Сравнительные испытания турбин с серийным турбокомпрессором ТКР-14—2а Уральского турбомоторного завода показали, что при равных условиях турбина с серповидными лопатками и диском диаметром 140 мм имеет к. п. д. не меньший, чем серийная турбина. При уменьшении диаметра диска турбины с серповидными лопатками до 110 мм к. п. д. турбины падает на 2%, но при этом момент инерции ротора уменьшается на 10% по сравнению с серийным, а частота собственных колебаний лопаток увеличивается

ся на 23%. Очевидно, таким способом можно обеспечить увеличение запаса по резонансным оборотам, повысить предельные обороты ротора и улучшить приемистость дизеля.

Большое значение для обеспечения вибрационной настройки лопаток имеет точность расчета частоты их собственных колебаний. Известные методы расчета частот не всегда дают удовлетворительные результаты из-за допущений, которые приходится принимать вследствие большой сложности конструкции лопаток.

Предлагаемый метод расчета частоты собственных колебаний лопаток турбин, аналогичный методу Войсея для лопаток центробежных компрессоров, основан на том, что в лопатке можно найти такое характерное, так называемое типовое сечение, когда частота собственных колебаний консольной балки, вырезанной в типовом сечении, определенным образом будет связана с частотой колебаний лопатки. Для лопаток компрессоров типовое сечение расположено под углом $> 35^\circ$, а отношение частот колебаний лопатки и консольной балки постоянно и равно 1,8.

Экспериментально было установлено, что для лопаток центробежных турбин типовое сечение образуется плоскостью, проходящей через вершину выходной кромки лопатки и наклоненной под углом 60° к оси колеса. Для этого необходимо было определить частоту собственных колебаний лопаток и геометрические параметры балок, вырезанных при различных значениях угла наклона секущей плоскости, рассчитать частоту собственных колебаний этих балок и сравнить ее с частотой колебаний лопатки. Типовое сечение лопатки характерно тем, что при наклоне секущей плоскости под углом 60° к оси колеса разброс величин отношений частот собственных колебаний лопатки и консольной балки минимален для лопаток турбин любого типоразмера — от ТКР-8,5 до ТКР-23.

В результате решения системы уравнений поверхностей спинки и корытца лопатки, поверхностей, ограничивающих лопатку по периметру, и поверхности секущей плоскости установлено, что спрямленное сечение лопатки указанной плоскостью при различных углах наклона ее к оси колеса можно представить в виде консольной балки, сечение которой аппроксимируется параболой. Этот вывод был подтвержден результатами измерений геометрических параметров лопаток колес турбин с диаметром входа от 85 до 230 мм, причем исследовалось более 30 колес различных конструкций.

Расчеты частот собственных колебаний консольных балок с параболическим изменением толщины в плоскости колебаний выполнялись по методу Ритца с помощью ЭЦВМ «Урал-4».

Для измерения частот собственных колебаний лопаток использовалась вибрационная установка ПВ-3 ЦЛЭМ Мосэнерго. В качестве преобразователей применялись малогабаритные датчики с пьезоэлементами из титаната бария с частотами собственных колебаний 12—15 кГц. Частота колебаний лопаток определялась методом свободных колебаний и резонансным методом с использо-

ванием вибратора. Погрешность измерений не превышала 3%. Для контроля точности измерений частота собственных колебаний лопаток определялась по осциллограммам, полученным с помощью шлейфного осциллографа 8-S0—4 (RFT). Погрешность при этом не превышала 0,7%.

Для измерения толщины лопаток было разработано устройство с использованием часового индикатора. Вариация измерителя проверялась по плиткам Иогансона и была не больше 3% к минимальной измеряемой толщине. Другие геометрические параметры определялись с помощью стандартного инструмента. Координаты точек замеров на лопатке задавались по шаблонам.

В результате экспериментального исследования получены следующие эмпирические зависимости для лопаток турбин:

ТКР-8,5	$K=0,125 (v/c)^{0,650}$
ТКР-11	$K=0,280 (v/c)^{0,536}$
ТКР-14	$K=0,523 (v/c)^{0,265}$
ТКР-18	$K=0,678 (v/c)^{0,217}$
ТКР-23	$K=0,827 (v/c)^{0,185}$

где K — величина отношения частоты собственных колебаний лопатки к частоте собственных колебаний типовой балки;
 v — координата вершины параболы, описывающей профиль балки (расстояние от вершины параболы до оси балки);
 c — фокальный параметр параболы.

Расчет частоты собственных колебаний лопатки выполняется в следующей последовательности: геометрические параметры типового сечения определяются по чертежу или с помощью уравнений поверхности рабочего колеса, по методу Ритца рассчитывается частота собственных колебаний консольной балки, выполняется расчет величины K и определяется частота собственных колебаний лопатки.

Разработанный метод расчета частот собственных колебаний лопаток радиально-осевых центростремительных турбин имеет точность 5% и позволяет получить результаты, лежащие в пределах разброса частот колебаний лопаток цельнолитых колес.

ВОЗМОЖНЫЙ ДИАПАЗОН РЕГУЛИРОВАНИЯ ЛОПАТОЧНЫМ ДИФFUЗОРОМ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ

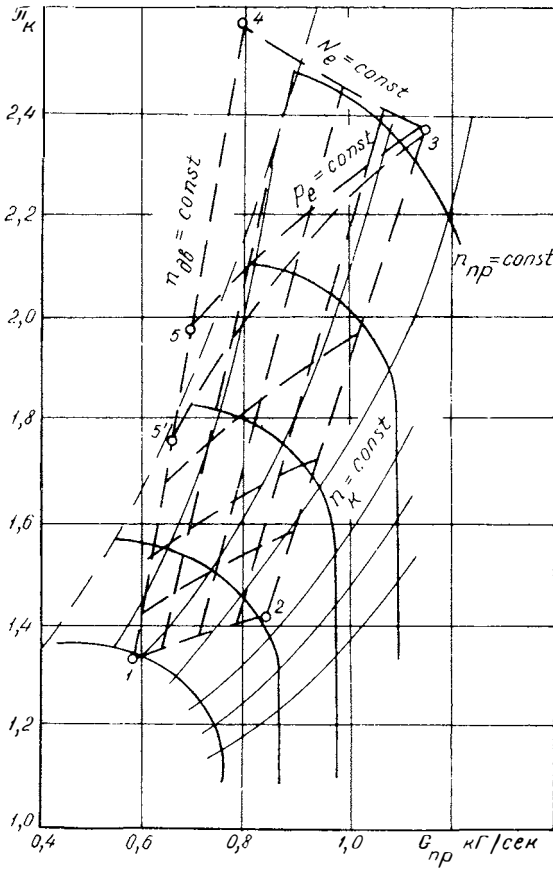
В настоящее время основным способом повышения мощности дизелей является газотурбинный наддув с использованием центробежного компрессора.

Совмещенные расходные характеристики дизеля и компрессора при наддуве четырехтактного дизеля свободным турбокомпрессором имеют вид, приведенный на фиг. 1.

На фиг. 1 линии 1—4 и 2—3 соответствуют расходам воздуха через турбокомпрессор и дизель при работе последнего по нагрузочным характеристикам, линии 1—2 и 3—5 — в случае его работы при постоянном среднем эффективном давлении p_e и переменном числе оборотов. Линия 3—5' определяется по допустимым для данного дизеля температурным режимам и представляет собой предельную внешнюю характеристику. Взаимное расположение предельной по температурному режиму внешней характеристики и линии постоянных p_e зависит от особенностей конкретного двигателя, однако оно становится все менее благоприятным при росте давления наддува. С ростом давления наддува на номинальном режиме наступает резкое снижение цикловой подачи воздуха на частичных режимах. Поэтому в транспортных установках, от которых требуются улучшенные внешние характеристики, успешное внедрение газотурбинного наддува возможно лишь при проведении определенных мероприятий по обеспечению высокого крутящего момента при работе двигателя на пониженных оборотах.

При умеренных давлениях наддува получение приемлемой внешней характеристики возможно за счет специальной настройки турбокомпрессора или введения регулирования перепуском части выхлопных газов на режимах высоких чисел оборотов двигателя [1]. Но наиболее эффективным средством, позволяющим

улучшить воздухоснабжение двигателя, является сопловое регулирование турбины — источника энергии в комплексе турбокомпрессора.



Фиг. 1. Совмещенные расходные характеристики центробежного компрессора и четырехтактного дизеля при работе со свободным турбокомпрессором.

Регулирование турбины приводит к изменению числа оборотов компрессора и позволяет поддерживать или даже увеличивать давление наддува и крутящий момент при уменьшении числа оборотов двигателя и расхода воздуха через него.

Как показали исследования, проведенные в ЦНИДИ, при давлении $p_k \leq 1,8 \text{ ata}$ на номинальном режиме мощность двигателя с введением регулирования турбины может поддерживаться постоянной в случае уменьшения числа оборотов в два раза. Это

позволяет получить изменение крутящего момента по закону тяговой гиперболы $M_{кр}n = \text{const}$, соответствующего характеристике идеального транспортного двигателя.

Диапазон работы двигателя от номинальных оборотов до $0,5 n_{ном}$ в настоящее время, видимо, следует считать вполне достаточным. Сохранение постоянной мощности при изменении оборотов в этих пределах дает возможность получить коэффициент приспособляемости до двух, что позволяет в значительной степени упростить трансмиссию, ее обслуживание и повысить к. п. д. установки в целом.

В настоящее время в тех случаях, когда внешняя характеристика не удовлетворяет требованиям, применяются механические, электрические и гидравлические передачи, обеспечивающие получение высокого крутящего момента на пониженных оборотах вала приводного агрегата. Это приводит к увеличению стоимости, габаритов и веса установок и связано в ряде случаев с расходом дефицитных материалов. Улучшение тяговых характеристик дизеля может дать существенный экономический эффект. Здесь следует признать актуальными работы, направленные на это улучшение.

Внешней характеристике при работе двигателя с постоянной мощностью соответствует линия 3—4 (см. фиг. 1). При работе по ней с уменьшением оборотов двигателя расход воздуха падает, а число оборотов компрессора растет, в результате рабочая точка может попасть в зону неустойчивой работы последнего. Для обеспечения устойчивой работы при давлениях наддува меньше 2 *атм* используют безлопаточный диффузор, который имеет достаточно широкий диапазон по расходу воздуха. Однако его использование возможно только при умеренных степенях повышения давления π_k . Объясняется это тем, что диапазон работы компрессора зависит в значительной мере от степени повышения давления, определяющей характер обтекания профилей. Поэтому при переходе к высоким степеням повышения давления и соответственно к высоким значениям окружных скоростей числа M в характерных сечениях проточной части растут, и диапазон работы компрессора сужается.

Характеристики компрессора и при безлопаточном диффузоре становятся крутыми. Применение лопаточного диффузора, работающего в зоне высоких значений чисел M , приводит к еще более крутому протеканию этих характеристик. Поэтому при высоких степенях повышения давления и широком диапазоне работы двигателя наряду с введением регулирования турбины необходимо вводить регулирование компрессора для расширения зоны его устойчивой работы.

Рабочий диапазон центробежного компрессора определяется некоторым минимальным расходом G_{min} , взятым с некоторым запасом от границы помпажа, и максимальным расходом G_{max} , выбранным таким образом, чтобы к. п. д. компрессора обеспечило

необходимый общий к. п. д. турбокомпрессора, исходя из условий продувки цилиндров и увеличения положительной работы насосных ходов дизеля.

Рабочий диапазон центробежного компрессора можно характеризовать величиной

$$\delta = \frac{G_{\max} - G_{\min}}{G_{\min}}. \quad (1)$$

На фиг. 2 показана область значений δ в функции от степени повышения давления π_k , полученная обработкой по формуле (1) характеристик испытанных компрессоров.

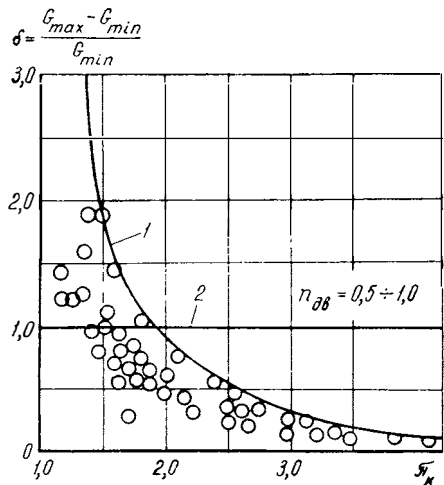
Если при работе двигателя от номинальных оборотов $n_{\text{ном}}$ до $0,5 n_{\text{ном}}$ при данном π_k пренебречь изменением коэффициента наполнения η_v , коэффициента продувки φ и изменением удельного веса воздуха, связанного с изменением к. п. д. компрессора, то расход воздуха через двигатель пропорционален числу его оборотов.

Требуемый диапазон работы компрессора приблизительно равен:

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\min}} \quad (2)$$

и изображается прямой 2 (см. фиг. 2), параллельной оси абсцисс. Ее пересечение с верхней границей 1 области $\delta = f(\pi_k)$ даст значение $\pi_k \cong 2,0$, с которого необходимо вводить регулирование компрессора.

Расширение диапазона устойчивой работы центробежного компрессора наиболее целесообразно производить изменением положения лопаток диффузора, которое позволяет получить широкий диапазон расходов при маломеняющемся напоре. Для нерегулируемого компрессора согласованная работа всех его элементов и минимум гидравлических потерь, обусловленных одновременным получением наиболее выгоднейших углов атаки для рабочего колеса и лопаточного диффузора, имеет место только на каком-то одном числе оборотов и определенном расходе воздуха. На всех остальных оборотах и других расходах воздуха вследствие сжимаемости воздуха общие потери на удар никогда не снижаются до нуля. Регулируемый лопаточный диффузор поз-



Фиг. 2. Относительный диапазон работы центробежного компрессора в функции от степени повышения давления π_k .

воляет согласовать работу колеса и диффузора, уменьшить общие потери на удар и тем самым расширить диапазон работы компрессора. При этом возможные углы установки лопаток диффузора будут определяться углами выхода потока из рабочего колеса. Максимальные углы выхода потока из рабочего колеса будут определяться треугольниками скоростей на входе в лопаточный диффузор и на входе в рабочее колесо.

При рассмотрении треугольника скоростей на входе в лопаточный диффузор величина максимальных углов выхода потока из рабочего колеса будет определяться абсолютной скоростью, которая для эффективной работы лопаточного диффузора должна быть дозвуковой.

Максимальные углы α_2 также будут ограничиваться режимом запириания вращающегося направляющего аппарата (ВНА) рабочего колеса. Используя уравнение неразрывности, написанное для входа и выхода из рабочего колеса, можно получить значение углов выхода потока при максимальном расходе через него.

На фиг. 3 показаны кривые 1 максимальных углов α_2 в функции от степени повышения давления при наложении ограничений, вызванных запирианием ВНА, для колес с углами установки лопаток на входе $\beta_{1л} = 30$ и 50° при двух значениях коэффициента скольжения μ и соответственно двух значениях коэффициента напора \bar{H}_k .

Необходимые данные, характеризующие режим запириания, взяты из работы (2).

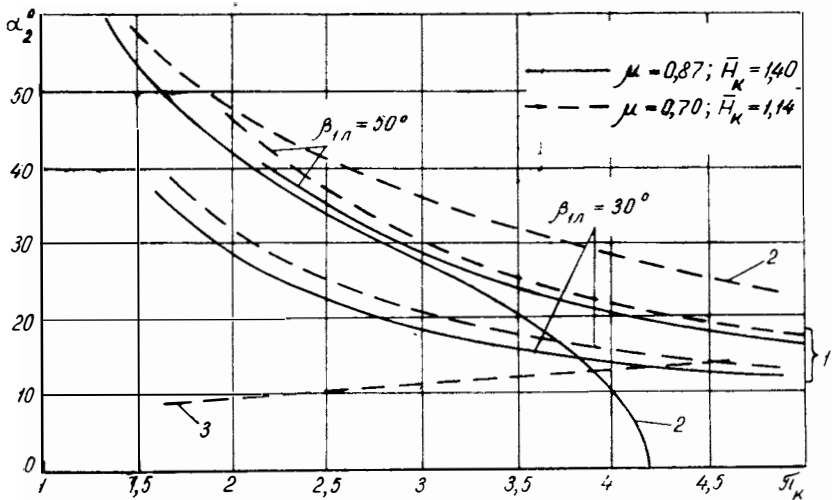
На фиг. 3 показаны также кривые 2 максимальных углов α_2 при ограничении скорости на выходе из колеса величиной $\lambda_2 = 1$.

Экспериментальные данные свидетельствуют, что при малых углах установки лопаточного диффузора лопатки рабочего колеса работают со срывом потока на них, но помпажа компрессора не наступает. Это позволяет сделать вывод, что минимальные углы выхода потока определяются лопаточным диффузором. Работа лопаточного диффузора в режиме срыва и запириания при различных углах его установки может быть охарактеризована коэффициентом скорости λ_2 и углом атаки i_3 (фиг. 4).

Из фиг. 4 видно, что каждому положению лопаточного диффузора соответствуют некоторые предельные значения λ_2 и i_3 и некоторое предельное значение окружной скорости, выше которой не может быть обеспечена устойчивая работа центробежного компрессора.

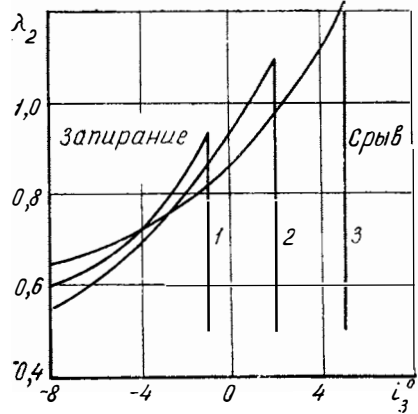
Минимальные углы потока α_2 и соответствующие им π_k , подсчитанные по данным фиг. 3, на фиг. 4 показаны линией 3.

Полученные значения максимальных и минимальных углов выхода потока из колеса определяют возможный диапазон изменения углов установки лопаток диффузора. Рассмотрение совмещенных кривых показывает, что с увеличением степени повышения давления диапазон регулирования лопаточного диффузора уменьшается. При этом для малорасходных колес (с малыми $\beta_{1л}$) при малых π_k ограничения на максимальные углы α_2 накладывает ко-



Фиг. 3. Зависимость углов выхода потока из колеса от степени повышения давления.

лесо, при больших π_k — лопаточный диффузор. Для колес с большим расходом воздуха при всех значениях π_k ограничение может накладываться только лопаточный диффузор. Сказанное справедливо для высоконапорных колес. Для низконапорных компрессоров может быть обратная картина: ограничение при всех π_k накладывается колесом, так как в этом случае значительно расширяется диапазон максимальных углов α_2 для лопаточного диффузора, в то время как диапазон этих же углов для колеса с уменьшением μ расширяется в значительно меньшей степени. Поэтому уменьшение μ следует проводить только до тех пор, пока предельные значения α_2 по ограничениям, накладываемым на входе в колесо, не совпадут с предельными значениями α_2 по ограничениям, накладываемым лопаточным диффузором в нужном диапазоне π_k . Это и показано на фиг. 3, откуда следует, что даже для колес с большим расходом воздуха ($\beta_{1,l} = 50^\circ$) уменьшение $\mu = 0,87 \div 0,82$ нецелесообразно.

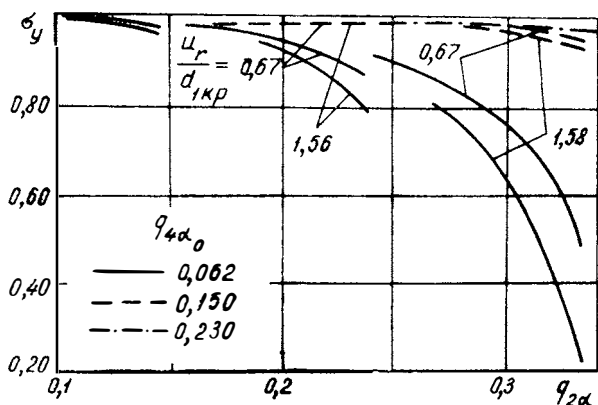


Фиг. 4. Области работы лопаточного диффузора при различных его углах установки:
1, 2 и 3 — соответственно $\alpha_{3,l} = 10^\circ$, $\alpha_{3,l} = 15^\circ$, $\alpha_{3,l} = 20^\circ$.

На основании изложенного можно сделать вывод, что для центробежного компрессора с регулируемым лопаточным диффузором

необходимо применение высоконапорных колес с большими углами установки лопаток на входе в колесо. Конструктивное исполнение и выбор проходных сечений улитки оказывает влияние на протекание характеристик центробежного компрессора.

На фиг. 5 приведены характеристики трех улиток с различной пропускной способностью в виде зависимостей сохранения полного давления в улитке σ_y в функции от безразмерной плотности тока за колесом $q_{2\alpha}$ для двух окружных скоростей и трех положений лопаток диффузора.



Фиг. 5. Характеристики улиток с различной пропускной способностью ($q_{4\alpha_0}$ — расчетная безразмерная функция тока на входе в улитку).

Из фиг. 5 видно, что при работе компрессора в широком диапазоне расходов при регулируемом лопаточном диффузоре улитку следует рассчитывать по средним расходам воздуха через компрессор. Расчет по максимальным расходам может вызвать чрезмерный рост габаритов и веса турбокомпрессора, что не всегда допустимо, особенно для транспортных установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бордуков В. Т. Исследование путей повышения коэффициента запаса крутящего момента в четырехтактных дизелях с газотурбинным наддувом. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Л., 1962.
2. Роджерс. Типичные характеристики центробежных компрессоров газотурбинных двигателей. В сб.: «Энергетические машины и установка», № 2. М., «Мир», 1964.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕЛЕЗОХРОМОНИКЕЛЕВЫХ ЛИТЕЙНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Современное автомобильное газотурбостроение характеризуется непрерывным повышением рабочих температур. В настоящее время в автомобильных ГТД следует ориентироваться на температуру металла соплового аппарата порядка 850—930°C при моторесурсе 5000 ч. Такая температура предъявляет высокие требования к материалам, из которых изготавливаются детали газотурбинных двигателей.

В распоряжении современной газотурбинной техники имеется широкий ассортимент жаропрочных сплавов, способных служить материалом для тяжело нагруженных деталей при высоких температурах. При выборе сплавов наряду с жаропрочностью большое значение имеют вопросы технологичности, экономичности и дефицитности.

Для деталей автомобильных ГТД, работающих при высоких температурах, в настоящее время широко используются никелевые жаропрочные сплавы, обладающие высокой жаропрочностью и вполне удовлетворяющие требованиям конструкции. Однако эти сплавы дороги и содержат такие дефицитные металлы, как никель (до 70%), кобальт, молибден, ниобий. В связи с этим возникает необходимость замены никелевых сплавов более дешевыми на железохромоникелевой основе. По имеющимся данным и проведенным исследованиям наиболее перспективными сплавами для работы при температурах 800—850°C, по-видимому, являются железохромоникелевые сплавы типа 15—40.

Большинство сплавов типа 15—40 упрочняются интерметаллидной γ' -фазой. Однако в связи с тем, что γ' -фаза в дисперсионно-твердеющих сплавах на основе железа нестабильна [2], возникает проблема разработки сплавов с совместным карбоинтерметаллидным упрочнением.

В настоящей работе приводятся результаты исследований, проведенных в лаборатории жаропрочных сплавов НАМИ, по изучению влияния легирующих элементов на свойства литейного железохромоникелевого сплава типа 15—40. Материалом для исследования служил аустенитный сплав (железо с 15% Cr, 40% Ni и с вольфрамом), в который вводили легирующие добавки с целью образования упрочняющих интерметаллидных и карбидных фаз. Такими легирующими элементами были алюминий, титан и углерод.

Для выплавки сплавов использовались следующие шихтовые материалы: электролитический никель Н-1, армо-железо, металлический хром Х-0, вольфрам в штабиках (99,95%), титановая губка (99,78%), алюминий АВ-000, углерод в виде электродного боя. Из этих чистых шихтовых материалов в индукционной атмосферной печи емкостью 100 кг с магнезитовой футеровкой было выплавлено три базовых сплава на железохромоникелевой основе с вольфрамом. В качестве раскислителя использовался силикокальций. Металл разливался в земляные формы. Отливки представляли собой чушки различных размеров. Экспериментальные сплавы переплавлялись в порционной индукционной атмосферной печи емкостью 7 кг. В качестве шихты использовались чушки базовых сплавов и чистые шихтовые материалы.

Химический состав изученных сплавов при отдельном и совместном легировании алюминием, титаном и углеродом приведен в табл. 1.

Выплавленные сплавы подвергались дилатометрическим и микроструктурным исследованиям, а также испытаниям на горячую твердость. Для определения влияния легирующих элементов на жаропрочность проводились испытания на длительную твердость и длительную прочность. Дилатометрические и микроструктурные исследования проводились на сплавах, закаленных с 1150°C в воду. Наличие на дилатометрических кривых объемных изменений свидетельствует о том, что титан и алюминий интенсивно влияют на развитие процессов дисперсионного твердения.

В сплавах с низким содержанием углерода (менее 0,1%), легированных титаном и алюминием совместно и отдельно, дилатометрические кривые характеризуются двумя превращениями: необратимым, связанным с уменьшением объема, и обратимым, наступающим непосредственно за первым и проходящим с увеличением объема. Первое превращение свидетельствует об упрочнении, которое вызывается выделением упрочняющей фазы, а второе — о разупрочнении, вызванном растворением этой фазы.

Титан и алюминий по-разному влияют на температурный интервал превращений. При отдельном легировании титан сдвигает область дисперсионного твердения в сторону более высоких температур по сравнению с алюминием. При легировании одним алюминием процесс разупрочнения наступает сразу за процессом упрочнения, в то время как при легировании титаном эти оба процесса в интервале 750—820°C находятся в равновесии. С увеличением

Химический состав исследованных сплавов

Номер плавки	Содержание, % вес.					
	C	Cr	Ni	W	Ti	Al
1	0,020	15,63	39,5	6,50	—	—
2	0,040	15,00*	40,0*	7,15	0,90	—
3	0,100	16,74	40,0	7,44	1,70	—
4	0,009	15,40	41,4	7,50	2,50	—
5	0,010	15,48	39,5	7,46	—	2,00
6	0,010	15,00*	40,0*	6,81	—	3,15
7	0,010	15,00*	40,0*	7,05	—	5,25
8	0,010	15,71	38,5	6,95	1,00	1,50
9	< 0,100	16,33	40,0	8,40	1,00	3,00
10	< 0,100	16,33	40,0	7,93	1,00	5,10
11	0,019	15,76	41,0	7,95	2,76	1,00
12	0,020	15,68	39,5	7,13	3,20	3,50
13	0,020	14,80	39,0	7,50	3,00	5,25
14	0,360	16,00	42,0	7,50*	—	—
15	0,300	15,00*	40,0*	7,50*	1,00*	—
16	0,320	15,60	41,0	7,53*	2,38	—
17	0,300	15,00*	40,0*	7,52	—	1,00*
18	0,330	15,00*	40,0*	7,49	—	3,00*
19	0,270	15,00*	40,0*	7,05	—	5,00*
20	0,340	15,60	41,0	7,43	1,02	1,00
21	0,280	15,05	41,0	6,10	0,96	3,50
22	0,360	15,70	41,0	6,10	0,96	4,80
23	0,250	15,40	39,0	7,50	2,82	1,00*
24	0,280	15,00*	40,0*	6,50	2,70	3,00*
25	0,300*	15,00*	40,0*	7,50*	3,06	5,00*
26	0,400	15,20	39,0	7,50*	3,18	1,00*
27	0,750	15,20	39,0	7,50*	3,18	1,00*

* По расчету.

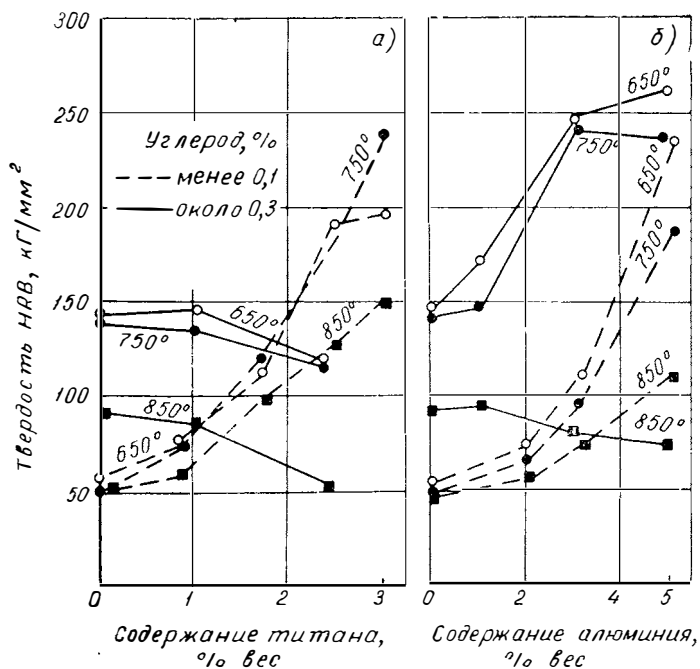
содержания как алюминия, так и титана интервал превращений расширяется, а процесс разупрочнения идет быстрее из-за перенасыщенности твердого раствора. При совместном легировании титаном и алюминием сплавов с низким содержанием углерода увеличение содержания алюминия вызывает сдвиг начала дисперсионного твердения в сторону более низких температур.

Введение в сплавы с титаном до 0,3% углерода значительно сказывается на форме дилатометрических кривых. В этом случае существенных превращений на дилатометрических кривых не наблюдается. Таким образом, в результате присутствия углерода значение титана, как элемента, вызывающего дисперсионное твердение, падает вследствие образования первичных карбидов титана. При легировании алюминием сплавов с 0,3% углерода характер дилатометрических кривых не меняется. При совместном легировании титаном и алюминием по характеру дилатометрических кривых можно определить, что роль титана в дисперсионном тверде-

нии несколько уменьшается, так как часть его переходит в карбиды.

Увеличение содержания углерода до 0,75% в сплаве с 3% титана и 1% алюминия изменяет характер дилатометрической кривой следующим образом: дисперсионное твердение начинается при более низкой температуре, а температурный интервал превращения значительно сокращается. Дилатометрические кривые позволили наметить для каждого сплава оптимальные температуры старения.

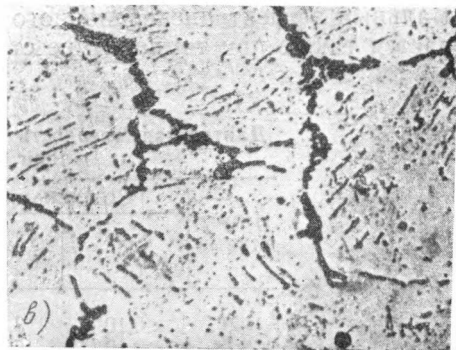
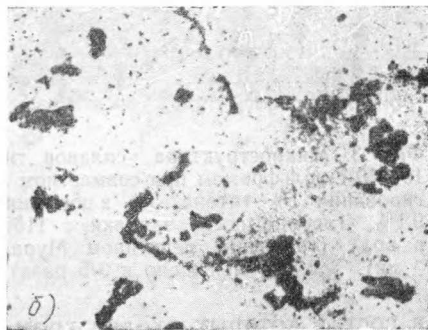
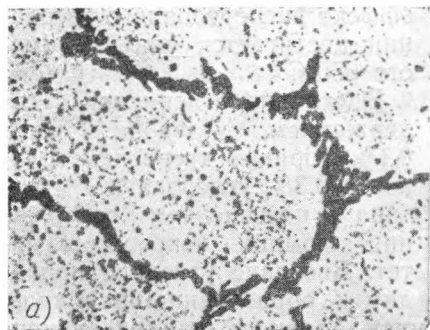
С целью определения влияния легирующих элементов на жаропрочность сплавов использовался метод горячей твердости. По мнению исследователей [1], горячая твердость более правильно и полно, чем твердость при комнатной температуре, характеризует эффект старения и влияния легирующих элементов в жаропрочных сплавах при высоких температурах.



Фиг. 1. Влияние титана (а), алюминия (б) и углерода на дисперсионное твердение сплавов типа 15—40.

Все сплавы были подвергнуты испытаниям на горячую твердость после закалки с 1150°C в воду и старения при 650, 750 и 850°C в течение 12 ч, причем температура испытания соответствовала температуре старения. Испытания продолжительностью 30 сек проводились на приборе Бринелля твердосплавным шариком диаметром 5,16 мм. Образцы имели размеры: диаметр 12—14 мм и высоту 10 мм.

Было изучено влияние титана, алюминия и углерода при раздельном и совместном легировании на дисперсионное твердение. При раздельном легировании титаном (фиг. 1,а) и алюминием (фиг. 1,б) сплавов с углеродом менее 0,1% горячая твердость равномерно увеличивается. Максимальное твердение при легировании титаном достигается при температуре 750°C, а алюминием— при 650°C, что совпадает с результатами дилатометрических исследований. При совместном легировании титаном и углеродом с увеличением содержания титана и с увеличением температуры старения горячая твердость падает (см. фиг. 1,а). Это объясняется тем, что действие упрочнения, создаваемого карбидами хрома, при введении титана значительно снижается, так как вместо карбидов хрома частично образуются карбиды титана, не влияющие на жаропрочность (фиг. 2,а,б). В сплавах с титаном и углеродом дисперсионное твердение отсутствует.



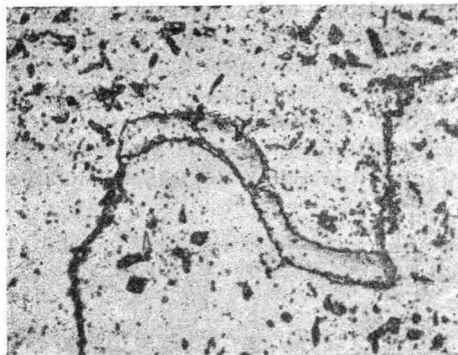
Фиг. 2. Микроструктура сплавов типа 15—40 с вольфрамом с 0,3% углерода при раздельном легировании титаном и алюминием после закалки с 1150°C в воду (травление реактивом Мураками). $\times 500$. (Уменьшено в 3/5 раза):

а — 0,3% С; б — 0,32% С; 2,38% Ti; в — 0,33% С; 3,0% Al.

При легировании алюминием и углеродом в сплавах образуются две упрочняющие фазы: карбид $M_{23}C_6$ и γ' -фаза (Ni_3Al) — фиг. 2,в. Чем выше температура старения, тем при более низких концентрациях алюминия достигается эффект дисперсионного твер-

дения: 650°C при 5% алюминия, 750°C при 3% и 850°C при 1% (см. фиг. 1, б). Дальнейшее падение твердости объясняется ускорением процессов коагуляции и растворения в связи с повышением температуры старения и избыточным содержанием алюминия.

При совместном легировании 1% титана и алюминием сплавов с углеродом менее 0,1% по мере повышения содержания алюминия до 3% горячая твердость возрастает. Дальнейшее повышение содержания алюминия приводит к падению горячей твердости, что, по-видимому, объясняется появлением феррита в структуре сплава (фиг. 3). Увеличение содержания титана от 1 до 3% приводит к тому, что максимальный эффект дисперсионного твердения достигается при 750°C вместо 650°C .



Фиг. 3. Микроструктура сплавов типа 15—40 с вольфрамом при совместном легировании 1% титана, 5% алюминия и 0,1% углерода после закалки с 1150°C в воду (травление реактивом Мураками). $\times 500$ (уменьшено в 3/5 раза).

В отличие от сплавов с содержанием углерода менее 0,1% горячая твердость сплавов с 0,3% углерода и 1% титана с повышением содержания алюминия непрерывно растет. Введение углерода приводит к образованию карбидов,

в состав которых входят хром и титан. Уменьшение этих элементов как в твердом растворе, так и в упрочняющей фазе $\text{Ni}_3(\text{Al}, \text{Ti})$ приводит к тому, что образование феррита подавляется. Максимальный эффект дисперсионного твердения в этих сплавах достигается также при температуре старения 650°C . Сплавами с 3% ти-

Т а б л и ц а 2

Длительная твердость исследованных сплавов при 800°C

Номер плавки	Содержание, % вес.			Длительная твердость НВ, кг/мм ²
	С	Al	Ti	
9	<0,10	3,1	1,00	172
10	<0,10	5,1	1,00	130
4	<0,10	—	2,50	147
11	0,02	1,0	2,76	158
12	0,02	3,5	3,20	160
13	0,02	5,2	3,00	110
23	0,25	1,0	2,82	157
24	0,28	3,0	2,70	164
25	0,30	5,0	3,06	133

тана и 0,3% углерода с содержанием алюминия от 0 до 5% наибольшая горячая твердость показана при 750°C.

Проведенные исследования позволили выделить группу сплавов с наиболее высокими показателями горячей твердости. Эти сплавы были подвергнуты затем испытаниям на длительную твердость при 800°C и выдержке 1 ч под нагрузкой после закалки с 1150°C в воду в течение 6 ч и старения при 750°C в течение 12 ч с охлаждением на воздухе.

Результаты испытаний, приведенные в табл. 2, позволили сделать следующий вывод: при увеличении содержания углерода от 0,1 до 0,3% в сплавах типа 15—40 с вольфрамом и 1—3% титана и 1—3% алюминия длительная твердость существенно не изменяется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Миркин И. Л., Лившиц Д. Е. Метод испытания твердости при высоких температурах. «Заводская лаборатория», 1949, № 9.
 2. Decker R. F., Dewitt R. R. Trends in high-temperature alloy. «J Metals», 1965, 17, № 2.
-

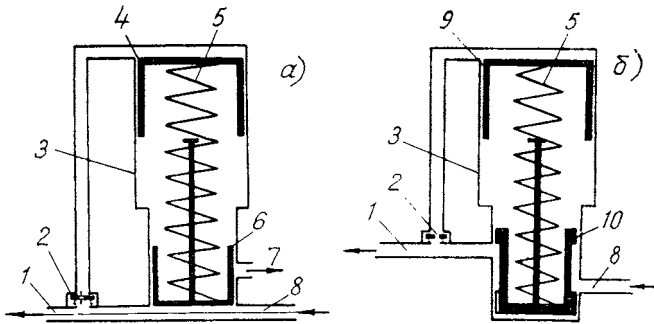
ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЛАВНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Одним из требований, предъявляемых к фрикционным муфтам, является плавное их включение с целью снижения динамических нагрузок, возникающих в силовой передаче автомобиля. При этом сжатие дисков фрикционных муфт гидромеханических передач обеспечивается за счет гидравлических цилиндров. В процессе работы гидравлического цилиндра наиболее характерным являются два этапа: перемещение поршня под давлением масла для устранения зазоров между дисками муфты и нарастание рабочего давления при практически неподвижном поршне, обеспечивающего включение фрикционной муфты.

Плавность включения фрикциона зависит от темпа нарастания давления в гидравлическом цилиндре на втором этапе. Это достигается или увеличением податливости гидравлической системы за счет применения в ней дополнительных упругих элементов (пружин или сжатого воздуха), или ограничением расхода масла, поступающего в гидравлический цилиндр. Ограничение расхода осуществляется либо уменьшением проходного сечения перед цилиндром фрикциона, либо открытием сливного отверстия, например, с помощью клапанов плавности дроссельного и сливного типов.

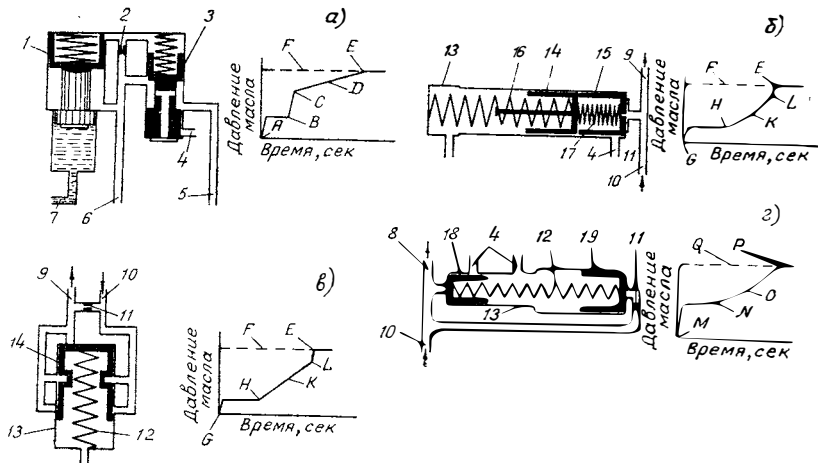
Клапан плавности должен обеспечивать быстрое перемещение поршня при выборе зазоров во фрикционной муфте и обеспечивать плавное перемещение поршня на участке нарастания рабочего давления, включающего фрикционную муфту (фиг. 1 и 2).

Так, малый поршень 6 на участке устранения зазоров перекрывает сливное отверстие 7, в результате чего происходит быстрое перемещение поршня фрикциона. С возрастанием давления он открывает сливное отверстие, и нарастание давления происходит по мере медленного заполнения через дроссель 2 полости над большим поршнем 4 соответственно сжатию пружины. В конце хода



Фиг. 1. Принципиальная схема клапана плавности сливного (а) и дроссельного типов (б):

1 — канал подвода масла к гидравлическому цилиндру фрикциона; 2 — дроссель; 3 — корпус; 4 — большой поршень; 5 — пружина; 6 — малый поршень; 7 — сливное отверстие; 8 — канал подачи масла от насоса; 9 — плунжер; 10 — золотник.



Фиг. 2. Схема плавного включения и характеристика нарастания давления в гидросистемах Форд (а), Аллисон (б), МАЗ (в) и Цанрадфабрик (г):

1 — аккумулятор; 2 — дросселирующее отверстие; 3 — регулирующий золотник; 4 — каналы слива; 5 — канал от клапана управления; 6 — к сервоцилиндру; 7 — давление главной магистрали; 8 — канал подвода масла к фрикционам; 9 — канал подвода масла к гидравлическому цилиндру фрикциона; 10 — канал подачи масла от насоса; 11 — дроссель; 12 — пружина; 13 — корпус; 14 — поршень клапана; 15 — золотник; 16 — пружина большая; 17 — пружина малая; 18 и 19 — малый и большой золотники; А — начало переключения с первой передачи на вторую; В — ход поршня сервоцилиндра; С — начало затягивания ленты; D — действие аккумулятора; E — окончание включения; F — давление в главной магистрали; G — начало включения фрикциона; H — начало давления дисков; K — действие клапана; L — конец действия клапана; M — начало подачи масла от насоса; N — начало слива; O — перемещение большого золотника; P — конец хода большого золотника; Q — давление масла в системе.

большой поршень принудительно перемещает малый поршень, который вновь перекрывает сливное отверстие.

Клапан плавности такого типа, применяемый в гидромеханической передаче фирмы Аллисон (фиг. 2,б), отличается тем, что золотник 15 перекрывает канал слива 4 не усилием, развиваемым давлением масла, а усилием пружины 17, что обеспечивает гарантированное перекрытие сливного отверстия при любом давлении в цилиндре фрикциона. Функцию механизма, плавно повышающего давление в процессе включения, могут выполнять редукционные клапаны. Примером может служить редукционный клапан фирмы Цанрадфабрик (фиг. 2,в).

В гидромеханической передаче Минского автомобильного завода применен клапан плавности дроссельного типа (фиг. 2,в). При свободном перемещении поршня давление в гидравлическом цилиндре невелико и поршень клапана 14 занимает верхнее положение. В момент соприкосновения дисков фрикционной муфты давление возрастает, и поршень клапана, перемещаясь, закрывает отверстие подвода масла в гидравлический цилиндр. С этого времени наполнение цилиндра происходит через дроссель 11. Для повышения надежности работы фрикциона в конце хода поршня открывается дополнительное проходное сечение. Недостатком такого клапана является то, что при повышенных утечках масла из полости цилиндра возможны случаи невключения фрикционной муфты.

На фиг. 2,а показан клапан плавности, применяемый на автоматической трансмиссии фирмы Форд модели С-6. Он состоит из аккумулятора 1 и регулирующего золотника 3. В момент переключения передач масло, поступающее из системы управления, начинает заполнять бустер силового цилиндра ленточного тормоза. Одновременно масло через дросселирующее отверстие 2 поступает к верхним торцам обоих золотников, а также к нижнему торцу золотника 3 регулирующего клапана. Нарастающее давление масла после соприкосновения ленты с барабаном тормоза вызывает перемещение золотника аккумулятора 1 вниз, а золотника регулирующего клапана 3 — вверх. При этом аккумулятор освобождает дополнительный объем масла, а регулирующий золотник дросселирует поток масла, подводимый из главной магистрали. Дросселирующее отверстие обеспечивает перепад давлений в $0,35 \text{ кг/см}^2$, благодаря которому регулирующий золотник уравнивается в положении, обеспечивающем необходимый темп заполнения аккумулятора. Этим достигается плавность нарастания давления в бустере тормоза в заключительной стадии его включения.

В унифицированной гидромеханической передаче Белорусского автомобильного завода был применен клапан плавности (фиг. 1,б), который работает следующим образом:

При переключении передач давление в гидравлическом цилиндре невелико, и плунжер 9 отходит в крайнее положение под действием усилия пружины 5, выталкивая жидкость через обратный

клапан в канал подачи жидкости фрикциона. При обратном движении плунжера поджимается пружина, и золотник 10 автоматически устанавливает давление рабочей жидкости, подаваемой в бустер фрикциона, в зависимости от поджатия пружины плунжером. В конце хода плунжер отодвигает золотник клапана, обеспечивая свободный проход жидкости.

Рассматривая описанные устройства, можно отметить, что преимуществом механизмов, показанных на фиг. 1, *a* и *б*, является способность обеспечения плавного включения всех фрикционных муфт гидромеханической передачи одним механизмом. Однако следует отметить, что в случае большого различия гидравлических сопротивлений каналов подвода к гидравлическим цилиндрам качество процесса включения фрикционных муфт будет различным, что является недостатком этих механизмов.

Устройства, показанные на фиг. 2, *a*, *б*, *в* и *г*, могут работать только на отдельной передаче, что является их недостатком. Преимущество их заключается в возможности настройки для обеспечения требуемого процесса включения исполнительного цилиндра каждой фрикционной муфты в отдельности.

Как показали экспериментальные исследования, общим недостатком всех описанных выше механизмов является то, что они могут обеспечить необходимую характеристику нарастания рабочего давления в цилиндре только при условии незначительного сопротивления подводящих каналов. Подводящие каналы вращающихся фрикционных муфт, как правило, имеют большую величину гидравлического сопротивления, в отличие от каналов цилиндров фрикционных механизмов планетарных коробок передач, которые могут быть выполнены с небольшим гидравлическим сопротивлением.

Таким образом, использование их на вальных коробках передач значительно затруднено. Добиться удовлетворительной работы их в этом случае возможно установкой механизмов непосредственно во вращающемся исполнительном цилиндре, что исключит влияние гидравлического сопротивления каналов.

Для изучения процессов, протекающих в гидравлической системе при включении вращающихся фрикционных муфт, определения оптимальной характеристики возрастания давления и исследования различных гидравлических устройств, обеспечивающих плавное включение фрикционных, и снижения динамических нагрузок проведены исследования гидромеханической передачи автомобиля БелАЗ-540. Гидромеханическая передача была оборудована системой датчиков, позволяющих записывать на ленту осциллографа процессы, происходящие в гидравлической системе при переключении передач, и параметры, характеризующие работу трансмиссии автомобиля.

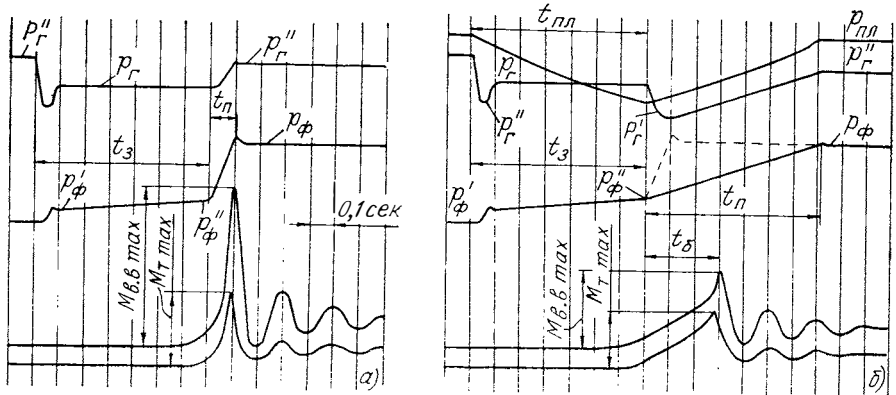
Давление рабочей жидкости в бустере p_{ϕ} фрикционной муфты определялось с помощью специально спроектированного датчика колпачкового типа, в котором наклеены проволочные тензодатчи-

ки. Давление в главной масляной магистрали p_r определялось датчиками типа ЭДМУ-15. Крутящие моменты на турбинном M_r и вторичном $M_{в.в}$ валах определялись с помощью проволочных тензодатчиков.

Число оборотов турбинного n_r и вторичного $n_{в.в}$ валов регистрировалось бесконтактными отметчиками оборотов импульсного типа, а число оборотов двигателя n_d — тахогенератором, установленным на двигателе.

Датчики были протарированы на стенде с использованием эталонных манометра и динамометра. По результатам тарировки строились тарировочные графики, с помощью которых расшифровывались записи, полученные на ленте осциллографа. Скорость ленты составляла 60 мм/сек с отметкой времени через 0,1 сек. Испытания проводились на стенде и на автомобиле БелАЗ-540 в эксплуатационных условиях. Давление рабочей жидкости в главной магистрали, в гидротрансформаторе, в магистрали смазки, температура рабочей жидкости контролировались дистанционными манометрами и термометрами.

На ленту осциллографа производилась запись процесса возрастания давления в бустерах фрикционных муфт первой, второй и третьей передач, в бустере фрикционной муфты заднего хода, а также давление в главной магистрали при различном числе оборотов двигателя и разной температуре рабочей жидкости в гидромеханической передаче.



Фиг. 3. Осциллограмма включения фрикциона без устройства (а) и с устройством (б) для плавного включения.

На фиг. 3,а и б показаны осциллограммы включения фрикциона с клапаном плавности и без него.

При расшифровке этих осциллограмм были приняты следующие параметры, позволившие выделить наиболее существенные особенности процесса:

- t_3 — время выбора зазоров во фрикционе (от начала движения поршня фрикциона до начала сжатия дисков);
- t_{II} — время полного возрастания рабочего давления в бустере фрикциона;
- t_6 — время буксования фрикционной муфты, отсчитываемое от начала возрастания рабочего давления;
- p_{ϕ} — давление в цилиндре фрикциона в точке сцепления муфты;
- p_r — главное давление во время выбора зазоров во фрикционе;
- p_r' — главное давление в момент начала сжатия дисков;
- $t_{п.л}$ — время отхода плунжера клапана плавности.

Как показали испытания вышеуказанных конструкций клапанов плавности, ни один из них не способен выполнить предъявляемые к ним требования по следующим причинам:

Производительность насоса на рабочих режимах, как правило, превышает максимальный расход масла через магистраль, и процесс включения фрикциона происходит практически при постоянном главном давлении. Большое главное давление в момент движения поршня фрикциона не дает возможности отойти плунжеру клапана плавности в крайнее положение, что соответственно исключает его обратный ход.

В процессе трогания автомобиля с места фрикционная муфта включается при малом числе оборотов насоса гидромеханической трансмиссии. Расход масла при этом меньше пропускной способности каналов и главное давление достаточно мало, что обеспечивает отход плунжера в крайнее положение. Но так как диаметр плунжера больше диаметра золотника, плунжер уже в начале движения поршня начинает поджимать пружину, и к началу слипания дисков давление в магистрали достигает величины, при которой практически невозможна пробуксовка фрикционной муфты.

Таким образом, установка указанных выше клапанов плавности даже на каждый фрикцион не обеспечивает плавного включения фрикционных муфт.

На основании исследований были разработаны основные требования к клапану плавности, которые сводятся к следующему:

- 1) обеспечению включения фрикционной муфты без увеличения разрыва потока мощности;
- 2) обеспечению плавного возрастания давления жидкости в бустере фрикциона в момент слипания дисков;
- 3) осуществлению движения плунжера клапана плавности в сторону поджатия пружины только в момент начала слипания дисков фрикциона.

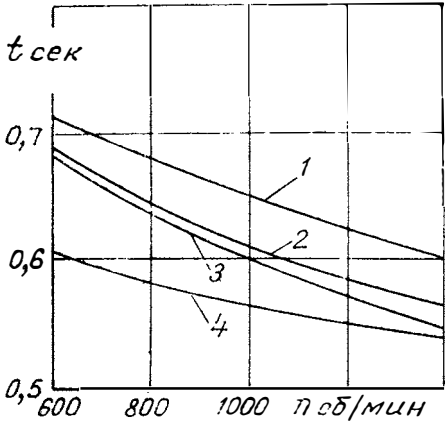
Был спроектирован клапан плавности дроссельного типа, аналогичный показанному на фиг. 1,б и отвечающий данным требованиям, который имеет несколько иной принцип работы.

В момент включения фрикционной муфты золотник этого клапана находится в положении полного открытия канала подачи ра-

бочей жидкости в бустер фрикциона. Плунжер клапана медленно отходит назад, выталкивая рабочую жидкость через жиклер. Время отхода плунжера должно быть равно времени выбора зазоров

фрикционной муфты. И только в момент слипания дисков плунжер начинает двигаться в сторону поджатия пружины, т. е. в этот момент золотник клапана начинает автоматически поддерживать давление в зависимости от поджатия пружины плунжером. На фиг. 3,б — эта точка p_{ϕ} . Дальнейшее возрастание давления происходит плавно по выбранной характеристике.

Эффективность работы клапана плавности зависит от того, насколько время отхода плунжера близко к времени выбора зазоров во фрикционной муфте. Поскольку отход плунжера настраивается по времени, а разрыв потока мощности зависит от числа оборотов двигателя, температуры



Фиг. 4. Зависимость времени выбора зазоров во фрикционной муфте от числа оборотов двигателя и температуры масла:

1 — $t = 20^{\circ}\text{C}$; 2 — $t = 60^{\circ}\text{C}$; 3 — $t = 80^{\circ}\text{C}$; 4 — время отхода плунжера.

рабочей жидкости (фиг. 4), а также утечек масла во фрикционе, то не на всех режимах работы автомобиля эффективность клапана плавности одинакова.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПРОТИБОБЛОКИРОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

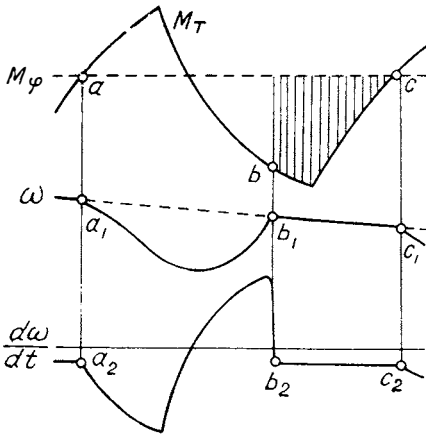
Работы в области применения противоблокировочных устройств показывают, что оборудованный такими устройствами автомобиль сохраняет при торможении устойчивость и управляемость.

Проведенный в НАМИ канд. техн. наук И. С. Оржевским анализ работы наиболее распространенного типа противоблокировочного устройства позволил установить, что излишнее растормаживание при регулировании вызвано в основном принципом работы инерционного датчика, применяемого в качестве чувствительного элемента. Сигнал на снижение тормозного момента выдается инерционным датчиком, когда замедление колеса превысит заранее заданное значение, и этот сигнал выдерживается вплоть до того момента, пока угловая скорость связанной с колесом оси датчика не сравняется с угловой скоростью его маховика.

На фиг. 1 показана диаграмма процесса, на которой точками *a* на кривых тормозного момента M_T , угловой скорости ω и ее производной $\frac{d\omega}{dt}$ отмечено начало блокирования, точками *b* — момент, когда окружная скорость колеса сравнивается с линейной скоростью автомобиля, т. е. колесо полностью разгоняется. В точках *c* вновь наступает блокирование, если сцепление не изменилось и величина момента по сцеплению M_ϕ осталась постоянной. Когда маховик инерционного датчика замедляется пропорционально линейному замедлению автомобиля, то выдаваемый им сигнал на растормаживание прекратится в точке *b*. Тогда заштрихованная площадь на диаграмме фиг. 1 и будет представлять собой излишнее растормаживание. Оно будет тем выше, чем больше будет время запаздывания на повышение момента и чем интенсивнее растормаживание.

Регулированием темпа изменения тормозного момента и сокращением времени срабатывания элементов можно уменьшить излишнее растормаживание, однако реализация сцепления остается неполной.

Принудительное сокращение длительности сигнала на растормаживание дополнительным импульсным звеном позволяет повысить полноту диаграммы торможения, но такой способ повышения



Фиг. 1. Диаграмма процесса растормаживания.

реализации сцепления приемлем лишь для установившегося режима торможения.

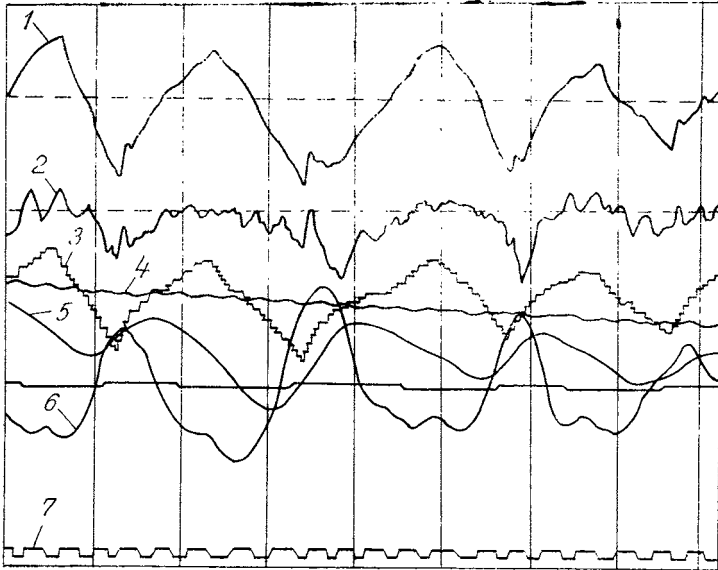
Наиболее полно отвечает всем требованиям противоблокировочное устройство с тахогенератором в качестве чувствительного элемента, выдаваемое напряжение которого пропорционально угловой скорости колеса. Наличие такого непрерывного по времени, в отличие от инерционного датчика, сигнала позволяет получить более полную информацию о поведении колеса и провести более оптимальное воздействие на тормозную систему. Такое устройство с электрическим чувствительным элементом

было разработано в Сибирском автомобильно-дорожном институте. Проведены его испытания в лабораторных условиях.

Тахогенератор создает на сопротивлении падение напряжения, прямо пропорциональное угловой скорости колеса, которое через усилитель подается на поляризованное реле, замыкающее цепь питания регулятора давления при определенной величине замедления. Регулятор давления с электромагнитным приводом работает по принципу освобождения дополнительного объема. Темп изменения тормозного момента регулируется специальным амортизатором. Давление в главном тормозном цилиндре гидравлического привода задних колес автомобиля ГАЗ-21 создавалось рычагом с грузом.

Во время испытаний регистрировались: давление в приводе, тормозные силы и момент, вертикальная нагрузка (от тензодатчиков на чулке балки моста), угловые скорости обоих колес и их производные (тахогенераторами постоянного тока ТГ-041 с фрикционным приводом) и отметки углов поворота колеса и бегового барабана. Торможения осуществлялись с разных начальных скоростей, причем скорость вращения беговых барабанов удерживалась постоянной или же дополнительно замедлялась. Проводились торможения и при свободном выбеге барабанов стэнда.

При испытаниях противоблокировочное устройство периодически отключалось и проводилось затормаживание с подобранной величиной давления в приводе, при котором угловая скорость затормаживаемого колеса плавно изменялась в широком интервале, но колесо не блокировалось. Также проводилось затормаживание до «юза» с поддержанием постоянной окружной скорости беговых барабанов. Получаемые величины тормозного момента и силы использовались для определения степени реализации сцепления как одного из основных показателей качества работы описываемого устройства.



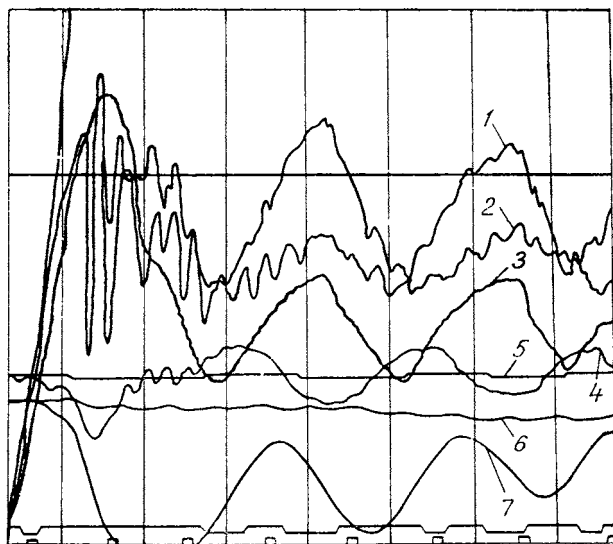
Фиг. 2. Осциллограмма установившегося режима торможения:
 1 — тормозной момент; 2 — тормозная сила; 3 — давление в приводе;
 4 — угловая скорость свободного колеса; 5 — угловая скорость затормаживаемого колеса; 6 — производная угловой скорости затормаживаемого колеса; 7 — отметки углов поворота затормаживаемого колеса и бегового барабана.

На фиг. 2 показана осциллограмма установившегося режима торможения. На нулевой линии производной угловой скорости нанесены отметки моментов замыкания и размыкания цепи регулятора давления. Отметки времени наносились через 0,1 сек. Штриховой линией нанесены значения момента и силы сцепления, определенных последующим затормаживанием с подобранной величиной давления в приводе.

Из фиг. 2 видно, что можно реализовать максимальное значение коэффициента сцепления без излишнего растормаживания.

На фиг. 3 показана осциллограмма процесса регулирования в переходном режиме. В данном случае при резком затормаживании с малой начальной скорости (11 км/ч) созданный тормозной мо-

мент практически мгновенно переводит колесо в состояние чистого скольжения, и устройству требуется около 0,2 сек, чтобы вывести колесо из этого состояния, а выход на установившийся режим затягивается до 0,4 сек. При резком затормаживании с большей начальной скорости (20 км/ч) в переходном режиме блокирование не допускается. Подобные явления установлены и при внезапном падении сцепления на специально подготовленном участке бегового барабана.



Фиг. 3. Осциллограмма процесса регулирования в переходном режиме:

1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7 — то же, что и для фиг. 2.

Были проведены также испытания устройства при затормаживании обоих колес и имитации установки одного чувствительного элемента с приводом от карданного вала, а также испытания устройств, работающих по принципу сравнения угловых скоростей обоих затормаживаемых колес и когда одно из них катится свободно.

В заключение следует отметить, что проведенные испытания показали работоспособность противоблокировочных устройств с электрическим чувствительным элементом, в результате чего выявлено влияние основных параметров элементов такого устройства и их сочетания на качество регулирования в установившемся и переходных режимах торможения.

ПЛАН ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ МНОГОСАТЕЛЛИТНОЙ ПЕРЕДАЧИ

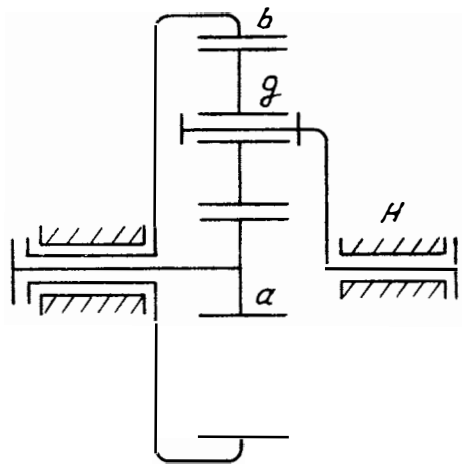
При проектировании многосателлитной передачи особое внимание уделяется вопросу выбора чисел зубьев, который решен для всех основных типов многосателлитных передач. Однако существующие методы требуют значительного времени и известных навыков при использовании зависимостей, данных в аналитической форме, или при использовании таблиц и графиков, к сожалению, предназначенных для выбора чисел зубьев передачи только какого-либо одного типа.

Для устранения указанных недостатков предлагается следующее графическое построение.

Ряд (фиг. 1), содержащий основные звенья: солнечную a , коронную b шестерни, водило H и сателлиты g —и имеющий несколько равномерно расположенных сателлитов a_p , должен обеспечить передаточное отношение i . Помимо этого, числа зубьев z_a , z_b и z_g шестерен этого ряда, как известно, должны удовлетворять условиям: соосности, сборки и соседства.

Передаточное отношение, обеспечиваемое рядом, можно выразить в функции чисел зубьев коронной z_b и солнечной z_a шестерен. Вышеуказанные условия также можно выразить через z_b и z_a , причем зависимость во всех случаях линейная и выражается в общей форме так:

$$z_b = Az_a + B.$$



Фиг. 1. Кинематическая схема ряда.

Значения коэффициентов A и B помещены в нижеследующей таблице.

Принятая система координат $z_a O z_b$ (фиг. 2) может быть использована только в первом квадранте, причем $z_a \geq z_{a \min}$, а $z_{b \max} \geq z_b \geq z_{b \min}$ и, кроме того, $z_g \geq z_{g \min}$.

Т а б л и ц а

Условия числа зубьев шестерен ряда	Значения коэффициентов	
	A	B
Соосность	1	$2z_g$
Сборка	-1	$a_p E^*$
Соседство	$1 + \sin \frac{180^\circ}{a_p}$	4
	$1 - \sin \frac{180^\circ}{a_p}$	$1 - \sin \frac{180^\circ}{a_p}$
Конструктивный параметр	k	0

* Здесь E — любое положительное целое число.

Для того, чтобы вычертить в системе координат $z_a O z_b$ графики зависимостей (см. таблицу), следует:

1) через точку O провести прямую, угловой коэффициент которой должен быть равен значению конструктивного параметра k ;

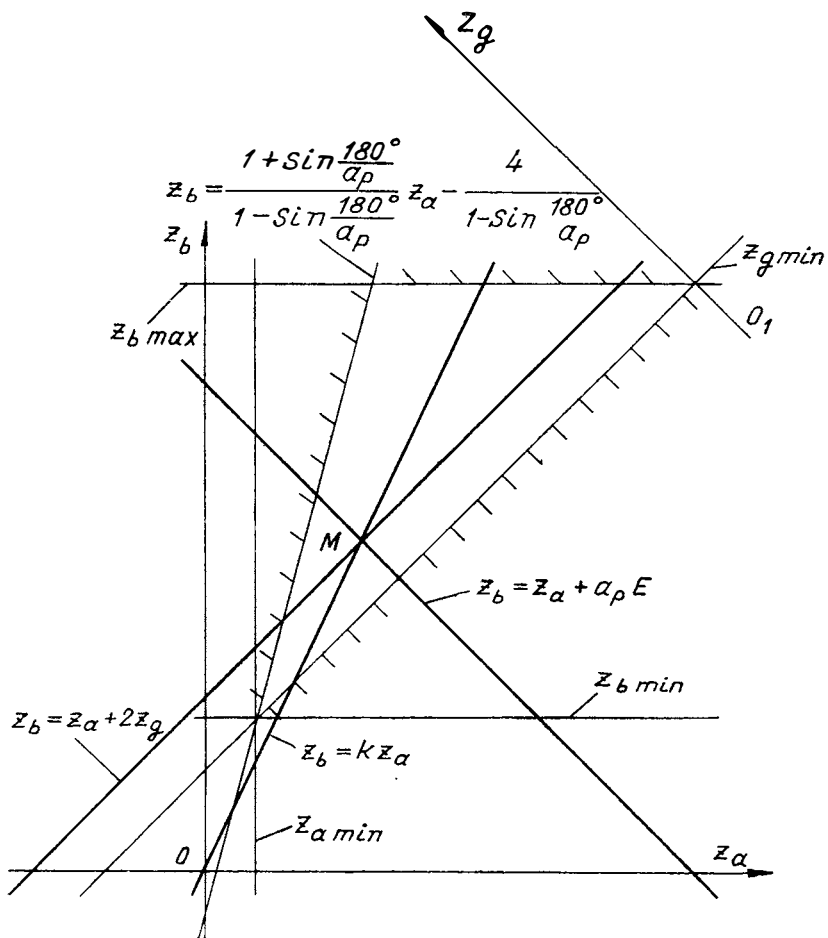
2) на оси абсцисс отложить отрезки, соответствующие величине $-\frac{B}{A}$, т. е. $-2z_g$; $a_p E$; $\frac{4}{1 + \sin \frac{180^\circ}{a_p}}$;

3) на оси ординат отложить отрезки, соответствующие величине B , т. е. $2z_g$; $a_p E$; $-\frac{4}{1 - \sin \frac{180^\circ}{a_p}}$;

4) соответственно через каждую пару точек провести прямые линии.

На фиг. 2 точка пересечения прямых условий соосности и сборки M (узловая точка) лежит в области существования чисел зубьев, и через нее проходит прямая конструктивного параметра. Областью существования назовем область, включающую и лежащую правее прямых $z_a = z_{a \min}$ и прямой условия соседства, включающую и лежащую выше прямых $z_g = z_{g \min}$; $z_b = z_{b \min}$ и включающую и лежащую ниже прямой $z_b = z_{b \max}$.

Получившийся в результате построения график (см. фиг. 2) назовем планом чисел зубьев многосателлитной передачи, составленный из цилиндрических зубчатых колес.



Фиг. 2. План чисел зубьев многосателлитной передачи.

Этот план обладает следующими свойствами:

1. На осях абсцисс и ординат могут быть использованы лишь целочисленные значения чисел зубьев.

2. Каждой узловой точке плана соответствует определенное значение конструктивного параметра. Число узловых точек для некоторой области существования равно числу передаточных отношений ряда при неизменном выборе его ведущего, ведомого и тормозного звеньев.

3. Область существования чисел зубьев зависит при неизменных значениях $z_a = z_{a \min}$; $z_b = z_{b \min}$; $z_g = z_{g \min}$; $z_b = z_{b \max}$ от числа сателлитов, уменьшаясь при увеличении их числа.

4. Прямая условия соосности характеризует число зубьев сателлита, что дает возможность построения оси этого числа (луч O_1z_g). Применение коррекции позволяет нарушить условие соосности, причем равенство может быть нарушено лишь на целое число. Графически это отразится проведением прямых чисел зубьев сателлита z_g , проходящих через луч O_1z_g в точках, делящих пополам расстояние между целочисленными значениями.

5. Расстояние между прямыми условия сборки зависит от числа сателлитов. При определенном значении числа сателлитов эти прямые должны проходить через точки осей абсцисс и ординат, соответствующие числовые значения которых делятся на a_p . Через каждую точку осей абсцисс и ординат проходит в общем случае ($1 < a_p < \infty$) хотя бы две сливающиеся между собой прямые условия сборки, соответствующие числам сателлитов $a_p = 1$ и a_p , равному простому числу.

6. Некоторая прямая условия сборки в каких-либо двух узловых точках характеризует передачу со сдвоенными сателлитами, в каких-либо трех узловых точках — со строенными и т. д.

7. Некоторые две прямые условия сборки, соответствующие одному и тому же числу сателлитов, в каких-либо двух узловых точках на каждой прямой соответственно характеризуют передачу со сдвоенными сателлитами, в каких-либо двух точках на одной прямой и одной точке на другой прямой — со строенными сателлитами и т. д. Выбор узловых точек на двух и более прямых условия сборки требует или введения разного модуля для ступеней передачи, или введения паразитной шестерни, или, наконец, применения коррекции.

8. Некоторая прямая условия сборки может быть выбрана вне зависимости от числа сателлитов, если ступень передачи состоит не из трех основных звеньев, а из двух. Отметим то, что если прямая условия сборки взята с учетом числа сателлитов и числа зубьев звеньев кратны числу сателлитов, то передача может быть выполнена с взаимозаменяемыми сателлитами. В противном случае для передач со сдвоенными или строенными и т. д. сателлитами необходимо определить угол поворота сателлита относительно центров и угол поворота между контрольными зубьями сателлитов.

Предлагаемый план чисел зубьев обладает рядом других свойств и позволяет проще произвести выбор чисел зубьев многосателлитной передачи.

РАЗРАБОТКА СВЕТОСИГНАЛЬНЫХ ФОНАРЕЙ, ОТВЕЧАЮЩИХ ТРЕБОВАНИЯМ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Оценка качества огней сигнализации по дальности видимости фонаря является неудобной как для контроля, так и для расчета по сравнению с фотометрической характеристикой, представленной в виде нормированных величин сил света в определенных направлениях. Фотометрические характеристики огней сигнализации выражаются кривыми светораспределения, дающими возможность проведения точного расчета сигнальных фонарей на соответствие заданному светораспределению.

Расчет сигнальных фонарей сводится к расчету необходимых размеров рабочей поверхности фонаря, обеспечивающих заданное светораспределение, и выбору оптической системы, используемой в конструкции фонаря, к определению основных параметров рабочих элементов, входящих в оптическую систему, а также к расчету и анализу кривой светораспределения разработанной светооптической системы фонаря.

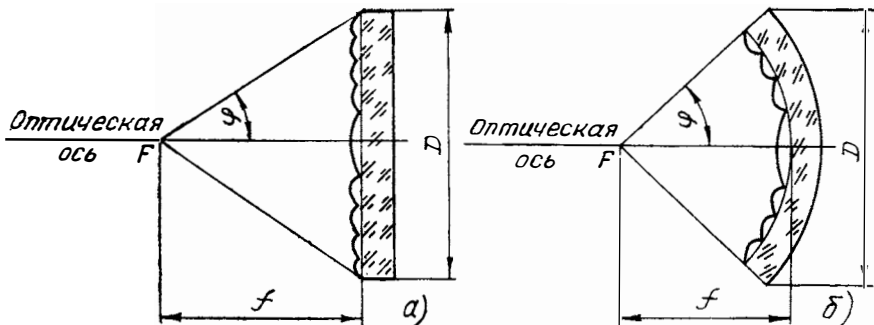
Для создания необходимого светораспределения в конструкции сигнальных фонарей применяются либо линзовые, либо смешанные оптические системы.

Линзовая оптическая система (фиг. 1) состоит из лампы и рассеивателя, которые взаимосвязаны фокусным расстоянием f .

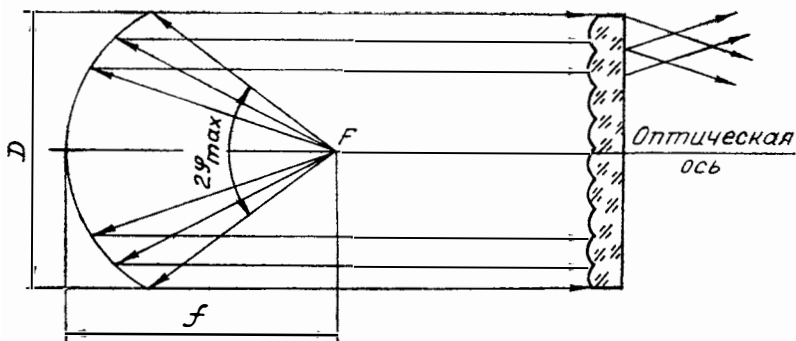
Смешанная оптическая система, состоящая из отражателя, лампы и рассеивателя (фиг. 2), используется в конструкции фонаря в случае, когда ограничены его габариты, мощность используемых ламп или когда плоский угол охвата линзовой оптической системы превышает 45° . В ней часть светового потока источника света захватывается отражателем в пределах сравнительно большого его телесного угла охвата ω , характеризующего плоским углом $2\tau_{\text{отр}}$ и, отражаясь от него, направляется на рассеиватель.

Первым этапом расчета определяется угол охвата оптической системы как отношение светового потока, необходимого для получения требуемого светораспределения фонаря, к среднесферической силе света лампы, используемой в фонаре. Световой поток, необходимый для получения требуемого светораспределения, определяет-

ся способом угловых коэффициентов с учетом коэффициентов запаса, использования площади выходного отверстия, пропускания рассеивателя коэффициента отражения.



Фиг. 1. Схема линзовой оптической системы с прямым (а) и кривым (б) несущими слоями.



Фиг. 2. Схема смешанной оптической системы.

По величине телесного угла ω может быть определен плоский угол охвата φ оптической системы и диаметр рабочей поверхности D :

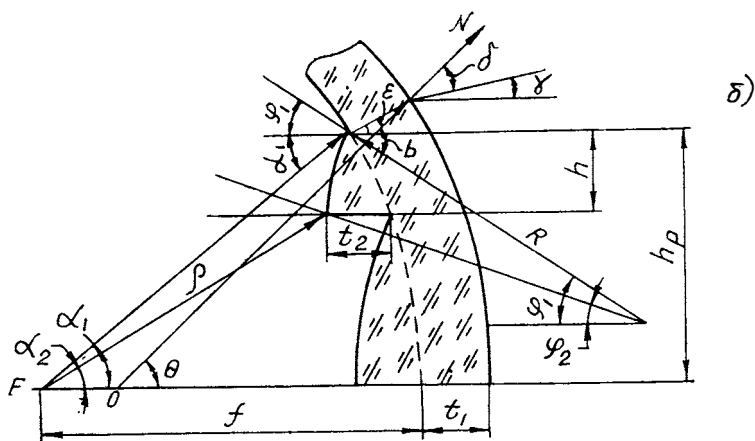
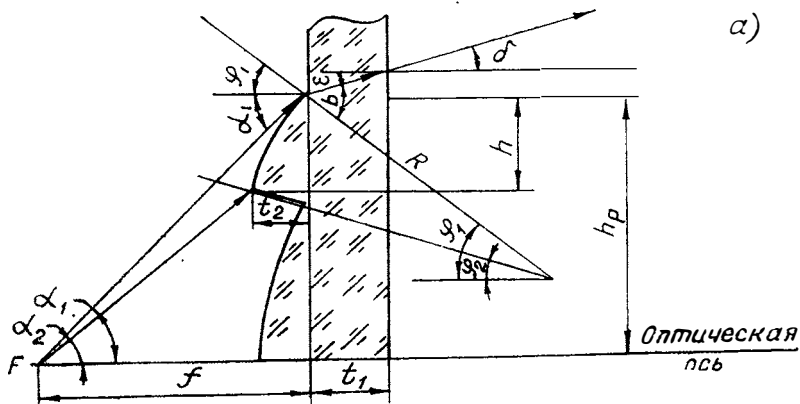
$$\varphi = \arccos \left(1 - \frac{\omega}{2\pi} \right);$$

$$D = 2f \operatorname{tg} \varphi.$$

После определения необходимых размеров рабочей поверхности фонаря, задавшись габаритами последнего, можно выбрать тип оптической системы, позволяющей получить требуемое светораспре-

деление. Вторым этапом расчета является определение параметров рабочих элементов, входящих в оптическую систему.

Линзовые оптические системы, применяемые в фонарях, обычно представляют собой линзы с прямыми или кривым несущими слоями с рабочими гранями на внутренней поверхности рассеивателя.



Фиг. 3. Профиль линзы с прямым (а) и кривым (б) несущими слоями.

Расчет профиля линзы с прямым (фиг. 3,а) или кривым (фиг. 3,б) несущими слоями заключается в нахождении радиусов кривизны рабочих граней R и толщины рабочей части элементов профиля t_2 , при которых фокальные лучи, падающие на крайние точки рабочей грани, выйдут из линзы в заданных направлениях δ .

В случае прямого и кривого несущих слоев

$$R = \frac{n}{\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2},$$

в случае прямого несущего слоя

$$t_2 = R (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1),$$

в случае кривого несущего слоя

$$t_2 = R (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1) + \rho (\cos \Theta_2 - \cos \Theta_1),$$

где φ_1 и φ_2 — углы охвата линзы в верхней и нижней точках;

Θ — угол наклона нормали к оптической оси;

n — показатель преломления материала рассеивателя;

ρ — радиус кривизны несущего слоя.

Расчет смешанной оптической системы сводится к определению параметров параболического отражателя и расчету линз. В заключение определяется кривая светораспределения разработанной светооптической схемы фонаря, которая должна вписаться между максимальной и минимальной кривыми заданного светораспределения.

Предложенная методика позволяет правильно рассчитывать и конструировать светооптические схемы сигнальных фонарей.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЯ БелАЗ-540

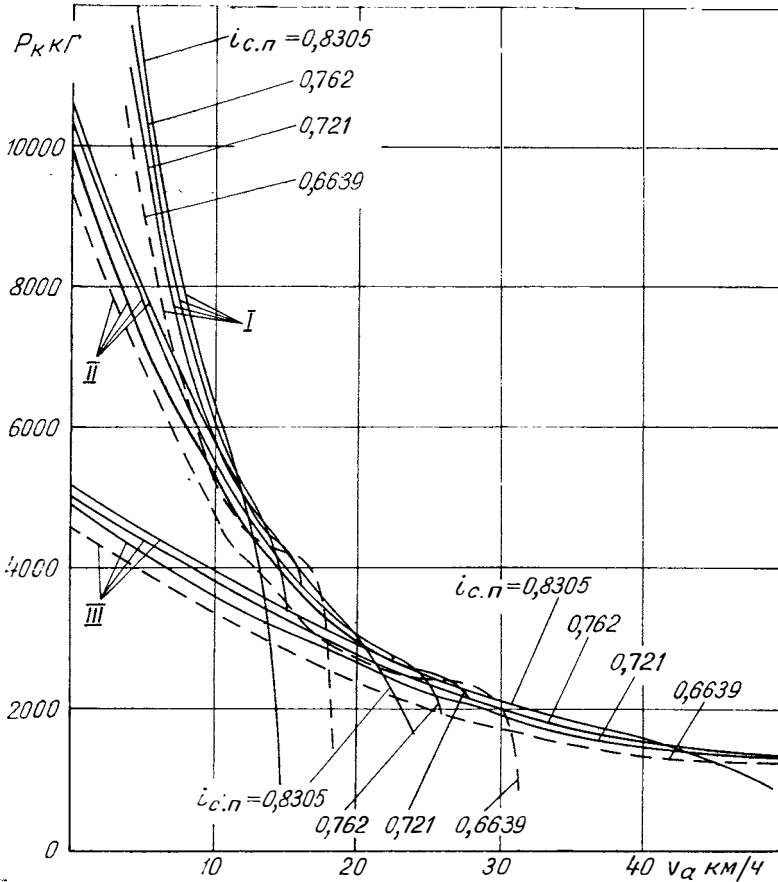
Опыт эксплуатации автомобиля-самосвала БелАЗ-540 и теоретические исследования показывают, что оптимальное использование мощности двигателя не обеспечивается при его работе с серийной трансмиссией.

Проведенные теоретические исследования совместной работы двигателя Д12А-375 с гидротрансформатором МАЗ-543, устанавливаемых на автомобиле-самосвале БелАЗ-540, показали возможность существенного улучшения выходных характеристик агрегата двигатель—гидротрансформатор и за счет этого улучшения тягово-динамических качеств автомобиля. Для этой цели были построены теоретические тяговые характеристики при совмещении двигателя с гидротрансформатором на режиме использования максимального крутящего момента двигателя ($i_{с.п} = 0,6639$), при работе двигателя на максимальной мощности в режиме трансформации крутящего момента и максимальном к. п. д. гидротрансформатора ($i_{с.п} = 0,8305$), а также двух промежуточных режимах ($i_{с.п} = 0,721$; $i_{с.п} = 0,762$), что видно из фиг. 1. Сравнение результатов различных условий совместной работы двигателя с гидротрансформатором производилось по значениям средней скорости движения при постоянных дорожных сопротивлениях.

Результаты подсчетов средней скорости движения автомобиля при одинаковой касательной силе тяги на колесах по теоретической тяговой характеристике автомобиля-самосвала БелАЗ-540 с полным весом 48 т приведены ниже, в таблице.

Из таблицы видно, что при изменении передаточного отношения согласующей передачи, установленной в трансмиссии между двигателем и гидротрансформатором, с $i_{с.п} = 0,721$ (передаточное отношение серийной согласующей передачи) на $i_{с.п} = 0,762$ (оптимальное значение передаточного отношения согласующей передачи) значение средней скорости движения при одной и той же касательной силе тяги увеличивается при равновероятностном распределении сопротивления движению в среднем на 6,9—8,5%, что объясняется улучшением использования мощности двигателя.

С целью исследования влияния различного совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора на тяговые качества автомобиля было изготовлено восемь согласующих передач с различными передаточными отношениями, изменяющимися с $i_{с.п} = 0,666$ до $i_{с.п} = 0,829$ с приблизительно равными интервалами. Это позволи-



Фиг. 1. Теоретические тяговые характеристики:
I, II и III — соответственно первая, вторая и третья передачи.

ло исследовать совместную работу двигателя с гидротрансформатором как на режиме использования максимального момента двигателя, так и при работе двигателя на максимальной мощности в режиме трансформации крутящего момента при максимальном к. п. д. гидротрансформатора. Кроме того, непосредственной практической целью исследования было подтверждение данных теоретического исследования по увеличению средней скорости движения автомо-

Таблица

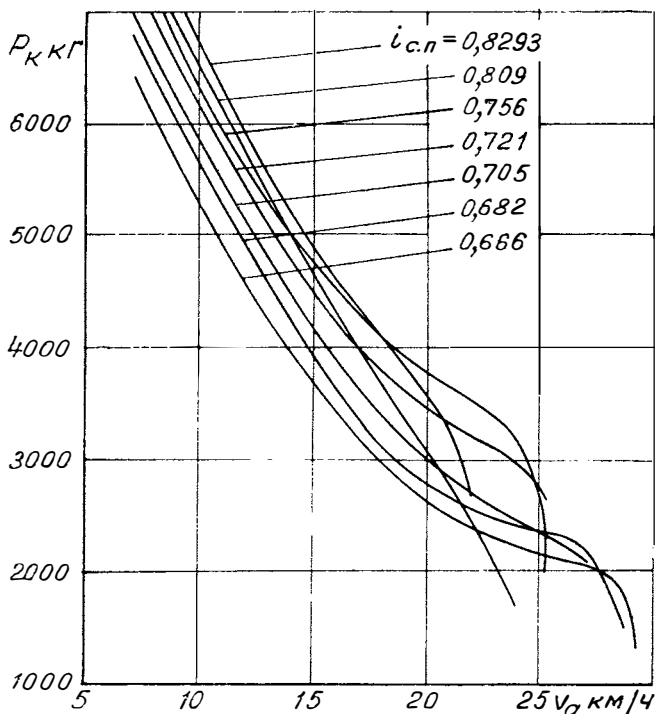
**Средние скорости движения автомобиля-самосвала
БелАЗ-540**

Параметры		Сравнительные данные											
Первая передача													
P_k кг	13000	12000	11000	10000	9000	8000	7000	6500	6000	5500	5000	4500	
v_a км/ч при $i_{с.п}=0,721$	2,80	3,55	4,30	5,00	5,850	6,80	8,00	8,80	9,75	10,80	12,15	13,50	
v_a' км/ч при $i_{с.п}=0,756$	3,30	4,00	4,70	5,50	6,35	7,33	8,65	9,40	10,35	11,30	12,50	13,50	
$\frac{v_a' - v_a}{v_a} 100\%$	17,5	12,5	9,0	10,0	8,5	8,0	8,0	6,5	6,2	4,7	2,8	0	
Вторая передача													
P_k кг	7000	6500	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2800	2500		
v_a км/ч при $i_{с.п}=0,721$	5,75	6,85	8,15	9,50	10,80	12,50	14,30	16,60	19,20	20,20	24,00		
v_a' км/ч при $i_{с.п}=0,756$	6,65	7,80	8,90	10,15	11,40	13,00	15,00	17,30	20,15	21,00	24,00		
$\frac{v_a' - v_a}{v_a} 100\%$	15,5	13,5	9,0	7,0	5,5	4,0	4,5	4,0	5,0	4,0	0		
Третья передача													
P_k кг	3250	3000	2750	2500	2250	2000	1750	1500		1250			
v_a км/ч при $i_{с.п}=0,721$	13,0	15,5	18,7	21,5	24,5	30,0	34,0	39,0		43,0			
v_a' км/ч при $i_{с.п}=0,756$	14,7	17,5	20,3	23,0	26,0	31,0	35,0	40,8		44,5			
$\frac{v_a' - v_a}{v_a} 100\%$	13,0	13,0	8,5	7,0	6,0	3,5	3,0	4,5		3,5			

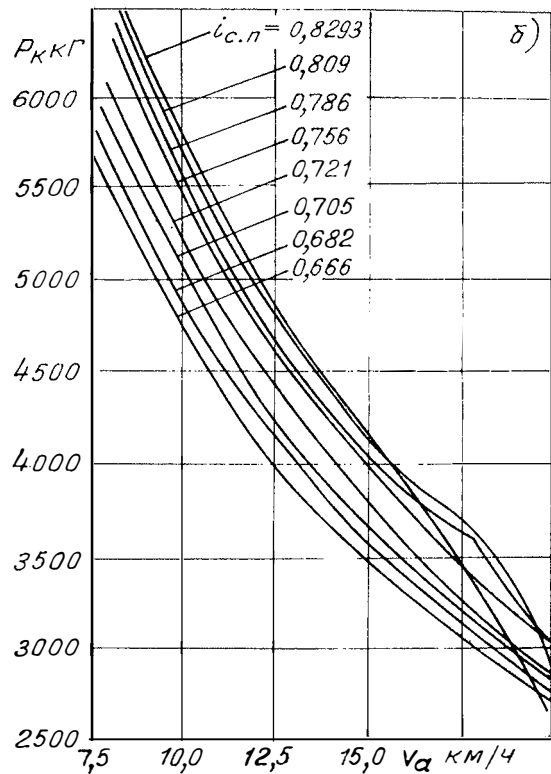
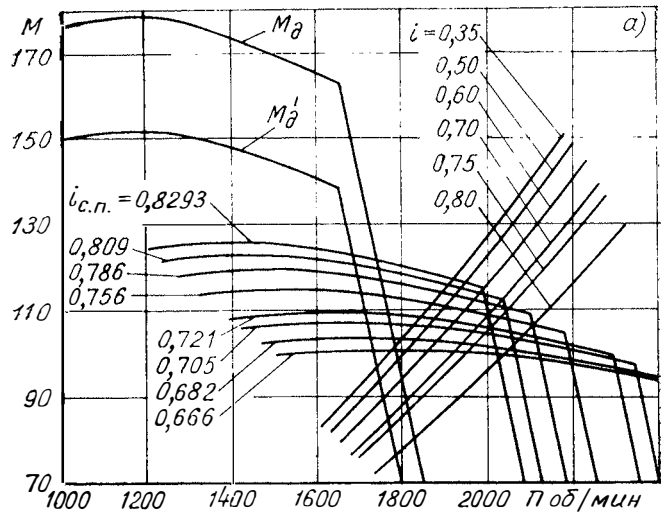
была при изменении передаточного отношения с $i_{с.п} = 0,721$ на $i_{с.п} = 0,756$ (передаточное отношение, которое в производственных условиях можно приблизить к оптимальному).

Учитывая, что разница исследуемых параметров при различном совмещении двигателя с гидротрансформатором не превышает 5—10%, была разработана методика проведения исследований, позволившая получить интересные параметры с достаточно высокой точностью и заключающаяся в следующем:

В связи с изменениями в широких пределах касательной силы тяги при установке гидротрансформатора в трансмиссии автомобиля исследования производились только на одной (второй) передаче. Имитация сопротивлений, обеспечивающих изменение режима работы гидротрансформатора с $i_{г.т} = 0,9$ до $i_{г.т} = 0,3$, производилась буксировкой нагруженного автомобиля (общий вес приблизительно 75 т) с гидромеханической передачей CLBT-6060, имеющей шесть передач переднего хода и гидродинамический тормоз-замедлитель. Это позволило при включении данных передач в сочетании с тормозом-замедлителем получить двенадцать значений различных сопротивлений движению буксирующего автомобиля БелАЗ-540.



Фиг. 2. Экспериментальные тяговые характеристики для второй передачи автомобиля БелАЗ-540 с полным весом 44,5 т.



Фиг. 3. График совместной работы двигателя с гидротрансформатором при различных передаточных отношениях согласующей передачи (а) и теоретические тяговые характеристики для тех же условий, что и экспериментальные (б).

Большое количество точек позволило точно построить тяговую характеристику в исследованном интервале сопротивлений.

При исследовании измерялись крутящие моменты на обоих полуосях, число оборотов двигателя и вторичного вала коробки передач, а также скорость движения автомобиля. Все перечисленные параметры записывались на ленту осциллографа К-12—21 с использованием усилителя ТА-5.

Экспериментальные исследования тяговых качеств автомобиля-самосвала БелАЗ-540 проводились на ровном горизонтальном участке дороги с твердым покрытием (асфальт) в сухую безветренную погоду. Для исключения влияния возможных уклонов дороги движение автомобиля осуществлялось в двух взаимно противоположных направлениях. Запись исследуемых параметров производилась не менее пяти раз при данном дорожном сопротивлении после достижения автомобилем установившейся скорости. Педаль акселератора при исследовании была нажата до упора для обеспечения максимального скоростного режима работы двигателя.

Погрешность записываемых параметров определялась в основном точностью расшифровки осциллограмм и точностью работы записывающей аппаратуры.

После проведения тяговых испытаний с восьмью согласующими передачами были расшифрованы осциллограммы и построены экспериментальные тяговые характеристики для второй передачи автомобиля БелАЗ-540 с полным весом (по взвешиванию) 44,5 т (фиг. 2). Параллельно для тех же условий были построены графики совместной работы двигателя с гидротрансформатором при различном передаточном отношении согласующей передачи (фиг. 3,а) и теоретические тяговые характеристики (фиг. 3,б).

Результаты подсчетов значений средней скорости движения показывают, что по данным теоретического и экспериментального исследований средняя скорость движения при $i_{с.п} = 0,756$ выше на 6,53—6,90% средней скорости при $i_{с.п} = 0,721$. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований тяговых качеств автомобиля БелАЗ-540 можно сделать выводы:

1. Совместная работа двигателя с гидротрансформатором автомобиля БелАЗ-540 не обеспечивает получения оптимальной тяговой характеристики в связи с заниженным использованием мощности двигателя, обусловленного значением передаточного отношения применяемой согласующей передачи.

2. Согласно теоретическим исследованиям и принятому равновероятностному распределению сопротивлений движению автомобиля оптимальное передаточное отношение согласующей передачи находится в пределах 0,76—0,77. В этом случае средняя скорость движения по результатам теоретического исследования увеличится на 7,53% при полном весе автомобиля 48,0 т или на 6,53% при движении на второй передаче с полным весом 44,5 т. По результатам экспериментальных исследований в последнем случае увеличение средней скорости движения составило 6,9%.

Инж. Л. А. Арсеев

ЦИФРОПЕЧАТАЮЩИЙ ПРИБОР ДЛЯ ОДНОВРЕМЕННОЙ РЕГИСТРАЦИИ ПУТИ, ВРЕМЕНИ И СКОРОСТИ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ

Запись параметров движения автомобиля при проведении динамических испытаний производится механическими самопишущими приборами на бумажную ленту или диаграммный диск. Однако получаемые с помощью этих приборов записи диаграмм оказываются непригодными для использования без дополнительной обработки.

Масштаб скоростей на этих диаграммах (порядка 0,5 мм на 1 км/ч) слишком мал, а масштаб пути (1 или 2 мм на 1 м) велик, при этом отметки времени плохо различимы на тех участках, где изменения скорости незначительны. Практически в процессе обработки результатов заезда запись сначала переводится в цифровую форму путем промера каждой пары координат, а затем по полученной таблице строятся кривые изменения скорости по пути и времени.

Разработанный прибор, получающий питание от аккумуляторной батареи напряжением 12 в, позволяет:

1. Иметь замер времени, пути и скорости один или два раза в 1 сек по выбору непосредственно при движении автомобиля в цифровой табличной форме.

2. Печать показаний всех трех параметров производится на бумажной ленте в одной строке.

3. Время изображать двухзначным числом секунд; если заезд продолжается 60 сек и больше, то числа секунд повторяются.

4. Путь изображать трехзначным числом целых метров; если длина заезда 1 км и больше, то числа повторяются, как и в счете секунд.

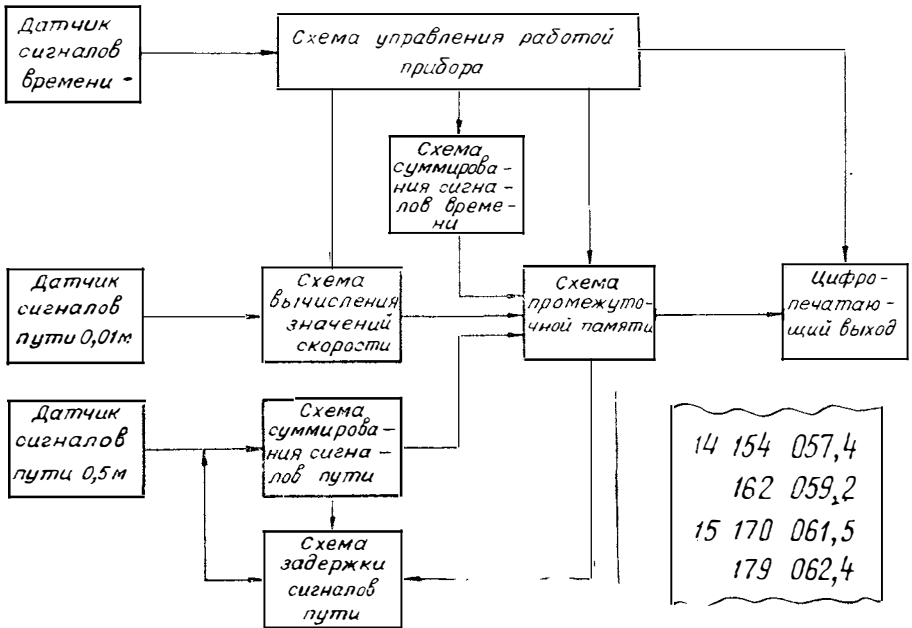
5. Скорость изображать (в км/ч) с одним десятичным знаком до 180,0 км/ч.

Блок-схема этого прибора показана на фиг. 1.

Фотоэлектрические датчики сигналов установлены на пятом колесе для повышения точности замера пути. Полученные сигналы

формируются в прямоугольные импульсы и поступают для дальнейшей обработки в электронную схему.

Принцип замера скорости состоит в том, что в каждый период замера суммируются сигналы пути за промежуток времени, подобранный таким образом, чтобы полученное значение численно равнялось скорости автомобиля. При двух замерах в 1 сек на отсчет импульсов, характеризующих скорость автомобиля, отводится 0,36 сек, а остальное время 0,14 сек остается для переноса показаний в цифропечатающее устройство.



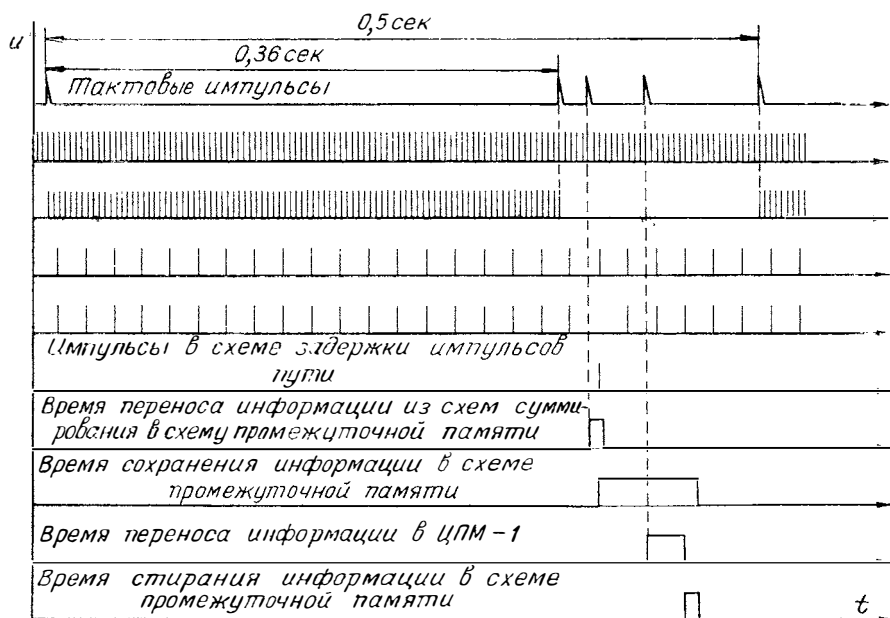
Фиг. 1. Блок-схема прибора.

Путь, пройденный автомобилем, отсчитывается в целых метрах. Так как отсчет пути продолжается нарастающим итогом, не прерываясь в течение всего заезда, то на время переноса информации (0,01 сек) со схемы суммирования сигналов пути в схему промежуточной памяти вход схемы суммирования сигналов пути отключается. Пришедшие в это время сигналы пути подаются на схему задержки сигналов пути и сохраняются в ней.

После окончания переноса информации импульсы, которые задержала и запомнила схема задержки, поступают на схему суммирования сигналов пути, а вход этой схемы подключается к датчику пути. Команды, которые нужны для совершения описанной последовательности операций, подаются от кольцевой пересчетной схемы, управляемой датчиком сигналов времени. Время, регистрируемое на ленте цифропечатающего устройства, задает тот же датчик, ко-

который управляет периодами замера скорости во избежание постепенного сдвига последних по отношению к моменту записи (фиг. 2).

Электронная схема предлагаемого прибора выполнена на полупроводниковых триодах и диодах. В качестве регистрирующего устройства использована (с небольшими переделками) электромеханическая часть от серийно выпускаемой цифропечатающей машины ЦПМ-1.



Фиг. 2. Временная диаграмма работы прибора.

Поскольку механическая часть этой машины не позволяет регистрировать информацию со скоростью ее поступления от электронной схемы, в устройстве применена схема промежуточной памяти. В пей удерживается информация о результатах замера до переноса ее в цифропечатающее устройство.

На бумажной ленте в каждой последующей строке регистрируются показания счетчика времени (в сек), пути— (в м) и скорости— (в км/ч). Полученная лента-таблица дает возможность легко строить графики разгона и замедления автомобиля без какой-либо дополнительной обработки.

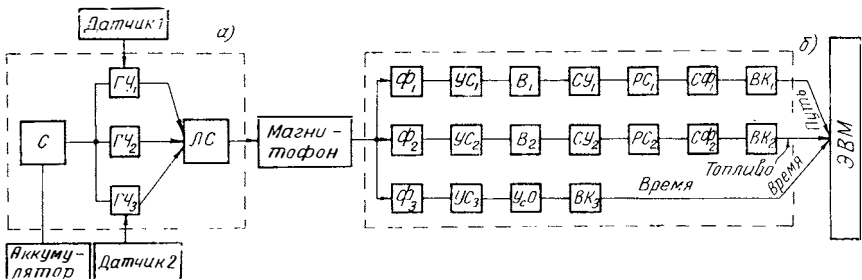
Предлагаемый прибор был изготовлен в макетном исполнении. Проведенные с помощью этого прибора испытания на динамические качества автомобиля показали его работоспособность и позволили получить таблицы результатов замеров в цифровой форме.

Инж. Л. И. Балашова

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОДНОВРЕМЕННОЙ РЕГИСТРАЦИИ ВРЕМЕНИ, ПУТИ И РАСХОДА ТОПЛИВА НА ОДНОМ УПЛОТНЕННОМ КАНАЛЕ МАГНИТНОЙ ЗАПИСИ

Существующие приборы для регистрации нескольких физических процессов с использованием магнитной записи имеют большие габариты и значительное потребление тока, что не позволяет широко использовать их при дорожных испытаниях.

В НАМИ разработано компактное устройство (фигура) для снятия динамических и экономических характеристик автомобиля при дорожных испытаниях с помощью обычного портативного бытового магнитофона.



Фигура. Блок-схема устройства для магнитной записи (а и б — соответственно первый и второй полукомплекты):

С — стабилизатор; ГЧ₁, ГЧ₂ и ГЧ₃ — генераторы частоты соответственно 5,93; 3,73 и 1,00 кГц; ЛС — линейный смеситель; датчик 1 — пятое колесо; датчик 2 — контактный расходомер; Ф₁, Ф₂ и Ф₃ — схемы RC-фильтра соответственно на 5,93; 3,73 и 1,00 кГц; В₁ и В₂ — выпрямители со сглаживающими фильтрами; УС₁, УС₂ и УС₃ — линейные усилители; СУ₁ и СУ₂ — согласующие устройства; РС₁ и РС₂ — релейные схемы; СФ₁ и СФ₂ — схемы формирователя длительности импульсов; ВК₁, ВК₂ и ВК₃ — выходные каскады; Ус-Огр — усилитель-ограничитель; ЭВМ — электронная вычислительная машина «Днепр».

Устройство состоит из двух полукомплектов. Первый — приставка — представляет собой прибор, который устанавливается вместе с магнитофоном на испытываемом автомобиле. На приставку поступает информация от двух датчиков — пути и расхода топлива;

датчиком времени является генератор, находящийся внутри этой приставки. В качестве датчика пути может быть применен любой прерыватель, связанный с пятым колесом или с карданным валом. В качестве датчика расхода топлива могут быть использованы контактные расходомеры различных типов.

При разработке устройства использовался принцип частотного уплотнения канала магнитной записи. Принципиальная схема приставки включает три генератора на транзисторах, линейный смеситель и стабилизатор напряжения питания, получаемого от автомобильного аккумулятора.

Основными вопросами при частотном уплотнении каналов являются стабильность генераторов поднесущих частот и их размещение в частотном спектре таким образом, чтобы каналы не оказывали влияния друг на друга. При этом учитывались максимальная частота изменения регистрируемых процессов для соблюдения частотной зависимости $f_{\text{ген}} > 10f_{\text{рег max}}$ и частотная характеристика магнитофона.

Информация о пройденном пути поступает на генератор с частотой 5,93 кГц, о расходе топлива — на генератор с частотой 3,73 кГц; оба эти генератора работают в телеграфном режиме. В отличие от них генератор времени с частотой 1 кГц работает в непрерывном режиме, выдавая отметки времени через 1 мсек.

Наличие в магнитной записи частоты 1 кГц устраняет проблему стабильности скорости ленты и соответствия между скоростями записи и воспроизведения. Поэтому особое внимание при проектировании приставки было уделено вопросу стабильности генератора с частотой 1 кГц. После ряда расчетных и экспериментальных исследований был выбран генератор типа LC, в котором применена как схемная, так и параметрическая стабилизация. Элементы контура, состоящего из индуктивности и емкостей, подбирались по принципу минимального ухода параметров от температуры с использованием разнозначности температурных коэффициентов самих элементов. Таким образом, была получена стабильность генератора типа LC не хуже 0,1% в диапазоне температур от минус 12 до плюс 40°C.

Сигналы от трех генераторов поступают на линейный смеситель, с выхода которого суммарный сигнал подается на магнитофон. При воспроизведении записи суммарный сигнал с магнитофона поступает на вход второго полукомплекта — дешифратора. Для ускорения процесса обработки полученных данных можно транспонировать записи. Дешифратор содержит три реостатно-емкостных фильтра, линейные усилители, релейные устройства, согласующие каскады и формирователи длительности импульсов. Блок-схемы первого и второго каналов дешифратора идентичны за исключением фильтров, которые настроены на разные частоты. После фильтров и усилителей сигналы, представляющие собой радиоимпульсы с частотой заполнения 5,93 и 3,73 кГц, преобразуются в видеоимпульсы. Далее с помощью схемы формирователя, в которую входят релейные устройства, согласующий каскад и формирователь

длительности импульсов, на выходе первого и второго каналов получаются прямоугольные импульсы одинаковой длительности (8 мсек). На выходе третьего канала выделяются импульсы времени с частотой следования 1 кГц.

Из дешифратора информация в виде прямоугольных импульсов поступает на электронную вычислительную управляющую машину «Днепр». Результаты программной обработки на ЭВМ выводятся на пишущую машинку, где печатаются в табличной форме. Обработывая отметки пути и времени, ЭВМ выдает в печать также среднее значение скорости. Результаты дорожных испытаний могут быть получены также в графической форме путем выдачи информации из ЭВМ на многоканальный осциллограф или какой-либо са-мописец.

После стендовой проверки были проведены дорожные испытания описываемого прибора, которые показали хорошие результаты.

В настоящее время этот прибор используется на автомобильном полигоне НАМИ для определения характеристик автомобилей на дорогах. Он позволяет значительно сократить время испытаний и улучшает качество и точность измерений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Герасимов С. М. Расчет полупроводниковых усилителей и генераторов. Киев, Гостехиздат УССР, 1961.
 2. Криксунов В. Г. Автоматические анализаторы спектров электрических сигналов. Киев, Гостехиздат УССР, 1965.
 3. Никольс Н. Х. и Раух Л. Л. Радиотелеметрия. М., Изд-во иностр. лит., 1958.
 4. Расчет и проектирование импульсных устройств на транзисторах. Под общей ред. М. Д. Штерка. М., «Советское радио», 1964.
-

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ЭЦВМ ПО СТАТИСТИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ЗАДАННЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЙ

Методика расчета движения автомобиля на ЭЦВМ по статистическим характеристикам заданных дорожных условий основывается на вероятностном методе построения обобщающих характеристик. Из элементов автомобильной дороги в данной задаче рассматривается ее продольный профиль и план, которые характеризуются различными сочетаниями выпуклых или вогнутых вертикальных кривых, сопрягаемых с участками постоянных уклонов и горизонтальной кривой определенного радиуса и длины.

Движение автомобиля на вертикальной кривой постоянного радиуса с достаточной точностью можно рассматривать как поступательное перемещение по ломаной линии, состоящей из участков различных постоянных уклонов.

Основными принятыми характеристиками дороги будут являться величина уклона i и его длина S , радиус горизонтальной кривой R_r и его длина L , а также частота встречи $R_{\text{ч}}$. Эти характеристики можно рассматривать как случайные величины, принимающие в конкретном месте участка дороги определенное значение.

В результате обработки продольных профилей автомобильных дорог были получены следующие законы распределения:

1) распределение уклонов, подчиняющееся нормальному закону

$$f(i) = \frac{D}{1 + \pi^2 D^2 i^2} + D_1,$$

где D и D_1 — постоянные коэффициенты, характеризующие дорогу;

2) плотности распределения длин, подчиняющиеся показательному закону

$$r\left(\frac{S}{i}\right) = \begin{cases} l_0; & 0 \leq S \leq m_n; \\ \frac{l_1}{S} - l_2; & m_n \leq S \leq m_k, \end{cases}$$

где l_0 ; l_1 ; l_2 ; m_n ; m_k — постоянные коэффициенты, характеризующие дорогу;

3) распределение частот встречи кривой радиуса плана, подчиняющееся показательному закону;

4) распределение радиусов плана, подчиняющееся закону Пауссона;

5) распределение длин различных радиусов плана, подчиняющееся нормальному закону; однако для моделирования достаточно брать свои средние значения L_R для конкретного значения.

При моделировании скорость движения автомобиля определялась по одной из зависимостей:

$$v = \frac{\omega a_1 + \sqrt{(\omega a_1)^2 + 4(1 + \omega b)[v_0^2 + \omega a_0 - \omega(f \pm i)]}}{2(1 + \omega b)},$$

где $\omega = \frac{2gS}{\delta} 3,6^2$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

δ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля;

a_0 ; a_1 ; a_2 — постоянные коэффициенты, полученные в результате аппроксимации кривой динамической характеристики на данной передаче по параболе вида $D = a_0 + a_1v - a_2v^2$;

v_0 — начальная скорость движения, $км/ч$;

S — расстояние, $м$ (при вычислении на ЭЦВМ бралось $S \leq 25 м$),

или
$$v = \sqrt{\frac{v_0^2 + 3,6^2 \frac{2g}{\delta} S [a - (f \pm i)]}{1 + \frac{2g}{\delta} bS 3,6^2}},$$

где a и b — постоянные коэффициенты, аппроксимирующие кривую динамической характеристики по закону $D = a - bv^2$.

Для получения коэффициентов a и b или a_0 , a_1 , a_2 по заданным конструктивным параметрам автомобиля были составлены программы на ЭЦВМ «Минск-11».

Скорость движения автомобиля на спуске, начиная с уклона 0,03, определялась по эмпирической формуле

$$v = c_0 - c_1 i - c_2 i^2.$$

Значения коэффициентов c_0 , c_1 , c_2 , полученные в результате обработки методом наименьших квадратов результатов массовых наблюдений за режимами движения автомобилей, приведены в нижеприведенной таблице.

Кoeffициенты	Модель автомобиля							
	ЗИЛ-130	ГАЗ-53	ГАЗ-51	ЗИЛ-150	МАЗ-200	ЗИЛ и МАЗ с прицепами соответ-ственно	ЛАЗ и ПАЗ соответ-ственно	М-21 и М-20 соответ-ственно
c_0	73,02	65,35	62,20	60,40	59,20	55,0 и 52,0	70,00 и 64,30	86,00 и 74,30
c_1	153,3	131,7	191,7	245,0	273,0	350,0 и 272,0	265,0 и 260,0	185,0 и 112,0
c_2	9200,0	6700,0	6786,0	7565,0	7857,0	7294,0 и 5595,0	8777,0 и 9935,0	8734,0 и 7781,0

Скорость движения автомобиля на горизонтальной кривой определялась из зависимости

$$v_{пл} = \sqrt{127R_r(\mu \pm i_n)},$$

где R_r — радиус горизонтальной кривой;
 μ — коэффициент поперечной силы;
 i_n — поперечный уклон дороги.

В расчетах скорости движения автомобиля учитывается ее снижение за время переключения передач $t_{ср}$:

$$v = v_0 - 3,6 \frac{g}{8} (f \pm i) t_{ср},$$

где $t_{ср} = 1$ сек, а также следующая зависимость сопротивления качению колес автомобиля по твердому покрытию от скорости его движения:

$$f = f_0 [1 + 0,01 (v - 50)].$$

В результате моделирования на ЭЦВМ были получены текущие и средние скорости движения автомобиля, время движения на каждой передаче, число переключений передач и другие параметры, расчеты которых основаны на построении случайного процесса по методу Монте-Карло.

Для получения случайных чисел с заданным законом распределения использовался аналитический закон распределения $r(x)$ и случайные числа, равномерно распределенные в интервале $[0,1]$, которые получались программным способом с помощью рекуррентного соотношения. Это означает, что каждое последующее число образуется из предыдущего путем применения некоторого алгоритма, состоящего из арифметических и логических операций. Определение параметров движения автомобиля осуществлялось программным способом по разработанному алгоритму, который позволяет учитывать всевозможные варианты расположения участков постоянных уклонов и радиусов плана.

При моделировании движения автомобиля был применен пошаговый метод определения скорости v . В определенный момент времени получаем случайные числа (уклон i , длину S , расстояние начала кривой R_r от конца предыдущей кривой плана, значение R_r и его длину L_{cp}) и с некоторой начальной скорости v_0 по выбранным шагам ΔS подсчитываем скорость v на данном уклоне длины S . При счете на каждом следующем шаге за начальную принимается скорость v , вычисленная на предыдущем шаге. Если на участке постоянного уклона встречается горизонтальная кривая и текущая скорость оказывается больше $v_{n,1}$, то за начальную скорость v берется $v_{n,1}$. Для последующего подсчета средней скорости, как среднеарифметической величины, одновременно суммируются все промежуточные значения скорости и пройденный путь $\sum li$. Счет ведется до тех пор, пока не будет смоделирована вся заданная протяженность маршрута.

Значения динамического фактора автомобиля вводятся в расчет по интервалам скорости от v_{min} до v_{max} , где v_{min} принята равной v_{max} на близлежащей передаче. При подсчете скорости на каждом шаге происходит сравнение полученной скорости с указанными интервалами $v_{min} - v_{max}$. При $v > v_{max}$ или $v \leq v_{min}$ в программе происходит переадресация команд, что соответствует переключению на высшую или низшую передачи соответственно с определением снижения скорости за время переключения передач и выбором коэффициентов a , b , δ для соответствующей передачи. (При вычислениях в программе использовались пять передач).

Предлагаемый метод моделирования движения автомобиля проверялся путем решения практических задач. Например, для автопоезда ГАЗ-53А моделировалось движение при существующей четырехступенчатой коробке передач и с добавлением промежуточной пятой ступени с передаточным числом $i_k = 1,2$. Во втором случае средняя скорость движений увеличилась на 3,3% для дорожных условий, близких к условиям дороги Полтава—Кишинев.

В данном алгоритме реализован расчет расхода топлива, где использовались аналитические зависимости удельного расхода топлива и мощности двигателя, полученные в результате обработки методом наименьших квадратов.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВОГО ПЛЕЧА КОЛЕСА С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНОЙ

В практике инженерных расчетов и при исследовании колесного движителя связь между его рабочими параметрами обычно устанавливается по уравнениям баланса сил и баланса мощностей. В последние годы в связи с появлением высокоэластичных шин новых конструкций между этими уравнениями вскрыто серьезное противоречие. Оно выражается прежде всего в том, что совместное решение уравнений приводит к выводу о равенстве динамического радиуса и радиуса качения пневматической шины. Многочисленными экспериментами показано, что динамический радиус, как правило, меньше радиуса качения шин, причем их отношение может составлять величины до 10% и более.

Анализ причин этого несоответствия привел к установлению ряда новых противоречий в современной механике эластичного колеса, что послужило толчком к критическому пересмотру последней для случаев качения колеса как по жестким, так и по деформируемым поверхностям.

Рядом работ показано, что при плоском качении колеса по жесткой поверхности основной причиной противоречий является недостаточно строгий учет деформативных свойств шины в уравнении силового баланса, где деформация отображается лишь действием нормальной нагрузки на колесо (фиг. 1,а), а именно:

$$M = Xr_d + Za. \quad (1)$$

Однако при нагружении пневматика плоской системой сил шина в общем случае испытывает не только нормальные, но и тангенциальные деформации (фиг. 1,б), характеризующиеся сдвигом контактной площадки шины, а следовательно, и проекции оси колеса под действием силы X на величину C_x .

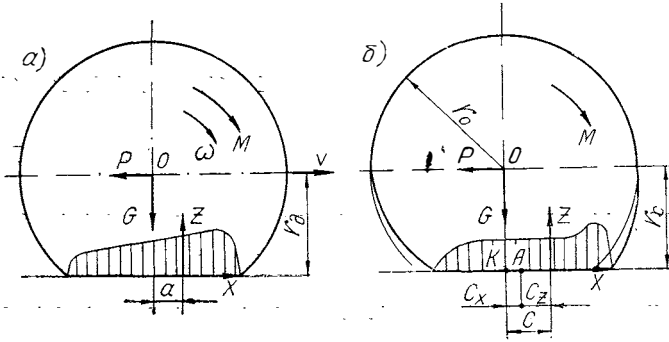
Равнодействующая реакций Z опоры создает относительно оси колеса момент

$$\Delta M = ZC_x. \quad (2)$$

При этом момент пары $\hat{G}-\hat{Z}$ компенсирует избыток крутящего момента, равный:

$$\Delta M = M - M \frac{r_d}{r_k}, \quad (3)$$

где r_k — радиус качения колеса.



Фиг. 1. Схема равновесия пневматика:

M — крутящий момент, подведенный к оси колеса; G — нормальная нагрузка; Z — нормальная реакция со стороны дороги; P — горизонтальная реакция на оси колеса; r_d — динамический радиус колеса; r_k — статический радиус колеса; r_0 — свободный радиус колеса; X — тангенциальная реакция со стороны дороги (тяговая сила колеса); a — условное плечо сопротивления качению; C — плечо сноса нормальной реакции; ω — угловая скорость колеса; v — поступательная скорость оси колеса.

Таким образом, с учетом рассмотренных особенностей работы эластичного колеса уравнение силового баланса примет следующую форму:

$$M = X r_d + G a + G C_x. \quad (4)$$

Наличие сноса вертикальной реакции колеса с его оси недостаточно для возникновения потерь сопротивления качению, так как является следствием обратимых упругих деформаций под действием силы X , и не находило отображения в уравнении силового баланса в форме (1).

Кроме того, отношение смещений и их усилия прямо пропорционально отношению величин, приложенных к оси идеального колеса горизонтального и вертикального усилий, вызывающих эти смещения, т. е.

$$\frac{C_x}{r_0 - r_d} = \frac{X}{G}. \quad (5)$$

С целью нахождения рассмотренных соотношений для реальных автомобильных колес был проведен цикл экспериментов с колесами грузовых автомобилей с шинами стандартной конструкции и шинами типа Р*. Ввиду того, что результаты эксперимента ка-

* Эксперименты проводились на оборудовании лаборатории шин НАМИ.

ественно не зависят от типа шин, в дальнейшем весь иллюстративный материал дается на примере шин стандартной конструкции размером 260—20. В основу рассматриваемых экспериментов был положен метод статических испытаний (идеализации процессов).

Эксперименты по изучению характера деформаций шин показали, что при нагружении пневматика плоской системой сил в общем случае тангенциальная и нормальная деформации шины могут быть величинами одного порядка. Однако сравнение экспериментальных величин по уравнению (5) показало, что для реальных шин (с учетом идеализации процессов) это уравнение недействительно. Причина такого несоответствия заключается в том, что, следуя уравнению (5), необходимо принять равенство и линейность жесткостей шины в тангенциальном и нормальном направлениях. В действительности же для всех испытанных шин указанные жесткости оказались неравными и нелинейными.

Составление уравнений силового баланса вида (4) на основе экспериментальных данных также показало отсутствие полного баланса, так как возникает неравенство

$$M > Xr_c + GC_x. \quad (6)$$

Это еще раз подтвердило недействительность уравнения (5) для реальных шин и показало, что ввод в уравнение силового баланса дополнительного плеча C_x сноса равнодействующей Z за счет лишь тангенциальной деформации шины (искажения геометрических форм оболочки) не является условием, достаточным для возникновения полного равновесия сил и моментов, приложенных к эластичному колесу.

Таким образом, возникла новая задача, потребовавшая проведения дополнительного цикла экспериментов, целью которых было:

1. Изучение зависимости тяговой силы колеса в функциях $X=f(r_c)$ при $M_k = \text{const}$ и $X=f'(M)$ при $r_c = \text{const}$.

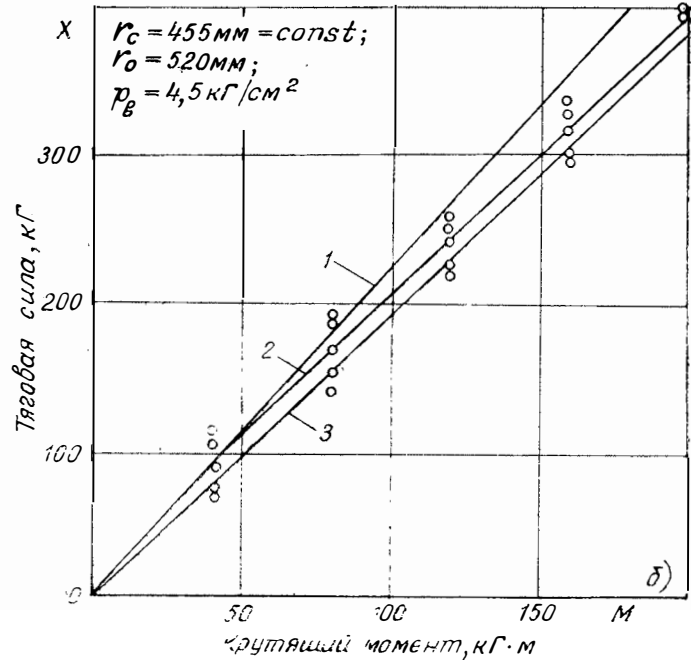
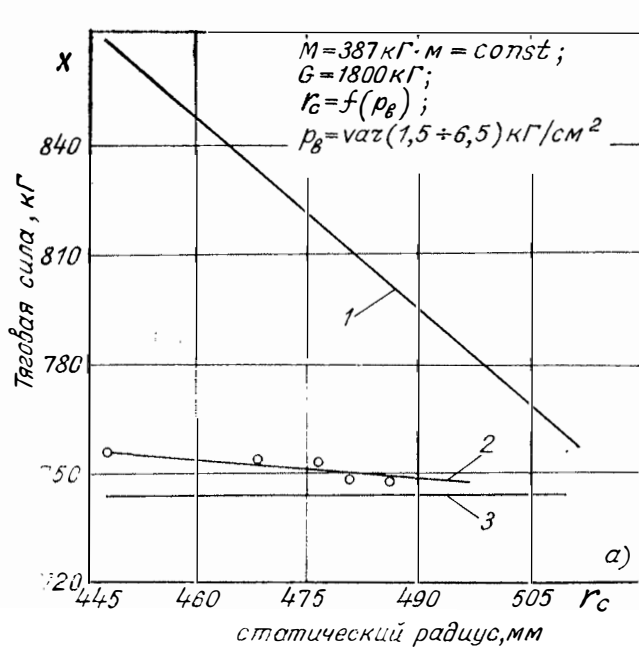
2. Определение действительного плеча C сноса равнодействующей нормальных реакций опоры при различных значениях момента, приложенного к оси колеса, и различном давлении воздуха в шине.

3. Объяснение природы образования суммарного плеча C сноса равнодействующей нормальных реакций опоры.

4. Нахождение обобщенного плеча r_x приложения равнодействующей тангенциальных реакций опоры колеса, удовлетворяющего выражению

$$X = \frac{M}{r_x}. \quad (7)$$

Экспериментальные графики функций $X=f(r_c)$ и $X=f'(M_k)$ приведены на фиг. 2, а и б, при этом с целью установления пределов изменения экспериментальных функций их графики дополнены расчетными значениями функций сил X .



Фиг. 2. Тяговая сила колеса в функциях статического радиуса шины 260—20 (а) и приложенного крутящего момента (б):

$$1 - X = \frac{M}{r_c}; \quad 2 - \text{эксперимент} \quad 3 - X = \frac{M}{r_0}$$

Анализируя фиг. 2,а и б, можно сделать следующие выводы:

1. При изменении статического радиуса шины, но постоянном крутящем моменте на оси колеса реальная тяговая сила меняется незначительно.

2. Тяговая сила при постоянном моменте на оси колеса не определяется величиной лишь статического или свободного радиуса. Следовательно, силовое плечо пневматика не равно ни статическому, ни свободному радиусам.

3. Силовое плечо пневматика при малом значении крутящего момента приближается к статическому, а по мере роста момента — к свободному радиусу шины.

Обобщая выводы, можно прийти к следующему заключению. Если момент, образуемый парой сил $P-X$ с реальным физическим плечом r_c (см. фиг. 1,б), и момент пары $G-Z$ с плечом C_x не обеспечивают равенства с подводимым к оси колеса моментом, естественно предположить о существовании дополнительного момента, возникающего при работе эластичного колеса, не учитываемого в расчетных схемах и уравнениях силового баланса.

В результате исследования силового поля контакта шины с опорой было установлено, что несимметричность эпюры удельных нормальных сил возникает не только за счет гистерезисных потерь, но и за счет несимметричности напряженного состояния шины относительно вертикальной оси колеса (см. фиг. 1,б).

Рассмотренные явления позволяют сделать вывод, что суммарное плечо $C = (C_x + C_z)$ без учета потерь на качение, также приводимых к условному плечу сноса равнодействующей нормальных реакций опоры, — есть результат двух физических явлений:

- 1) тангенциального смещения контактной площадки шины на величину C_x за счет деформаций шины под действием силы X ;
- 2) смещения равнодействующей Z внутри опорной площадки на величину C_z за счет нарушения симметричности эпюры этих сил при изменении напряженного состояния оболочки шины (за счет несимметричности ее деформаций).

Следует отметить, что плечо сноса C_z отлично от плеча сноса a , образующегося также за счет несимметричности эпюры нормальных сил.

Момент ZC_z не вызывает потерь на качение (как и момент ZC_x) ввиду полной обратимости упругих деформаций, определяющих изменение напряженного состояния шины при нагружении ее моментом. Плечо C в ведущем режиме колеса имеет знак плеча a , в тормозном — противоположный.

С учетом сказанного уравнение силового баланса ведущего эластичного колеса примет следующую форму:

$$M = Xr_d + Z(C_x + C_z) + Za. \quad (8)$$

Так как плечо C (при прочих постоянных параметрах) есть функция крутящего момента, можно принять в первом приближе-

нии, что $C = AM$ (где A — размерный коэффициент пропорциональности). Тогда, решая уравнение статического равновесия пневматика, можно получить удобное для анализа и целей практики выражение обобщенного силового плеча пневматика:

$$r_x = \frac{r_d}{1 - AG}. \quad (9)$$

Ввиду сложности теоретического нахождения C можно рекомендовать экспериментальное его установление по предложенной методике.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАСАТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ В ПЛОСКОСТИ КОНТАКТА КАТЯЩЕГОСЯ КОЛЕСА

При эксплуатации автомобилей на дорогах с твердым покрытием основной причиной выхода из строя шин (60—80%) является износ протектора, который вызывается главным образом наличием касательных нагрузок на колесо, обуславливающих проскальзывание и работу трения в контакте.

Основной закон истирания протектора характеризуется уравнением

$$I = \frac{V}{W},$$

где I — энергетический показатель износа;

V — потеря объема при истирании;

W — работа трения в контакте.

Известно, что элемент протектора шины в плоскости контакта находится под воздействием нормального напряжения q и касательного напряжения τ . Максимальная величина касательного напряжения определяется локальным значением коэффициента трения μ , т. е. $\tau = \mu q$.

При $\tau > \mu q$ элемент протектора шины проскальзывает на расстояние ds . Следовательно, величина работы трения может быть определена выражением

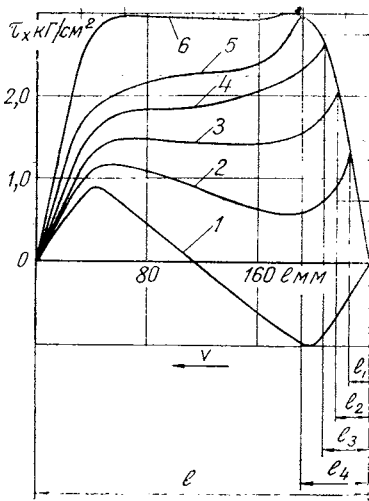
$$W = \int_0^s \tau ds.$$

Для исследования напряжений, действующих в плоскости контакта шины, использовался датчик, позволяющий одновременно измерять в любой точке контакта нормальные, продольные касательные (τ_x) и поперечные касательные напряжения (τ_y).

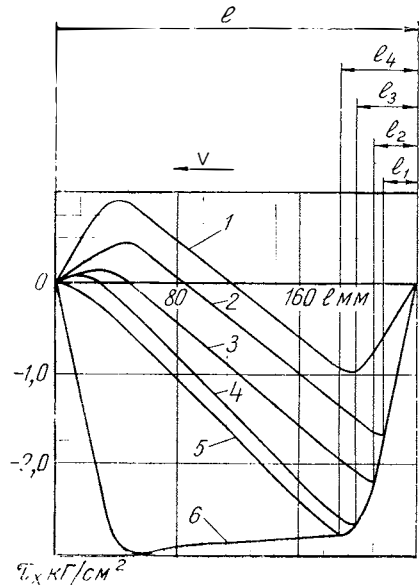
При испытаниях замерялись также момент, путь и угол поворота колеса. Исследования напряжений в плоскости контакта пока-

зали, что явления, происходящие в различных продольных сечениях шины при прямолинейном движении колеса, идентичны. При передаче тягового и тормозного моментов определяющими являются продольные касательные напряжения.

На фиг. 1 и 2 показаны эпюры распределения продольных касательных напряжений в одном из продольных сечений (на расстоянии 15 мм от плоскости симметрии) шины 260—20 при приложении к ведущему и тормозному колесам различных окружных сил, при этом кривые, расположенные выше оси абсцисс, характеризуют действие касательных напряжений против направления движения, ниже — по направлению движения.



Фиг. 1. Распределение продольных касательных напряжений в плоскости контакта ведущего колеса: 1 — эпюра продольных касательных напряжений ведомого колеса; 2, 3, 4 и 5 — эпюры продольных касательных напряжений при значениях крутящего момента 140, 225, 295 и 340 кг·м; 6 — эпюра максимального касательного напряжения (предел сцепления).



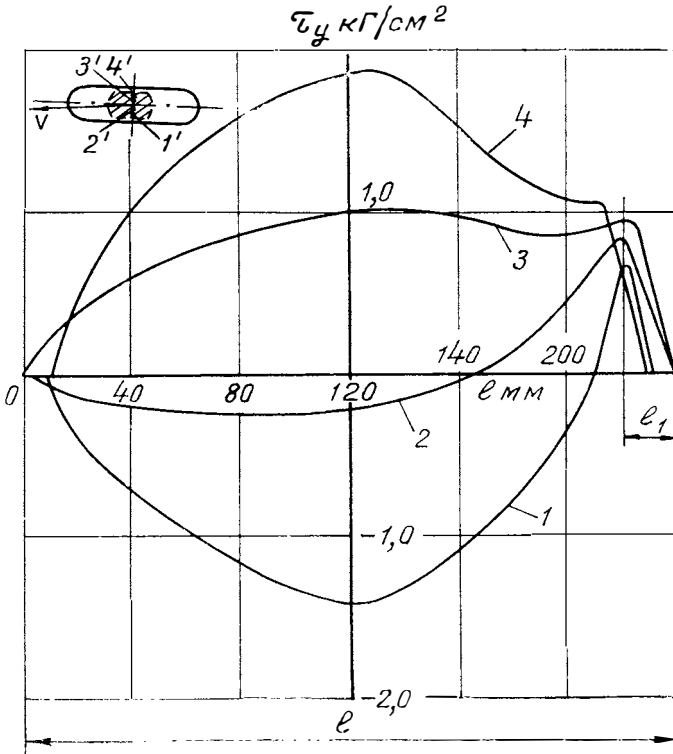
Фиг. 2. Распределение продольных касательных напряжений в плоскости контакта тормозного колеса:

1 — эпюра продольных касательных напряжений ведомого колеса; 2, 3, 4 и 5 — эпюры продольных касательных напряжений при значениях тормозного момента 105, 145, 190 и 215 кг·м; 6 — эпюра максимального касательного напряжения (предел сцепления).

Кривые 2—5 на фиг. 1 и 2 характеризуют распределение продольных касательных напряжений при действии на колесо различных по величине окружных сил, кривая 1 — распределение продольных касательных напряжений для ведомого колеса, кривая 6 — предел сцепления μq ($\mu=0,5$). Эти кривые были получены при качении шины под нагрузкой 1550 кг, внутреннем давлении воз-

духа $4,5 \text{ кг/см}^2$ и скорости качения по металлической плите, равной 5 км/ч .

Как видно, по мере увеличения крутящего момента продольные касательные напряжения все круче возрастают в задней части плоскости контакта (кривая б), что соответствует достижению предела сцепления в этой части контакта и началу скольжения элемента протектора шины. Кривым продольных касательных напряжений 2—5 соответствуют длины зон скольжения l_1, l_2, l_3 и l_4 .



Фиг. 3. Распределение поперечных касательных напряжений в плоскости контакта колеса, катящегося с углом схода $2^{\circ}30'$:

1, 2, 3 и 4 — эпюры поперечных касательных напряжений, соответствующие точкам замера 1', 2', 3' и 4'.

Таким образом, зона скольжения начинается в задней части контакта и растет по направлению к передней части контакта в зависимости от величины крутящего момента. Площадь между кривыми 2—5 и кривой б характеризует запас сцепления. При зоне скольжения, соответствующей длине отрезка l_4 , реализуется примерно 80% сцепных качеств. Следовательно, после достижения максимального значения касательных напряжений, соответствующую

щих кривой 5, будет происходить быстрое нарастание зоны скольжения по почти горизонтальной линии кривой 6, вследствие чего будут реализовываться оставшиеся 20% запаса сцепления.

Аналогичное явление наблюдается при тормозном режиме, но скольжение у тормозного колеса начинается в задней части контакта при меньших значениях момента. Кроме того, значения нормальных напряжений в задней части контакта у тормозного колеса несколько меньше, чем у ведущего. Следовательно, при одних и тех же значениях окружной силы зона скольжения в задней части контакта у тормозного колеса будет больше, чем у ведущего.

При качении колеса в ведомом режиме под действием боковой силы проскальзывание в зоне контакта обуславливается поперечными касательными напряжениями τ_y .

Распределение поперечных касательных напряжений в плоскости контакта шины 260—20, катящейся с углом схода $2^\circ 30'$, показано на фиг. 3.

Кривые 1 и 4 на фиг. 3 характеризуют распределение поперечных касательных напряжений в продольных сечениях, расположенных на расстоянии 40 мм, а кривые 2 и 3 — на расстоянии 15 мм от продольной плоскости симметрии.

При действии на шину боковой силы поперечные касательные напряжения в сечениях 1 и 2 на выходе из контакта меняют знак, т. е. действуют в направлении приложения боковой силы. Следовательно, на выходе из контакта возникает проскальзывание (отрезок l_1) в поперечном направлении. Аналогичные результаты были получены при исследовании шины 260—508 типа Р. Таким образом, независимо от направления действия касательной нагрузки на колесо, проскальзывание возникает в задней части и возрастает по направлению к передней части контакта в зависимости от величины приложенных касательных сил.

Полученные данные могут служить критерием для сравнительной оценки износостойкости шин и их тягово-сцепных качеств.

Напряженное состояние вращающихся неравномерно нагретых дисков при нестационарных режимах. Хажинский Г. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 3—10.

Рассматривается методика расчета диска осевой турбины, основанная на теории неизотермического деформирования и учитывающая деформационную анизотропию материала в условиях пластичности и ползучести. Дается пример расчета, который ведется в приращениях.

Предлагаемая методика позволяет достаточно надежно определить напряженное и деформированное состояния диска в каждый момент времени.

Фигур 2. Библиографий 9.

Экспериментальное исследование радиально-осевых турбин. Михненко Л. В., Коваленко Б. Ф. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 11—19.

Излагаются результаты расчетно-экспериментального исследования группы ступеней радиально-осевых турбин, отличающихся между собой формой внутреннего обвода рабочего колеса.

Экспериментально показано, что создание зоны увеличенных проходных площадей в средней части рабочего колеса привело к увеличению крутизны характеристик $\eta_e = f \frac{u}{c_{ад}}$, хотя и не изменило максимально значения эффективного к. п. д. ступени.

Отмечается, что к. п. д. ступеней с диффузорной зоной меняется резче с изменением \bar{u} , чем у конфузорной ступени. Отмечается также, что пропускная способность ступеней с диффузорной зоной на режимах $u < u_{opt}$ меньше, а степень реактивности их больше по сравнению с конфузорными каналами.

Таблиц 3. Фигур 4.

Экспериментальное исследование безлопаточных входных аппаратов радиально-осевой турбины турбокомпрессора. Озимов И. Л. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 20—31.

Приводятся результаты экспериментальных исследований безлопаточных аппаратов (БВА) радиально-осевых турбин автомобильных турбокомпрессоров. Были исследованы зависимости основных характеристик турбины от геометрических параметров безлопаточного входного аппарата, таких, как влияние формы поперечного сечения спиральной камеры; способ соединения впускного пат-

рубка со спиральной камерой; ширина выравнивающего участка и угол выхода потока из входного аппарата. Исследовано было также влияние длины разделительного «языка» на протекание характеристик турбины.

Результаты исследований могут быть положены в основу расчета и конструирования БВА для радиально-осевых турбин турбокомпрессоров.

Таблиц 3. Фигур 7. Библиографий 4.

УДК 629.113.621.438.2.001.4

Некоторые особенности экспериментальных исследований затурбинных диффузоров автомобильных газотурбинных двигателей. Козарев Л. А., Батнер А. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 32—42.

Рассматриваются особенности экспериментального исследования выхлопных диффузоров в широком диапазоне изменения скоростей и углов потока в них. Вычисление к. п. д. диффузора связано с осреднением измеренного полного давления на выходе. Указывается, что выбор метода осреднения зависит не только от неравномерности потока, но главным образом от того, как поток используется в дальнейшем.

Приводятся выражения для осреднения полного давления по импульсам и энтропии. В качестве примера приведены характеристики кольцевого конического диффузора, вычисленные с применением различных методов осреднения.

Проведенный анализ погрешностей определения критериев работы диффузора показывает, что в области малых скоростей потока на входе в диффузор необходимо проводить многократные измерения или пользоваться приборами с повышенной точностью отсчета (например, микроанометрами).

Фигур 6. Библиографий 9.

УДК 621.43.031.3 : 539.433.001.4

Некоторые вопросы повышения вибрационной прочности радиально-осевых турбин агрегатов наддува дизелей. Козлов Ю. Б. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 43—47.

Рассматриваются некоторые вопросы повышения вибрационной прочности лопаток радиально-осевых турбин агрегатов наддува дизелей. Отмечается, что в эксплуатации вибрационные поломки лопаток относятся к наиболее распространенной причине аварий турбокомпрессоров (ТКР). На примере турбин ТКР-14 и ТКР-18 представлены способы изменения конструкции лопаток с целью обеспечения заданной частоты колебаний. Испытания двух вариантов колес ТКР-18 показали, что к. п. д. обеих турбин одинаков, а частота собственных колебаний лопаток с параболическим изменением толщины и другими конструктивными отличиями выше на 45%.

Рекомендуется рассчитывать частоту колебаний консольной балки, соответствующей типовому сечению, с помощью ЭВМ, а частоту колебаний лопатки определять по эмпирическим зависимостям, полученным для турбин с диаметром рабочих колес 85—230 мм.

Фигур 2.

УДК 621. 43. 031. 3-5. 001. 4

Возможный диапазон регулирования лопаточным диффузором центробежного компрессора для наддува дизелей. Ципленкин Г. Е. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 48—54.

Рассматривается совместная работа центробежного компрессора для случая совместной работы с дизелем при наддуве последнего, а также данные исследования при введении регулирования турбин привода компрессора. Это мероприятие позволяет существенно повысить коэффициент приспособляемости дизеля, доведя его до 2.

Отмечается, что при высоких степенях повышения давления наряду с регулированием турбины необходимо ввести регулирование компрессора, что достигается изменением положения лопаток диффузора компрессора. Такой метод регулирования позволяет менять в широком диапазоне расход при маломеняющемся напоре.

Анализируются возможные пределы изменения углов установки лопаток диффузора, а также влияние пропускной способности улитки на диапазон регулирования.

Фигур. 5. Библиографий. 2.

УДК 669. 15. 24. 26. 018. 85. 001 4

Исследование железохромоникелевых литейных жаропрочных сплавов для автомобильных газотурбинных двигателей. Михеева В. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 55—61.

Исследованы сплавы типа 15--40 с вольфрамом при совместном и раздельном легировании 0—3% титана, 0—5% алюминия и 0—0,75% углерода.

Приведены результаты dilatометрических, микроструктурных исследований и испытаний на горячую твердость. На основании испытаний на длительную твердость при 800°C сделан вывод, что длительная твердость сплавов данного типа при совместном легировании 1—3% титана и алюминия при увеличении содержания углерода от 0,1 до 0,3% существенно не меняется.

Таблиц 2. Фигур 3. Библиографий 2.

Исследование механизмов плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач. Жук М. Н., Гурман П. Я., Тарасик В. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 62—68.

Описываются процессы включения фрикционных муфт и их влияние на снижение динамических нагрузок в трансмиссии.

Показано, что одной из причин, способствующих возникновению больших динамических нагрузок, является резкое включение фрикционных муфт и, следовательно, возникновение инерционных моментов неравномерно вращающихся масс деталей силовой передачи и приведенной массы автомобиля.

Приводятся анализ существующих конструкций клапанов плавности и результаты их исследований. На основании экспериментов выработаны требования к механизмам плавного включения фрикционных муфт и даны результаты испытаний механизма плавного включения фрикционных муфт, созданных на Белорусском автомобильном заводе.

Фигур 4.

Исследование работы противоблокировочного устройства с электрическим чувствительным элементом. Балакин В. Д. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 69—72.

Излагаются результаты стендовых испытаний работоспособности противоблокировочного устройства с электрическим чувствительным элементом, в качестве которого использовался тахогенератор, выявивших влияние основных параметров элементов этого устройства и их сочетания на качество регулирования в установившемся и переходных режимах торможения.

Отмечается, что при испытании регистрировались давление в приводе, тормозные силы и момент, вертикаль-нагрузка, угловые скорости обоих колес и их производные, а также отметки углов поворота колеса и бегового барабана.

Полученные в ходе испытаний величины тормозного момента и силы использовались для определения степени реализации сцепления как одного из основных показателей качества работы блокировочного устройства.

Фигур 3.

УДК 629.113.621.833.001.24

План чисел зубьев многосателлитной передачи. Выборнов В. Г. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970. стр. 73—76.

Предлагается план чисел зубьев многосателлитных передач, позволяющий просто и наглядно выбирать числа зубьев шестерен передач наиболее распространенных типов, применяемых в агрегатах транспортных машин. Указываются порядок построения плана, его свойства и область существования возможных значений чисел зубьев.

Таблиц 1. Фигур 2.

УДК 628.94 : 535.001.24

Разработка светосигнальных фонарей отвечающих требованиям безопасности движения. Николаева Л. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 77—80.

Дается расчет сигнальных фонарей, который сводится к расчету размеров рабочей поверхности фонаря, обеспечивающих заданное светораспределение, и выбору оптической системы, используемой в конструкции фонаря, к определению основных параметров рабочих элементов, входящих в оптическую систему, а также к расчету и анализу кривой светораспределения разработанной светооптической системы фонаря. Рассматриваются две оптические системы светораспределения — линзовая и смешанная.

В заключение предлагается методика расчета, позволяющая правильно рассчитывать и конструировать светооптические схемы сигнальных фонарей.

Фигур 3.

УДК 629.114.4 : 531.3.001.24

Исследование тяговых качеств автомобиля БелАЗ-540. Трифонов И. И., Тарасик В. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 81—86.

Приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований тяговых качеств автомобиля БелАЗ-540 с гидropередачей при различных значениях передаточных чисел согласующего редуктора. Согласно этим исследованиям и принятому равновероятному распределению сопротивлений движению автомобиля оптимальное передаточное отношение согласующей передачи находится в пределах 0,76—0,77. В этом случае средняя скорость движения увеличится на 7,53% при полном весе автомобиля 48,0 т или на 6,53% при движении на второй передаче с полным весом 44,5 т.

Дается методика исследований, позволяющая получить интересные параметры с достаточно высокой точностью.

Таблиц 1. Фигур 3.

Цифропечатающий прибор для одновременной регистрации пути, времени и скорости при динамических испытаниях автомобилей. Арсеев Л. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 87—89.

Рассмотрены вопросы, связанные с разработкой устройства, которое дает возможность непосредственно выдавать результаты замеров времени, пути и скорости движения автомобиля в цифровой табличной форме. Датчиком сигналов пути и скорости служит пятое колесо. Полученные сигналы поступают для обработки в электронную схему. Информация, полученная от электронной схемы в определенные интервалы времени, которые задаются эталонным генератором, переносится в электромеханическое цифропечатающее устройство.

На ленте цифропечатающего устройства в каждой последующей строке регистрируются одновременно показания счетчиков времени, пути и скорости один или два раза в 1 сек по выбору.

Полученная лента-таблица дает возможность легко строить графики разгона и замедления автомобиля без какой-либо дополнительной обработки.

Фигур 2.

УДК 629. 113. 001. 4 : 620. 1. 083. 91

Устройство для одновременной регистрации времени, пути и расхода топлива на одном уплотненном канале магнитной записи. Балашова Л. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 90—92.

Рассматриваются вопросы, связанные с разработкой прибора, осуществляющего при испытаниях автомобилей одновременную регистрацию на любой однопорожечный бытовой магнитофон трех параметров: пути, времени и расхода топлива.

Показан принцип действия прибора, позволяющего получить динамические и экономические характеристики автомобилей как в графической, так и в табличной форме благодаря вводу записанных данных на электронную вычислительную машину «Днепр».

Точность получения характеристик при испытаниях автомобилей определяется точностью генератора времени, стабильность которого не хуже 0,1%.

Фигур 1. Библиографий 4.

УДК 629. 113 : 531. 3. 001. 57

Моделирование движения автомобиля на ЭЦВМ по статистическим характеристикам заданных дорожных условий. Галушко В. Г. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 93—96.

Показано, что методика расчета движения автомобиля на ЭЦВМ по статистическим характеристикам заданных дорожных ус-

ловий основывается на вероятностном методе построения обобщающих характеристик.

Из элементов дороги рассматривается ее продольный профиль и план. В результате обработки продольных профилей дорог получены замены распределения уклонов, длин, радиусов плана и пр. При моделировании на ЭЦВМ получены текущие и средние скорости движения автомобиля, число переключений передач, время движения на различных передачах и другие параметры, позволяющие оценить тяговые качества автомобиля.

Таблиц 1.

УДК 629.11.012.55.531.45.001.24

Исследование силового плеча колеса с пневматической шиной. Приходько Г. К. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124. М., 1970, стр. 97—102.

При инженерных расчетах и исследованиях колесного движителя связь между его рабочими параметрами обычно устанавливается по уравнениям баланса сил и баланса мощности. Между этими уравнениями имеется ряд серьезных противоречий и, в частности, при совместном решении их получается, что динамический радиус и радиус качения пневматической шины равны, в то время как экспериментально показано, что первый меньше второго примерно на 10%.

В результате проведенного исследования силового поля контакта шины с опорой с учетом деформации не только от нормальной нагрузки, но и тангенциальной установлено влияние несимметричности напряженного состояния шины относительно вертикальной оси колеса; предложено уравнение силового баланса ведущего эластичного колеса и методика расчета.

Фигур 2.

УДК 629.11.012.55.531.45.001.4

Исследование влияния касательной нагрузки на проскальзывание в плоскости контакта катящегося колеса. Кленников Е. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 124 М., 1970, стр. 103—106.

Излагаются экспериментальные результаты исследования влияния касательной нагрузки на распределение касательных напряжений в плоскости контакта катящегося колеса.

Показано, что независимо от направления действия касательной нагрузки зона скольжения находится в задней части контакта. Эта зона скольжения увеличивается по направлению к передней части контакта по мере возрастания касательной нагрузки.

Полученные данные могут служить для сравнительной оценки износостойкости шин и их тягово-сцепных качеств.

Фигур 3.

СОДЕРЖАНИЕ

Г. М. Хажинский. Напряженное состояние вращающихся неравномерно нагретых дисков при нестационарных режимах	3
Л. В. Михненко, Б. Ф. Коваленко. Экспериментальное исследование радиально-осевых турбин	11
П. Л. Озимов. Экспериментальное исследование безлопаточных входных аппаратов радиально-осевой турбины турбокомпрессора	20
Л. А. Козарев, А. А. Батнер. Некоторые особенности экспериментальных исследований затурбинных диффузоров автомобильных газотурбинных двигателей	32
Ю. Б. Козлов. Некоторые вопросы повышения вибрационной прочности радиально-осевых турбин агрегатов наддува дизелей	43
Г. Е. Ципленкин. Возможный диапазон регулирования лопаточным диффузором центробежного компрессора для наддува дизелей	48
В. В. Михеева. Исследование железохромоникелевых литейных жаропрочных сплавов для автомобильных газотурбинных двигателей	55
М. Н. Жук, П. Я. Гурман, В. П. Тарасик. Исследование механизмов плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач	62
В. Д. Балакин. Исследование работы противоблокировочного устройства с электрическим чувствительным элементом	69
В. Г. Выборнов. План чисел зубьев многосателлитной передачи	73
Л. И. Николаева. Разработка светосигнальных фонарей, отвечающих требованиям безопасности движения	77
И. И. Трифионов, В. П. Тарасик. Исследование тяговых качеств автомобиля БелАЗ-540	81
Л. А. Арсеев. Цифропечатающий прибор для одновременной регистрации пути, времени и скорости при динамических испытаниях автомобилей	87
Л. И. Балашова. Устройство для одновременной регистрации времени, пути и расхода топлива на одном уплотненном канале магнитной записи	90

В. Г. Г а л у ш к о. Моделирование движения автомобиля на ЭЦВМ по статистическим характеристикам заданных дорожных условий	93
Г. К. П р и х о д ь к о. Исследование силового плеча колеса с пневматической шиной	97
Е. В. К л е н н и к о в. Исследование влияния касательной нагрузки на проскальзывание в плоскости контакта катящегося колеса	103
Рефераты к статьям	107

Труды НАМИ, вып. 124

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: А. Э. Балтер и Ю. И. Егоров

Редактор В. Р. Ворон

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, З. А. Шаухина

Л 95948. Подп. к печ. 29/XI-70 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 7,75+1 вкл.

Уч.-изд. л. 7,13. Зак. 645—69 г. Тир. 800. Цена 50 коп.

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

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
3	5 снизу	действительно	действительного
7	8 сверху	$\dots W_n + \bar{N}_r \dots \dots W_n -$	$\dots W_n - \bar{N}_r \dots \dots W_n +$
7	9 сверху	$-\rho\Delta \dots$	$+\rho\Delta \dots$
16	6 снизу	ТР-34	ТР-3
27	14 снизу	γ	φ_k
27	15 снизу	$\gamma = 30^\circ$	$\varphi_k = 30^\circ$
30	3 снизу	$S = 0,42$	$\bar{S} = 0,42$

Цена 50 коп.