

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 121

— 1970 —

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

НАМИ

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 121

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1970

СОДЕРЖАНИЕ

Я. М. Певзнер, Е. А. Зельцер. Исследование на АВМ колебаний подвески при нелинейном демпфировании и сложном возбуждении	3
Е. Б. Александров. Особенности геометрического расчета замкнутых передач внутреннего зацепления	18
Н. К. Дьячков, Д. Т. Гапоян. Исследование регулирования эффективности действия гидродинамического тормоза-замедлителя	25
С. М. Трусов, В. М. Тарнопольский. Исследование гидротрансформатора с центростремительной турбиной	41
Д. Б. Гельфгат, Н. И. Воронцова, Н. И. Беляков. Расчет кузова городского автобуса ЛАЗ-696 на изгиб статической нагрузкой	54
М. И. Лурье, В. М. Годованный. Исследование влияния характера протекания скоростной характеристики дизеля на параметры работы грузовых автомобилей и автопоездов	66
З. И. Лейбзон, М. Л. Минкин, П. Е. Дерюгин, П. А. Иванов, Н. А. Синицын, А. М. Лаговер. Влияние атмосферных условий на эффективные показатели автомобильных двигателей	76
Рефераты к статьям	103

Труды НАМИ, вып. 121

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Э. П. Выборнов, Н. К. Дьячков, Г. Г. Баловнев,

Н. И. Коротоношко, В. А. Петрушов, Н. С. Ханин

Редактор Л. А. Григорьева

Технический редактор С. М. Печникова

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

Л 95678. Подп. к печ. 24/VII 1970 г. Форм. бум. 60×90₁₆.

Печ. л. 6.75. Уч.-изд. л. 6.9. Зак. 714—69 г. Тир. 800. Цена 48 коп.

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

Д-р техн. наук проф. Я. М. Певзнер, инж. Е. А. Зельцер

ИССЛЕДОВАНИЕ НА АВМ КОЛЕБАНИЙ ПОДВЕСКИ ПРИ НЕЛИНЕЙНОМ ДЕМПФИРОВАНИИ И СЛОЖНОМ ВОЗБУЖДЕНИИ

1. Введение и постановка задачи

Работа посвящена исследованию вопроса о том, как влияет нелинейная характеристика амортизатора на колебания автомобиля.

С этой целью на аналоговой вычислительной машине были решены дифференциальные уравнения, описывающие вертикальные колебания автомобиля. При решении нелинейных уравнений были получены такие результаты, которые невозможно получить приближенным решением этих уравнений линейными методами.

Исследуются колебания передних подвесок двух легковых автомобилей *A* и *B*, которые рассматриваются как двухмассовые системы (фиг. 1).

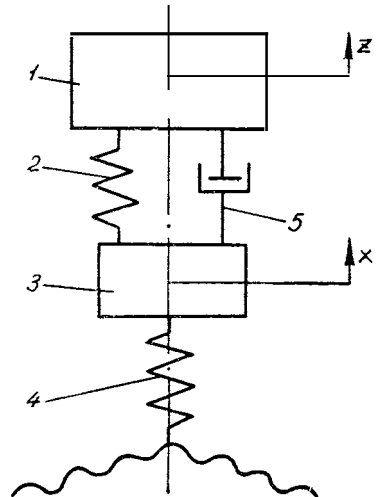
Исследования проводились при следующих предположениях:

1. Жесткость рессоры линейная и без ограничителей хода.

2. Жесткость шины линейная.

3. Демпфирование в шинах отсутствует.

4. Коэффициент распределения масс $\epsilon = 1$, т. е. колебания передней и задней подвесок независимы. Поэтому в данной работе рассматриваются колебания передней подвески автомобиля.



Фиг. 1. Расчетная схема передней подвески автомобиля:

1 — кузов; 2 — рессора; 3 — колесо;
4 — шина; 5 — гидравлический амортизатор.

5. Отрыв колес от дорожного профиля и ограничение ходов подвески не учитываются для того, чтобы показать влияние нелинейной характеристики амортизатора на колебания автомобиля в чистом виде.

Вертикальные колебания автомобиля описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + F(\dot{z} - \dot{x}) + Cz - Cx &= 0; \\ m\ddot{x} - F(\dot{z} - \dot{x}) + Cx - Cz &= K[q(t) - x], \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где z — координата кузова;
 x — координата колеса;

$F(\dot{z} - \dot{x})$ — нелинейная зависимость силы сопротивления амортизатора от относительной скорости колеса и кузова;

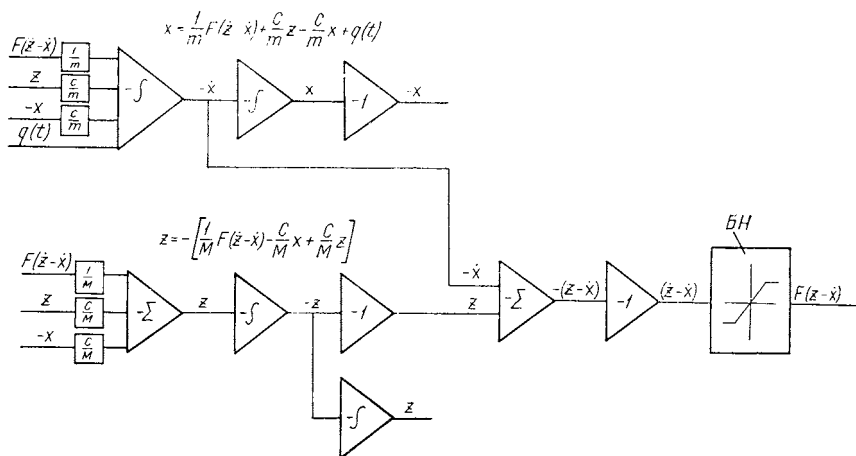
M — масса кузова;

m — масса колеса;

C — жесткость рессоры;

K — жесткость шины;

$q(t)$ — дорожный профиль.



Фиг. 2. Блок-схема для решения дифференциальных уравнений на АВМ.

В дальнейшем рассматриваются следующие виды дорожных воздействий:

1. Синусоида $A(t) = A_0 \sin 2\pi f t$.

2. Две синусоиды с различными амплитудами и частотами

$$A(t) + B(t) = A_0 \sin 2\pi f_1 t + B_0 \sin 2\pi f_2 t,$$

где A_0 и B_0 — амплитуды;

f_1 и f_2 — частоты;

t — время.

3. Единичная неровность.

Параметры передней подвески автомобиля A , приведенные к двум колесам:

$$M = 0,565 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$$

$$m = 0,0815 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$$

$$C = 30 \text{ кг}/\text{см}$$

$$K = 400 \text{ кг}/\text{см}$$

Параметры передней подвески автомобиля B , приведенные к одному колесу:

$$M = 0,455 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$$

$$m = 0,051 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$$

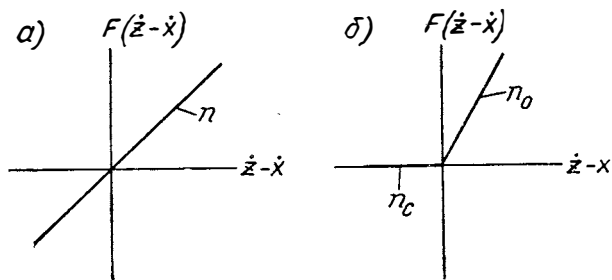
$$C = 22,8 \text{ кг}/\text{см}$$

$$K = 192 \text{ кг}/\text{см}$$

На фиг. 2 представлена блок-схема решения нелинейных дифференциальных уравнений (1) на аналоговой вычислительной машине.

2. Вынужденные колебания автомобиля с амортизаторами, имеющими линейный коэффициент сопротивления

Рассмотрим вынужденные колебания автомобиля A с амортизатором, имеющим линейный коэффициент сопротивления $n = 4 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$ (фиг. 3,а).



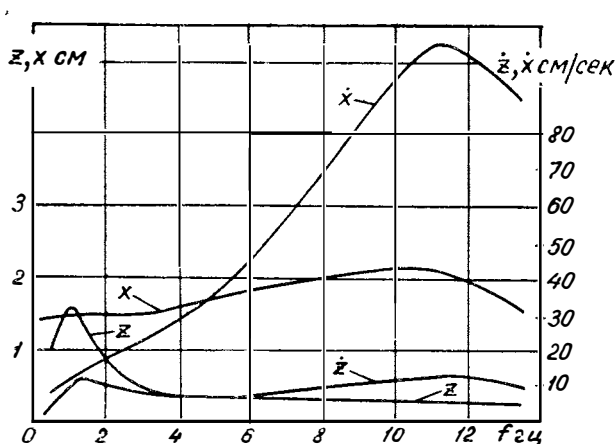
Фиг. 3. Характеристики амортизаторов автомобиля A : линейная — симметричная (а); нелинейная — несимметричная (б).

На фиг. 4 представлена амплитудно-частотная характеристика, полученная при возбуждении автомобиля синусоидальным дорожным профилем с амплитудой 1 см в диапазоне частот от 0,2 до 13,5 гц.

Амплитудно-частотная характеристика имеет две резонансные зоны, соответствующие собственным частотам кузова и колеса. Резонансные частоты отличаются друг от друга примерно в 10 раз: $f_2 \cong 10f_1$.

Для амплитудных значений скоростей и перемещений линейной системы существуют следующие соотношения:

$$\dot{x} = 2\pi f_2 x; \quad \dot{z} = 2\pi f_1 z. \quad (2)$$



Фиг. 4. Частотные характеристики подвески автомобиля с амортизатором, имеющим линейную характеристику.

Так как $f_2 \cong 10f_1$, то при близких амплитудах перемещений кузова и колеса на резонансных режимах амплитуда скорости колес при высокочастотном резонансе в 10 раз больше амплитуды скорости кузова при низкочастотном резонансе.

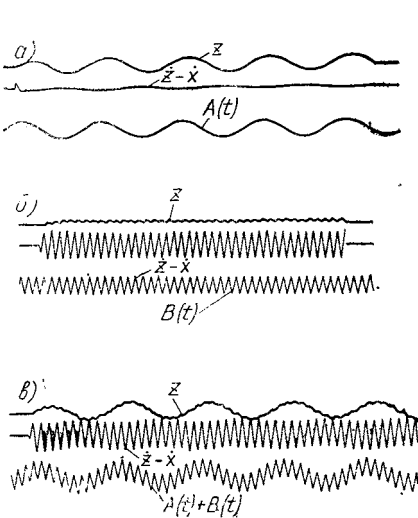
3. Вынужденные колебания автомобиля с амортизатором, имеющим несимметричную характеристику

В данном разделе рассматриваются вынужденные колебания автомобиля B , имеющего амортизаторы с симметричной и несимметричной характеристиками. В качестве дорожного воздействия применяются как отдельные синусоидальные сигналы низкой $A_0 \sin 2\pi f_1 t$ и высокой $B_0 \sin 2\pi f_2 t$ частот, так и одновременно два синусоидальных сигнала низкой и высокой частот. Амплитуды синусоидальных сигналов $A_0 = 0,5$ см и $B_0 = 0,5$ см, а частоты $f_1 = 1$ гц и $f_2 = 10$ гц. Случай одновременного воздействия двух синусоидальных сигналов с частотами, соответствующими низкочастотному и высокочастотному резонансу, называется двухчастотным резонансом*.

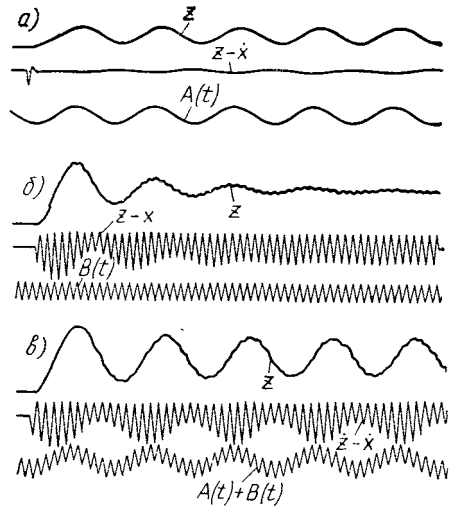
* Применение метода двухчастотного возбуждения для исследований колебаний автомобиля было впервые предложено авторами в 1966 г. на XVII семинаре по подвескам автомобилей в НАМИ.

Амортизатор с несимметричной характеристикой имеет неодинаковый коэффициент сопротивления на ходе отбоя n_o и ходе сжатия n_c . Для того, чтобы результат был более наглядным, рассмотрим амортизатор одностороннего действия $n_o = 6 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$, $n_c = 0$ (фиг. 3,б). Симметричную характеристику амортизатора (см. фиг. 3,а) выбираем так, чтобы коэффициент сопротивления был равен среднему значению коэффициентов сопротивления на ходе отбоя и сжатия несимметричной характеристики:

$$n_{cp} = \frac{n_o + n_c}{2}. \quad (3)$$



Фиг. 5. Осциллограммы вынужденных колебаний подвески автомобиля А с амортизатором, имеющим линейную характеристику: симметричная характеристика, низкочастотный резонанс (а); симметричная характеристика, высокочастотный резонанс (б); симметричная характеристика, двухчастотный резонанс (в). Амплитуда низкочастотных колебаний кузова составляет 1,8 см.

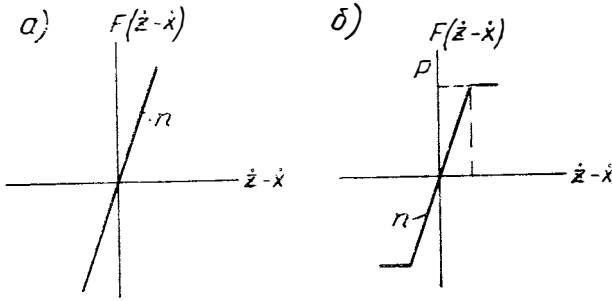


Фиг. 6. Осциллограммы вынужденных колебаний подвески автомобиля А с амортизатором, имеющим несимметричную характеристику: несимметричная характеристика, низкочастотный резонанс (а); несимметричная характеристика, высокочастотный резонанс (б); несимметричная характеристика, двухчастотный резонанс (в). Амплитуда низкочастотных колебаний кузова составляет 4,0 см.

На осциллограммах, приведенных на фиг. 5 и 6, представлены колебания автомобиля Б с амортизатором, имеющим симметричную и несимметричную характеристики. Как видно из приведенных осциллограмм, низкочастотные колебания кузова при несимметричной характеристике амортизатора при двухчастотном резонансе в два раза больше, чем при симметричной.

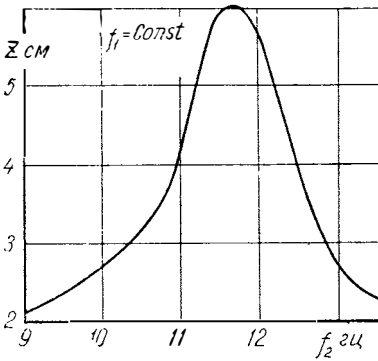
4. Вынужденные колебания автомобиля с амортизатором, имеющим нелинейную характеристику типа «насыщения»

В данном разделе рассматриваются вынужденные колебания автомобиля *A* с амортизатором, имеющим симметричную характеристику на отбой и сжатие с ограничением силы сопротивления (фиг. 7,б).



Фиг. 7. Характеристики амортизаторов автомобиля *B*: линейная (а), нелинейная — симметричная с ограничением силы сопротивления (б).

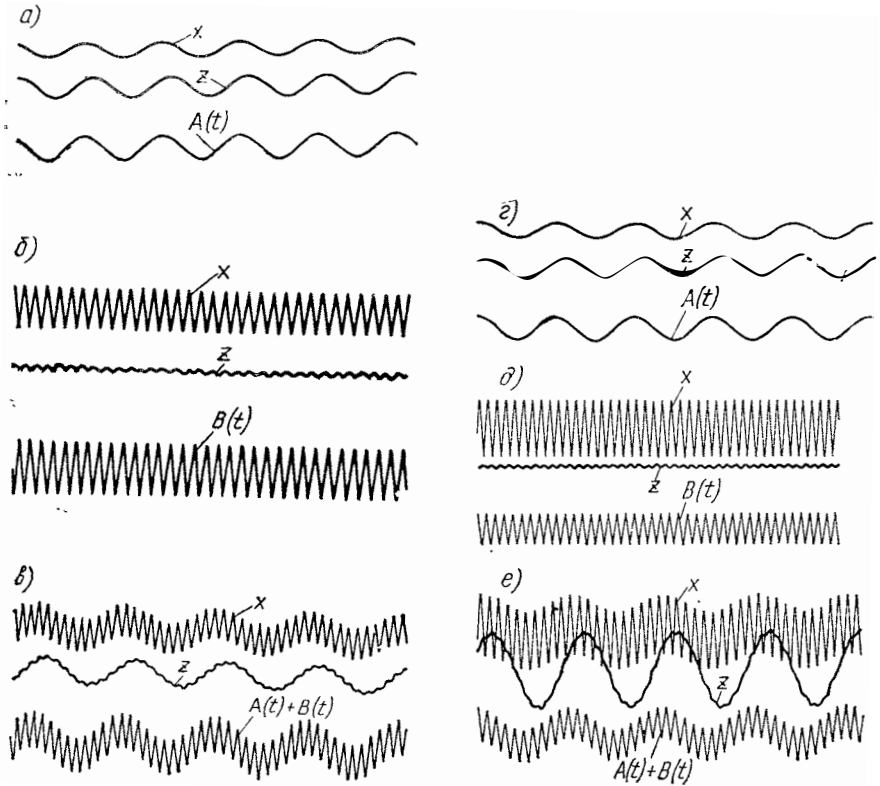
Амплитудно-частотная характеристика низкочастотных перемещений кузова представлена на фиг. 8. При снятии этой характеристики один входной сигнал имел постоянную низкую частоту $f_1 = 1,2$ *гц*, а другой высокочастотный сигнал изменялся по частоте от 9 до 13,5 *гц*. Амплитуда низкочастотного сигнала $A_0 = 1$ *см*, а амплитуда высокочастотного сигнала $B_0 = 1,20$ *см*. Сравним амплитудно-частотные характеристики автомобиля (см. фиг. 4 и 8) с амортизаторами, имеющими соответственно линейную и нелинейную характеристики (см. фиг. 7,а и 7,б). Коэффициент сопротивления линейного участка характеристики (7,б) равен коэффициенту сопротивления линейной характеристики (7,а) и равен $n = 4$ *кГ · сек/см*, а величина силы сопротивления, с которой начинается ограничение, равна 400 *кГ*.



Фиг. 8. Амплитудно-частотная характеристика подвески автомобиля *B* с амортизатором, имеющим нелинейную характеристику с ограничением при двухчастотном возбуждении.

Как видно, низкочастотные колебания кузова автомобиля с амортизатором, имеющим нелинейную характеристику, при двухчастотном возбуждении значительно больше (в 4 раза), чем при одночастотном возбуждении.

На фиг. 9 представлена осциллограмма колебаний кузова и колес автомобиля, имеющего линейную (7,а) и нелинейную (7,б) характеристики амортизатора при одночастотном и двухчастотном резонансах.



Фиг. 9. Осциллограммы вынужденных колебаний подвески автомобиля B с амортизаторами, имеющими линейную и нелинейную характеристики: линейная характеристика, низкочастотный резонанс (а); линейная характеристика, высокочастотный резонанс (б); линейная характеристика, двухчастотный резонанс (з); характеристика с ограничением, низкочастотный резонанс (в); характеристика с ограничением, высокочастотный резонанс (д); характеристика с ограничением, двухчастотный резонанс (е).

Амплитуды входных сигналов низкочастотного $A_0 = 1$ см, высокочастотного $B_0 = 1,20$ см, а частоты соответственно $f_1 = 1,2$ гц и $f_2 = 11,7$ гц.

Из приведенных осциллограмм видно, что при двухчастотном резонансе низкочастотные перемещения кузова автомобиля с характеристикой амортизатора типа «насыщения» значительно больше, чем с линейной характеристикой.

5. Причины увеличения низкочастотных колебаний кузова автомобиля, имеющего нелинейную характеристику амортизатора при двухчастотном возбуждении

В настоящем разделе рассматриваются те причины, которые вызывают значительное увеличение низкочастотных перемещений кузова автомобиля с амортизатором, имеющим несимметричную характеристику и характеристику с ограничением силы амортизатора при двухчастотном возбуждении. Для этого рассмотрим последовательно работу с нелинейными характеристиками при низкочастотном, высокочастотном и двухчастотном резонансах.

А. Низкочастотный резонанс. Осциллограмма колебаний кузова автомобиля с несимметричной характеристикой амортизатора (фиг. 3,б) представлена на фиг. 6,а. Амплитуда перемещений кузова автомобиля с несимметричной характеристикой амортизатора равна амплитуде перемещений кузова автомобиля (фиг. 5,а) с линейным коэффициентом сопротивления (фиг. 3,а), равным среднему значению из коэффициентов сопротивления на ходе отбоя и сжатия несимметричной характеристики. Кроме того, на фиг. 6,а видно, что из-за несимметричности амортизатора наблюдается небольшое постоянное смещение кузова. Необходимо отметить также, что характеристика амортизатора (т. е. коэффициенты сопротивления на ходе отбоя и сжатия) в процессе колебаний остается неизменной.

Низкочастотные колебания кузова (фиг. 9,з) при нелинейной симметричной характеристике типа «насыщения» (фиг. 7,б) равны колебаниям кузова при линейной характеристике (фиг. 9,а). Это объясняется тем, что амортизатор при низкочастотном резонансе работает в линейной зоне характеристики, т. е. относительная скорость не достигает величины, при которой происходит ограничение силы сопротивления. Так как характеристика амортизатора симметричная, то смещение кузова не наблюдается.

Б. Высокочастотный резонанс. При высокочастотном резонансе на осциллограмме колебаний автомобиля (фиг. 6,б), имеющего несимметричную характеристику амортизатора (фиг. 3,б), видно значительное постоянное смещение кузова. Оно объясняется, как и при низкочастотном резонансе, несимметричностью характеристики амортизатора, но величина этого смещения при высокочастотном резонансе значительно больше. Сила сопротивления пропорциональна величине относительной скорости:

$$F(\dot{z} - \dot{x}) = n(\dot{z} - \dot{x}). \quad (4)$$

Из соотношения (2) видно, что относительные скорости, а следовательно, и силы сопротивления при высокочастотном резонансе значительно больше, чем при низкочастотном. Поэтому и величина постоянного смещения кузова при высокочастотном резонансе значительно больше. При высокочастотном резонансе так же, как и

при низкочастотном, несимметричная характеристика амортизатора в процессе колебаний остается неизменной.

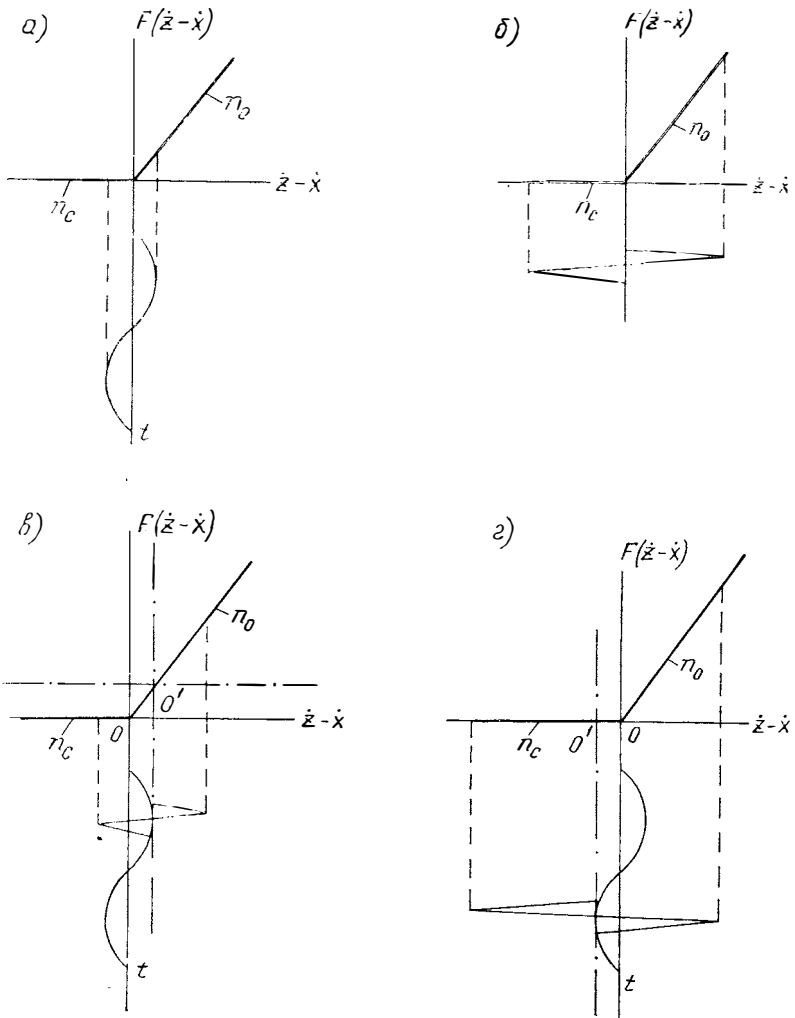
При высокочастотном резонансе на осциллограмме колебаний автомобиля (фиг. 9,д), имеющего характеристику амортизатора типа «насыщения» (фиг. 7,б), видно, что колебания колеса значительно больше, чем при линейной характеристике (7,а). Объясняется это следующим: величина относительной скорости $\dot{z} - \dot{x}$ по выражению (2) пропорциональна частоте колебаний, и, следовательно, относительная скорость при высокочастотном резонансе достигает величины значительно большей, чем при низкочастотном, и превосходит то значение, при котором открывается разгрузочный клапан; когда открывается разгрузочный клапан, коэффициент сопротивления уменьшается, что приводит к ослаблению демпфирования высокочастотных колебаний колеса. Величина эквивалентного коэффициента сопротивления зависит от амплитуды относительной скорости. Высокочастотные колебания кузова при нелинейной характеристике амортизатора типа «насыщения» остаются практически такими же, как и при линейной характеристике амортизатора. Так как характеристика амортизатора симметричная, то смещение кузова не происходит.

В. Двухчастотный резонанс. Колебания автомобиля, имеющего амортизатор с несимметричной характеристикой (фиг. 3,б) при двухчастотном резонансе представлены на фиг. 6,в. Как уже было отмечено ранее, низкочастотные перемещения кузова автомобиля с несимметричной характеристикой амортизатора при двухчастотном резонансе в два раза больше, чем при низкочастотном резонансе. Для объяснения этого явления необходимо рассмотреть работу амортизатора при двухчастотном резонансе. Работа амортизатора с несимметричной характеристикой при низкочастотном, высокочастотном и двухчастотном резонансах показана на фиг. 10. Как уже ранее было указано, для наглядности принята такая несимметричная характеристика амортизатора, что на ходе отбоя коэффициент сопротивления был равен $n_0 = 6 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$, а на ходе сжатия $n_c = 0$, т. е. характеристика с демпфированием только на ходе отбоя, на ходе сжатия демпфирование отсутствует.

Как видно из осциллограмм фиг. 6,в, колебания относительной скорости $\dot{z} - \dot{x}$ при двухчастотном резонансе имеют низкочастотную и высокочастотную составляющие. При этом амплитуда колебаний колеса не остается постоянной, как в случае установившегося высокочастотного резонанса (см. фиг. 6,б), а меняется с частотой, равной частоте колебаний кузова.

Максимальные значения амплитуды x соответствуют максимальной скорости кузова \dot{z} при его движении вниз (фиг. 10,г), а минимальные значения амплитуды x соответствуют максимальной скорости кузова \dot{z} при его движении вверх (фиг. 10,в). При этом максимальные значения превышают минимальные примерно в 2,5 раза. Причины этого явления видны из фиг. 10: при движении

кузова вниз высокочастотные колебания \dot{x} происходят относительно смещенного среднего положения, так что в течение большей части периода колебания сопротивление амортизатора равно нулю. При движении кузова вверх высокочастотные колебания \dot{x} происходят относительно среднего положения, смещенного в противоположную сторону, так что сопротивление амортизатора равно нулю



Фиг. 10. Различные режимы работы амортизатора с несимметричной характеристикой:
 низкочастотный резонанс (а); высокочастотный резонанс (б); двух-
 частотный резонанс, движение кузова автомобиля вверх (в); двух-
 частотный резонанс, движение автомобиля вниз (г).

лишь в течение небольшой части периода высокочастотных колебаний.

Рассмотрим среднюю силу сопротивления амортизатора, действующую на кузов при его движении вверх, за один период высокочастотных колебаний (см. фиг. 10,б). Если бы характеристика амортизатора была линейна и симметрична, эта средняя сила сопротивления была бы такой же, как и при низкочастотном резонансе, и определялась бы точкой O' на характеристике. Возрастание сопротивления за полупериод движения колеса вверх компенсировалось бы уменьшением сопротивления за полупериод движения колеса вниз. Так как характеристика амортизатора несимметрична, возрастание сопротивления при движении колеса вверх оказывается несколько больше, чем уменьшение сопротивления при движении колеса вниз. В результате средняя сила сопротивления несколько больше, чем при низкочастотном резонансе. Однако это увеличение средней силы невелико, так как при движении кузова вверх амплитуда высокочастотных колебаний мала.

Рассмотрим теперь среднюю силу сопротивления амортизатора, действующую на кузов при его движении вниз, за один период высокочастотных колебаний (см. фиг. 10,г). При низкочастотном резонансе (фиг. 10,а) сила сопротивления во время движения кузова вниз равна нулю. При двухчастотном резонансе в течение части периода сила будет направлена в ту же сторону, что и движение кузова, т. е. будет не демпфировать, а, наоборот, усиливать низкочастотные колебания. При этом, так как амплитуда x при движении кузова вниз в 2,5 раза больше, чем при движении кузова вверх, отрицательное влияние высокочастотных колебаний оказывается значительно больше, чем их положительное влияние во время движения кузова вверх.

Таким образом, в целом средняя величина демпфирования низкочастотных колебаний уменьшается, что и является одной из причин увеличения низкочастотных колебаний при двухчастотном резонансе в случае несимметричной характеристики.

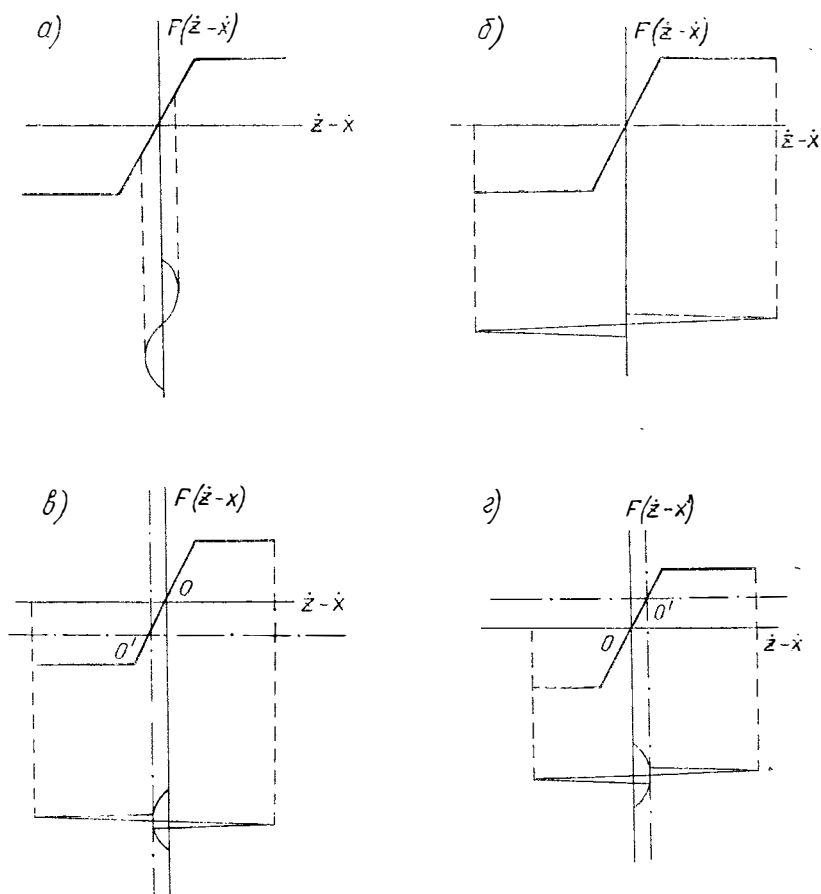
Рассмотрим другую возможную причину увеличения амплитуды низкочастотных колебаний. Как видно из фиг. 6,б, высокочастотные колебания при несимметричной характеристике амортизатора вызывают значительное смещение среднего положения кузова. Это объясняется тем, что средняя величина усилия, передаваемого на кузов от амортизатора за каждый цикл высокочастотного колебания, не равна нулю, что и вызывает осадку кузова.

При двухчастотном резонансе несимметричность воздействия амортизатора не остается постоянной, как при высокочастотном резонансе, а меняется с частотой низкочастотных колебаний (см. фиг. 10,б, 10,г). Соответственно меняется и величина смещения кузова z , что равнозначно увеличению амплитуды колебаний.

Колебания автомобиля, имеющего амортизатор с характеристикой типа «насыщения», представлены на фиг. 9,е. Как было уже отмечено ранее, низкочастотные перемещения кузова автомобиля с

амортизатором, имеющим такую характеристику, при двухчастотном резонансе в 4 раза больше, чем при низкочастотном резонансе. Для объяснения этого явления необходимо рассмотреть работу амортизатора при двухчастотном резонансе. Работа амортизатора с характеристикой типа «насыщения» показана на фиг. 11. В отличие от случая несимметричной характеристики амплитуда высокочастотных колебаний \dot{x} здесь остается постоянной. Однако при каждом цикле высокочастотных колебаний происходит открытие клапана амортизатора.

На основании рассуждений, аналогичных тем, которые были приведены выше, приходим к выводу, что средняя величина силы

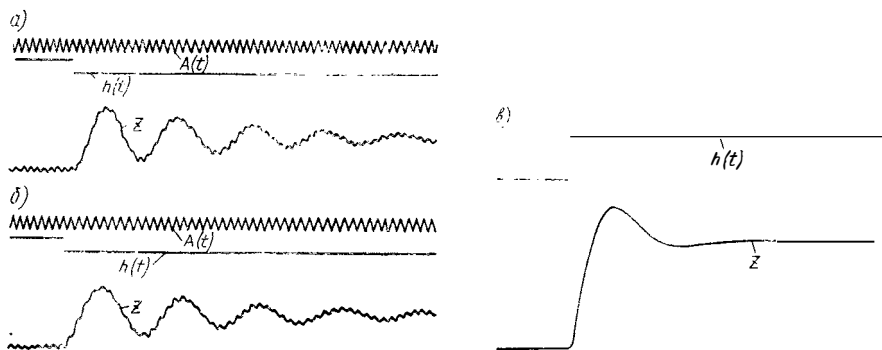


Фиг. 11. Различные режимы работы амортизатора с характеристикой с ограничением: низкочастотный резонанс (а); высокочастотный резонанс (б); двухчастотный резонанс (в и г).

сопротивления амортизатора при двухчастотном резонансе будет меньше, чем при низкочастотном (фиг. 11,а). При этом величина демпфирования уменьшается как при движении кузова вверх (фиг. 11,б), так и при движении его вниз (фиг. 11,г). Уменьшение демпфирования приводит к увеличению амплитуды колебания z .

6. Колебания модели автомобиля с нелинейной характеристикой амортизатора типа «насыщения» при одновременном возбуждении высокочастотным сигналом и единичной неровностью

Рассмотрим случай, когда на модель автомобиля A с амортизатором, имеющим нелинейную характеристику типа «насыщения» (см. фиг. 7,б) с коэффициентом сопротивления линейного участка $n = 4 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$ и силой ограничения 400 кг , действует высокочастотный синусоидальный сигнал с амплитудой $B_0 = 1,20 \text{ см}$ и частотой $f = 12 \text{ гц}$. Эквивалентный коэффициент сопротивления будет являться функцией амплитуды относительной скорости. Подадим на вход рассматриваемой системы одновременно с высокочастотным сигналом единичный сигнал — единичную неровность типа ступень высотой $h = 3 \text{ см}$, у кузова автомобиля появятся низкочастотные колебания.

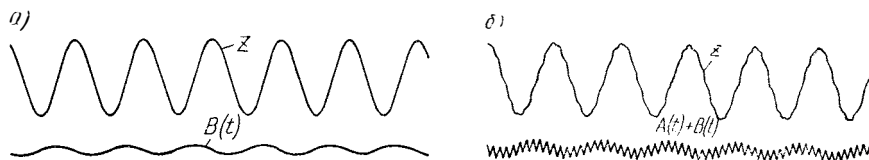


Фиг. 12. Осциллограммы переходных процессов кузова автомобиля при одновременном воздействии высокочастотного сигнала и единичной неровности: амортизатор имеет характеристику с ограничением (а); амортизатор имеет линейную характеристику с коэффициентом сопротивления, эквивалентным нелинейной характеристике (б); возбуждение только единичной неровностью (в).

Как показано в разделе 5В, при двухчастотных колебаниях появятся дополнительные перемещения кузова. Осциллограмма колебаний кузова показана на фиг. 12,а. Найдем теперь такой линейный эквивалентный коэффициент сопротивления, который при тех же условиях, т. е. одновременном воздействии такого же высокочастотного сигнала с амплитудой $B_0 = 1,20 \text{ см}$ и частотой $f = 12 \text{ гц}$ и таких же высотах единичных неровностей $h = 3 \text{ см}$, обеспечивал

кузову автомобиля точно такие же колебания, как и с нелинейной характеристикой. На фиг. 12,б представлена осциллограмма колебаний кузова с линейным коэффициентом сопротивления $n = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$. Как видно, полученные свободные затухающие колебания линейной и нелинейной системы одинаковы. Поэтому можно считать, что полученный коэффициент сопротивления $n = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$ равен эквивалентному коэффициенту сопротивления.

На фиг. 12,в представлена осциллограмма свободных колебаний кузова автомобиля с нелинейной характеристикой амортизатора при воздействии только единичной неровностью $h = 3 \text{ см}$ без высокочастотного сигнала. Так как в этом случае относительная скорость по величине не достигает значений, при которых происходит ограничение силы сопротивления, то амортизатор работает в линейной зоне характеристики с большим коэффициентом сопротивления $n = 4 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$. Это обеспечивает сильное затухание кузова, значительно большее, чем в случаях, представленных на фиг. 12,а и 12,б.



Фиг. 13. Осциллограммы вынужденных колебаний: низкочастотный резонанс, характеристика амортизатора линейная, эквивалентная нелинейной (а); двухчастотный резонанс, нелинейная характеристика амортизатора с ограничением (б).

Амплитуда вынужденных колебаний на низкочастотном резонансе с линейной эквивалентной характеристикой амортизатора с $n = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{см}$ при амплитуде возбуждения $B_0 = 1 \text{ см}$ составляет 6 см (фиг. 13,а), что соответствует амплитуде низкочастотных колебаний кузова системы с нелинейной характеристикой амортизатора при двухчастотном резонансе (фиг. 13,б).

Заключение

Проведенное исследование имело целью дать качественную картину явлений, которыми может отличаться процесс колебаний подвески при наличии нелинейного демпфирования и сложного возбуждения. Вместе с тем сделана попытка найти объяснение этим явлениям.

Полученные результаты еще раз показывают неприменимость принципа суперпозиции к нелинейным системам. В частности, по-

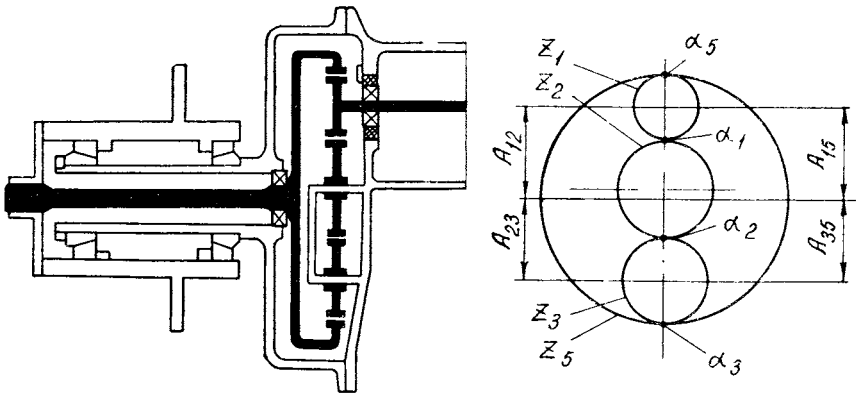
пытка рассматривать отдельно сопротивление амортизатора при низкочастотных и высокочастотных колебаниях подвески может привести к ошибочным результатам.

Количественная сторона описанных явлений в сильной мере зависит от реальных параметров колебательной системы и возбуждения. При исследовании умышленно были выбраны условия для наиболее полного выявления особенностей нелинейного демпфирования: двухчастотные гармонические возбуждения с частотами, соответствующими собственным частотам системы, необычно высокие коэффициенты сопротивления амортизаторов, отсутствие учета отрыва колес от дороги и т. д.

В реальных условиях движения автомобиля с обычными параметрами подвески описанные явления будут значительно сглажены. Тем не менее моделирование колебаний автомобилей на реальных дорожных микропрофилях при наличии амортизаторов с несимметричной характеристикой и с характеристикой, имеющей ограничения, определяемые разгрузочными клапанами, показало, что и в этом случае может проявиться увеличение перемещений кузова по сравнению с линейной характеристикой. Разумеется, это увеличение перемещений много меньше, чем при двухчастотном резонансе. Так как оно связано с низкочастотной составляющей колебаний, ускорения кузова увеличиваются незначительно.

ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЗАМКНУТЫХ ПЕРЕДАЧ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Практика конструирования автомобилей и автобусов в ряде случаев обуславливает необходимость применения передачи повышенной нагрузочной способности, которые имели бы несоосные ведущий и ведомый валы. В НАМИ ведется разработка подобной замкнутой передачи внутреннего зацепления, схема которой изображена на фиг. 1 [1].



Фиг. 1. Принципиальная схема несоосной замкнутой колесной передачи автомобиля.

Геометрические параметры всех зубчатых колес такой передачи не могут быть назначены, например, из условия достижения должных качественных показателей зацепления для каждой пары зубчатых колес, так как размеры этих колес зависят от соотношения межцентровых расстояний и углов зацепления.

В соответствии с общепринятой методикой расчета геометрии передач внутреннего зацепления [3], в которых, по крайней мере,

одно колесо должно быть обработано долбяком, в уравнение для определения угла зацепления входят параметры, зависящие от числа зубьев и степени изношенности реального долбяка, выбранного для нарезания. Это создает некоторые трудности для расчета замкнутых передач внутреннего зацепления.

Вместе с тем из общей геометрической теории эвольвентного зацепления [3] следует, что, если выдержана заданная толщина зубьев при нарезании колес, параметры реально выбранного долбяка не оказывают влияния на величину угла зацепления и межцентрового расстояния пары, а отражаются лишь на размерах зубьев по высоте, внутреннему и наружному диаметрам колес.

Поэтому для упрощения геометрического расчета замкнутых передач внутреннего зацепления без ущерба для качества зацепления представляется рациональным использовать приведенные коэффициенты смещения, определяемые для каждого из колес передачи.

Приведенным коэффициентом смещения $\xi_{пр}$ для зубчатого колеса, нарезанного долбяком, условимся считать коэффициент смещения реечного инструмента того же исходного контура, что и у долбяка, который необходим для нарезания зубчатого колеса с теми же числами зубьев и толщиной зуба по делительной окружности, что и у колеса, нарезанного долбяком.

Для колес с внутренними зубьями следует иметь в виду условную, нематериальную рейку, сопряженную с поверхностью зубьев колеса со стороны тела зубьев и обода колеса.

Условимся употреблять понятие «коэффициент смещения» ξ в том значении, в каком оно употребляется в работе [3], т. е.

$$\xi = \frac{z \pm z_{и}}{2} \left(\frac{\cos \alpha_d}{\cos \alpha_c} - 1 \right). \quad (1)$$

Если при нарезании некоторого зубчатого колеса долбяком получен зуб с толщиной по делительной окружности

$$S_d = \frac{\pi m}{2} + \Delta m$$

и при зацеплении данного колеса с условным реечным инструментом смещение последнего равно $\xi_{пр} m$, то для наружного зацепления

$$\Delta = 2 \operatorname{tg} \alpha_d \xi_{пр},$$

для внутреннего зацепления

$$\Delta = -2 \operatorname{tg} \alpha_d \xi_{пр},$$

для долбяков средней изношенности

$$\operatorname{inv} \alpha_c = \operatorname{inv} \alpha_d + \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_d \xi_{пр}}{z \pm z_{и}}, \quad (2)$$

для долбяков любой степени изношенности

$$\operatorname{inv} \alpha_c = \operatorname{inv} \alpha_d + \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_d (\xi_{\text{пр}} \pm \xi_{\text{н}})}{z \pm z_{\text{н}}} \quad (3)$$

Здесь и далее верхний знак символа \pm относится к наружному зацеплению, а нижний — к внутреннему.

Величина $\xi_{\text{н}}$ может быть определена следующим образом [4]:

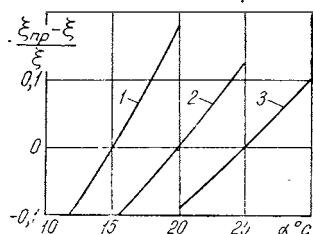
$$\xi_{\text{н}} = \frac{D_{\text{ен}} - m(z_{\text{н}} + 2f_0 + 2c')}{2m},$$

где $D_{\text{ен}}$ — действительный наружный диаметр долбяка, выбранного для нарезания колеса.

Она может быть подсчитана также по зависимости, приведенной в работе [2]:

$$\xi_{\text{н}} = \frac{2S_{\text{д.н}} - \pi m}{4m \operatorname{tg} \alpha_d},$$

где $S_{\text{д.н}}$ — теоретическая толщина зуба по дуге делительной окружности без учета утолщения.



Фиг. 2. Характер изменения величины $\frac{\xi_{\text{пр}} - \xi}{\xi}$ при обработке зубчатых колес долбяками средней изношенности:
1 — $\alpha_d = 15^\circ$; 2 — $\alpha_d = 20^\circ$; 3 — $\alpha_d = 25^\circ$.

Для иллюстрации (фиг. 2) взаимосвязи между $\xi_{\text{пр}}$ и ξ произведено вычисление значений по уравнению.

$$\frac{\xi_{\text{пр}} - \xi}{\xi} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha_d) \cos \alpha_c}{(\cos \alpha_d - \cos \alpha_c) \operatorname{tg} \alpha_d} - 1 \quad (4)$$

Уравнение (4) получено из зависимостей (1) и (2) и справедливо для долбяков средней изношенности при нарезании колес внутреннего и наружного зацепления.

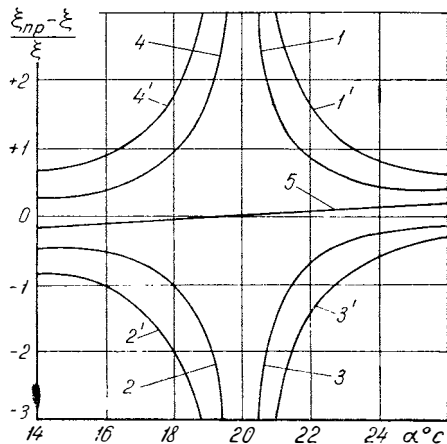
При средней изношенности долбяка отношение $\frac{\xi_{\text{пр}} - \xi}{\xi}$ зависит только от α_d и α_c .

Влияние степени изношенности долбяка на величину $\frac{\xi_{\text{пр}} - \xi}{\xi}$ показано на фиг. 3, где приведены результаты вычисления в соответствии с формулой

$$\frac{\xi_{\text{пр}} - \xi}{\xi} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha_d) \cos \alpha_c}{(\cos \alpha_d - \cos \alpha_c) \operatorname{tg} \alpha_d} + \frac{2\xi_{\text{н}} \cos \alpha_c}{(\cos \alpha_d - \cos \alpha_c)(z - z_{\text{н}})} - 1, \quad (5)$$

полученной из зависимостей (1) и (3) для колес с внутренними зубьями. Расчет произведен для новых и предельно изношенных долбяков с $\alpha_d = 20^\circ$ при разности чисел зубьев $z - z_n$, равной 10 и 20.

Фиг. 3. Характер изменения величины $\frac{\xi_{пр} - \xi}{\xi}$ при обработке зубчатых колес внутреннего зацепления с углом исходного контура $\alpha_d = 20^\circ$ новыми и предельно изношенными долбяками:
 1 и 2 — новый долбяк, $z - z_n = 20$; 1' и 2' — новый долбяк, $z - z_n = 10$; 3 и 4 — предельно изношенный долбяк, $z - z_n = 20$; 3' и 4' — предельно изношенный долбяк, $z - z_n = 10$; 5 — долбяк средней изношенности.



Для новых долбяков принято $\xi_n = +\text{tg}6^\circ$ (справедливо для некоторых типоразмеров долбяков в соответствии с ГОСТ 9323—60).

Для предельно изношенных долбяков $\xi_n = -\text{tg}6^\circ$.

Очевидно, что для реечного инструмента $\xi = \xi_{пр}$.

С применением приведенных коэффициентов смещения основное уравнение зацепления для колес, нарезаемых долбяком, может быть приведено к форме

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } \alpha_d + \frac{2\text{tg } \alpha_d (\xi_{пр2} \pm \xi_{пр1})}{z_2 \pm z_1}. \quad (6)$$

Индекс 2 в случае внутреннего зацепления относится к колесу с внутренними зубьями.

Уравнение (6) дает возможность определить угол зацепления передачи, а следовательно, межцентровое расстояние без посредства параметров, характеризующих геометрию выбранного долбяка.

На основе этого можно существенно упростить, например, расчет замкнутой передачи, схема которой показана на фиг. 1. Согласно схеме

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_5 \quad (7)$$

и

$$A_{12} - A_{15} = A_{35} - A_{23},$$

т. е.

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha_1} + \frac{z_2 + z_3}{\cos \alpha_2} = \frac{z_5 - z_1}{\cos \alpha_1} + \frac{z_3 - z_3}{\cos \alpha_3}, \quad (8)$$

где α_1 ; α_2 ; α_3 ; α_5 — углы зацепления колес передачи.

Для рационального распределения усилий, действующих на зубья колес передачи, желательным является выполнение условия

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_5 = \alpha, \quad (9)$$

которое, в чем легко убедиться, не противоречит зависимости (8), если соблюдено равенство (7).

Из основного уравнения зацепления, записанного для каждой пары колес, следует:

$$\frac{\xi_{np2} + \xi_{np3}}{z_2 + z_3} = \frac{\xi_{np5} - \xi_{np3}}{z_5 - z_3}; \quad (10)$$

$$\frac{\xi_{np2} + \xi_{np3}}{z_2 + z_3} = \frac{\xi_{np1} + \xi_{np2}}{z_2 + z_1}; \quad (11)$$

$$\frac{\xi_{np2} + \xi_{np3}}{z_2 + z_3} = \frac{\xi_{np5} - \xi_{np1}}{z_5 - z_1}. \quad (12)$$

Решением системы (10), (11), (12) могут быть получены выражения для приведенных коэффициентов смещения ξ_{np3} и ξ_{np5} :

$$\xi_{np3} = \frac{\xi_{np1}(z_2 + z_3) - \xi_{np2}(z_5 - z_3)}{z_5 + z_2}; \quad (13)$$

$$\xi_{np5} = \frac{(\xi_{np1} + \xi_{np2})(z_5 - z_1)}{z_1 + z_2} + \xi_{np1}; \quad (14)$$

$$\xi_{np5} = \xi_{np1} + \xi_{np2} + \xi_{np3}. \quad (15)$$

Полученные зависимости позволяют, задавшись коэффициентами ξ_{np1} и ξ_{np2} из условия прочности наиболее нагруженной пары 1—2, определить приведенные коэффициенты смещения остальных колес, а следовательно, толщину зубьев по дуге делительной окружности и межцентровые расстояния без предварительного подбора параметров режущего инструмента.

Для завершения геометрического расчета передачи необходимо задаться параметрами режущего инструмента для нарезания каждого из колес и, используя зависимости (1) и (2) или (1) и (3), определить коэффициент ξ для каждого из колес. После этого могут быть определены все геометрические параметры колес, необходимые для их изготовления.

Подобным образом может быть произведен расчет другой подобной замкнутой передачи внутреннего зацепления, причем может быть принята следующая последовательность расчета:

1. Проведение предварительного прочностного расчета лимитирующей пары шестерен с определением межцентрового расстояния, угла зацепления и ξ_{np} обоих зубчатых колес.

2. Установление связи между коэффициентами $\xi_{пр}$ для всех колес.

3. Определение углов зацепления и межцентровых расстояний передачи для всех пар шестерен, составляющих передачу.

4. Выбор параметров инструмента.

5. Определение коэффициентов ξ для каждого из колес в соответствии с зависимостями (1) и (2) или (1) и (3).

6. Определение по общепринятой методике расчета [3] всех параметров, необходимых для изготовления колес.

7. Проверка качественных параметров передачи и выявление отсутствия интерференции.

С введением понятия $\xi_{пр}$ может быть произведено следующее сравнение зубчатых колес, нарезаемых долбяком и реечным инструментом.

При нарезании двух одинаковых колес соответственно долбяком и реечным инструментом с теми же параметрами контура и при одинаковом смещении ξ инструмента получим зубья разной толщины. Эта разница может быть устранена, если увеличить ширину впадины стандартной рейки на некоторую величину.

Тогда толщина зуба колеса единичного модуля, нарезанного долбяком,

$$S_d = \frac{\pi}{2} + 2\text{tg } \alpha_d \xi_{пр},$$

толщина зуба колеса, нарезанного рейкой,

$$S_d = \frac{\pi}{2} + 2\text{tg } \alpha_d \xi + \Delta S_p$$

и величина утолщения впадины рейки

$$\Delta S_p = (\xi_{пр} - \xi) 2\text{tg } \alpha_d.$$

Из сказанного следует, что колеса, нарезанные долбяком, могут быть рассмотрены как тангенциально коррегированные, при этом: для наружного зацепления

$$\xi_{пр} = \xi + \frac{\xi_c}{2\text{tg } \alpha_d}, \quad (16)$$

для внутреннего зацепления

$$\xi_{пр} = \xi - \frac{\xi_c}{2\text{tg } \alpha_d}, \quad (17)$$

где ξ_c — коэффициент тангенциальной коррекции.

Поэтому кривые графика фиг. 3 могут быть представлены как отображение зависимости относительной тангенциальной коррекции от угла станочного зацепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров Е. Б. Колесный редуктор с несоосными шестернями преимущественно для автомобилей. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки, № 20, 1966. Авторское свидетельство № 187543 от 1 февраля 1962, класс 63 с, 28.
 2. Болотовская Т. П., Болотовский И. А., Багаров Г. С. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М., Машгиз, 1963.
 3. Гавриленко В. А. Зубчатые передачи в машиностроении. М., Машгиз, 1962.
 4. Ерофеев А. Ф. Нарезание колес внутреннего зацепления долбьяками. М., Машиностроение, 1967.
-

Инж. Н. К. Дьячков, канд. техн. наук Д. Т. Гаюян

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЙСТВИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЗА- ЗАМЕДЛИТЕЛЯ

Необходимым дополнительным тормозным устройством современного автомобиля является тормоз-замедлитель, повышающий безопасность движения, надежность работы и улучшающий эксплуатационные качества автомобиля.

В последние годы на автобусах и грузовых автомобилях значительное применение находят лопастные гидравлические тормоза-замедлители [1]. Лопастные гидрозамедлители могут встраиваться в гидромеханическую или механическую трансмиссию автомобиля, а также могут устанавливаться на прицепах.

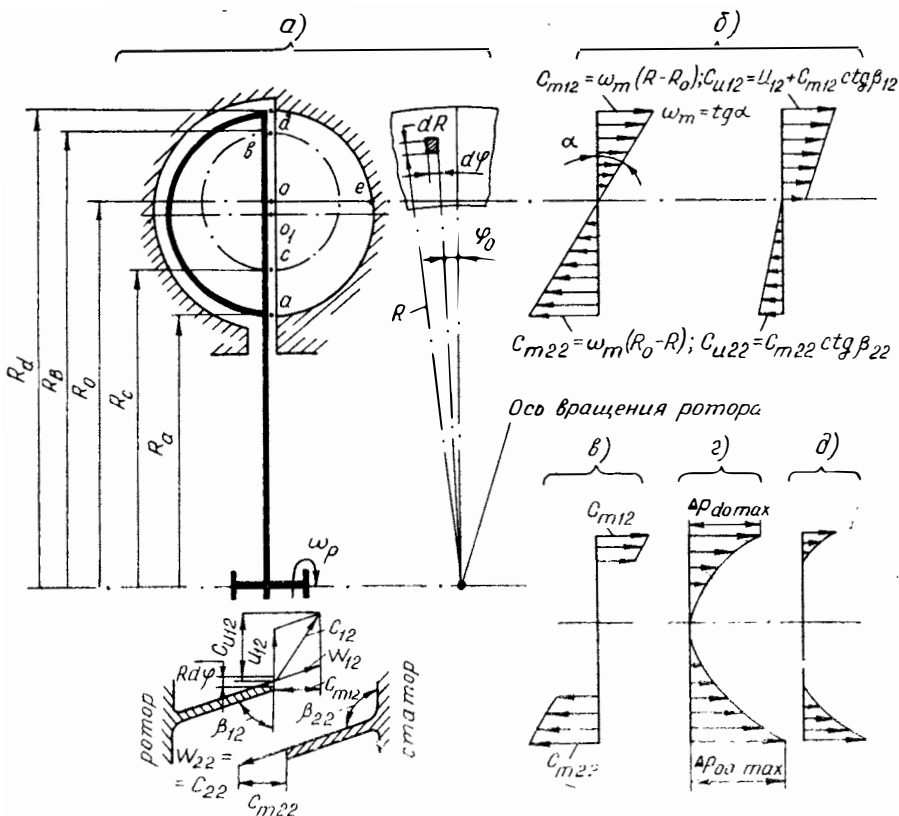
Тормозной момент полностью заполненного жидкостью гидрозамедлителя в функции скорости вращения его ротора изменяется по квадратичной параболе. Поэтому основным недостатком нерегулируемых лопастных гидрозамедлителей является низкая эффективность действия при малой скорости движения и излишне большая эффективность при высоких скоростях движения автомобиля.

При наличии регулирования эффективности тормозного действия гидрозамедлителя водитель автомобиля может по желанию получить в гидрозамедлителе необходимую высокую или низкую эффективность действия практически при всех скоростях движения автомобиля. В качестве регулируемых обычно используют наиболее энергоемкие* гидрозамедлители, выполненные в виде одинарной или двоякой гидромолоты.

Регулирование эффективности действия гидравлического тормоза-замедлителя может производиться перекрытием рабочей полости заслонками (шиберного типа), поворотом лопаток статора, а также изменением степени заполнения рабочей полости. Последний из способов конструктивно является наиболее простым [1].

* Энергоемкость оценивается величиной коэффициента пропорциональности тормозного момента (мощности) гидродинамического замедлителя при целом заполненной его рабочей полости.

Рассмотрим характеристику тормозного момента гидрозамедлителя при различной степени заполнения его рабочей полости жидкостью, а также определим основные параметры, влияющие на эти характеристики.



Фиг. 1. Схема лопастной системы гидрозамедлителя, треугольники скоростей и схемы распределения скоростей и давлений в рабочей полости ($\omega_p = \text{const}$).

Как и при расчете вихревых гидронасосов [3], примем, что возникающие в межлопаточной ячейке гидрозамедлителя (вследствие действия центробежных сил при вращении ротора) течение жидкости в меридиональной плоскости происходит по закону постоянной угловой скорости ω_m для каждой частицы (фиг. 1,а). При этом центр вращения частиц жидкости в меридиональной плоскости выбирается из условий равенства расхода жидкости и равенства угловой скорости частиц жидкости при входе и выходе из вращающегося лопастного колеса (ротора). Исходя из этого, находим радиус R_0 центра вращения жидкости в меридиональной плоскости:

$$\dot{R}_0 = \frac{2(\dot{R}_d^3 - \dot{R}_a^3)}{3(\dot{R}_d^2 - \dot{R}_a^2)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\dot{R}_d^2 + R_d \dot{R}_a + \dot{R}_a^2}{R_d + R_a}. \quad (1)$$

В этом случае (фиг. 1,б) значение меридиональной скорости определится формулами:

на выходе из ротора

$$c_{m12} = \omega_m (R - R_0), \quad (2)$$

на входе в ротор

$$c_{m22} = \omega_m (R_0 - R), \quad (3)$$

где ω_m — угловая скорость частиц жидкости в меридиональной плоскости, 1/сек;

R — радиус выхода частицы жидкости из ротора или статора, m .

Параметры лопастных колес гидрозамедлителя обозначены по следующей системе: первый индекс (1 и 2) обозначает ротор и статор, а второй индекс (1 и 2) обозначает вход (цифрой 1) и выход (цифрой 2).

При частичном заполнении рабочей полости жидкость имеет границу свободной поверхности, заданную радиусами R_c и R_b (см. фиг. 1,а). В этом случае принимаем допущение, что угловая скорость частиц жидкости при полном и частичном заполнении одинакова при одной и той же угловой скорости вращения ротора. На фиг. 1,в показана эпюра меридиональных скоростей при частичном заполнении рабочей полости. Найдем зависимость тормозного момента от величины радиусов, определяющих степень заполнения полости, и угловой скорости ротора.

Согласно расчетной схеме (см. фиг. 1,а) момент количества движения жидкости, выходящей из лопастного колеса через элементарную площадку за единицу времени, равен:

$$dL = c_u R dm = c_u R \rho c_m dR d\varphi R,$$

где c_u — проекция абсолютной скорости на направление окружной;

ρ — плотность рабочей жидкости, $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/m$.

(Величины R , $d\varphi$ и dR показаны на фиг. 1,а).

Алгебраическая сумма моментов количества движения жидкости, выходящей из лопастного колеса за единицу времени по углу поворота φ_0 , равна:

$$L = \int_{R_b}^{R_d} \int_0^{\varphi_0} \rho c_u c_m R^2 dR d\varphi.$$

Если считать, что по углу φ_0 скорость жидкости не меняется и $\varphi_0 = 2\pi$, то

$$L = 2\pi\rho \int_{R_b}^{R_d} c_u c_m R^2 dR.$$

Для гидродинамического тормоза-замедлителя с наклонными лопатками момент на роторе может быть представлен как разность моментов количества движения жидкости, выходящей из ротора и поступающей в него из статора:

$$M = 2\pi\varrho \left(\int_{R_b}^{R_d} c_{u12} c_{m12} R^2 dR - \int_{R_a}^{R_c} c_{u22} c_{m22} R^2 dR \right). \quad (4)$$

Пределы взяты для случая частичного заполнения полости.

Выразим $R_c = aR_b$. Величину коэффициента a можно определить, приравнявая расходы жидкости на входе и на выходе из ротора, т. е. из условия $Q_{11} = Q_{12}$. Обозначим $\omega_m = k\omega_p$. Значение коэффициента k — несоответствия угловой скорости частиц жидкости угловой скорости ротора — можно определить в результате решения уравнения (4) для случая целиком заполненной рабочей полости и известного для этого же случая выражения тормозного момента:

$$M_T = \lambda_T \gamma n_p^2 D^5, \quad (5)$$

где λ_T — коэффициент пропорциональности тормозного момента, $\text{мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$;

D — активный диаметр, $D = 2R_d$, м;

γ — удельный вес рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

n_p — число оборотов ротора, $\text{об}/\text{мин}$.

Например, для гидрозамедлителя с $\frac{R_a}{R_d} = 0,44$ при $\beta = 90^\circ$ $k = 3,8$, при $\beta = 60^\circ$ $k = 8,6$.

Подставив в уравнение (4) принятые значения R_c и ω_m и проинтегрировав его в заданных пределах, получим формулу тормозного момента для тормоза-замедлителя с равнонаклоненными лопатками рабочих колес (т. е. для $\beta_{22} = 180^\circ - \beta_{12}$):

$$M_T = 2\pi\varrho\omega_p^2 \left[k \left(\frac{R_d^5 - R_b^5}{5} - R_0 \frac{R_d^4 - R_b^4}{4} \right) + \right. \\ \left. + k^2 \text{ctg} \beta_{12} \left(\frac{R_d^5 - (1 - a^5) R_b^5 - R_a^5}{5} - R_0 \frac{R_d^4 - (1 - a^4) R_b^4 - R_a^4}{2} + \right. \right. \\ \left. \left. + R_0^2 \frac{R_d^3 - (1 - a^3) R_b^3 - R_a^3}{3} \right) \right]. \quad (6)$$

Для случая гидрозамедлителей с лопатками, перпендикулярными плоскости вращения ($\beta_{12} = \beta_{22} = 90^\circ$), тормозной момент определяется по формуле:

$$M_T = 2\pi\varrho\omega_p^2 k \left(\frac{R_d^5 - R_b^5}{5} - R_0 \frac{R_d^4 - R_b^4}{4} \right). \quad (7)$$

При 100%-ом заполнении рабочей полости тормозной момент определится по формуле (6) при $R_b = R_c = R_0$ и $a = 1$.

Зависимость расхода от радиуса заполнения в круге циркуляции, необходимая для определения коэффициента a , находится при рассмотрении расхода жидкости через элементарную площадку, ограниченную сторонами dR и $Rd\varphi$ (см. фиг. 1,а). Этот расход равен:

$$dQ = c_m dR R d\varphi.$$

В предположении, что вдоль окружности скорость c_m не изменяется, а вдоль кромки лопатки на входе и на выходе из ротора меридиональная скорость изменяется по зависимостям (2') и (3), расход жидкости равен:

на выходе из ротора

$$Q_{12} = 2\pi\omega_m \int_{R_b}^{R_d} (R - R_0) R dR, \quad (8)$$

на входе в ротор

$$Q_{11} = 2\pi\omega_m \int_{R_a}^{R_c} (R_0 - R) R dR. \quad (8')$$

Если подставить значение $R_c = aR_b$, то после совместного решения уравнений (8) и (8') можно определить значение коэффициента a .

Приближенное значение коэффициента a можно определить более простым способом из условия равенства поперечных сечений потока, согласно которому

$$R_d^2 - R_b^2 = R_c^2 - R_a^2. \quad (9)$$

Если учесть, что $R_c = aR_b$, то из выражения (9) получим:

$$a = \sqrt{\frac{R_d^2 + R_a^2}{R_b^2} - 1}. \quad (10)$$

Таким образом, если задавать степень заполнения через радиус R_c или R_b , то по формуле (6) и (7) можно определить значения тормозного момента при частичном заполнении рабочей полости гидрозамедлителя.

В гидравлических тормозах-замедлителях изменение степени заполнения рабочей полости достигается изменением давления в питающей магистрали. Для оценки влияния величины давления на радиусы R_b и R_c , т. е. на степень заполнения рабочей полости и, следовательно, на величину тормозного момента, рассмотрим эпюры распределения давления в рабочей полости гидрозамедлителя и определим зависимость величины тормозного момента от величины давления в магистрали, питающей гидрозамедлитель.

Перепад статического давления в меридиональной плоскости поперек потока (нормально к линиям тока), возникающий под влиянием инерционных сил вращения частиц вокруг центра вращения жидкости, равен [2]:

$$\Delta p'_{db} = \rho \int_b^d c_m^2 \frac{dr}{r}. \quad (11)$$

Ввиду того, что в нашем случае меридиональная скорость изменяется по закону $c_m = \omega_m r$, где радиус кривизны струйки $r = R - R_0$, то после подстановки значений c_m и r можно получить формулу для расчета перепада давлений, возникающих из-за вращения частиц вокруг центра 0.

Перепад давлений между точками d и b равен абсолютному значению давления в точке d , так как в точке b при заполнении полости до уровня R_b давление будет равно нулю. Исходя из этого, находим:

$$\Delta p'_{db} = p'_d = \frac{k^2 \omega_p^2 \rho}{2} (R_d - R_b)(R_d + R_b - 2R_0) \kappa \Gamma_j m^2. \quad (12)$$

В случае целиком заполненной полости можно говорить о перепаде давлений между точками d и 0 (центром вращения жидкости), этот перепад давления равен:

$$\Delta p'_{d0} = \frac{\rho k^2 \omega_p^2}{2} (R_d - R_0)^2. \quad (13)$$

Перепад давления (возникающий вследствие вращения жидкости вокруг точки 0) между точками a и c определяется по формуле:

$$\Delta p'_{ca} = p'_{ca} = \frac{k^2 \omega_p^2 \rho}{2} (R_c - R_a)(2R_0 - R_c - R_a). \quad (14)$$

В случае заполненной полости

$$\Delta p'_{ca} = \frac{k^2 \omega_p^2 \rho}{2} (R_0 - R_a)^2. \quad (15)$$

Подобным образом можно определить перепад давлений между точками 0 и e , приняв, что распределение меридиональных скоростей частиц жидкости между этими точками также соответствует зависимости $c_m = \omega_m r$.

Кроме перепада давлений, возникающего под влиянием инерционных сил вращения частиц вокруг центра вращения жидкости, возникает дополнительный перепад давления, зависящий от скорости вращения потока вокруг оси вращения ротора. Перепад давлений от развиваемых при этом инерционных сил равен:

$$\Delta p''_{db} = \rho \int_b^d c_u^2 \frac{dR}{R}. \quad (16)$$

Если подставить в подынтегральное выражение значение $c_n = \omega_p R + k\omega_p (R - R_0) \operatorname{ctg} \beta_{12}$, то будет получена зависимость перепада давлений $\Delta p''_{ab}$ от величины R_b , характеризующей уровень заполнения рабочей полости. Для гидравлических тормозов-замедлителей с наклонными лопатками зависимость $\Delta p''_{ab}$ от R_b выражается следующей формулой:

$$\Delta p''_{ab} = \rho\omega_p^2 \left\{ [1 + k \operatorname{ctg} \beta_{12} (2 + k \operatorname{ctg} \beta_{12})] \frac{R_d^2 - R_b^2}{2} - 2R_0 k \operatorname{ctg} \beta_{12} (1 + k \operatorname{ctg} \beta_{12}) (R_d - R_b) + k^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{12} R_0^2 \ln \frac{R_d}{R_b} \right\}. \quad (17)$$

Для тормозов-замедлителей с радиальными прямыми лопатками зависимость суммарного перепада давлений между точками d и b от R_b имеет вид:

$$\Delta p_{ab} = \Delta p'_{ab} + \Delta p''_{ab} = \frac{\omega_p^2 \rho}{2} [(k^2 + 1)(R_d^2 - R_b^2) - 2k^2 R_0 (R_d - R_b)], \quad (18)$$

или

$$\Delta p_{ab} = \frac{\omega_p^2 \rho}{2} (R_d - R_b) [k^2 (R_d + R_b - 2R_0) + R_d + R_b]. \quad (18')$$

Максимальное значение перепада $\Delta p_{d0 \max}$ определится из формулы (18) при значении $R_b = R_0$.

При частичном заполнении перепад давления между точками d и b равен давлению в точке d , $\Delta p_{db} = p_d$. Эюра давлений в зазоре между колесами целиком заполненного тормоза-замедлителя показана на фиг. 1, з. Минимальная величина давления приходится на центр 0. Эюра давлений при частично заполненной рабочей полости показана на фиг. 1, д. Следует отметить, что абсолютную величину давления в точке d можно выразить через давление в точке 0 и перепад давлений между ними

$$p_d = p_0 + \Delta p_{d0}.$$

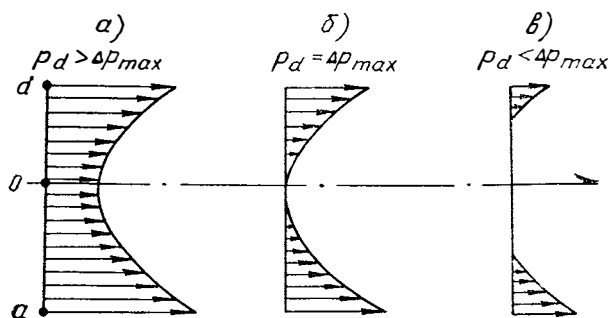
Эюра распределения абсолютного давления при заполненной рабочей полости может иметь два вида (см. фиг. 2): при $p_d > \Delta p_{\max}$ и при $p_d = \Delta p_{\max}$ (где Δp_{\max} — перепад давлений между двумя точками при целиком заполненной рабочей полости гидрозамедлителя).

Эюра давления при частичном заполнении характеризуется условием $p_d < \Delta p_{\max}$. При этом $p_0 = 0$, т. е. в опорожненной центральной части рабочей полости будет атмосферное давление. Отсюда следует, что степень заполнения рабочей полости, а следовательно, величина тормозного момента может быть изменена с помощью давления p_d , величина которого меняется в пределах $0 < p_d < \Delta p_{\max}$. Характеристика тормозного момента при частичном заполнении рабочей полости для каждого значения давления p_d , поддерживаемого извне в точке d рабочей полости, может быть определена следующим образом.

После определения коэффициента k при рассмотрении заполненного тормоза-замедлителя для заданного значения давления p_d находится величина R_b . Так, например, для тормоза-замедлителя с прямыми радиальными лопатками значение R_b можно определить по преобразованной из выражения (18) формуле:

$$R_b = \frac{k^2 R_0}{k^2 + 1} + \sqrt{\left[\frac{k^4 R_0^2}{(k^2 + 1)^2} + R_a^2 - \frac{2k^2 R_0 R_d}{k^2 + 1} \right] - \frac{2p_d}{\rho(k^2 + 1)\omega_p^2}}. \quad (19)$$

Теперь, зная величину R_b , тормозной момент M_T можно определить по формуле (6) или (7).



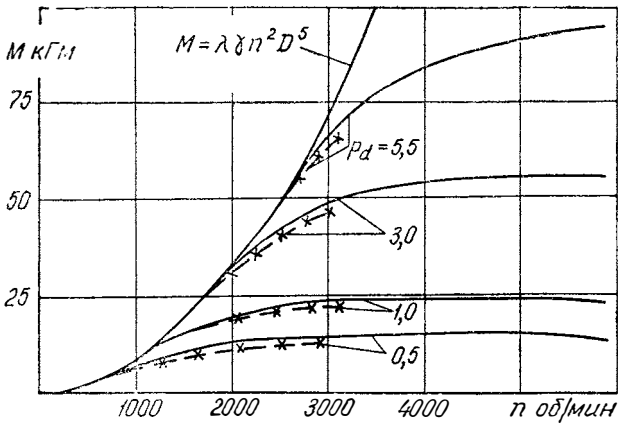
Фиг. 2. Распределение давлений при различном заполнении рабочей полости:
 а и б — рабочая полость заполнена на 100%; в — частично.

Расчетные и экспериментальные значения характеристик тормозного момента при разных величинах давления p_d показаны на фиг. 3. Отклонение экспериментальных данных от расчетных весьма незначительно.

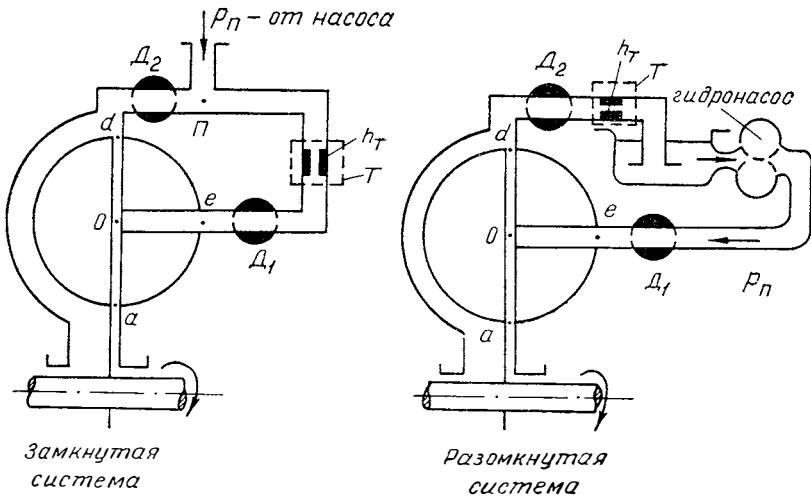
Если давление извне (давление подпитки) подвести в центр рабочей полости (в точку 0), то регулирования в этом случае не будет.

Знание характеристики тормозного момента при заданном давлении подпитки позволяет, как минимум, ограничить с помощью давления предельную величину тормозного момента и, как максимум, получить промежуточные характеристики при разных давлениях подпитки, что обеспечит регулирование эффективности действия гидрозамедлителя. Расчетные значения давлений весьма близки к экспериментальным.

Значительный перепад давлений между крайними точками рабочей полости (точки d и a) и центральной частью рабочей полости позволяет (путем подсоединения теплообменника к точкам, имеющим перепад давлений) использовать это обстоятельство для прокачивания рабочей жидкости от тормоза-замедлителя к теплообменнику и обратно.



Фиг. 3. Характеристика гидродинамического тормоза-замедлителя при различных давлениях подпитки p_d :
 — расчет; - - - - эксперимент.



Фиг. 4. Способы соединения теплообменника и гидронасоса с тормозом-замедлителем:

h_T — падение напора в теплообменнике; p_n — давление в подпиточной магистрали;
 D_1 и D_2 — дроссели, установленные перед входом в рабочую полость и после рабочей полости.

Однако для поддержания давления в этом гидравлическом контуре «гидрозаmedлитель—система охлаждения» необходимо подвести давление извне (давление подпитки). Рассмотрим такой гидравлический контур и выберем рациональные места подпитки в нем. Систему охлаждения гидрозаmedлителя, у которого выходное и входное отверстия рабочей полости соединены соответственно с входным и выходным патрубком теплообменника (охладителя), будем называть «замкнутой системой охлаждения гидрозаmedлителя» (фиг. 4,а). Нужное давление в замкнутой системе поддерживается через подпиточную магистраль.

Систему охлаждения гидрозаmedлителя, в которой через рабочую полость и через теплообменник Т жидкость прокачивается с помощью специального гидронасоса и направляется в резервуар, можно назвать «разомкнутой системой охлаждения гидрозаmedлителя» (фиг. 4,б).

Рассмотрим различные случаи подсоединения теплообменника и места подведения подпиточной магистрали в замкнутой системе.

Для случая, показанного на фиг. 4,а, когда подпиточная магистраль (точка П) расположена вблизи выхода из рабочей полости (точка d), будем считать $p_d = p_n$. При изменении давления в точке П будет меняться степень заполнения рабочей полости и эффективность тормозного действия тормоза-замедлителя. Если в этой схеме место подпитки перенести в точку 0, то регулирование эффективности с помощью изменения давления p_n будет невозможным, так как рабочая полость будет всегда заполнена. Возможно соединение теплообменника с точками 0 и a . При этом регулировочное давление подпитки может подводиться как к точке d , так и к точке a . Регулирование эффективности тормоза-замедлителя, соединенного с теплообменником по замкнутой схеме (см. фиг. 4,а), с помощью давления подпитки p_n автоматически влечет за собой регулирование расхода циркулирующей в системе охлаждения рабочей жидкости, так как повышение подпиточного давления p_n способствует увеличению расхода и наоборот.

На фиг. 5 по результатам эксперимента построен график изменения расхода жидкости в замкнутой системе охлаждения тормоза-замедлителя ($D = 0,228$ м) с двухсекционным теплообменником при разных давлениях в точке d .

Определим зависимость расхода жидкости от давления и сопротивления при замкнутой системе (см. фиг. 4,а). В зоне регулирования (в предположении турбулентного течения в трубопроводе и в теплообменнике) величина давления p_d и расход q связаны между собой соотношением:

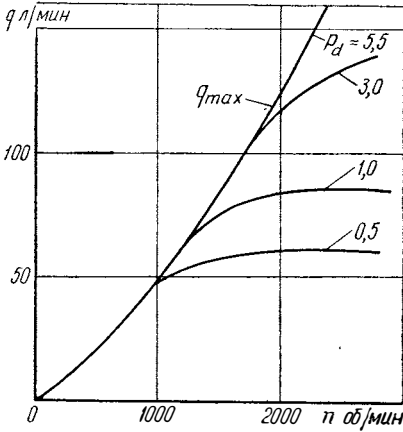
$$\frac{p_d}{\gamma} = h_r = \xi_2 \frac{q^2}{2g}, \quad (20)$$

где ξ_2 — коэффициент сопротивления теплообменника и трубопровода, соединяющего теплообменник с тормозом-замедлителем.

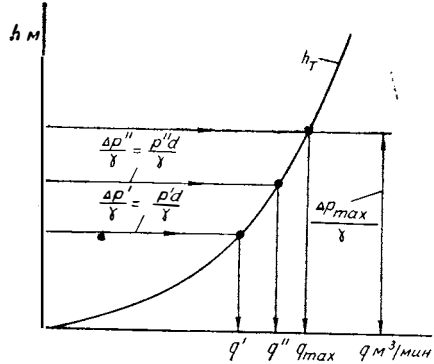
Максимальный расход q жидкости в замкнутой системе

(фиг. 6) получается при $p_d \geq \Delta p_{\max}$. На этом графике показаны значения расхода жидкости q при различных значениях давления в точке d (p_d' , p_d'').

Рассмотрим возможности регулирования эффективности тормозного действия гидрозамедлителя при замкнутой системе путем дросселирования отверстий входа или выхода жидкости из гидрозамедлителя дроссельными устройствами D_1 и D_2 (см. фиг. 4,а)



Фиг. 5. Экспериментальная характеристика расхода жидкости в замкнутой системе охлаждения гидрозамедлителя с теплообменником (две секции ЯМЗ-206).



Фиг. 6. Характеристика потерь в теплообменнике при замкнутой системе охлаждения тормоза-замедлителя ($\omega_p = \text{const}$).

при постоянном давлении подпитки p_n . Обозначим коэффициент сопротивления дросселя D_2 и трубопровода, соединяющего точки d и П, индексом ξ_2 , а коэффициент суммарного сопротивления дросселя D_1 , теплообменника и трубопровода, соединяющего точку 0 с П, индексом ξ_1 . Потери напора при течении жидкости от точки d к 0 равны:

$$\frac{p_d}{\gamma} = (\xi_1 + \xi_2) \frac{q^2}{2g}. \quad (21)$$

Потери напора на участке $d \rightarrow \text{П}$ равны:

$$\frac{p_d - p_n}{\gamma} = \xi_2 \frac{q^2}{2g}. \quad (22)$$

После совместного решения уравнений (21) и (22) получаем зависимость давления в точке d от значений коэффициентов сопротивлений, характеризующих степень дросселирования дросселей D_1 и D_2 :

$$p_d = p_n \left(1 + \frac{\xi_2}{\xi_1} \right). \quad (23)$$

Таким образом, при постоянном давлении подпитки p_n с помощью дросселей D_1 и D_2 можно регулировать эффективность действия гидравлического тормоза-замедлителя. При этом эффективность действия гидрозамедлителя возрастает при увеличении сопротивления дросселя D_2 и при уменьшении сопротивления дросселя D_1 . Однако с целью получения максимально возможного расхода q сопротивления D_1 и D_2 следует выбирать минимальными. Эффективность тормозного действия целесообразно регулировать только дросселем D_2 . При увеличении сопротивления D_2 увеличивается давление p_d , однако расход q в пределах регулирования остается постоянным. При закрытии дросселя D_1 будет уменьшаться не только эффективность гидрозамедлителя, но и расход жидкости, что крайне нежелательно.

Постоянство расхода при регулировании дросселем D_2 можно показать, если в уравнении (23) заменить значение p_d через сопротивление и расход из выражения (21).

Расход в системе охлаждения в пределах регулирования при $p_n = \text{const}$ и $\xi_1 = \text{const}$ будет постоянной величиной, равной:

$$q = \sqrt{\frac{p_n^2 g}{\gamma \xi_1}}. \quad (24)$$

Это подтверждается и результатами экспериментов. С увеличением сопротивления $D_2(\xi_2)$ при полностью заполненной рабочей полости ($p_0 > 0$) величина $\frac{p_d - p_0}{\gamma}$ постоянна, поэтому расход q в системе охлаждения будет изменяться обратно пропорционально величине ξ_2 согласно выражению, подобному (22). Тормозной момент при этом также будет постоянным (при $\omega_p = \text{const}$).

Следует отметить, что величина расхода q и минимальное значение тормозного момента при регулировании дросселированием при замкнутой системе зависят от выбранного значения давления подпитки p_n . Если, например, $p_n = 0,5 \text{ атм}$, то минимальные значения M_T (когда D_1 и D_2 открыты) будут соответствовать нижней кривой на фиг. 3, а величина расхода в пределах регулирования будет всегда соответствовать нижней кривой, показанной на фиг. 5.

Следовательно, регулирование дросселированием при замкнутой системе менее предпочтительно, чем регулирование с помощью изменения давления.

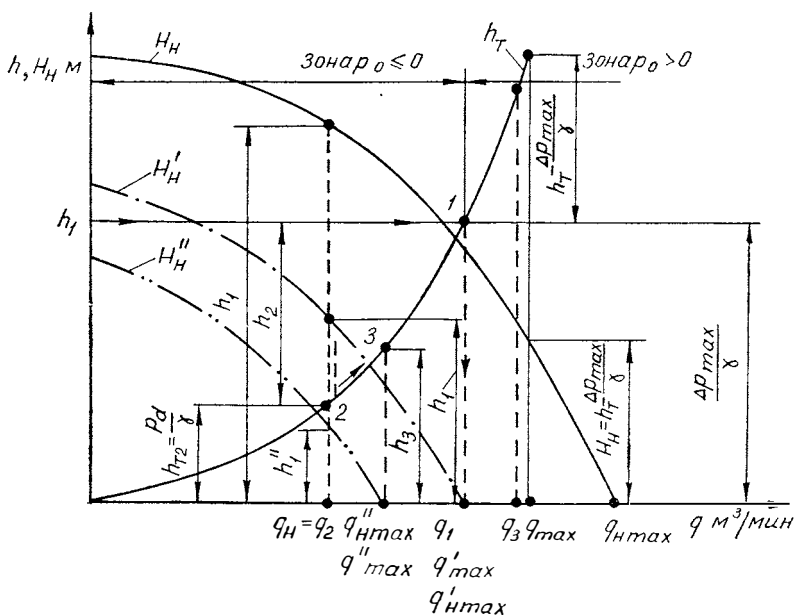
Рассмотрим регулирование эффективности действия замедлителя, работающего с разомкнутой системой охлаждения (см. фиг. 4,б). В гидрозамедлителе с разомкнутой системой охлаждения регулирование эффективности действия целесообразно осуществлять дросселированием входного и выходного отверстий рабочей полости гидрозамедлителя. В такой системе расход жидкости (если не ставить целью регулирование эффективности действия) может быть весьма большим, но он определяется производительностью насоса и сопротивлением системы. Рассмотрим взаимо-

связь параметров при регулировании заполнением гидрозамедлителя при разомкнутой системе охлаждения.

Как уже упоминалось, регулирование возможно только в случае $p_0 \leq 0$.

При разомкнутой системе (см. фиг. 4,б) без ввода в действие дросселей D_1 и D_2 рабочая полость будет заполнена частично при условии, что подпор, который создается насосом при течении жидкости через теплообменник, будет меньше отношения $\frac{\Delta p_{\max}}{\gamma}$, т. е. потери напора в теплообменнике $h_T < \frac{\Delta p_{\max}}{\gamma}$. При $h_T \geq \frac{\Delta p_{\max}}{\gamma}$ рабочая полость будет заполнена целиком (фиг. 7, точка 1).

На фиг. 7 потери напора в теплообменнике изображены кривой $h_T = f(q^2)$. Принято, что при открытых дросселях D_1 и D_2 сопротивление в трубопроводах равно нулю.



Фиг. 7. Совместная характеристика насоса подпитки и сопротивления теплообменника при разомкнутой системе охлаждения тормоза-замедлителя (при постоянных числах оборотов гидронасоса и ротора гидрозамедлителя).

При разомкнутой системе без дросселей регулирование эффективности можно обеспечить изменением расхода подпитки в пределах $0 < q_n < q_1$. Расход q_1 рабочей жидкости через систему охлаждения, соответствующий точке 1, представляет собой расход, выше которого кончается возможность регулирования, так как при

$q_n > q_1$ рабочая полость будет заполнена целиком. Напорная характеристика насоса также оказывает влияние на возможность регулирования.

Если (шестеренный) насос позволяет иметь расход $q_n = \text{const} < q_1$ (см. фиг. 7), то регулирование возможно с помощью дросселя D_2 , который изменяет величину подпора магистрали за рабочей полостью. Дроссель D_1 в этом случае не окажет влияния на расход q_n , следовательно, и на степень заполнения рабочей полости. Если производительность насоса равна $q_n = q_2$, то при открытом дросселе D_2 эффективность действия тормоза-замедлителя будет определена давлением $p_d = \gamma h_{\tau 2}$. Наибольшая эффективность будет достигнута, когда падение напора в дросселе D_2 будет составлять $h_2 \geq \frac{\Delta p_{\max}}{\gamma} - h_{\tau 2}$. Если насос обеспечивает произ-

водительность $q_n = \text{const} > q_1$, то регулирование в этом случае невозможно (например, при $q_n = q_3$). При наличии насоса, у которого производительность меняется в зависимости от напора ($q_n \neq \text{const}$), регулирование осуществляется дросселями D_1 и D_2 . Если $q_{n, \max} > q_1$, то расход жидкости до нижнего значения можно снизить дросселем D_1 . Например, расход q_n до значения q_2 снижается при создании дросселем D_1 сопротивления, вызывающего падение напора, равного h_1 (см. фиг. 7). Тормозной момент, соответствующий давлению $p_d = h_{\tau 2} \gamma$, может быть при этом увеличен двумя путями. Первый путь состоит в снижении сопротивления в дросселе D_1 (давление p_d и расход q будут увеличиваться согласно характеристике). Второй путь состоит в том, что при сохранении сопротивления h_1 в дросселе D_1 путем увеличения сопротивления в дросселе D_2 расход остается постоянным (q_2), а давление p_d будет возрастать по мере увеличения подпора h_2 , создаваемого дросселем D_2 (показано пунктирной стрелкой на фиг. 7).

Таким образом, при разомкнутой системе в случае $q_{n, \max} > q_1$ ($q_n \neq \text{const}$) регулирование производится или одним дросселем D_1 , или совместным дросселированием дросселями D_1 и D_2 .

При разомкнутой системе с насосом, имеющим характеристику H_n (см. фиг. 7), регулирование одним дросселем D_2 невозможно, так как всегда сохранится неравенство $p_0 > 0$. По напорной характеристике насоса H_n и по характеристике сопротивления h_τ можно определить максимальный расход в системе q_{\max} из условия $h_\tau = H_\tau + \frac{\Delta p_{\max}}{\gamma}$. В этом случае $p_0 > 0$; $p_d = \gamma h_\tau = \Delta p_{\max} + p_0$.

Максимальный расход в системе q_{\max} меньше, чем максимальный расход насоса $q_{n, \max}$. Если насос имеет характеристику H'_n (см. фиг. 7) при $q_{n, \max} = q_1$, то максимальный расход в системе равен максимальной производительности насоса ($q'_{\max} = q'_{n, \max}$). В случае $q''_{n, \max} < q_1$ (характеристика насоса H''_n) без дросселирования всегда будет иметь место частичное заполнение рабочей полости. При этом максимальный подпор на выходе из насоса бу-

дѣт соответствовать максимальному расходу ($q''_{н. \max} = q_{\max}$) (точка \mathcal{E} на фиг. 7). Для получения максимального тормозного момента необходимо с помощью дросселя D_2 повысить подпор на выходе из рабочей полости на величину $\left(\frac{\Delta p_{\max}}{\gamma} - h_{т3}\right)$. При уменьшении тормозного момента от значения, соответствующего точке q''_{\max} , регулирование осуществляется дросселем D_1 (или совместно дросселем D_1 и D_2). Величина сопротивления дросселя D_1 , необходимая для получения одинакового тормозного момента (при $p_d = \gamma h_{т2}$) при разных характеристиках насоса (H_n , H'_n и H''_n), различна (h_1 , h'_1 и h''_1 , см. фиг. 7).

Выводы

1. Регулирование эффективности действия гидравлического тормоза-замедлителя осуществляется при нулевом давлении в центре рабочей полости путем изменения давления в месте выхода жидкости из гидрозамедлителя (на периферии рабочей полости). Если давление в центре рабочей полости больше нуля, то регулирование эффективности невозможно.

2. Приведенные формулы позволяют определить тормозные характеристики тормоза-замедлителя при частичном заполнении рабочей полости и установить соответствие между эффективностью тормозного действия и величиной давления подпитки гидрозамедлителя.

3. Значительный перепад давлений в разных местах рабочей полости позволяет организовать течение рабочей жидкости от тормоза-замедлителя в теплообменник и обратно при большом расходе жидкости (по замкнутой системе). При этом насос подпитки может иметь небольшую производительность.

4. Регулирование эффективности гидрозамедлителя при замкнутой системе охлаждения возможно способом изменения давления подпитки и путем дросселирования входного и выходного отверстий рабочей полости гидрозамедлителя.

5. Регулирование эффективности действия тормоза-замедлителя при замкнутой системе с помощью давления подпитки характеризуется автоматическим регулированием величины расхода циркулирующей в системе охлаждения рабочей жидкости. Это с точки зрения охлаждения тормоза-замедлителя является положительным свойством системы.

6. Расход жидкости в замкнутой системе охлаждения гидрозамедлителя при регулировании дросселированием остается постоянным.

7. При разомкнутой системе охлаждения регулирование эффективности гидрозамедлителя осуществляется изменением производительности питающего насоса или дросселированием входного и выходного отверстий рабочей полости.

8. Расход жидкости через рабочую полость гидрозамедлителя с разомкнутой системой охлаждения при регулировании эффективности определен в основном только производительностью насоса питания.

9. С точки зрения возможности регулирования, получения достаточного расхода жидкости в системе охлаждения и малой производительности насоса подпитки замкнутая система имеет значительные преимущества по сравнению с разомкнутой и поэтому является более предпочтительной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гапоян Д. Т., Дьячков Н. К. Автомобильные лопастные гидрозамедлители. М., НИИНавтопром, 1968.

2. Кудрявцев А. П. Проектирование, постройка и испытание гидравлических турбопередач. М., Машгиз, 1947.

3. Пфлейдерер Карл. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М., Машгиз, 1960.

Канд. техн. наук С. М. Трусов, инж. В. М. Тарнопольский

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА С ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНОЙ

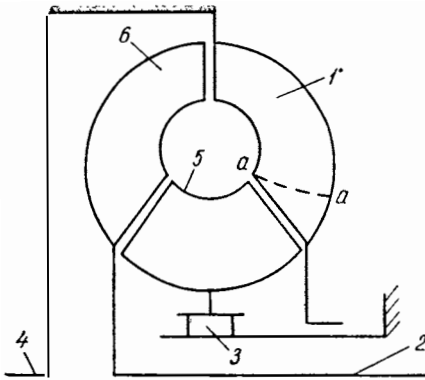
Разработанные в НАМИ гидротрансформаторы типа ЛГ представляют интерес не только для автомобильной промышленности, но и для смежных отраслей машиностроения. Изучение требований к гидродинамическим передачам дорожных и строительных машин позволило установить, что наиболее полно им отвечают гидротрансформаторы типа ЛГ с центростремительной турбиной и, в частности, лопаточная система ЛГ-340—54 [1; 4].

Учитывая целесообразность унификации гидротрансформаторов для автомобилей, дорожных и строительных машин, изучение свойств этого гидротрансформатора проводилось с учетом требований, предъявляемых к гидротрансформатору как в силовом приводе автомобилей, так и дорожно-строительных машин.

Ниже приводятся результаты исследований гидротрансформатора типа ЛГ, целью которых было определение расхода и напоров на различных режимах работы, коэффициентов потерь, а также данных об особенностях его работы на обратимом режиме и режиме противовращения.

Экспериментальный образец гидротрансформатора был разработан совместно НАМИ и ВНИИСТРОЙДОРМАШем и испытан во ВНИИСТРОЙДОРМАШе. Конструктивная схема гидротрансформатора приведена на фиг. 1.

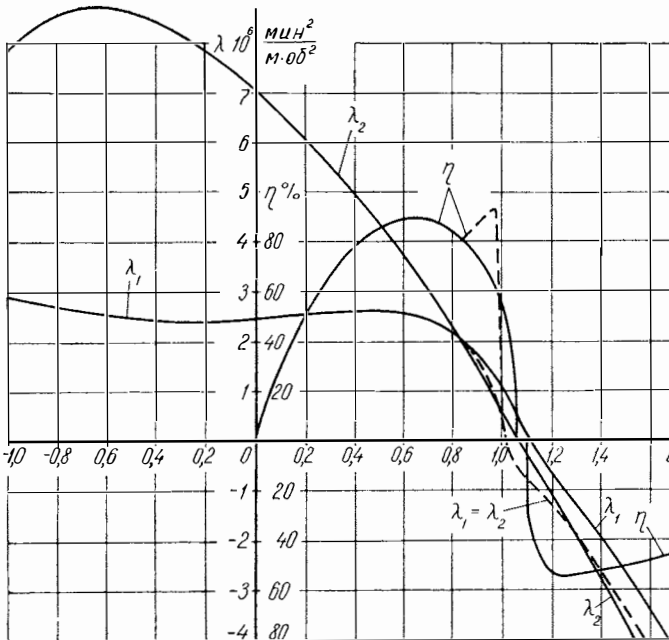
Испытания проводились на стенде с двумя балансирными электрическими машинами постоянного тока, что позволило определить характеристики гидротрансформатора как на тяговом, так и на обратимом режимах и режиме противовращения. Гидротрансформатор с лопаточной системой типа ЛГ-340—54 испытывался в комплексном (с установкой колеса реактора на муфте свободного хода) и некомплексном вариантах. В последнем случае колесо реактора жестко связывалось с картером гидротрансформатора.



Фиг. 1. Схема гидротрансформатора:
 1 — насосное колесо; 2 — выходной вал;
 3 — муфта свободного хода; 4 — входной вал;
 5 — колесо реактора; 6 — турбинное колесо.

В качестве рабочей жидкости использовалось масло ИС-20, температура которого в процессе испытаний поддерживалась в пределах $t = 90 \pm 5^\circ\text{C}$. Вязкость рабочей жидкости при $t = 90^\circ\text{C}$ составляла $\nu = 5$ сст. Избыточное давление составляло $2,5\text{--}3,5$ кг/см² и создавалось при помощи шестеренчатого насоса НШ-20 с приводом от электродвигателя. Число оборотов насосного колеса на тяговом режиме $n_1 = 1600$ об/мин, на обратимом режиме и режиме противовращения $n_1 = 1000$ об/мин.

Экспериментальные характеристики гидротрансформатора приведены на фиг. 2, а некоторые характерные параметры в табл. 1.



Фиг. 2. Характеристики гидротрансформатора ЛГ-340—54:
 — некомплексный вариант; ---- комплексный вариант.

Т а б л и ц а 1

Параметры характеристики	ЛГ-340-54	
	Вариант	
	некомп- лексный	комплек- сный
Максимальный к. п. д. на режиме гидротрансформатора η^* в %	89	
Передаточное отношение i^*	0,65	
Коэффициенты момента $\left(\text{в } \frac{\text{мин}^2}{\text{м} \cdot \text{об}^2} \right)$:		
$\lambda_{1 \max}$	2,6 · 10 ⁻⁶	
λ_1^* (при i^*)	2,5 · 10 ⁻⁶	
Диапазоны (кинематические) передаточных отношений с $\eta \geq 75\%$ и $\eta \geq 80\%$;		
$D_{к75}$	2,25	2,57
$D_{к80}$	2,05	2,40
Коэффициент прозрачности		
$\Pi_1 = \frac{\lambda_{1 \max}}{\lambda_{1 \min}}$	1,25	
Коэффициент ограничения:		
а) по моменту $K_M = \frac{K_0 \lambda_{10}}{K^* \lambda_1^*}$	2,0	
б) по скорости $K_i = \frac{i_{xx}}{i^*}$	1,62	1,54
Коэффициенты потерь на холостом ходу		
$m_{x,x} = \frac{\lambda_{1x,x}}{\lambda_1^*}$	0,16	0,015
Передаточное отношение при $\frac{d\lambda_2}{di} = 0$	— 0,65	
Жесткость характеристики на обратном режиме:		
$G = \frac{d\lambda_2}{di} \cdot 10^6 \frac{\text{мин}^2 \cdot \text{м}}{\text{об}^2}$	6,9	6,2

Примечание.

$$D_{к75} = \frac{i_{p75 \max}}{i_{p75 \min}}; \quad D_{к80} = \frac{i_{p80 \max}}{i_{p80 \min}}$$

$\lambda_{1x,x}$ — коэффициент момента насосного колеса при $\lambda_2 = 0$ (на холостом ходу);

$i_{x,x}$ — передаточное отношение при $\lambda_2 = 0$.

Анализ характеристики гидротрансформатора на тяговом режиме проводился в соответствии с методикой, разработанной в НАМИ и изложенной в работе [5].

При этом представляется необходимым отметить следующее:

1) указанная методика анализа универсальна и может быть использована для других типов гидротрансформаторов;

2) полученные коэффициенты потерь и углы отклонения потока относятся к одному из самых распространенных типов лопастной системы — трехколесной с центростремительной турбиной. Их можно принять в первом приближении для расчета такой системы с другими гесметрическими параметрами лопаток.

Для анализа принимается число оборотов насосного колеса $n_1 = \text{const}$. Отклонение потока за насосным колесом учитывается уменьшением значения c_{u12} на величину $\Delta c_{u12} = \frac{b_1 \pi u_{12} \sin \beta_{12}}{z_1}$, где $b_1 = 0,6$ — опытный коэффициент*. Отклонение за турбиной принимается 2° , а за реактором — предварительно 4° .

Построим напорно-расходную характеристику $H_1 = f(Q)$ и $H_2 = f(Q)$ (фиг. 3). Зависимости $H_2 = f(Q)$ нанесены для $i = 0; 0,2; 0,5; 0,65; 0,8; 0,9; 1,0$ и $1,05$. Для определения расхода для каждого выбранного значения i найдены величины гидравлического к. п. д. η_r . Для вычисления η_r воспользуемся формулой [5]:

$$\eta_r = \frac{\eta - \alpha_d \eta_{M2}^i}{\eta_{об} \eta_{M1} \left(1 - \frac{\alpha_d}{\eta_{M1}}\right)}, \quad (1)$$

где η — к. п. д. гидротрансформатора из экспериментальной характеристики на фиг. 2;

$\eta_{M1} = \eta_{M2} = 0,99$ — механические к. п. д. ведущей и ведомой частей;

$\eta_M = 0,98$ — общий механический к. п. д. гидротрансформатора;

$\eta_{об} = 0,99$ — объемный к. п. д.

$\alpha_d = \frac{M_d}{M_1}$ — отношение момента дисковых потерь между насосом и турбиной к моменту на ведущем валу.

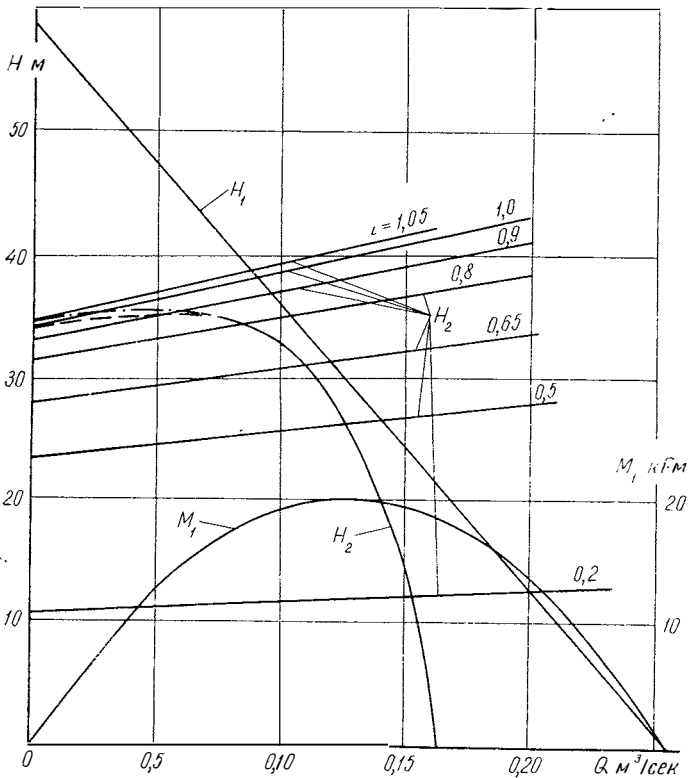
Таким образом, при вычислении η_r по формуле (1) мы пренебрегаем ввиду относительной малости дисковыми потерями между турбиной и реактором, а также между насосом и реактором. Момент M_d определяется по известной формуле [5].

В табл. 2 даны расчетные величины для определения η_r .

На фиг. 3 находится для каждого выбранного значения i такая величина H_2 , чтобы отношение $\frac{H_2}{H_1}$ было равно η_r , определенному по формуле (1). Этой величине фактического напора турбины H_2 соответствует искомый расход Q [5].

* Все обозначения даны в соответствии с работой [5].

Передаточное отношение								
Параметры	0	0,20	0,50	0,65	0,80	0,90	1,00	1,05
M_d	0,616	0,410	0,177	0,093	0,034	0,012	0	0,0045
$\lambda_1 10^6 \frac{M \cdot \text{мин}^2}{\text{м} \cdot \text{об}^2}$	2,3	2,5	2,6	2,58	2,2	1,6	0,9	0,43
σ_d	0,0314	0,0192	0,008	0,0042	0,0181	0,0009	0	0,0012
M_1	19,65	21,3	22,2	22,0	18,75	13,6	7,7	3,66
$\eta\%$	0	49	85	89	85,5	74	52	0
τ_{Γ}	0	51	88	92	88,2	76	53,5	0



Фиг. 3. Внутренние характеристики гидротрансформатора ЛГ-340—54 (при $n_1 = 1500$ об/мин).

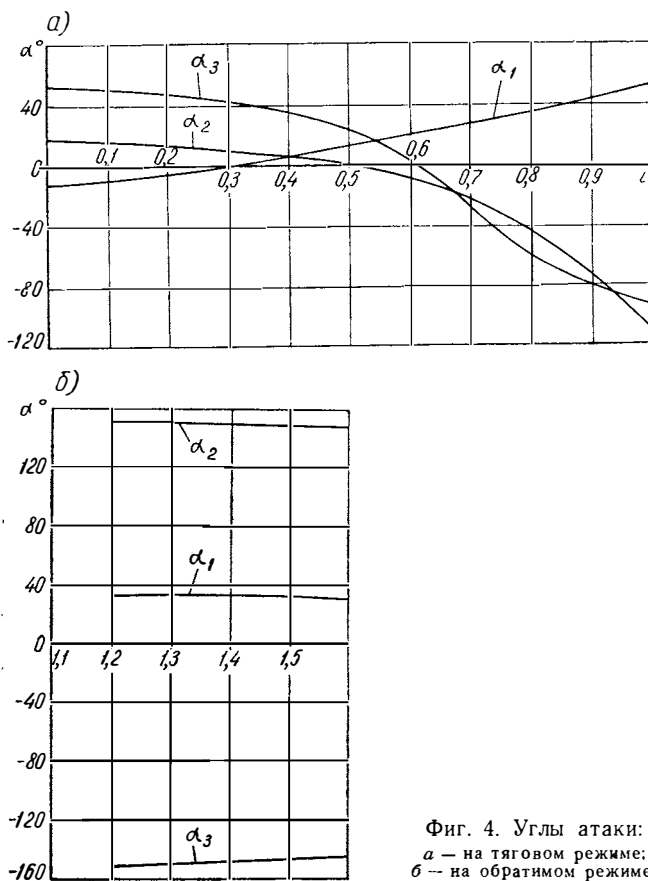
Значение $Q=Q_0$ при $i=0$ определяется следующим способом. Сначала находится гидравлический коэффициент трансформации K_{r0} на стоповом режиме по формуле [5]:

$$K_{r0} = \frac{K_0 - \alpha_d \tau_{M2}}{\tau_{06} \tau_{M1} \left(1 - \frac{\alpha_d}{\tau_{M1}}\right)} = 3,06. \quad (2)$$

Зная K_{r0} , находим меридиональную скорость c_m на выходе из насосного колеса при $i=0$ по формуле (см. также [5]):

$$c_m = \frac{u_{12} r_{12} (K_r - 1) + \Delta c_{u12} r_{12} (1 - K_r) + u_{22} r_{22}}{r_{12} \operatorname{ctg} \beta_{12} (1 - K_r) - \frac{F_{12}}{F_{22}} \operatorname{ctg} \beta_{22} r_{22} + K_r r_{32} \frac{F_{12}}{F_{32}} \operatorname{ctg} \beta_{32}}. \quad (3)$$

Определив c_m , можно построить планы скоростей и найти углы атаки и величину скорости Δw_u , характеризующей потери на удар.

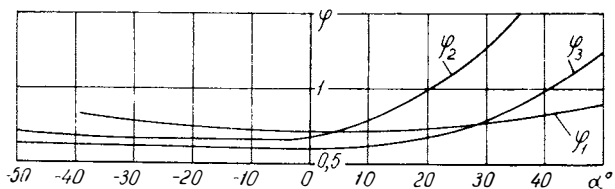


Фиг. 4. Углы атаки:
 а — на тяговом режиме;
 б — на обратном режиме.

Кривые, показывающие изменение углов атаки в зависимости от передаточного отношения, даны на фиг. 4.

Используя методику, изложенную в работе [5], был определен коэффициент потерь на трение λ_T , который оказался равным $\lambda_T = 0,06$.

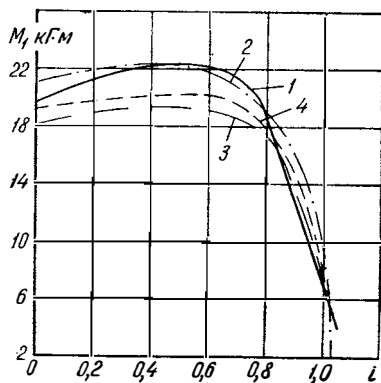
Обработка опытных данных и сравнение расчетных и опытных характеристик по ряду гидротрансформаторов серии ЛГ позволили установить зависимость между углами атаки и величиной коэффициентов потерь на удар. Эти данные приведены на фиг. 5. Использование приведенных на фиг. 5 зависимостей позволило получить удовлетворительную сходимость между экспериментальными и расчетными данными, при этом разница по величине к. п. д. не превышала 2—3%. Причем в основной рабочей зоне ($i = 0,3 \div 0,8$) разница составляла не более 1—1,5%.



Фиг. 5. Коэффициенты потерь на удар на тяговом режиме.

Далее были проведены исследования, ставившие своей целью определение отклонения потока на выходе из колеса реактора и влияния этого обстоятельства на нагрузочные характеристики гидротрансформатора.

На основе зависимости $Q = f(i)$, полученной из фиг. 3, была построена кривая $M_1 = f(i)$ и сопоставлена с экспериментальной кривой $M_1 = f(i)$ (фиг. 6).



Фиг. 6. Нагрузочные характеристики гидротрансформатора ЛГ-340-54:

1 — экспериментальная характеристика; 2 — расчет — при $\delta_{32} = 8^\circ$; 3 — расчет — при $\delta_{32} = 2^\circ$; 4 — расчет — при $\delta_{32} = 4^\circ$.

Сравнение этих зависимостей (кривые 1 и 4) показывает, что в зоне $i < 0,8$ действительный момент M_1 больше, а в зоне от $i=0,8$ до $i=1$ —меньше расчетного. Причиной этого является то, что угол отклонения потока δ_{32} на выходе из колеса реактора, который был принят в первом приближении постоянным и равным 4° , в действительности изменяется в пределах от 0 до 8° в зависимости от режима работы.

Для изучения отмеченного обстоятельства на фиг. 6 построены расчетные кривые $M_1 = f(i)$ для $\delta_{32} = 8^\circ$ (линия 2) и $\delta_{32} = 2^\circ$ (линия 3). Анализ этих зависимостей позволяет установить, что отклонение потока за реактором достигает наибольшей величины 8° при $i = 0,4 \div 0,7$ и уменьшается до 2° и менее при увеличении i до $0,83-0,85$, а также уменьшается до 5° при уменьшении i до 0.

Причиной изменения δ_{32} является прозрачность решетки реактора; при этом величина δ_{32} зависит как от углов атаки, так и от нагрузки на лопатку.

Укажем, что эти данные соответствуют реактору с относительным шагом $\bar{t} = \frac{t}{l} = 0,56$ (число лопаток $z_3 = 12$). Дополнительные исследования показали, что при $z_3 = 17$ и 22 значения углов δ_{32} существенно меньше, причем максимальный угол δ_{32} при $z_3 = 22$ не превышает $3-4^\circ$.

Изложенная выше методика разделения потерь оказывается недостаточно удовлетворительной при $i > 0,85 \div 0,90$. Это связано с появлением дополнительных потерь, которые не могут быть учтены струйной теорией, а также с возрастанием удельного веса объемных и механических потерь в общем балансе энергии. Рассмотрим каждый вид потерь отдельно.

Механические к. п. д. η_{m1} , η_{m2} , входящие в формулу (1), являются отношением моментов механических потерь к моментам соответственно ведущего и ведомого валов. Поскольку с ростом $i > 0,85$ M_1 и M_2 снижаются до весьма незначительных величин, то следует принимать $\eta_{m1} \approx \eta_{m2} < 0,99$.

Как видно из диаграммы (см. фиг. 3), с уменьшением Q происходит непрерывный рост напора насоса H_1 , т. е. возрастает статическое давление в зазоре между насосом и турбиной. Это способствует росту утечек и тем самым снижению величины $\eta_{об}$.

Уточнение η_m и $\eta_{об}$ позволяет откорректировать зависимость $H_2 = f(i)$, однако этого недостаточно, чтобы добиться полного совпадения теоретических и экспериментальных результатов.

Анализ показывает, что начиная с режима $i = 0,85 \div 0,90$, возникают дополнительные потери, которые с ростом i увеличиваются и при малых Q (c_m) являются преобладающими; их можно объяснить возникновением кольцевого вихря. Эти потери изучены в центробежных насосах [3].

А. П. Кудрявцевым указана возможность их возникновения в гидродинамических передачах [2].

Кольцевой вихрь возникает на входе в насосное колесо при малых расходах (меридиональных скоростях), когда $c_m \leq (0,15 \div 0,20)u_{11}$ и представляет кольцо круглого или вытянутого сечения. Причиной образования кольцевого вихря является разница давлений по контуру лопасти и сопровождающее ее обратное течение жидкости вдоль отдельных линий тока. Указанное обратное течение образует новое устойчивое состояние потока.

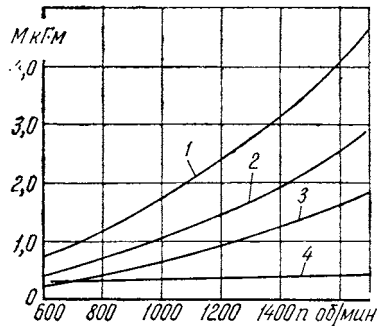
А. А. Ломакин [3] относит потери на кольцевой вихрь не к гидравлическим потерям, поскольку они не снижают напора насоса, а к механическим, непосредственно ведущим к возрастанию момента сопротивления движению колеса. Он подчеркивает, что эти потери проявляются только при взаимодействии насосного колеса с внешними областями проточной части. Последнее обстоятельство подтверждается проведенными нами испытаниями гидротрансформатора в комплексном и некомплексном исполнениях.

В некомплексном варианте кольцевые вихри взаимодействуют с неподвижными лопатками реактора и «перерезаются» последними. Это обуславливает значительный тормозной момент на насосном валу. В комплексном варианте рабочие колеса насоса и реактора вращаются почти синхронно, и тормозной момент при $M_2 = 0$ в 10 раз меньше, чем в предыдущем случае.

Согласно теоретическим расчетам при холостом ходе гидротрансформатора, когда $M_2 = 0$ и $Q = 0$, момент M_1 также должен быть равен нулю. Однако в действительности ввиду наличия кольцевого вихря возникает значительный тормозной момент.

Фиг. 7. Потери на входном валу гидротрансформатора на холостом ходу:

1 — ЛГ-340—54 (некомплексный вариант); 2 — ЛГ-340—54 (некомплексный вариант) с подрезанными лопатками насосного колеса на входе; 3 — Твин-Диск, тип I, М 330, серия 1500; 4 — ЛГ-340—54—комплексный вариант.



Отмеченное обстоятельство подтверждается экспериментальными данными. На фиг. 7 показаны зависимости $M_1 = f(n_1)$ на холостом ходу, здесь же с целью сравнения приведены эти же характеристики для гидротрансформатора Твин-Диск, тип I [6]. Таким образом, зависимости $M_1 = f(n_1)$ при $M_2 = 0$ для комплексных и некомплексных модификаций имеют принципиальное различие, обусловленное превалирующим влиянием отдельных видов гидравлических потерь.

Величина тормозного момента при $Q = 0$ (на холостом ходу) определяется главным образом лопастной системой рабочих ко-

лес и, в частности, диаметром вихря и радиусом его расположения; при увеличении параметров $\frac{b_{11}}{D_a}$ и $\frac{r_{11}}{D_a}$ тормозной момент увеличивается.

Между тем наличие значительного тормозного момента на холостом ходу ухудшает топливную экономичность машины. В связи с этим необходимо уменьшить интенсивность кольцевого вихря, т. е. выравнять давление вдоль входной кромки лопатки. При прочих равных условиях давление возрастает пропорционально квадрату радиуса, поскольку оно определяется главным образом величиной центробежной силы, действующей на элемент жидкости. Поэтому, выравнивая радиус, можно соответственно выравнять давление вдоль входной кромки и таким образом уменьшить интенсивность кольцевого вихря. На фиг. 1 показано, как следует подрезать лопатку насосного колеса, чтобы получить уменьшение интенсивности кольцевого вихря (кривая $a - a$).

Обращает внимание, что входные кромки насосных колес гидротрансформаторов Твин-Диск и Кларк либо параллельны оси вращения, либо имеют незначительные изменения величины радиуса. Это является одной из причин малых потерь на кольцевой вихрь: 5% для Твин-Диск (см. фиг. 7) и 3,5—7% для Кларк.

Необходимо, однако, отметить, что подрезка лопаток будет сопровождаться увеличением r_{11} . Это приведет к смещению режима безударного входа в сторону меньших значений i . В свою очередь, это вызывает уменьшение γ_1^* и увеличение K_0 . Чтобы в какой-то мере компенсировать снижение γ_1^* , целесообразно подрезать лопатки реактора на входе, чтобы уменьшить β_{31} или разработать новое колесо реактора с уменьшенным β_{31} .

Экспериментальные исследования подтвердили высказанное положение. В частности, после подрезки лопаток, как показано на фиг. 1, остаточный момент на холостом ходу уменьшился по абсолютной величине на 35%.

Для того, чтобы найти приближенные значения расходов в диапазоне $i = 0,85 \div 1,05$, экстраполируем линию $H_2 = f(Q)$ от точки, соответствующей $i = 0,85$, до точки пересечения прямой $H_2 = f(Q)$ (для $i = 1,05$) с осью ординат (штрих-пунктирная линия, см. фиг. 3).

На обратимом режиме работы ($i > 1,05$) поток жидкости в круге циркуляции имеет направление течения обратное по сравнению с направлением на тяговом режиме. При этом турбинное колесо выполняет функции насосного, а насосное — функции турбинного.

Экспериментальная внешняя характеристика на обратимом режиме приведена на фиг. 2. Для некомплексного варианта при $i = 1,1$ к. п. д. $\eta_1 = 0$; при увеличении i более 1,1 к. п. д. возрастает до максимального значения 53%, соответствующего $i = 1,25$, а далее плавно снижается.

Установленный характер протекания к. п. д. говорит о том, что на обратимом режиме нет явно выраженного минимума гидравли-

ческих потерь. Кроме того, величина максимального к. п. д. (53%) указывает на то, что ударные потери на всех передаточных отношениях составляют весьма значительную величину, поэтому понятие «безударного режима» здесь не может быть введено.

Определение расхода в круге циркуляции по напорно-расходным характеристикам затруднено из-за характера протекания зависимостей $H=f(Q)$ для насоса и турбины. Для каждого фиксированного значения i имеется пара прямых $H_1=f(Q)$ и $H_2=f(Q)$. На фиг. 8 изображены эти прямые для $i=1,2; 1,4; 1,6$. Пересечение линий H_1 и H_2 для каждого i дает расход Q для идеального случая, т. е. при отсутствии потерь в круге циркуляции. Угол между линиями $H_1=f(Q)$ и $H_2=f(Q)$ для каждого i весьма невелик, а поэтому при вычислении к. п. д. как отношения $\frac{H_1}{H_2}$ может появиться большая погрешность. При фиксированном значении η даже небольшое изменение угла наклона линий $H_1=f(Q)$ и $H_2=f(Q)$ дает значительное смещение Q .

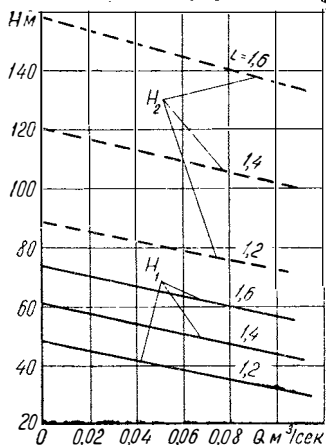
Учитывая сказанное выше, можно сделать вывод, что методика определения расхода и коэффициентов потерь, используемая для расчетов тяговой характеристики, в данном случае дает меньшую точность.

Для изучения свойств гидротрансформатора на обратимом режиме использовалась упрощенная методика. При этом коэффициент потерь на удар принимался равным $\varphi=1$ для всех рабочих колес, коэффициент трения $\lambda_r=0,06$ и не учитывались отклонения потока на выходе из колес. Точность расчета в этом случае не всегда получается достаточно удовлетворительной, однако полученные данные можно использовать для качественного анализа.

Используя зависимость $Q=f(i)$, полученную из уравнения баланса энергии для обратного течения жидкости, можно построить углы атаки при входе в рабочие колеса. Зависимость этих углов от передаточных отношений показана на фиг. 4,б.

Как видно из этой фигуры, углы атаки достигают весьма больших значений при входе в турбинное колесо и колесо реактора, примерно $145-155^\circ$. Наличие столь больших углов атаки является главной причиной низкого к. п. д. на обратимом режиме работы, который, как отмечалось выше, не превышает 53%.

Результаты упрощенного теоретического расчета и его сравнение с экспериментальными данными для некомплексного варианта позволили, в частности, установить следующее:



Фиг. 8. Внутренние характеристики гидротрансформатора ЛГ-340—54 на обратимом режиме работы.

1. Теоретически тяговый режим при $i = 1$ ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 1$) должен переходить в обратимый, причем в момент перехода $M_2 = M_1 = 0$. Практически тяговый режим ($M_2 \geq 0$) достигает $i = 1,05$, после чего в диапазоне $i = 1,05 \div 1,1$ имеет место обгонный режим, а с $i = 1,1$ начинается обратимый режим.

2. Расчетная характеристика $M_2 = f(i)$ во всем диапазоне обратимого режима проходит выше экспериментальной, т. е. фактический момент на ведомом валу по абсолютной величине больше расчетного. Кроме того, расчетная характеристика имеет меньшую жесткость, чем действительная, вследствие чего разница между расчетными и фактическими моментами увеличивается при возрастании i .

3. Расчетный момент $M_1(\lambda_1)$ по абсолютной величине так же, как и $M_2(\lambda_2)$, во всем диапазоне i меньше действительного.

Отмеченные особенности можно объяснить недостаточно точным учетом поправки на конечное число лопаток на обратимом режиме работы и, в частности, на выходе из колеса реактора.

Рассмотрим особенности работы гидротрансформатора на режиме противовращения. При переходе от тягового режима на режим противовращения расход в круге циркуляции сначала возрастает. Однако по мере разгона турбины в обратную сторону она начинает создавать противодействие, которое оказывает сопротивление потоку, идущему от насоса.

Интенсивность нарастания расхода снижается, вследствие чего уменьшается жесткость характеристики $\frac{d\lambda_2}{di}$ до тех пор, пока $\frac{d\lambda_2}{di}$ не станет равным нулю (при критическом передаточном отношении $i_{кр} = -0,65$ (см. фиг. 2)). Величина $i_{кр}$ зависит также от гидравлических потерь в круге циркуляции, которые на режиме противовращения весьма значительны по сравнению с потерями на тяговом режиме. При $i < i_{кр}$ расход и момент $M_2(\lambda_2)$ снижаются все более интенсивно вплоть до полного прекращения циркуляции, вслед за чем наступает обратное течение жидкости.

Выводы

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований:

1. Определены внешние характеристики трехколесного гидротрансформатора типа ЛГ на тяговом и тормозном режимах от $i = 1,6$ до $i = -1$.

2. Обнаружен тормозной момент на ведущем валу при отсутствии нагрузки на ведомом валу, объяснена его физическая сущность и намечены пути его уменьшения.

3. Даны рекомендации по выбору коэффициентов потерь и отклонения потока за реактором для данного типа гидротрансформатора на тяговом режиме.

4. Изучены особенности работы гидротрансформатора на обратимом режиме и приведена качественная картина течения на этом режиме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брацлавский Х. Л. и Трусов С. М. Выбор параметров и унификация гидротрансформаторов. «Строительные и дорожные машины», 1967, № 9.
 2. Кудрявцев А. П. Проектирование, постройки и испытание гидравлических турбопередат. М., Машгиз, 1947.
 3. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. «Машиностроение», 1966.
 4. Трусов С. М. Семейство гидротрансформаторов с улучшенными характеристиками для грузовых автомобилей и городских автобусов. «Автомобильная промышленность», 1965, № 8.
 5. Трусов С. М., Выборнов Э. П. Расчет и исследование внутренних характеристик комплексных гидротрансформаторов. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 105, 1968.
 6. Тарнопольский В. М. Характеристики одноступенчатых гидротрансформаторов с несимметричными насосами и турбиной. В сб.: «Строительные и дорожные машины», ЦНИИТЭстроймаш, 1968, № 1.
-

Канд. техн. наук Д. Б. Гельфгат, инж-ры Н. И. Воронцова, Н. И. Беляков

РАСЧЕТ КУЗОВА ГОРОДСКОГО АВТОБУСА ЛАЗ-696 НА ИЗГИБ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКОЙ

Методика расчета кузовов автобусов, разработанная авторами, изложена в работах [1] и [2] и иллюстрирована примерами расчетов для отечественных автобусов. В настоящей статье показано приложение этой методики к расчету кузова автобуса ЛАЗ-696.

Автобус ЛАЗ-696 — городской, трехдверный. Кузов вагонного типа с несущим основанием, которое состоит из двух лонжеронов ферменной конструкции и восьми поперечин аналогичной конструкции. Все элементы основания изготовлены из трубчатых профилей прямоугольного закрытого сечения. Каркас боковин и крыши кузова выполнен из таких же профилей. Оконные стойки усилены листовыми фигурными накладками. Наружная обшивка из алюминиевого листа прикреплена электрозаклепками к горизонтальным поясам боковины.

При переходе от реальной конструкции кузова и основания к их расчетным схемам произведена некоторая идеализация ее: упрощена форма передка и задка, кривые и наклонные элементы заменены прямыми и вертикальными, на расчетной схеме не учитываются некоторые второстепенные и несущие элементы. Ферменные элементы основания в расчете упрощенно рассматриваются как балки. Допустимость такой идеализации обоснована в упомянутых выше работах.

Верхняя часть кузова включает работающую часть обшивки крыши и соответствующие продольные пояса. Центр тяжести сечения верхней части расположен в точке s_k . Нижняя часть кузова включает борта, продольные пояса бортов и продольные элементы основания. Ее центр тяжести расположен в точке s_n .

Для этих двух частей принимается справедливой гипотеза плоских сечений при изгибе кузова и известные формулы для нормальных и касательных напряжений:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_x}{I_x} y; \quad (1)$$

$$\tau = \frac{QS_x}{I_x \delta}. \quad (2)$$

где N — нормальная сила;
 M_x — изгибающий момент;
 Q — поперечная сила;
 F — площадь сечения;
 I_x — момент инерции сечения;
 S_x — статический момент части сечения;
 δ — толщина обшивки;
 y — вертикальная координата точки сечения.

В работе указанных выше частей кузова принимают участие продольные элементы каркаса и обшивки. Но плоские листы обшивки теряют устойчивость под действием нормальной, особенно сжимающей, нагрузки. Не теряют устойчивости лишь узкие участки обшивки, непосредственно примыкающие к элементам каркаса. Считают, что ширина этих участков составляет тридцать толщин, и для расчета присоединяют их к продольным элементам. Пояса и примыкающую к ним обшивку заменяют сосредоточенными площадями. При расчете на изгиб обычно не учитывается асимметрия кузова автобуса. Это позволяет заменить пространственную систему плоской, которая представляет собой половину кузова, полученную путем разрезания его по продольной вертикальной плоскости.

В результате приходим к статически неопределимой плоской рамной системе.

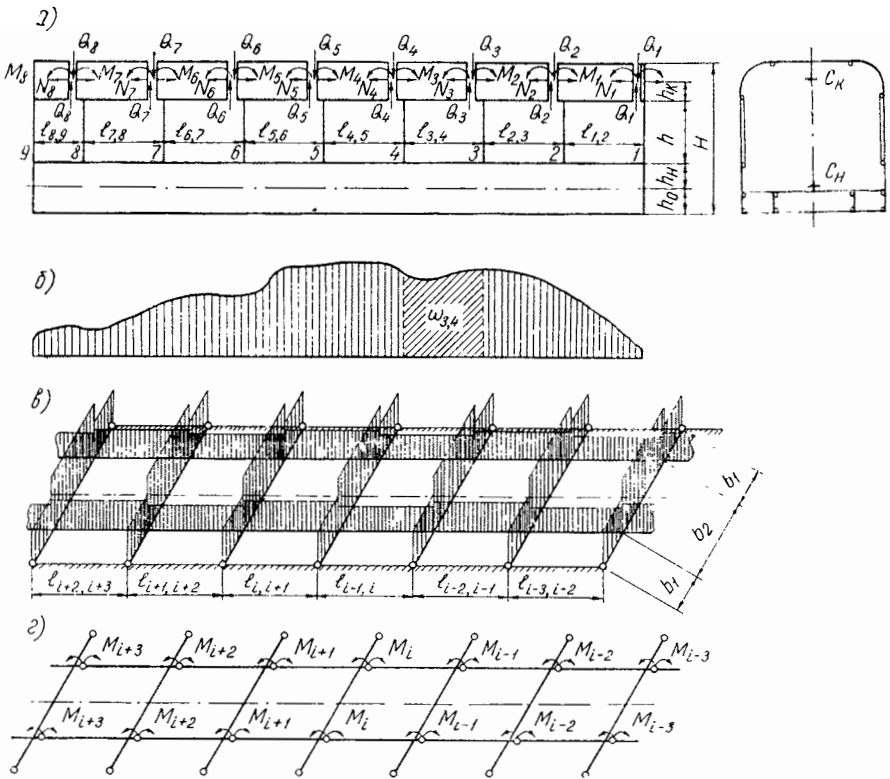
Разрезая крышу кузова непосредственно позади каждой стойки и прикладывая силовые факторы N_i , Q_i и M_i , получим статически определимую основную систему (фиг. 1,а).

Для каждого пролета кузова получается три канонических уравнения для определения N_i , Q_i и M_i ; если система имеет n стоек, то придется решить систему, состоящую из $3(n-1)$ алгебраических уравнений. Целесообразно упростить задачу, принимая определенные предположения о характере работы оконных стоек. Наиболее оправдано предположение о равенстве нулю изгибающего момента в точке на середине высоты стойки. В этом случае задача сводится к решению $n-1$ уравнения для определения сил N_i [1]:

$$\left(\frac{l_{i,i+1}}{EF_{i,i+1}^k} + \frac{l_{i,i+1}}{EF_{i,i+1}^h} \right) N_i + \frac{h^3}{12EI_i} (N_i - N_{i-1}) - \frac{h^3}{12EI_{i+1}} (N_{i+1} - N_i) + \\ + \frac{l_{i,i+1}(h_k + h + h_n)}{E(I_{i,i+1}^k + I_{i,i+1}^h)} \left[(h_k + h + h_n) N_i + \frac{\omega_{i,i+1}}{l_{i,i+1}} \right] = 0, \quad (3)$$

где величины l и h берутся из фиг. 1,а;

$F_{i,i+1}^K, F_{i,i+1}^H, I_{i,i+1}^K, I_{i,i+1}^H$ — площади и моменты инерции крыши и нижней части кузова;
 I_i — момент инерции стойки;
 $\omega_{i,i+1}$ — площадь эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки, показанная на фиг. 1,б.



Фиг. 1. Основная система кузова автобуса (а), эпюра изгибающих моментов от внешних нагрузок (б), заданная система основания (в), принимаемая для расчета статически определяемая система (г).

После решения системы уравнений (3) находят значения изгибающих моментов по формуле:

$$M_i = - \frac{I_{i,i+1}^K}{I_{i,i+1}^K + I_{i,i+1}^H} \left[(h_k + h + h_n) N_i + \frac{4\omega_{i,i+1}}{l_{i,i+1}} \left(1 - \frac{3}{2} \cdot \frac{\xi_{i,i+1}}{l_{i,i+1}} \right) \right]. \quad (4)$$

Поперечные силы подсчитываются по формуле

$$Q_i = \frac{M_i - M_{i-1}}{l_{i-1}} + \frac{\left(h_k + \frac{h}{2}\right)(N_i - N_{i-1})}{l_{i-1}}. \quad (5)$$

Основание автобуса дополнительно нагружается непосредственно приложенной к нему нагрузкой от веса пассажиров, агрегатов, собственного веса основания и т. д.

Система балок, образующих основание, состоит из двух продольных лонжеронов и ряда поперечин, т. е. является системой перекрестных балок, расчет которых хорошо разработан.

На фиг. 1,в представлена расчетная схема основания кузова автобуса, а на фиг. 1,г — принимаемая для расчета статически определимая основная система, которая получается из исходной путем введения $2(n-1)$ шарниров и моментов M_i , определяемых из системы уравнений [2], одно из которых записано ниже:

$$\delta_{i-2,i} M_{i-2} + \delta_{i-1,i} M_{i-1} + \delta_{i,i} M_i + \delta_{i+1,i} M_{i+1} + \delta_{i+2,i} M_{i+2} + \Delta_{ip} = 0. \quad (6)$$

Коэффициенты уравнений можно выразить через коэффициенты податливости лонжеронов и поперечин, которые соответственно равны:

$$c_{i,i+1} = \frac{l_{i,i+1}}{6EI_{i,i+1}}; \quad (7)$$

$$c_i = b_1^2 \left(\frac{b_1}{3EI_i^{(1)}} + \frac{b_2}{2EI_i^{(2)}} \right). \quad (8)$$

Размеры b_1 и b_2 показаны на фиг. 1,з.

Кроме того, целесообразно ввести комбинированный коэффициент податливости

$$p_{i,i+1} = \frac{c_i + c_{i+1}}{l_{i,i+1}^2}. \quad (9)$$

С учетом этих обозначений коэффициенты канонического уравнения (6) записываются в виде:

$$\left. \begin{aligned} \delta_i &= \frac{c_i}{l_{i-1,i} l_{i,i+1}}; \\ \delta_{i,i+1} &= c_{i,i+1} - \delta_i - \delta_{i+1} - p_{i,i+1}; \\ \delta_{i,i} &= 2c_{i-1,i} + 2c_{i,i+1} + p_{i-1,i} + p_{i,i+1} + 2\delta_i. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Грузовой член выражается следующей формулой:

$$\Delta_{ip} = -\beta_{i-1,i} - \alpha_{i,i+1} - \frac{f_{i-1} - f_i}{l_{i-1,i}} + \frac{f_i - f_{i+1}}{l_{i,i+1}}, \quad (11)$$

где α и β — углы поворота участков лонжерона от внешней нагрузки;

f_i — прогиб i -ой поперечины под действием только внешней нагрузки, определяемый по общим формулам строительной механики для двухопорных балок.

Расчет кузова на изгиб выполняется в следующем порядке:

1. Построение эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки. Эта часть расчета включает определение реакций рессор, расчет ординат эпюры изгибающих моментов и вычисление площади и координаты центра тяжести эпюры изгибающих моментов для каждого пролета кузова.

2. Составление и решение системы трехчленных уравнений (3) для нормальных сил N_i .

3. Определение изгибающих моментов M_i и перерезывающих сил Q_i по формулам (4) и (5).

4. Построение эпюр изгибающих моментов и нормальных усилий для всех элементов кузова.

5. Расчет и построение эпюр нормальных напряжений для всех элементов кузова.

Пренебрегая детальным распределением нагрузок по всем элементам кузова, можно ограничиться учетом суммарных нагрузок, действующих на борт кузова, лонжероны и поперечины основания [1].

Принятая расчетная нагрузка для одной половины кузова приведена в начальных колонках табл. 1 в виде сосредоточенной нагрузки P и распределенной нагрузки P_q . Сосредоточенная нагрузка соответствует нагрузке на половину поперечины, а также реакциям рессор, которые определяются в ходе расчета и вписываются затем в таблицу с отрицательными знаками. Распределенные нагрузки соответствуют нагрузкам на участках лонжерона и борта кузова.

В следующих колонках приведены расстояния точек приложения нагрузок до передней оси и вычислены передние и задние реакции подвески.

Суммирование данных указанных колонок дает полные реакции передних и задних подвесок. Для задней подвески полная реакция распределяется на две точки соответственно размещению пневмобаллонов.

Далее подсчитаны поперечные силы и изгибающие моменты; при этом используется зависимость между значениями изгибающих моментов в соседних точках эпюры:

$$M_{i+1} = M_i + Q_i \Delta l + \frac{P_{qi} \Delta l^2}{2}. \quad (12)$$

В табл. 2 приведены исходные данные для расчета и результаты определения сил и моментов для кузова автобуса: моменты инерции верхней и нижней частей кузова, оконных стоек, а также характеристики приложенной внешней нагрузки ω и ξ (площади и координаты центров тяжести), определенные из эпюры изгибающих моментов.

Таблица 1

Расчет эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки для кузова автобуса ЛАЗ-696

№ стойки	P кг	P_q кг	Расстояние от передн. осн l , см	Реакция передняя R_1 , кг	Реакция задняя R_2 , кг	Δl см	Q кг	M кг·см
1	310,0		—202,0	418,72	—108,72			0
2	261,5	397,0	—132,0	487,98	— 90,98	140	310,0	
		203,7	— 62,0	289,65	— 28,15	62	707,0	71190
3	242,5	—2294,4	— 31,0	214,66	— 10,96	78	968,5	
		256,3	0	—	—	140	1172,2	137560
4	200,5	430,0	39,0	238,95	17,35	140	—1122,2	
		480,0	78,0	209,66	32,84	140	— 865,9	60030
5	249,0	535,0	148,0	319,51	110,49	140	— 623,4	
		535,0	218,0	161,91	98,59	140	— 193,4	2860
6	272,5	24,6	288,0	240,0	240,0	8	67,1	
		405,4	358,0	94,24	154,76	8	547,1	45850
7	283,5	32,0	428,0	137,47	397,53	8	796,1	
		—1936,3	498,0	36,90	235,60	8	1331,1	194750
8	367,5	528,0	502,0	3,16	21,44	132	1603,6	
		—1936,3	506,0	—	—	8	1628,2	207680
9	195,0	433,0	572,0	2,82	402,58	8	308,1	
		Σ6167	638,0	— 30,52	314,02	8	97,3	193770
			642,0	— 3,67	35,67	8	380,8	
			646,0	—	—		412,8	196950
			712,0	—124,67	652,67	74,6	—1523,5	
			778,0	—128,88	496,38		— 995,5	30700
			815,3	—179,89	612,89		— 628,0	
			852,6	— 93,64	288,64		— 195,0	0
			Σ2294,36	Σ3872,64				

Так как ранее проделанный расчет нагрузки и реакций по передней и задней осям, а также расчет сил и изгибающих моментов сделан для половины кузова автобуса, то площади и моменты инерции для верхней и нижней частей кузова приведены также для половины кузова, а соответствующие значения для стоек — по одной правой боковине кузова. В зоне дверных проемов, где левые и правые стойки разные, в таблицу внесены значения по правой стороне.

Подставив указанные величины в формулу (3) для каждого пролета, составляем систему уравнений для определения нормальных сил:

$$\begin{aligned}
 7135N_1 - 3444N_2 + 33\,130 &= 0 \\
 3444N_1 + 6838N_2 - 3\,110N_3 + 127\,800 &= 0 \\
 -3110N_2 + 6\,801N_3 - 3\,444N_4 + 28\,280 &= 0 \\
 -3\,444N_3 + 7\,135N_4 - 3\,444N_5 + 20\,070 &= 0 \\
 -3444N_4 + 6801N_5 - 3110N_6 + 122\,000 &= 0 \\
 -3110N_5 + 6843N_6 - 3\,444N_7 + 259\,400 &= 0 \\
 -3444N_6 + 7\,082N_7 - 3\,444N_8 + 84\,580 &= 0 \\
 -3\,444N_7 + 3\,738N_8 + 6\,454 &= 0.
 \end{aligned}$$

Выражая последовательно N_2, N_3 и т. д. через N_1 и определяя значения N_1 из последнего уравнения, находим значения сил N_i и записываем их в табл. 2. Далее по формулам (4) и (5) находим значения M_i и Q_i и заносим их также в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные характеристики кузова автобуса ЛАЗ-696

№ стойки	$F_{i,i+1}^K \text{ см}^2$	$F_{i,i+1}^H \text{ см}^2$	$F_i^{\text{СТ}} \text{ см}^2$	$I_i \text{ см}^4$	$I_{i,i+1}^K \text{ см}^4$	$I_{i,i+1}^H \text{ см}^4$	$\omega_{i,i+1} \text{ кг} \cdot \text{см}^2$	$\xi_{i,i+1} \text{ см}$	$N_i \text{ кг}$	$Q_i \text{ кг}$	$M_i \text{ кг} \cdot \text{см}$
1	4,61	14,02	7,20	24,2	520	24 860	4 335 000	98,6	— 68,8	— 46,1	3,68
2	4,61	21,29	7,20	24,2	520	20 640	13 981 000	67,6	— 132,9	— 7,0	— 2079
3	4,61	14,02	7,52	26,8	520	24 860	3 700 000	44,8	— 174,9	— 9,2	— 432
4	4,61	14,02	7,20	24,2	520	24 860	2 626 000	96,7	— 217,1	— 28,0	918
5	4,61	14,02	7,20	24,2	520	24 860	15 968 000	85,2	— 269,1	— 53,0	255
6	4,61	40,83	7,52	26,8	520	20 110	27 517 000	69,2	— 327,4	27,4	— 3532
7	4,61	24,23	7,20	24,2	520	32 460	14 441 000	56,0	— 295,2	25,0	— 1704
8	4,61	21,59	7,20	24,2	520	28 060	944 000	22,2	— 273,7	223,2	455
9	—	—	4,04	304,0	—	—	—	—	0	—	—

По результатам табл. 2 на фиг. 2 построены эпюры изгибающих моментов для кузова.

Для наглядности эпюры построены поотдельности от сил N_i, Q_i и моментов M_i .

Суммарная эпюра для сохранения масштаба изображена раздельно для верхней (фиг. 2,е) и нижней (фиг. 2,д) частей кузова.

Переходим к расчету основания кузова.

В табл. 3 приведены основные исходные данные и результаты определения коэффициентов уравнений (6).

При решении уравнений необходимо учесть, как опирается передняя и задняя части основания на передок и задок кузова.

В передней части лонжероны опираются на специальную поперечину, что соответствует шарнирному опиранию конца лонжерона кузова; концевой момент при этом равен нулю, т. е. $M_1=0$.

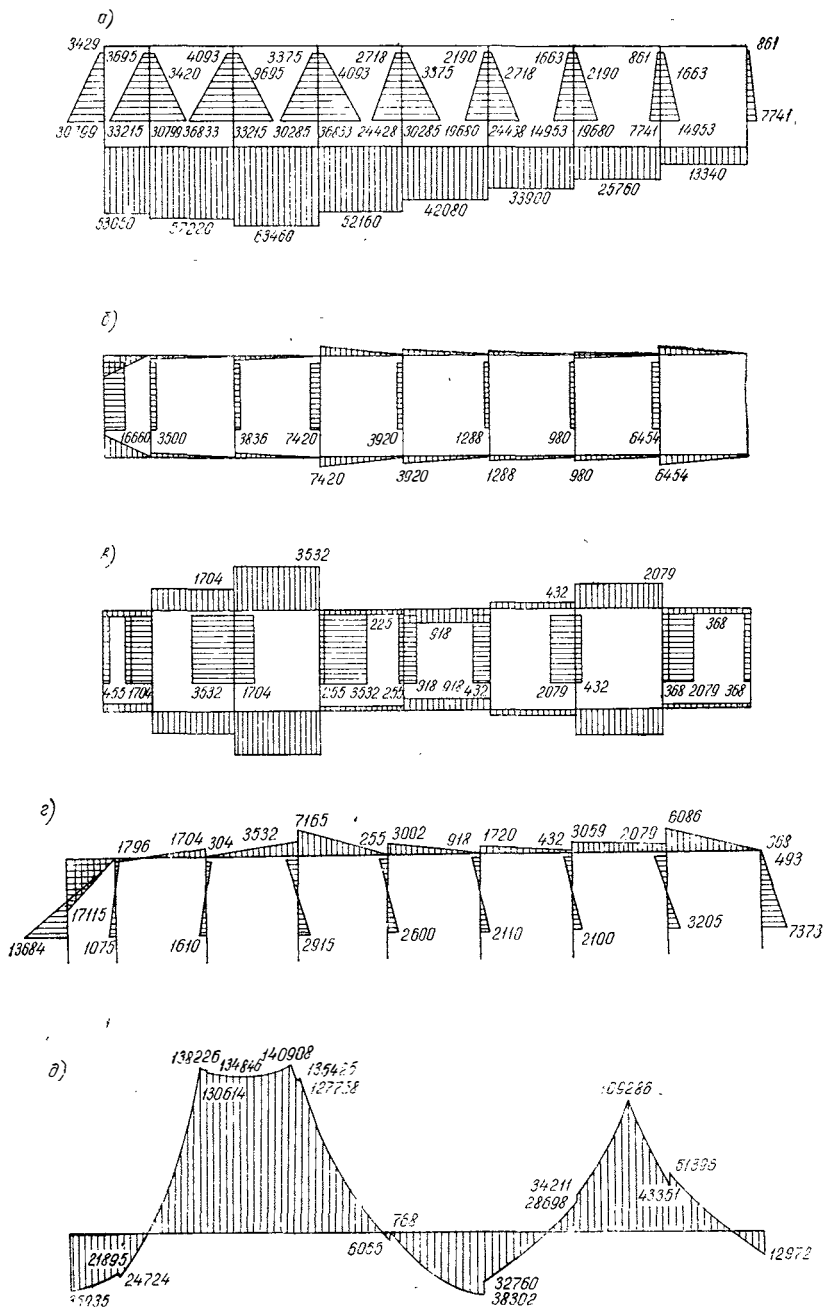
В задней части лонжероны не связаны с кузовом, образуя консольный участок 8—9 с приложенной к нему нагрузкой, которая вызывает концевой момент

$$M_8 = - \frac{q_8 - q_8 - q_9}{2}. \quad (13)$$

Величина момента M_8 вписана в табл. 3.

Кроме того, момент M_8 входит в два последних уравнения в виде произведений $\delta_7 M_8$ и $\delta_{7-8} M_8$. Указанные величины учитываются путем введения скорректированных грузовых членов для соответствующих уравнений:

$$\Delta'_{6p} = \Delta_{6p} - \delta_7 M_8; \quad \Delta'_{7p} = \Delta_{7p} + \delta_{7-8} M_8. \quad (14)$$



Фиг. 2. Эпюра изгибающих моментов по элементам кузова автобуса ЛАЗ-696 ($\text{кг}\cdot\text{см}$) от сил N_i (а), от сил Q_i (б), от сил M_i (в), суммарная в крыше и стойках кузова (г), суммарная в нижней части основания кузова (д).

В последней колонке табл. 3 приведены результаты решения системы уравнений пяти моментов (6), метод решения которых изложен в работе [2].

Таблица 3

Решение системы уравнений пяти моментов для основания кузова автобуса ЛАЗ-696

№ поперечины	$I_i^{(1)}$ с.м ⁴	$I_i^{(2)}$ с.м ⁴	$I_{i,i+1}$ с.м ⁴	$\delta_{i,i}$	$\delta_{i,i+1}$	δ_i	Δ_{ip}	Δ'_{ip}	M_i кг·с.м
1	2940	2940	2940	—	—	—	—	—	—
2	2940	2940	6850	0,0563	—0,0190	0,00561	808	808	—18588
3	2940	2940	2940	0,0563	—0,0145	0,00561	154	154	— 7659
4	2940	2940	2940	0,0654	—0,0145	0,00561	— 476	— 476	16593
5	2940	2940	2940	0,0718	—0,0272	0,00561	—2001	—2001	29286
6	1380	1380	6430	0,0832	—0,0337	0,01194	1522	1432	—34062
7	1680	2940	7060	0,0583	—0,0262	0,00674	1688	2140	—62384
8	2940	2940	42	1,1709	—	0,01053	2085	—	—13350

По найденным ранее изгибающим моментам, нормальным и перерезывающим силам рассчитаны эпюры нормальных напряжений по элементам кузова (фиг. 3,а,б,в).

Расчет напряжений для крыши и нижней части кузова производится по формуле (1). Значения N и M берутся соответственно по элементам фиг. 2.

Для крыши эпюры построены по стрингеру и надоконному поясу; для нижней части основания эпюры построены для нижнего обвязочного бруса, для подоконного пояса, бруса пола и лонжерона. Для оконных стоек расчет напряжений производится по формуле

$$\sigma_i = \frac{Q_{i-1} - Q_i}{F_i} \pm \frac{M_i}{W_i}, \quad (15)$$

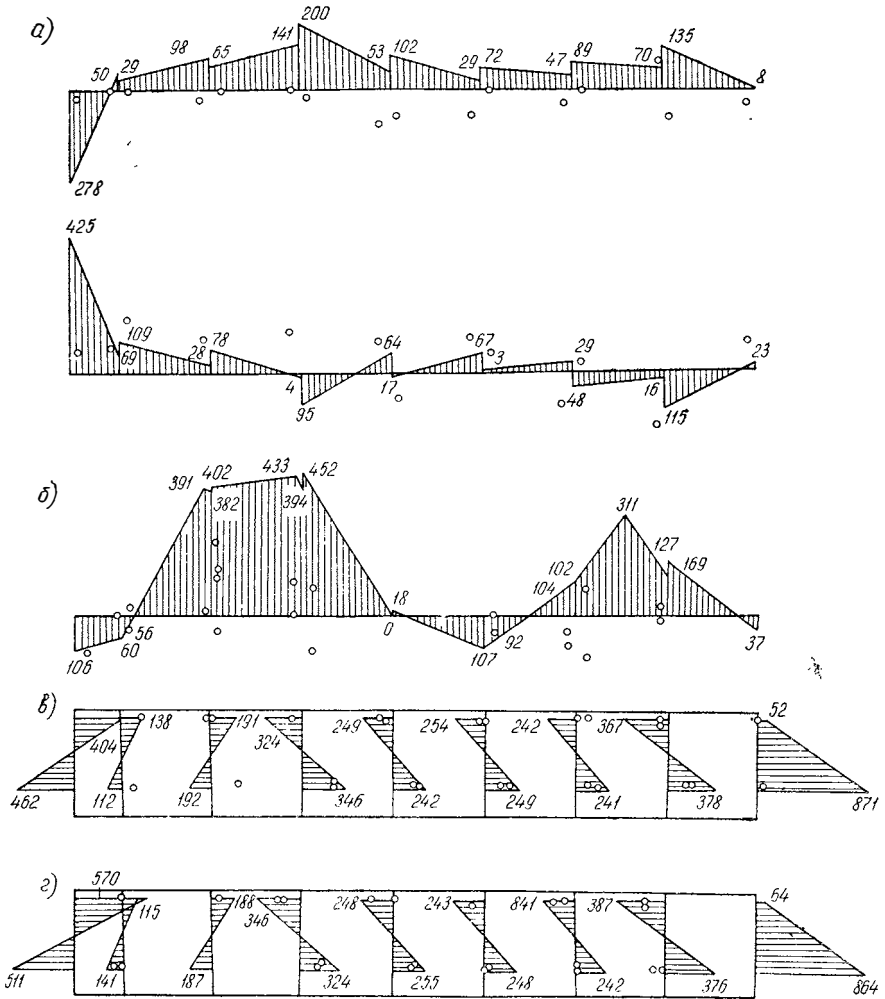
так как растяжение стоек вызывается перерезывающими силами, которые подставляются в формулу с их знаками из табл. 2.

Знак перед вторым слагаемым в формуле для напряжений зависит от знака изгибающего момента на стойке.

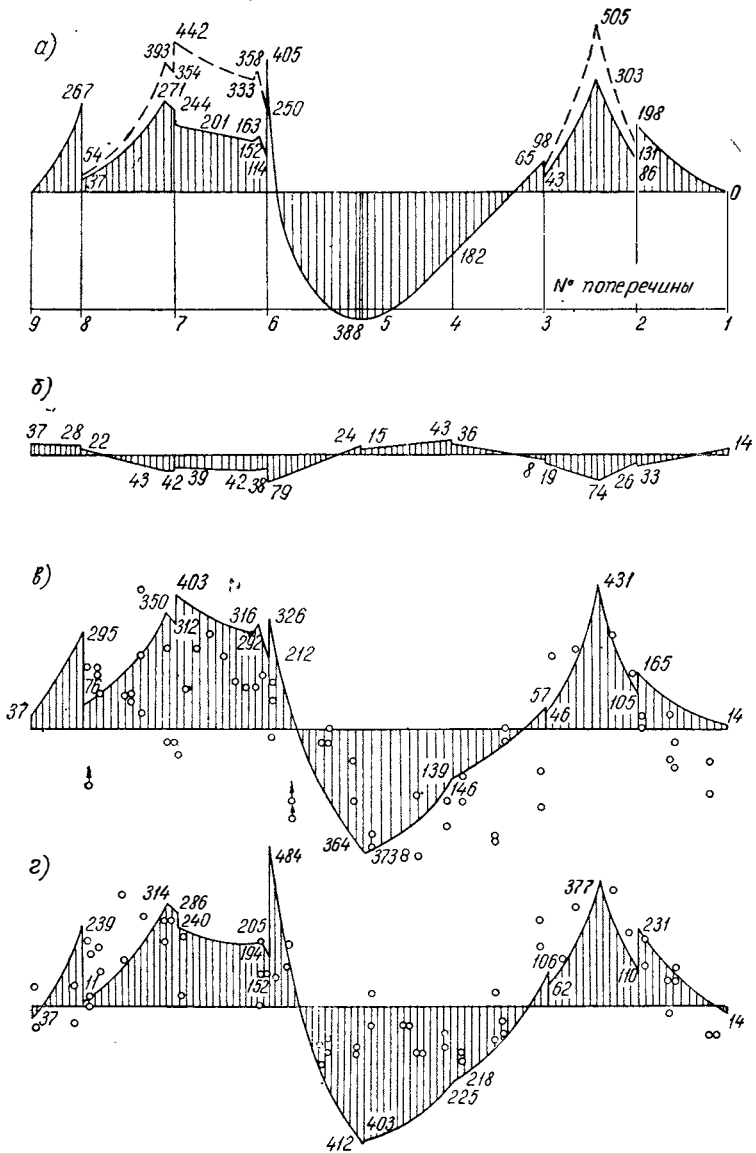
На фиг. 4,б показаны также напряжения в лонжеронах. Однако это только одна из составляющих общего напряжения в лонжеронах. Вторую составляющую определяют из расчета основания как системы перекрестных балок; эпюра нормальных напряжений в лонжероне для этого случая изображена на фиг. 4,а.

В нижней части (фиг. 4,в,г) построены суммарные напряжения в верхнем и нижнем поясах лонжерона. При этом принято

следующее правило знаков для нормальных напряжений: в верхнем поясе положительные напряжения отложены вверх, отрицательные — вниз, а в нижнем поясе, наоборот, положительные напряжения отложены вниз, а отрицательные — вверх. Таким образом, во всех случаях положительные значения напряжений откладываются наружу от профиля сечения лонжерона. Аналогично расчет напряжений может быть выполнен и для поперечин основания.



Фиг. 3. Эпюра нормальных напряжений в элементах кузова автобуса ЛАЗ-696 (кг·см) по стрингеру и надоконному поясу (а), по подоконному поясу (б), по передней стороне стоек (в), по задней стороне стоек (г).



Фиг. 4. Эпюры продольных напряжений в лонжеронах основания кузова автобуса ЛАЗ-696 (кг/см^2) при расчете основания кузова как системы перекрестных балок (а), при расчете в системе кузова (б), суммарные в верхнем поясе (в), суммарные в нижнем поясе (z). Точками показаны экспериментальные значения.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений напряжений позволяет сделать следующие выводы.

По элементам крыши. Расчетные напряжения в стрингере крыши не превышают 200—278 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$. Экспериментальные значения напряжений по величинам согласуются с указанным значением, но не совпадают по знаку.

Надоконный пояс, кроме крайней точки у задка, имеет расчетные напряжения, не превышающие 115 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$, которые хорошо согласуются с экспериментальными значениями напряжений.

По элементам борта. По подоконному поясу расчетные напряжения не превышают 452 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$.

Экспериментальные значения напряжений меньше расчетных и несколько хуже согласуются с расчетными по характеру распределения.

Брус пола имеет расчетные напряжения, не превышающие 70 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$. Нижний обвязочный брус имеет расчетные напряжения, не превышающие 200 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными как по величине, так и по характеру распределения.

По оконным стойкам. Расчетные и экспериментальные значения нормальных напряжений в оконных стойках близки по величинам и характеру распределения (за исключением крайних стоек).

По лонжеронам основания. По верхнему поясу лонжерона суммарные нормальные напряжения не превышают 431 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ и близки к экспериментальным величинам по характеру распределения, особенно в районе задней оси автобуса. По нижнему поясу лонжерона суммарное нормальное напряжение не превышает 484 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$, а экспериментальные значения также близки по величинам и характеру распределения к расчетным, лишь в отдельных точках превышая несколько расчетные значения.

По поперечинам основания. По поперечинам основания нормальные расчетные напряжения не превышают 350 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ (за исключением поперечины № 6); экспериментальные значения напряжений близки по величинам, но несколько отличаются по характеру распределения, по-видимому, в связи с наличием неучтенных в расчете местных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

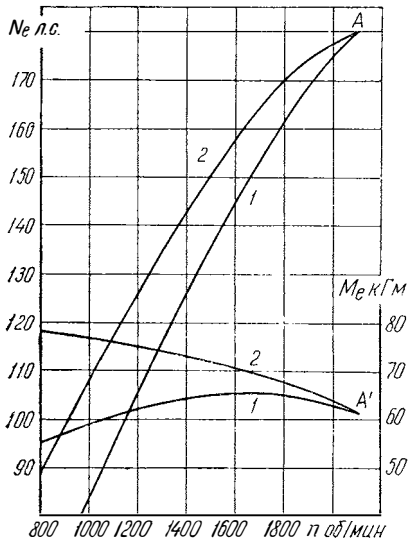
1. Гельфгат Д. Б., Воронцова Н. И. Расчет несущего кузова автобуса на изгиб статической нагрузкой. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 77. М., 1965.

2. Гельфгат Д. Б., Воронцова Н. И. Расчет основания несущего кузова автобуса на изгиб статической нагрузкой. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 77. М., 1965.

Канд. техн. наук М. И. Лурье, инж. В. М. Годованный

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРА ПРОТЕКАНИЯ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ

К показателям двигателя, влияющим на мощностные параметры автомобиля, относится, в частности, характер протекания кривых мощности и крутящего момента в зависимости от числа оборотов. Указанное обстоятельство не находит отражения в понятии «удельная мощность» $N_{уд}$ автомобиля,



Фиг. 1. Скоростные характеристики двигателей с различным протеканием кривых мощности и крутящего момента.

так как при определении последней учитывается лишь одна точка скоростей характеристики двигателя, а именно, точка $N_{e\max}$, соответствующая числу оборотов n_N (точка A на фиг. 1). Между тем двигатели, имеющие на скоростных характеристиках 1 и 2 общие точки A и A', т. е. одинаковую максимальную мощность $N_{e\max}$ и одинаковый крутящий момент M_e при этой мощности, обеспечат этому автомобилю различные скоростные свойства, так как интегральные мощности и крутящий момент, определяемые площадью под соответствующими кривыми, будут различны (предпочтительным является двигатель, имеющий скоростную характеристику 2).

Хотя описанное явление отмечалось в некоторых работах [1;

2; 4], количественная оценка влияния характера протекания скоростной характеристики двигателя на средние скорости, расходы топлива и экономические показатели автомобилей с различными конструктивными параметрами при их работе в различных условиях эксплуатации не приводилась. Настоящая работа, выполненная на основе разработанного в НАМИ в последние годы метода расчетного воспроизведения дорожных испытаний автомобилей на дорогах с переменным продольным профилем [2; 3], призвана в известной степени восполнить этот пробел в отношении дизельных грузовых автомобилей и автопоездов. Сопоставление расчетного процесса движения автомобиля с дорожными испытаниями, свидетельствующее о вполне удовлетворительном совпадении результатов при применении метода, о котором говорилось выше, приведено в работе [3].

Объектами исследования явились дизельные грузовые автомобили и автопоезда, соответствующие характеристики которых приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Автомобиль (автопоезд)	Полный вес, кг	Грузо- подъем- ность, кг	Максималь- ная мощ- ность дви- гателя, л.с.	Передаточное число главной передачи
«Б», 4×2 одиночный бортовой	15 000	8 000	170	5,75
«П», 4×2 бортовой с прицепом	27 000	16 000	220	6,1 и 8,55
«Т», 6×4 седельный тя- гач с полуприцепом	40 000	24 000	260	7,24 и 10,05
«С», 4×2 самосвал	15 000	8 000	170	5,75 и 7,05

Предполагалось, что на всех автомобилях установлены пятиступенчатые коробки передач с передаточными числами 6,17; 3,40; 1,79; 1,00 и 0,73 и шины с радиусом качения 0,546 м.

Движение автомобилей «С», «П» и «Т» воспроизводилось по дорогам с усовершенствованным покрытием, проходящим по равнинной (маршрут № 1) и холмистой местности (маршрут № 2). Длина каждого маршрута составляла 14 000 м.

Работа автомобиля-самосвала «С» воспроизводилась при его выезде из карьера по тяжелой грунтовой дороге с крутыми подъемами. Длина этого маршрута составляла 1800 м.

Поскольку рядом исследователей установлено, что рабочий процесс дизеля на режиме разгона мало отличается от процесса на установившихся режимах, расчет разгона производился по статическим характеристикам двигателей.

Экономические показатели работы автомобилей и автопоездов оценивались в соответствии с принятой в НАМИ методикой, определяющей величины приведенных затрат Z_n на выполнение в год определенного объема перевозок, а именно, в млн руб. на 10 млрд. ткм в год.

Расчет приведенных затрат проводился на основе новых оптовых цен, введенных с 1 июля 1967 г.

Для исследования влияния характера протекания скоростной характеристики двигателя были выбраны пять вариантов относительных скоростных характеристик при неизменной максимальной мощности двигателя (фиг. 2), причем варианты 2 и 3 соответствуют существующим двигателям, а остальные варианты выбраны для расширения диапазона исследования. Относительная скоростная характеристика выражает зависимость относительной мощности (в % от максимальной — номинальной $N_{e\max}$ или эксплуатационной $N_{eэ\max}$, а также относительного часового расхода топлива (в % от часового расхода $Q_{ч.\max}$ при максимальной мощности) от относительного числа оборотов вала двигателя (в % от номинального n_N), т. е. выражает зависимость

$$\% N_{e\max} \text{ (или } N_{eэ\max}), \quad \% Q_{ч.\max} = f(\% n_N). \quad (1)$$

Относительная скоростная характеристика дает возможность легко построить абсолютную: необходимо лишь найти для ряда относительных значений N_e или $N_{eэ}$, $Q_{ч}$ и n их абсолютные значения, исходя из данных абсолютных значений $N_{e\max}$ (или $N_{eэ\max}$), $Q_{ч.\max}$ и n_N .

Для оценки характера протекания скоростной характеристики двигателя введен коэффициент k_N , причем

$$k_N = \frac{\int_{n_{\min}}^{n_N} N_{eэ}(n) \, dn}{N_{eэ\max} (n_N - n_{\min})}. \quad (2)$$

Числитель уравнения (2) представляет собой площадь фигуры, ограниченной осью абсцисс и скоростной характеристикой двигателя в диапазоне оборотов от n_{\min} до n_N , а знаменатель — площадь прямоугольника со стороной, равной $N_{eэ\max}$ в том же диапазоне оборотов.

Двигатели, исследуемые в настоящей работе, имеют следующие, значения коэффициента k_N протекания скоростной характеристики: № 1 — $k_N = 0,56$; № 2 — $0,64$; № 3 — $0,78$; № 4 — $0,88$; № 5 — $0,99$, причем двигатели № 2 и 3 являются реальными, а № 1, 4 и 5 — гипотетическими.

Зависимости удельных расходов g_e топлива от оборотов n двигателей при различном протекании скоростных характеристик приняты неизменными и соответствующими современному уровню; в действительности при увеличении k_N можно ожидать некоторого возрастания удельных расходов топлива.

Результаты воспроизведения движения автопоезда «П» со всеми пятью характеристиками двигателя по маршрутам № 1 (равнинная местность) и № 2 (холмистая местность) представлены на фиг. 3 и 4. По оси абсцисс отложена максимально допустимая скорость $v_{\max \text{ доп}}$, причем под последней имеется в виду скорость, которую необходимо стремиться по возможности выдерживать, но которую нельзя превышать во время данного заезда. По оси ординат отложены средние скорости $v_{\text{ср}}$, соответствующие им расходы топлива Q_s и приведенные затраты $Z_{\text{п}}$ на осуществление перевозок.

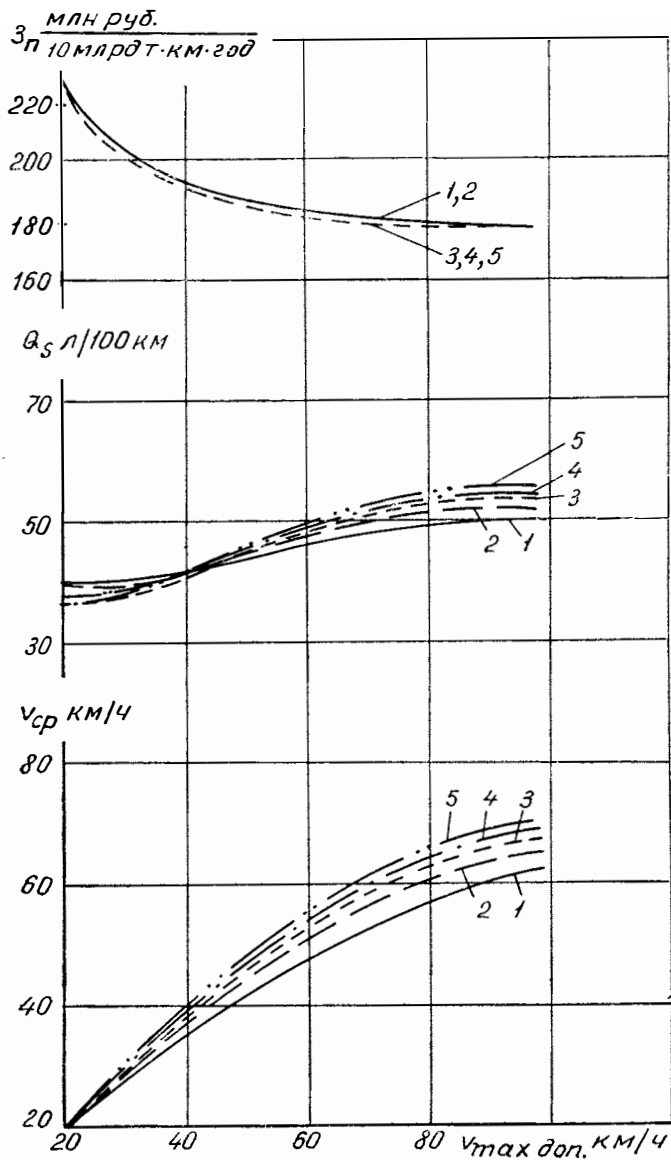
Как следует из указанных графиков, улучшение протекания характеристики двигателя путем увеличения коэффициента k_N с $0,56$ до $0,99$ (переход от характеристики № 1 к характеристике № 5) приводит к относительному повышению средних скоростей тем большему, чем больше предельно допускаемые (и средние) скорости, тяжелее продольный профиль дороги и меньше удельная мощность (последний вывод сделан на основании исследований по нескольким автомобилям и автопоездам с различной удельной мощностью).

Однако увеличение средних скоростей приводит, как правило, также и к увеличению расхода топлива. Исключение составляют некоторые случаи при малых $v_{\max \text{ доп}}$, когда расходы топлива при двигателях с улучшенной характеристикой, несмотря на небольшое увеличение средней скорости, несколько снижаются. Указанное явление объясняется тем, что улучшение характеристики двигателя обеспечивает уменьшение частоты использования понижающих передач и в указанных случаях этот фактор становится преобладающим.

Приведенные затраты с улучшением характеристики двигателя в условиях равнинной местности (маршрут № 1) снижаются относительно мало, в условиях холмистой (маршрут № 2) — значительно больше. Их снижение в наибольшей степени проявляется при средних значениях $v_{\max \text{ доп}}$, тяжелом продольном профиле дороги и низкой удельной мощности автомобиля (автопоезда).

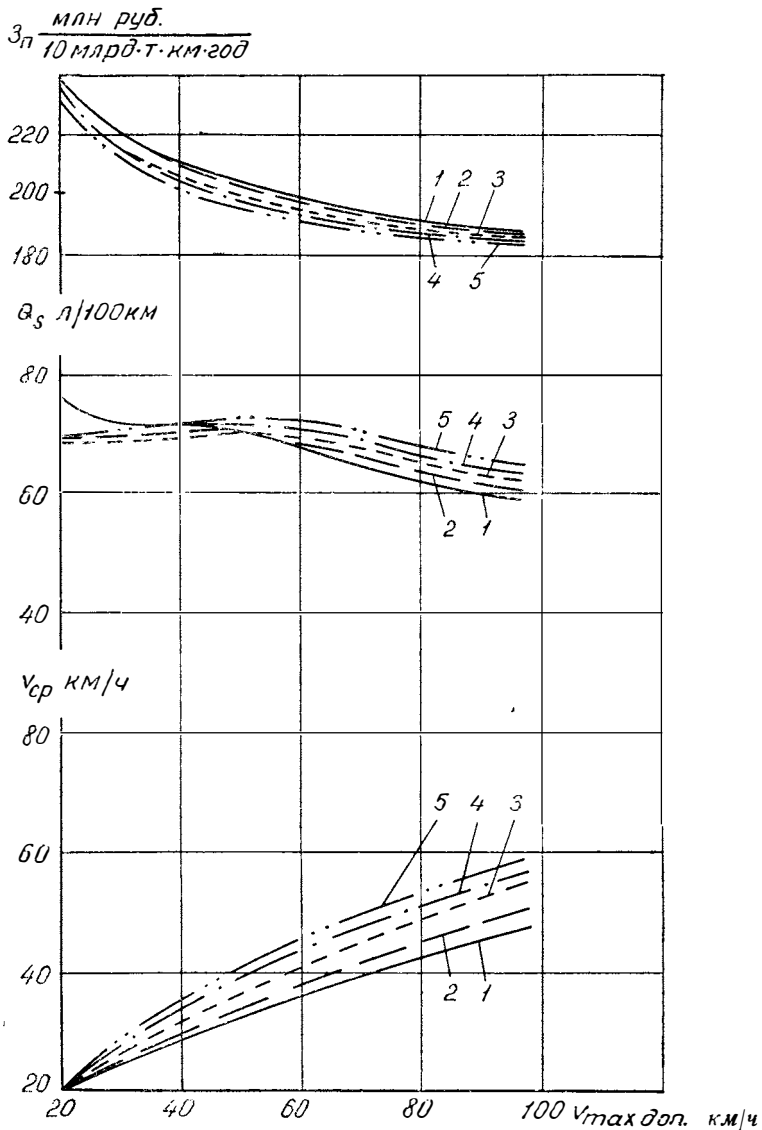
На основании фиг. 3 и 4 составлены табл. 2 и 3 соответственно для маршрутов № 1 и 2, позволяющие оценить абсолютные и относительные изменения $v_{\text{ср}}$, Q_s и $Z_{\text{п}}$ при переходе от относительной характеристики 2 (см. фиг. 2) к относительной характеристи-

ке 3 (обе соответствуют существующим дизелям). Для каждого значения $v_{\max \text{ доп}}$ верхняя строка относится к характеристике 2 ($k_N = 0,64$, здесь и ниже принята за 100%), а нижняя — характеристике 3 ($k_N = 0,78$).



Фиг. 3. Параметры работы автопоезда «П» ($G = 27\,000$ кг; $N_{\text{max}} = 220$ л. с.). Маршрут № 1:
 1 — $k_N = 0,56$; 2 — $k_N = 0,64$; 3 — $k_N = 0,78$; 4 — $k_N = 0,88$; 5 — $k_N = 0,99$.

Оценку наибольшего относительного влияния улучшения характеристики двигателя при переходе от $k_N=0,64$ к $k_N=0,78$ (см. фиг. 2) на $v_{ср}$, Q_s и Z_p удобно произвести по табл. 4.



Фиг. 4. Параметры работы автопоезда «П» ($G = 27\ 000$ кг; $N_{max} = 220$ л. с.). Маршрут № 1:
 1 - $k_N = 0,56$; 2 - $k_N = 0,64$; 3 - $k_N = 0,78$; 4 - $k_N = 0,88$; 5 - $k_N = 0,99$.

Как следует из табл. 4, улучшение скоростной характеристики двигателя (переход от кривой 2 к кривой 3 на фиг. 2) в условиях дорог с усовершенствованным покрытием позволяет увеличить среднюю скорость на величину 4—11% (при одновременном увеличении расхода топлива на 2—3%) и получить экономический эффект до 4 млн. руб.

Таблица 2

$v_{\text{тах доп}}$ км/ч	k_N	$v_{\text{ср}}$		Q_s		Z_p млн руб.	Экономический эффект, млн руб.
		км/ч	%	л/100км	%	10 млрд ткм·год	
40	0,64	37,0	100	41,0	100	192,5	2
	0,78	38,5	104	40,5	99	190,5	
60	0,64	51,0	100	47,8	100	183,0	2
	0,78	53,2	104	48,3	101	181,0	
80	0,64	60,8	100	51,4	100	179,0	2
	0,78	63,0	104	52,7	103	177,0	
97	0,64	65,3	100	52,0	100	176,5	1
	0,78	67,2	103	53,4	103	175,5	

Рассмотрим вопрос влияния улучшения характера протекания скоростной характеристики двигателя на выбор передаточных чисел и числа ступеней трансмиссии. Так как максимальная мощность двигателя остается неизменной, то не изменяется и общее передаточное число i_{0i_b} трансмиссии на высшей передаче [2].

Общее передаточное число i_{0i_1} трансмиссии на первой передаче выбирается, исходя из необходимости обеспечения преодоления

Таблица 3

$v_{\text{тах доп}}$ км/ч	k_N	$v_{\text{ср}}$		Q_s		Z_p млн руб.	Экономический эффект, млн руб.
		км/ч	%	л/100км	%	10 млрд ткм·год	
40	0,64	30,0	100	70,2	100	209,0	4
	0,78	32,0	107	68,9	98	205,0	
60	0,64	37,5	100	68,1	100	198,0	3,5
	0,78	41,0	109	69,0	101	195,5	
80	0,64	44,8	100	63,7	100	189,5	1,5
	0,78	48,6	109	65,0	102	188,0	
97	0,64	50,4	100	60,4	100	185,0	1,5
	0,78	54,8	109	62,1	103	183,5	

автомобилем подъема заданной крутизны. Так как при улучшении протекания скоростной характеристики двигателя максимальный крутящий момент увеличивается, то это позволяет уменьшить величину $i_0 i_1$, а следовательно, и величину требуемого диапазона d

Таблица 4

Параметр	Наибольшее различие при переходе от $k_N=0,64$ к $k_N=0,78$					
	"Б"		"П"		"Т"	
	$G=15000 \text{ кг};$ $N_{e\max}=170 \text{ л. с.};$ $N_{уд}=11,3 \text{ л. с./м}$		$G=27000 \text{ кг};$ $N_{e\max}=220 \text{ л. с.};$ $N_{уд}=8,2 \text{ л. с./м}$		$G=40000 \text{ кг};$ $N_{e\max}=260 \text{ л. с.};$ $N_{уд}=6,4 \text{ л. с./м}$	
Местность						
	равнин- ная	холми- стая	равнин- ная	холми- стая	равнин- ная	холми- стая
Средняя скорость (увеличение), %	4,0	6,0	4	9	7	11
Расход топлива (увеличение), %	3,0	3,0	3	3	3	2
Экономический эф- фект, млн руб.	1,5	1,5	2	4	3	4

трансмиссии, поскольку значение $i_0 i_1$ осталось прежним. Уменьшение диапазона, в свою очередь, позволяет при сохранении необходимой плотности ряда передаточных чисел уменьшить число ступеней и, следовательно, упростить трансмиссию.

Улучшение характеристики двигателя при переходе от кривой 2 к кривой 3 (см. фиг. 2) увеличивает максимальный крутящий момент в 1,35 раза и в такой же степени уменьшает величину требуемого диапазона трансмиссии. Это означает, что для автопоездов «П» и «Т» (см. табл. 1) отпала бы необходимость в десятиступенчатой трансмиссии и можно было бы обойтись пятиступенчатой коробкой передач с одноступенчатой главной передачей.

Наконец, улучшение характеристики двигателя снижает требования к плотности ряда передаточных чисел трансмиссии.

Особо было исследовано влияние характера протекания скоростной характеристики двигателя на параметры работы автомобиля-самосвала «С» при выезде его из котлована по тяжелой грунтовой дороге.

Как следует из графиков фиг. 5, увеличение коэффициента k_N протекания скоростной характеристики двигателя приводит к существенному увеличению средней скорости v_c , и одновременно к снижению расхода топлива Q_s . Это происходит потому, что при более «полной» скоростной характеристике автомобиль имеет возможность преодолевать подъем на более высокой передаче, что приводит, помимо увеличения скорости, к уменьшению числа обо-

ротов двигателя на единицу пути, а следовательно, и к экономии топлива.

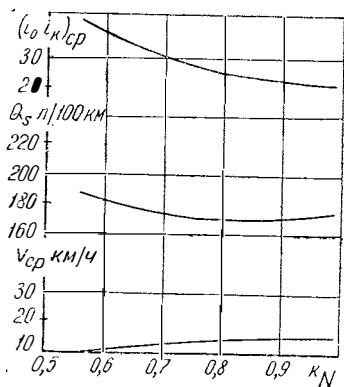
Однако при увеличении k_N сверх значения 0,85 расход топлива несколько возрастает. Это объясняется тем, что в рассматриваемом случае средняя скорость увеличивается настолько, что этот фактор становится преобладающим и не может быть компенсирован снижением удельных расходов топлива двигателя.

Из фиг. 5 следует, что средневзвешенное по пути пробега передаточное число $(i_0 i_k)_{cp}$ трансмиссии на всем маршруте при переходе от характеристики № 1 к характеристике № 5 (см. фиг. 2) уменьшается в два раза.

На основании фиг. 5 составлена табл. 5, в которой приведены абсолютные и относительные изменения v_{cp} , Q_s и $(i_0 i_k)_{cp}$ при переходе от $k_N = 0,64$ к $k_N = 0,78$.

Как следует из табл. 5, увеличение коэффициента k_N на 22% (при переходе от кривой 2 к кривой 3) в рассматриваемом случае привело к

увеличению средней скорости на 13% при одновременном снижении расхода топлива на 5% и снижении средневзвешенного передаточного числа трансмиссии на 27%.



Фиг. 5. Параметры работы автомобиля-самосвала «С» ($G = 15000$ кг; $N_{max} = 170$ л. с.). Выезд из котлована.

Таблица 5

k_N		v_{cp}		Q_s		$(i_0 i_k)_{cp}$	
абсолютное значение	%	км/ч	%	л/100 км	%	абсолютное значение	%
0,64	100	12,0	100	179	100	35,0	100
0,78	122	13,6	113	170	96	25,5	73

Применение двигателя с характеристикой 3 (см. фиг. 2) в случае некоторого увеличения передаточного числа первой передачи коробки исключило бы необходимость использования на самосвале десятиступенчатой трансмиссии и позволило бы обойтись пятиступенчатой.

Таким образом, улучшение характера протекания скоростной характеристики двигателя в реальных пределах имеет для автомобиля-самосвала весьма существенное значение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1957.
 2. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.
 3. Лурье М. И. Выбор мощности двигателя и параметров трансмиссии дизельных грузовых автомобилей и автопоездов общего назначения. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 96. М., 1968.
 4. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950.
-

*Канд-ты техн. наук З. И. Лейбзон, М. Л. Минкин, инж-ры П. Е. Дерюгин,
П. А. Иванов, Н. А. Сеницын, А. М. Лаговер*

ВЛИЯНИЕ АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При непрерывно расширяющейся эксплуатации автомобилей, тракторов, тепловозов, дорожных и других машин в полярных, тропических и высокогорных условиях отмечена неодинаковая производительность одних и тех же машин и агрегатов.

В связи с этим вопрос корректирования показателей двигателей приобрел практический интерес для заводов-изготовителей и эксплуатирующих организаций. Для экспериментаторов и исследователей он всегда был и остается весьма важным, поскольку практика испытаний двигателей показала, что результаты, полученные в одном и том же месте не только в разное время года, но и в разные дни и даже в разное время суток, не совпадают. Поэтому для получения сопоставимых данных об эффективных показателях двигателей при исследованиях и испытаниях (заводских, лабораторных) или для оценки целесообразности тех или иных изменений, вносимых в конструкцию двигателей в процессе доводки, необходимо приводить мощность и расход топлива к выбранным атмосферным условиям.

* * *

В зависимости от атмосферных условий изменяется количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя внутреннего сгорания. В двигателях с воспламенением от сжатия это приводит (при неизменной цикловой подаче топлива) к изменению коэффициента избытка воздуха — одного из основных параметров, определяющих рабочий процесс дизеля и в итоге его показатели.

У двигателей с искровым зажиганием это влечет за собой изменение количества бензовоздушной смеси, поступающей в цилиндры. Одновременно происходит изменение количества топлива, поступающего для смесеобразования, т. е. происходит изменение и состава бензовоздушной смеси.

Кроме указанного, изменение атмосферных условий отражается на начальных параметрах рабочего тела в цикле, изменяется теплоемкость воздуха, период задержки воспламенения топлива у дизелей, период индукции у карбюраторных двигателей.

На рабочий процесс двигателя оказывает влияние также изменение количества влаги, поступающей в цилиндры в результате изменения влажности воздуха. Наличие влаги в воздухе уменьшает весовой заряд цилиндров (количество сухого воздуха); кроме того, не исключена диссоциация водяного пара.

Изменение атмосферных условий, в частности температуры воздуха, весьма ощутимо отражается на физических параметрах топлива: вязкости, удельном весе, испаряемости, поверхностном натяжении, сжимаемости и др. — и в итоге на количестве топлива, поступающего в цилиндры двигателя [3], а также, в известной степени, на его сгорании.

Сложность решения вопроса корректирования показателей двигателей в зависимости от атмосферных условий заключается в том, что степень соответствующего влияния на показатели различных двигателей неодинакова. Она зависит от ряда параметров рабочего процесса того или иного двигателя. Например, различные дизели работают с разными коэффициентами избытка воздуха и степенями повышения давления при сгорании. Степень влияния атмосферных условий на показатели двигателей в известной мере зависит и от конструктивных особенностей, в том числе от системы питания. В частности, в карбюраторных двигателях имеет значение способ подогрева бензовоздушной смеси (отработавшими газами или охлаждающей жидкостью), размеры и форма впускного тракта, а также конструкция карбюратора. Таким образом, изменения атмосферных условий в одних и тех же пределах по-разному отражаются на мощностях и экономичности различных двигателей.

До недавнего времени существовало мнение, что, поскольку дизели работают с коэффициентом избытка воздуха, большим единицы, изменение атмосферных условий не влияет на показатели дизеля или это влияние незначительно. В связи с этим разработке формул приведения мощности дизелей к выбранным атмосферным условиям не уделялось достаточного внимания. Поэтому в отдельных национальных стандартах применяются формулы приведения лишь для карбюраторных двигателей. Проведенные экспериментальные исследования на дизелях показали ошибочность такого мнения.

В разных странах за последнее десятилетие проведен ряд аналитических и экспериментальных исследований с целью разработки формул корректирования показателей двигателей в зависимости от атмосферных условий, главным образом для дизелей различного назначения: судовых, стационарных, автотракторных и др. При этом до настоящего времени применяются разные методики с соответствующими исходными данными, допущениями и выбранными условиями, в результате чего полученные формулы и поправки

существенно отличаются друг от друга. Это привело к тому, что не только в разных странах, но даже в одной и той же стране ведомства и организации пользуются разнообразными формулами, коэффициентами и номограммами, что затрудняет объективное определение эффективных показателей двигателей. Поэтому возникла необходимость в разработке простого и надежного способа приведения эффективных показателей двигателей к «стандартным» атмосферным условиям. В связи с этим потребовалось проанализировать работы, посвященные этому вопросу, применительно к автотракторным двигателям [2; 8; 9; 11 — 14].

I. ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ВЛИЯНИЯ АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ НА ПОКАЗАТЕЛИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При рассмотрении вопроса приведения мощности и часового расхода топлива к нормальным атмосферным условиям тракторного дизеля [8] дана полная оценка реальных условий работы его в горной местности. Однако в выводе формул приведения сделаны допущения, которые нельзя признать правильными, например, что вес заряда цилиндров изменяется пропорционально абсолютному давлению воздуха и обратно пропорционально корню квадратному из абсолютной температуры. Экспериментальными исследованиями [4; 13] установлено, что относительный вес заряда цилиндров дизеля в зависимости от температуры воздуха изменяется обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени около 0,75.

Для пользования выведенными полуэмпирическими формулами при корректировании показателей дизеля необходимо располагать данными о механическом коэффициенте полезного действия и коэффициентах избытка воздуха в нормальных и изменившихся условиях, достоверные значения которых могут быть определены лишь в результате экспериментальной работы.

Для изучения влияния метеорологических условий на мощность и экономичность двигателей [2] был применен метод аналитического определения влияния температуры и давления воздуха на коэффициенты наполнения и избытка воздуха, индикаторный к. п. д. и величину механических потерь, т. е. на параметры, входящие в формулы мощности и расхода топлива, выбранные для анализа. На этой основе расчетным путем определены и построены графики зависимости влияния температуры и давления воздуха на индикаторную и эффективную мощности, величину механических потерь и удельный расход топлива для дизелей и карбюраторных двигателей, которые рекомендуются для учета влияния атмосферных условий на мощность и топливную экономичность двигателей.

В выполненных расчетах автор задавался средними значениями коэффициента наполнения, давления начала сжатия, показателя политропы сжатия и рядом других данных. Поэтому получен-

ные расчетным путем формулы и построенные по ним графики являются весьма приближенными.

Аналитический вывод формулы, учитывающей влияние барометрического давления, температуры и влажности воздуха на мощность дизелей и предназначенной для приведения мощности к стандартным атмосферным условиям в процессе испытаний [11], базируется на положении, что подача топлива при изменении атмосферных условий не изменяется.

В выведенную формулу входит коэффициент, характеризующий взаимосвязь между индикаторной мощностью и коэффициентом избытка воздуха α , характерную для каждого типа дизеля.

Пользование предложенной формулой приведения мощности значительно усложнено тем, что для этого необходимо знать α в процессе испытаний и взаимосвязь этого коэффициента с индикаторным коэффициентом полезного действия, а эти сведения могут быть получены лишь в результате экспериментов. Следует отметить, что главное условие, на котором основана формула, заключающееся в том, что при фиксированном положении рейки топливного насоса и неизменном числе оборотов коленчатого вала цикловая подача топлива с изменением атмосферных условий, в частности температуры воздуха, остается постоянной, в действительности невыполнимо.

Установлено, что при повышении температуры воздуха часовой расход топлива в дизелях уменьшается [3; 5].

Формулы приведения мощности и расхода топлива к стандартным атмосферным условиям в правилах на испытание автомобильных двигателей по SAE для дизелей базируются на аналитическом выводе [12]. При этом принято условие, что дымность отработавших газов поддерживается на постоянном уровне независимо от температуры, давления и влажности воздуха, что достигается изменением цикловой подачи топлива. При выводе формул сделаны допущения, что весовой заряд цилиндров прямо пропорционален барометрическому давлению и обратно пропорционален температуре и что коэффициент наполнения при изменении атмосферных условий на неизменном скоростном режиме не изменяется. В итоге сделан вывод, что индикаторная мощность пропорциональна плотности воздуха.

Допущение о постоянстве коэффициента наполнения, так же как и принятый закон изменения весового заряда цилиндров, неверно. Экспериментально установлено, что с повышением температуры воздуха на впуске коэффициент наполнения увеличивается [4; 14].

В результате сделанных допущений предложены формулы корректирования мощности и удельного расхода топлива, при использовании которых получают завышенные значения приведенной мощности [14].

В работе [9] сделана попытка разработать общие методы приведения мощности дизелей (без наддува и с наддувом) к стандартным атмосферным условиям, поскольку известные способы при-

ведения, по мнению авторов, не дают удовлетворительного решения этой задачи.

Для аналитической разработки общих методов приведения мощности и экономичности дизелей к стандартным атмосферным условиям использован метод малых отклонений параметров. Используются также экспериментальные данные и обобщенные зависимости рабочего процесса дизеля, полученные при различных исследованиях.

В результате разработаны формулы приведения мощности и расхода топлива к стандартным атмосферным условиям, в которые входит ряд коэффициентов и так называемая функция приведения, зависящая главным образом от α , степени повышения давления при сгорании и механического коэффициента полезного действия, значения которых неодинаковы для разных типов дизелей. Для определения указанных коэффициентов и функции приведения необходимо решение ряда уравнений и построение специальных графиков и номограмм по данным, полученным в результате экспериментальных работ на двигателе каждого типа. Очевидно, что данный метод приведения мощности и расхода топлива к стандартным атмосферным условиям дизелей из-за сложности мало доступен для широкого использования в повседневной практике.

В работе [13] приведен метод корректирования мощности и удельного расхода топлива для дизелей, разработанный в результате экспериментального исследования на одноцилиндровом четырехтактном дизеле с непосредственным впрыском.

Установлено, что относительный вес воздуха, поступающего в цилиндр, изменяется прямо пропорционально отношению давлений и обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени 0,75. Выявлено также, что существующая связь между коэффициентом избытка воздуха и индикаторным к. п. д. не зависит, во-первых, от того, каким способом изменяется α (за счет изменения давления или температуры) и, во-вторых, изменяется ли α путем изменения подачи топлива при постоянном расходе воздуха или изменения температуры или давления воздуха при постоянной подаче топлива.

Установленные автором зависимости изменения весового заряда цилиндров от температуры и давления воздуха и экспериментальная связь индикаторного коэффициента полезного действия и α положены в основу рекомендованного им способа корректирования показателей работы четырехтактного дизеля с непосредственным впрыском.

Для пользования предложенным методом необходимо построить для данного типа двигателя кривую зависимости индикаторного коэффициента полезного действия от коэффициента использования воздуха, для чего надо располагать данными о мощности трения и коэффициенте наполнения двигателя; они могут быть получены лишь в результате экспериментальной работы, что является единственным недостатком предложенного интересного метода.

Английской исследовательской организацией (MIRA) проведено экспериментальное исследование [14] влияния атмосферных условий на показатели ряда моделей автомобильных дизелей. Были проведены два цикла испытаний: при постоянной подаче топлива и постоянной дымности отработавших газов. Влияние температуры и давления изучалось отдельно. При изучении влияния температуры воздуха на впуске на показатели двигателей температура в декомпрессионной камере была постоянной. Опыты проводились без учета влияния температуры окружающей среды на расход топлива. Два последних фактора следует отнести к недостаткам методики, так как в этом случае условия, при которых проводились исследования, не соответствовали реальным условиям работы дизелей на автомобилях, что не могло не отразиться на итогах работы.

В результате проведенных исследований установлено, что мощность трения не зависит от давления и температуры окружающей среды. Выявлено, что чувствительность двигателя к влиянию атмосферных условий в результате изменения α зависит от способа смесеобразования. Установлено также, что изменение мощности дизеля и дымности отработавших газов при изменении атмосферных условий происходит по линейному закону.

Усреднение результатов исследования влияния давления и температуры окружающей среды на мощность, полученных на семи дизелях, позволило получить обобщенные коэффициенты для корректирования мощности дизелей.

Однако коэффициент, предложенный для корректирования мощности по температуре окружающей среды при постоянной подаче топлива, занижен по той причине, что в нем не учтено изменение мощности за счет изменения подачи топлива, происходящее под влиянием температуры окружающей среды. Это явилось следствием отмеченных недостатков методики.

Из краткого рассмотрения перечисленных работ следует, что ни один из примененных в них методов, кроме последнего [14], не может быть рекомендован для использования в повседневной инженерной практике для корректирования эффективных показателей автомобильных двигателей в зависимости от атмосферных условий.

Путем расчетных исследований невозможно в полной мере учесть особенности конструкции двигателей и влияния атмосферных условий на совокупность параметров в их сложной взаимосвязи в рабочем процессе дизеля. Существенным недостатком предлагаемых формул является необходимость наличия данных, характерных для каждого типа дизелей, которые могут быть получены лишь в результате испытаний.

Способ корректирования показателей двигателей путем экспериментального исследования выгодно отличается от любых расчетных методов: наиболее точен, так как лишен основного недостатка, присущего последним. Однако экспериментальный метод

не является общим для всех двигателей, и для определения влияния атмосферных условий на показатели двигателей необходимо проведение экспериментального исследования на каждом типе двигателя. Все же путем усреднения экспериментальных данных, полученных в результате исследований на разных типах двигателей, можно получить достаточно приемлемый для практического использования способ приведения мощности дизелей и расхода топлива к выбранным атмосферным условиям. Поэтому для разработки способа корректирования мощности и расхода топлива был принят наиболее достоверный, хотя и трудоемкий, метод экспериментального исследования.

II. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Исследование влияния температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателей проводилось в тропической камере НАМИ на пяти автомобильных дизелях: ЯМЗ-236, ЯМЗ-238НБ, ЯАЗ-204, ЯАЗ-206, НАМИ-019В (шестицилиндровый экспериментальный с размерностью 130×132 мм) — и двух автомобильных карбюраторных двигателях: ГАЗ-21А и ЗИЛ-130.

Перечисленные дизели различны по тактности, способу смесеобразования и рабочему объему цилиндров (от 4,65 до 14,86 л). Бензиновые двигатели, кроме разных величин рабочего объема и оборотов коленчатого вала, имеют принципиальное конструктивное отличие: подогрев бензовоздушной смеси у двигателя ГАЗ-21А осуществляется отработавшими газами, у двигателя ЗИЛ-130 — охлаждающей жидкостью.

1. Влияние температуры воздуха на эффективные показатели двигателей

Дизели

Для получения наиболее полных сведений о влиянии температуры воздуха на показатели двигателей исследования проводились на каждом двигателе практически на всем рабочем диапазоне чисел оборотов [4; 5].

Результаты исследования двигателя ЯМЗ-236 на скоростном режиме 2100 об/мин приведены на фиг. 1.

С повышением температуры воздуха в диапазоне от 10 до 75°C при работе с полной подачей топлива происходит заметное понижение среднего эффективного давления, а следовательно, и эффективной мощности. Аналогичные закономерности получены на всех скоростных режимах и на других дизелях.

Характерным для всех моделей дизелей является линейная зависимость эффективных показателей от температуры воздуха,

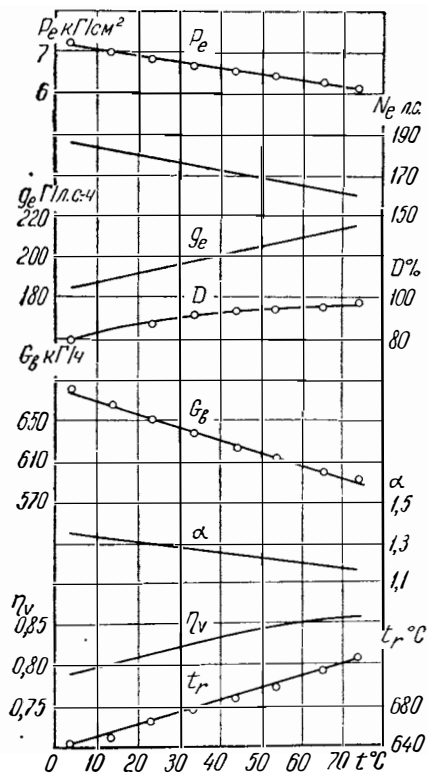
благодаря чему представляется возможным выразить влияние температуры воздуха на мощность и расход топлива простыми коэффициентами в линейных формулах.

Мощность дизеля ЯМЗ-236 при повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°C понизилась на различных скоростных режимах на 1,98—2,04%, в среднем на 2%. Аналогичные результаты получены на дизеле НАМИ-019В.

В процессе работы температура топлива в мерном бачке несколько изменялась, что, как было установлено, влияло на расход топлива и, как следствие, на показатели дизеля. Степень этого влияния выявилась в результате специально поставленных экспериментов: при неизменной температуре топлива в мерном бачке и при температуре топлива, равной температуре воздуха на впуске. В первом случае мощность дизеля ЯМЗ-236 на режиме 1700 об/мин при повышении температуры воздуха на каждые 10°C понизилась на 2,04%, во втором — на 2,54%. Аналогичные результаты получены на дизеле ЯАЗ-204: на режиме 1550 об/мин при неизменной температуре топлива 16—18 $^{\circ}\text{C}$ мощность понизилась на 1,49%, при температуре топлива, равной температуре воздуха на впуске, — на 2,03% (фиг. 2).

Кроме того, на дизеле ЯМЗ-236 был поставлен опыт для определения влияния на показатели только температуры топлива (все факторы, включая температуру воздуха на впуске, были неизменными). В этом случае при повышении температуры топлива на каждые 10°C мощность дизеля на режиме 1700 об/мин понизилась на 1%.

Этими опытами подтверждается ошибочность метода определения влияния температуры воздуха на показатели двигателя путем исследования каждого элемента, определяющего рабочий процесс, в отдельности. И действительно, результаты, полученные от просто сложения величин влияния на мощность двигателя отдельно температуры воздуха и температуры топлива, значительно отли-



Фиг. 1. Изменение эффективных показателей и параметров рабочего процесса двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=2100$ об/мин, полная подача топлива).

чаются от результата их совместного влияния в сложной взаимосвязи с другими элементами рабочего процесса.

Большее падение мощности дизеля при повышении температуры не только воздуха, но и топлива объясняется главным образом уменьшением часового расхода топлива, которое в среднем составляет около 1,5% при повышении температуры на 10°C.

Полученные результаты указывают на необходимость учета температуры топлива при изучении влияния атмосферных условий на показатели двигателей, что является весьма важным уточнением методики исследования.

В дальнейшем при изучении влияния температуры воздуха на показатели дизелей и карбюраторных двигателей для приближения условий исследования к реальным температура топлива в мерном бачке поддерживалась практически равной температуре воздуха на впуске.

Результаты, полученные при исследовании влияния температуры воздуха на показатели дизелей ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206, несколько отличаются от результатов, полученных на дизелях ЯМЗ-236 и НАМИ-019В. Отличие состоит в том, что величина понижения среднего эффективного давления, а следовательно, и мощности при повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°C с изменением скоростного режима у этих дизелей не остается постоянной и уменьшается с повышением числа оборотов коленчатого вала двигателя. При повышении числа оборотов коленчатого вала дизеля ЯАЗ-204 от 1000 до 2000 в минуту величина эта уменьшалась с 2,17 до 1,83%, на дизеле ЯАЗ-206 при повышении числа оборотов от 1000 до 1900 в минуту — с 2,6 до 2,15% (фиг. 3).

Это является следствием наличия на дизелях приводного нагнетателя, подача воздуха которым и давление продувки зависят от скоростного режима двигателя.

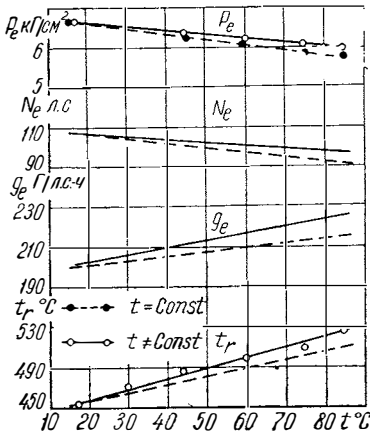
С повышением числа оборотов коленчатого вала происходит увеличение коэффициента избытка воздуха α , в результате чего степень влияния температуры воздуха на впуске на мощностные показатели дизеля уменьшается.

Полученные на дизелях ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 значения величин относительного падения мощности могут быть с известной погрешностью усреднены и приняты равными для дизеля ЯАЗ-204 2%, для дизеля ЯАЗ-206 2,4%.

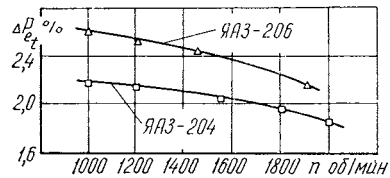
По всем факторам, определяющим рабочий процесс дизеля, как-то: размеры цилиндра, форма камеры сгорания, фазы газораспределения, оборотность, цикловая подача и др. — дизель ЯАЗ-204 не отличается от дизеля ЯАЗ-206. Отличаются они лишь по числу цилиндров. Поэтому следовало бы ожидать, что изменение температуры воздуха будет в равной степени влиять на показатели обоих дизелей. Характер и закономерность изменения мощностных показателей оказались действительно одинаковыми, однако степень влияния несколько отлична из-за различия коэффициентов избытка воздуха: у испытанного экземпляра дизеля ЯАЗ-206 он меньше, чем

у дизеля ЯАЗ-204, что может быть объяснено различием в реальных характеристиках насос-форсунок и нагнетателя.

Влияние величины коэффициента избытка воздуха на показатели двигателя было подробно изучено на дизеле ЯМЗ-236 и частично на дизеле ЯАЗ-204. Из анализа результатов изменения эффективных показателей с повышением температуры воздуха на



Фиг. 2. Изменение эффективных показателей и температуры отработавших газов двигателя ЯАЗ-204 в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=1550$ об/мин, полная подача топлива).

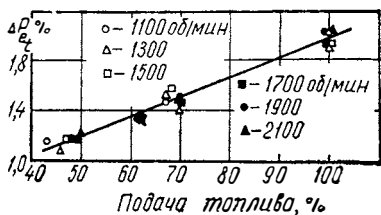


Фиг. 3. Изменение величины уменьшения среднего эффективного давления двигателей при повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°C в зависимости от числа оборотов коленчатого вала (полная подача топлива).

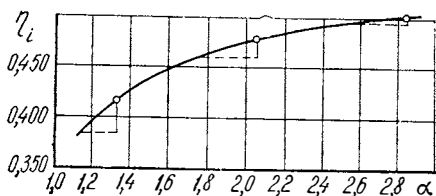
впуске при работе на частичных нагрузках следует, что с уменьшением подачи топлива, т. е. с увеличением коэффициента избытка воздуха, степень влияния температуры на показатели дизелей уменьшается (фиг. 4). Закономерность этого явления подтверждается зависимостью индикаторного коэффициента полезного действия от коэффициента избытка воздуха, построенной по экспериментальным данным для режима 1500 об/мин (фиг. 5). Горизонтальными пунктирными отрезками отмечены пределы уменьшения коэффициента избытка воздуха, соответствующие изменению температуры воздуха на впуске от 20 до 80°C при работе на различных подачах топлива. Вертикальные отрезки представляют собой величину уменьшения индикаторного коэффициента полезного действия, соответствующую указанным уменьшениям коэффициентов избытка воздуха.

Несмотря на то, что по мере уменьшения цикловой подачи топлива степень ухудшения показателей уменьшается, падение мощности все же ощутимо даже при подаче топлива, равной $\sim 50\%$ от полной; в этом случае, когда коэффициент избытка

воздуха был равен 2,8, уменьшение мощности при повышении температуры воздуха на 10°C составило 1,2%. Этим опровергается ошибочное мнение о том, что «до тех пор, пока двигатели работали с большим коэффициентом избытка воздуха, влияние атмосферных условий на мощность дизеля проявлялось не сильно» [9].



Фиг. 4. Уменьшение среднего эффективного давления двигателя ЯМЗ-236 при повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°C в зависимости от подачи топлива.



Фиг. 5. Изменение индикаторного коэффициента полезного действия двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от коэффициента избытка воздуха ($n=1500$ об/мин, полная подача топлива).

Наряду с изучением влияния температуры воздуха на эффективные показатели двигателей известный интерес представляет влияние температуры воздуха на механические потери, тем более, что по этому поводу существуют различные мнения. Изучение этого вопроса проводилось на дизеле ЯМЗ-236. В результате прокручивания двигателя электрической балансирной машиной на различных скоростных режимах при неизменном тепловом состоянии установлено, что при повышении температуры воздуха от 10 до 80°C мощность прокручивания практически не изменилась.

Исследования дизеля ЯМЗ-238НБ с турбонаддувом показали, что изменение температуры воздуха на впуске отражается на его мощности в большей степени, чем на дизелях без турбонаддува; характер же и закономерность влияния аналогичны таковым у дизелей без наддува. Величина относительного уменьшения мощности этого дизеля при повышении температуры воздуха на каждые 10°C колебалась на различных скоростных режимах от 2,7 до 2,86%, в среднем 2,8%.

Следует отметить, что зависимость эффективных показателей дизелей с турбонаддувом от атмосферных условий оказывается значительно сложнее, чем соответствующая зависимость показателей дизелей без наддува или с наддувом от приводного нагнетателя, вследствие сложной взаимосвязи рабочих процессов турбокомпрессора и дизеля.

В связи с этим и ввиду большого разнообразия рабочих параметров турбокомпрессоров в стандартах на испытание автомобильных двигателей всех без исключения стран нет рекомендаций по приведению мощности дизелей с турбокомпрессорами к стандартным атмосферным условиям.

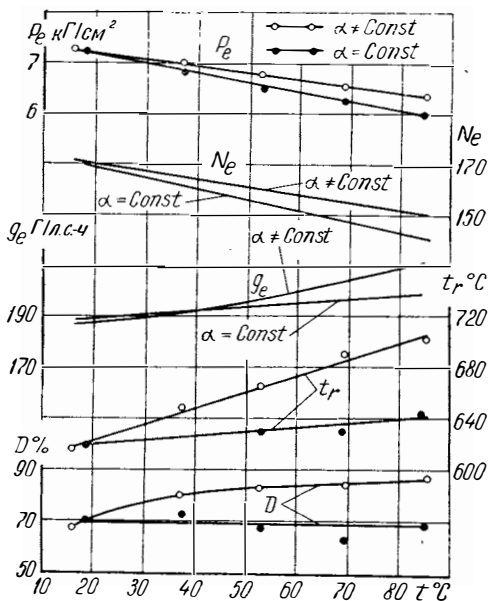
Не исключено, что при установке на двигатель турбокомпрессора с иными параметрами могут быть получены другие результаты.

Уменьшение мощности дизелей при повышении температуры воздуха на впуске сопровождалось весьма существенным увеличением дымности отработавших газов, поскольку исследования проводились при неизменном положении рейки топливного насоса; это зафиксировано на всех скоростных режимах независимо от величины цикловой подачи топлива (см. фиг. 1).

На дизеле ЯМЗ-236 были проведены опыты при условии постоянства дымности отработавших газов, чему практически соответствует постоянство коэффициента избытка воздуха. Как и следовало ожидать, поддержание коэффициента избытка воздуха постоянным путем уменьшения цикловой подачи топлива привело к более интенсивному уменьшению среднего эффективного давления и мощности. На фиг. 6 сопоставлены для сравнения результаты двух опытов: при неизменном положении рейки топливного насоса, т. е. с переменным коэффициентом избытка воздуха и с постоянным коэффициентом избытка воздуха. В первом случае уменьшение мощности составило 1,96% на каждые 10°C, во втором — 2,7%. В этих опытах температура топлива в мерном бачке была неизменной. При подогреве топлива до температуры, равной температуре воздуха, мощность уменьшится примерно на 3,2%.

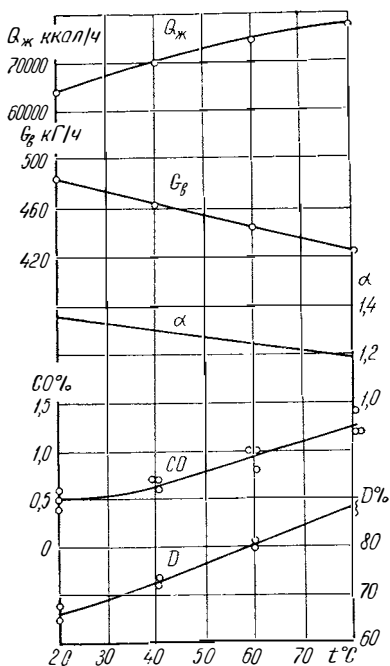
Усреднение результатов исследования дизелей ЯМЗ-236, НАМИ-019В, ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 позволяет с достаточной для практических целей точностью считать, что величина относительного уменьшения мощности дизелей при полной подаче топлива и неизменном положении рейки топливного насоса составляет 2,2%, при постоянной дымности отработавших газов — около 3%.

Вследствие уменьшения мощности дизелей (при фиксированном положении рейки топливного насоса) на всех скоростных режимах увеличился удельный расход топлива (см. фиг. 1, 2 и 6).



Фиг. 6. Изменение эффективных показателей, температуры и дымности отработавших газов двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=1900$ об/мин).

Основной причиной, вызвавшей ухудшение мощностных показателей и топливной экономичности дизелей при повышении температуры воздуха на впуске, является уменьшение коэффициента избытка воздуха α . С повышением температуры воздуха на впуске уменьшается степень подогрева его во впускном тракте, благодаря чему коэффициент наполнения цилиндров увеличивается (см. фиг. 1).



Фиг. 7. Изменение теплоотдачи в воду, содержания окиси углерода в отработавших газах и других параметров двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=1500$ об/мин, полная подача топлива).

более сложна, поскольку изменение рабочего процесса двигателя при изменении температуры воздуха на впуске отражается на температуре и давлении газов на входе в турбину, отчего зависят показатели компрессора, определяющего весовой заряд цилиндров.

Из-за снижения α и одновременно повышения температуры воздуха на входе в двигатель повышалась температура отработавших газов, например, при работе с полной подачей топлива на 7—10°C на каждые 10°C повышения температуры воздуха (см. фиг. 1, 2, 6). Увеличилось также количество тепла, отводимого в воду, приблизительно на величину 3,5% при повышении температуры воздуха на 10°C (фиг. 7). Увеличивающаяся при этом

коэффициент наполнения цилиндров увеличивается (см. фиг. 1).

Анализ экспериментальных данных, полученных на дизелях ЯМЗ-236 и ЯАЗ-204, позволил выявить закономерность изменения весового заряда цилиндров дизелей в зависимости от изменения температуры воздуха на впуске. Относительный вес воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, уменьшается при повышении температуры воздуха обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени $\sim 0,75$. Такие же данные получены исследователем Дикси [13].

На дизеле с турбонаддувом ЯМЗ-238НБ уменьшение весового заряда цилиндров происходило более интенсивно; относительный вес воздуха уменьшался обратно пропорционально отношению абсолютных температур. Объясняется это тем, что изменение температуры воздуха на впуске у дизелей без турбокомпрессора или с приводным нагнетателем сказывается непосредственно на весовом заряде цилиндров, в то время как у дизеля с турбонаддувом зависимость весового заряда цилиндров от температуры воздуха

Степень неполноты сгорания топлива подтверждается увеличением содержания продуктов неполного сгорания топлива в отработавших газах — окиси углерода (см. фиг. 7). Наряду с этим зафиксировано относительно небольшое увеличение количества двуокиси углерода; кажущееся на первый взгляд противоречие является, вероятно, следствием некоторого увеличения скорости окислительных реакций в результате повышения средней температуры цикла, благодаря чему до такта расширения происходит более полное сгорание части топлива.

Содержание окиси углерода в отработавших газах дизеля ЯАЗ-206 оказалось большим, чем у дизеля ЯАЗ-204, что может быть объяснено меньшим коэффициентом избытка воздуха дизеля ЯАЗ-206.

Карбюраторные двигатели

Мощность карбюраторных двигателей, также как и дизелей, с повышением температуры воздуха на впуске уменьшается [6; 7].

Результаты экспериментального исследования влияния температуры воздуха на эффективные показатели карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 приведены на фиг. 8. Зависимость показателей карбюраторных двигателей от температуры также носит линейный характер.

Уменьшение крутящего момента, а следовательно, и мощности двигателя ГАЗ-21А при повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°C составило в среднем 2%. На разных скоростных режимах эта величина колебалась в пределах от 1,81 до 2,23%. (фиг. 9). На двигателе ЗИЛ-130 колебания значительно меньше (1,41—1,46%). В среднем мощность двигателя ЗИЛ-130 уменьшилась на 1,45%.

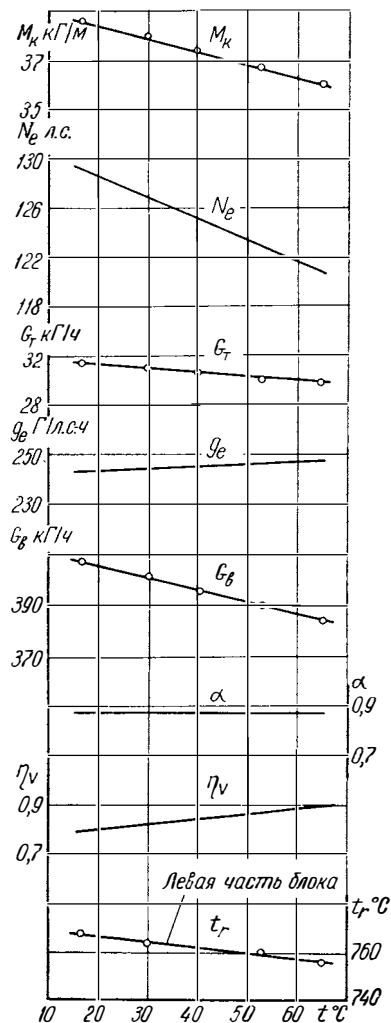
Основной причиной, вызвавшей уменьшение мощности двигателей, и в данном случае является уменьшение весового заряда цилиндров (по воздуху).

Существенная разница в величине падения мощности двигателей ГАЗ-21А и ЗИЛ-130 объясняется в основном различием интенсивности уменьшения веса заряда цилиндров (по воздуху) при повышении температуры. Так, в результате анализа экспериментальных данных установлено, что изменение относительного веса воздуха, поступающего в цилиндры двигателя ЗИЛ-130, обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени $\sim 0,38$; для двигателя ГАЗ-21А степень эта значительно больше — 0,54. Объясняется это, по-видимому, различием конструкции впускных трактов этих двигателей — способом подогрева бензовоздушной смеси: у двигателя ЗИЛ-130 подогрев осуществляется водой, у двигателя ГАЗ-21А — отработавшими газами. На расходе воздуха сказывается также сопротивление трубопроводов вследствие разной формы и длины.

Полученные экспериментальные данные подтверждают, что степень влияния атмосферных условий на показатели работы дви-

гателей зависит не только от параметров, характеризующих рабочий процесс, но и от конструктивных особенностей.

Среднее значение величины уменьшения мощности карбюраторных двигателей при повышении температуры на 10°C может быть принято равным $1,8\%$ (по двум двигателям, подвергнутым исследованию).



Фиг. 8. Изменение эффективных показателей и параметров рабочего процесса двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=2400$ об/мин, полный дроссель).

Что касается влияния температуры воздуха на механические потери, то, как показала прокрутка обоих двигателей электрической балансирной машиной, при различной температуре воздуха (от 20 до 65°C) и неизменном тепловом состоянии мощность прокручивания практически не изменяется.

Если сравнить степень влияния температуры воздуха на весовой заряд цилиндров дизеля и карбюраторного двигателя, нетрудно заметить, что на дизелях она больше. Объясняется это тем, что в карбюраторных двигателях известная часть тепла воздушного заряда тратится на испарение топлива. Более высокой степенью влияния температуры воздуха на весовой заряд дизелей можно объяснить меньшее падение мощности карбюраторных двигателей при повышении температуры воздуха.

Наряду с ухудшением мощностных показателей на всех скоростных режимах двигателя ГАЗ-21А заметно увеличился часовой расход топлива, в то время как с повышением температуры расход топлива вследствие уменьшения его удельного веса, казалось, должен был бы уменьшиться, как это происходит в дизелях.

Это явление может быть объяснено анализом формулы расхода топлива через жиклер карбюратора:

$$G_t = \mu_t F_{ж} \sqrt{2g \Delta p \gamma_t},$$

где μ_t — коэффициент расхода жиклера; $F_{ж}$ — площадь сечения жиклера; Δp — разрежение в жиклере; γ_t — плотность топлива.

Как уже упоминалось, с изменением температуры топлива изменяются его физические константы (вязкость, плотность и др.). В приведенной формуле при увеличении температуры изменяются в основном две величины: коэффициент расхода жиклера, зависящий от вязкости, и плотность топлива. С повышением температуры вязкость топлива значительно уменьшается, в результате чего коэффициент расхода увеличивается. Этот вопрос освещен А. А. Гуреевым [1]. По опытам Н. В. Брусянцева, которые проводились с различными автомобильными бензинами, при повышении температуры от 0 до 30°C объемный расход бензина через жиклеры возрастает на 1—1,5% на каждые 5°C. Весовой расход топлива через жиклеры с повышением температуры увеличивается в меньшей степени, чем объемный, поскольку одновременно со снижением вязкости уменьшается и плотность топлива. Однако опыты показали, что с повышением температуры топлива вязкость его снижается быстрее, чем плотность, поэтому количественный расход топлива через жиклеры все же увеличивается.

Следует отметить, что степень увеличения часового расхода топлива двигателя ГАЗ-21А была неодинакова на всех скоростных режимах: с увеличением числа оборотов коленчатого вала она уменьшалась. Так, на режиме 1500 *об/мин* часовой расход топлива при повышении температуры на каждые 10°C увеличился на 3,8%, с повышением числа оборотов эта величина уменьшилась и при 3500 *об/мин* составила 1%, что объясняется зависимостью степени влияния температуры на коэффициент истечения от скорости истечения, в данном случае скоростным режимом двигателя.

Следует также отметить, что на скоростных режимах 3000 и 3500 *об/мин* увеличение часового расхода топлива происходило только при температуре до 50—52°C, в то время как при оборотах коленчатого вала ниже 3000 *об/мин* увеличение часового расхода было зафиксировано при температуре 60 и 65°C. Можно предположить, что это является следствием ограниченной пропускной способности главного жиклера при выбранном положении регулировочной иглы в связи с относительно большим на этих оборотах расходом топлива.

При увеличении часового расхода топлива, вызванного повышением температуры, мощность двигателя не увеличивалась, поскольку карбюратор был отрегулирован на максимальную мощность. Это подтвердилось результатами специально поставленных экспериментов, в которых при повышении температуры воздуха на впуске часовой расход топлива благодаря поддержанию температуры неизменной оставался практически постоянным. Уменьшение крутящего момента в этом случае такое же, как и при увеличении расхода топлива (см. фиг. 9)*.

* Отложенная на графиках по оси абсцисс шкала температуры воздуха служит одновременно и для отчета температуры топлива, так как температура воздуха и топлива в мерном бачке была практически одинаковой.

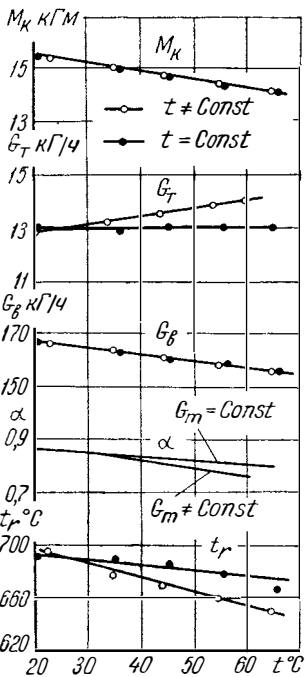
Полученные результаты позволяют сделать практический вывод о необходимости корректировки регулировки карбюратора К-22И в зависимости от температурных условий, в которых работают двигатели, во избежание перерасхода топлива.

Уменьшение мощности двигателя и происходящее при этом увеличение часового расхода топлива привели к значительному увеличению удельного расхода топлива.

Закономерность изменения величины повышения удельного расхода топлива в зависимости от числа оборотов коленчатого вала аналогична изменению часового расхода топлива.

На двигателе ЗИЛ-130 по расходу топлива получены прямо противоположные результаты. На всех скоростных режимах при повышении температуры воздуха зафиксировано уменьшение часового расхода топлива (см. фиг. 8). Однако не на всех скоростных режимах оно было одинаковым и колебалось от 0,7 до 1,5% при повышении температуры на каждые 10°C (в среднем 1%).

Предполагалось, что противоположные результаты по расходу топлива, полученные на двигателях ГАЗ-21А и ЗИЛ-130, являются следствием различия конструкции карбюраторов К-22И и К-88А2. Для проверки правильности сделанного предположения на двигатель ЗИЛ-130 был поставлен карбюратор К-22И; на режиме 1200 об/мин он обеспечил получение мощностных показателей, близких к полученным с карбюратором К-88А2. Действительно, в этом случае в результате повышения температуры наряду с понижением мощности часовой расход топлива увеличился.



Фиг. 9. Изменение эффективных показателей и параметров рабочего процесса двигателя ГАЗ-21А в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=2500$ об/мин, полный дроссель).

Полученные экспериментальные данные позволяют сделать весьма важный вывод, что характер изменения часового расхода топлива при изменении температуры воздуха, а следовательно, и топлива зависит от конструкции карбюратора.

В главной дозирующей системе карбюратора К-88А2 имеется воздушный жиклер, эмульсирующий бензин перед входом в распылитель, благодаря чему часовой расход топлива уменьшается.

Несмотря на уменьшение мощности и часового расхода топлива, удельный расход топлива у двигателя ЗИЛ-130 при повышении температуры воздуха несколько возрастал (см. фиг. 8), что объяс-

няется более интенсивным уменьшением мощности по сравнению с часовым расходом топлива.

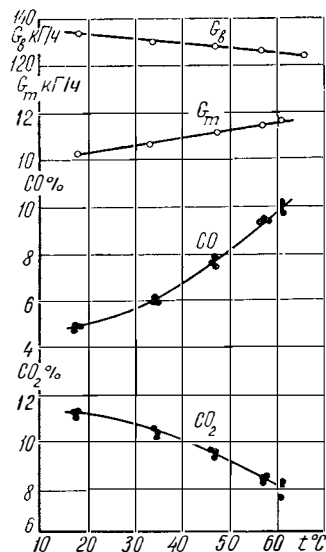
Изменение весового заряда цилиндров у дизелей при неизменном положении рейки топливного насоса всегда приводит к изменению α . У карбюраторных двигателей, как показали исследования, α зависит от характера изменения часового расхода топлива. У двигателя ГАЗ-21А с карбюратором К-22И наряду с уменьшением часового расхода воздуха происходило, как уже указывалось, увеличение часового расхода топлива, вследствие чего коэффициент избытка воздуха существенно уменьшался (см. фиг. 9). При этом увеличивалась неполнота сгорания топлива, о чем свидетельствует понижение температуры отработавших газов и увеличение содержания в них продуктов неполного сгорания топлива — окиси углерода и уменьшение количества продуктов полного сгорания — двуокиси углерода (фиг. 10).

Полученные экспериментальные данные на двигателе ГАЗ-21А опровергают мнение о том, что уменьшение мощности карбюраторных двигателей, вызванное повышением температуры воздуха на впуске, происходит только в результате уменьшения количества бензовоздушной смеси [9; 13].

В двигателе ЗИЛ-130 с карбюратором К-88А2 коэффициент избытка воздуха практически не изменялся (см. фиг. 8) по той причине, что часовой расход топлива с повышением температуры уменьшался пропорционально уменьшению расхода воздуха.

В связи с выявленным ухудшением эффективных показателей двигателей при повышении температуры воздуха на впуске обращает на себя внимание то обстоятельство, что температура воздуха под капотом некоторых конструкций автомобилей намного выше температуры окружающей среды. По данным государственных испытаний автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-504 в 1962 г., разница между температурой воздуха под капотом и окружающей среды достигает 45°C^* .

Изучение этого вопроса в НАМИ на автомобиле ЗИЛ-130 при температуре окружающего воздуха от -10°C до $+15^{\circ}\text{C}$ на различных скоростях движения, в том числе близких к максималь-



Фиг. 10. Изменение состава отработавших газов двигателя ГАЗ-21А в зависимости от температуры воздуха на впуске ($n=2000$ об/мин, полный дроссель).

* Датчики аэротермометров были установлены непосредственно у кольцевых щелей, через которые поступает воздух в воздухоочистители, расположенные под капотом.

ным, показало, что температура воздуха под капотом на 45—60°C выше температуры окружающей среды.

При существующей на указанных автомобилях компоновке впускного тракта даже при работе в нормальных атмосферных условиях двигатель теряет при полной подаче топлива или при полном открытии дросселя до 7—9% мощности, в результате чего ухудшаются динамика и экономика автомобилей. При этом увеличивается дымность и токсичность отработавших газов двигателей, что совершенно недопустимо, особенно в связи с актуальностью задачи уменьшения загазованности воздушных бассейнов городов и различного рода карьеров.

Для устранения ухудшения показателей работы автомобилей и уменьшения токсичности отработавших газов необходимо изменить конструкцию впускных трактов двигателей на автомобилях, обеспечить подвод воздуха к двигателям непосредственно из окружающей атмосферы.

На автомобиле ЗИЛ-130 сделана попытка устранить этот недостаток; подвод воздуха к воздухоочистителю осуществлен из окружающей атмосферы через прорези в боковине капота по плоскому металлическому коробу. Однако это оказалось малоэффективным из-за отсутствия термоизоляции воздухоподводящего короба. По данным НАМИ, при разнице между температурой воздуха под капотом и окружающей среды 45—60°C температура воздуха на входе в воздухоочиститель все же на 30—40°C выше температуры окружающей атмосферы. Чтобы устранить этот недостаток, необходимо обеспечить надежную термоизоляцию воздухоподводящего короба, либо, что более эффективно, прорези в капоте для поступления воздуха сделать непосредственно над воздухоочистителем.

2. Влияние влажности воздуха на эффективные показатели двигателей

Весовое количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, зависит не только от температуры, но и от барометрического давления, представляющего собой сумму парциальных давлений сухого воздуха и содержащегося в нем водяного пара. Следовательно, весовой заряд цилиндров в известной степени зависит от влажности воздуха. Если учесть, что влажность воздуха изменяется в широких пределах и вследствие этого давление водяного пара, содержащегося в воздухе, часто достигает 30 мм рт. ст. и более, то совершенно очевидно, что изменение влажности воздуха должно заметно сказаться на показателях работы двигателей.

Влияние влажности воздуха на работу двигателей изучено недостаточно, и поэтому при приведении мощности к стандартным атмосферным условиям влажность воздуха зачастую не учитывается. Между тем даже предварительное изучение этого вопроса показывает, что учет влияния влажности воздуха позволяет точ-

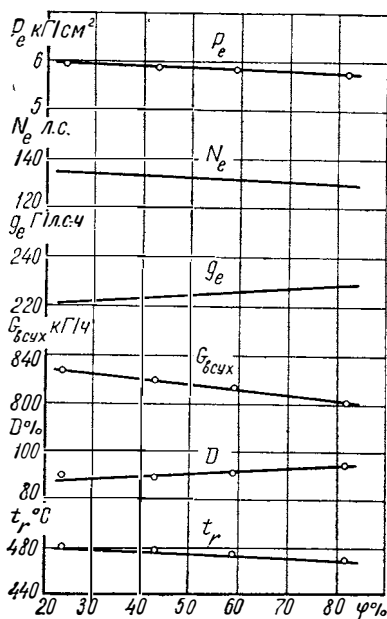
нее определять показатели работы двигателей для сопоставления при исследованиях и доводке, а также корректировать мощность и экономичность при различного рода испытаниях.

В связи с отсутствием сведений о влиянии влажности воздуха на эффективные показатели двигателей для получения наиболее полных данных исследование проводилось на каждом двигателе в широком диапазоне чисел оборотов коленчатого вала. Результаты исследования на дизеле ЯАЗ-206 приведены на фиг. 11. Исследованиями установлено, что при повышении относительной влажности воздуха в диапазоне от 25 до 95% при работе с полной подачей топлива на всех скоростных режимах происходило понижение среднего эффективного давления, а следовательно, и эффективной мощности двигателя. Характерным для всех моделей двигателей является линейная зависимость эффективных показателей от влажности воздуха, что позволяет оценивать ее влияние на мощность простыми коэффициентами.

В результате повышения относительной влажности воздуха на впуске на каждые 10% в диапазоне от 20 до 90% при температуре воздуха 40°C мощность дизеля ЯМЗ-236 на различных скоростных режимах понизилась на 0,49—0,52%, в среднем на 0,5%. На дизеле НАМИ-019В получены аналогичные результаты: мощность понизилась в среднем на 0,46%, отклонения от этой величины на различных скоростных режимах того же порядка, что и на двигателе ЯМЗ-236.

Исследованиями на дизелях ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 установлено, что по аналогии с влиянием температуры влияние влажности воздуха на показатели с повышением скоростного режима уменьшается. Так, при повышении числа оборотов коленчатого вала с 1200 до 2000 об/мин мощность дизеля ЯАЗ-204 при увеличении относительной влажности воздуха на 10% уменьшилась на 0,56—0,35%; мощность ЯАЗ-206 — на 0,68—0,34% при повышении числа оборотов с 1200 до 1900 в минуту.

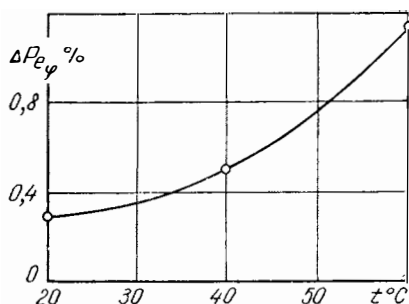
Объясняется это изменением коэффициента избытка воздуха с изменением числа оборотов в связи с наличием на этих дизелях приводных нагнетателей.



Фиг. 11. Изменение эффективных показателей и параметров рабочего процесса двигателя ЯАЗ-206 в зависимости от относительной влажности воздуха на впуске ($n=1450$ об/мин, $t_{воз}=40^\circ\text{C}$, полная подача топлива).

Уменьшение степени понижения мощности с повышением скоростного режима зафиксировано и на дизеле с турбонаддувом ЯМЗ-238НБ; при увеличении числа оборотов с 1100 до 1700 в минуту падение мощности уменьшилось с 0,52 до 0,37%. Это связано с тем, что при повышении относительной влажности воздуха в одних и тех же пределах падение давления наддува при повышении числа оборотов коленчатого вала уменьшается.

В процессе исследования перечисленных дизелей температура воздуха на впуске, как уже указывалось, была 40°C. На дизелях ЯМЗ-236 и НАМИ-019В было исследовано также влияние влажности воздуха на показатели при температуре воздуха 20 и 60°C.



Фиг. 12. Уменьшение среднего эффективного давления двигателя ЯМЗ-236 при повышении относительной влажности воздуха на впуске на каждые 10% в зависимости от температуры ($n = 1900$ об/мин, полная подача топлива).

Как и следовало ожидать, с повышением температуры воздуха влияние относительной влажности воздуха увеличилось (фиг. 12). Естественно, что закономерность изменения мощности при повышении относительной влажности воздуха в зависимости от температуры аналогична зависимости парциального давления водяного пара от температуры.

В связи с уменьшением мощности дизелей при повышении влажности воздуха увеличился удельный расход топлива (см. фиг. 11).

Основной причиной, вызвавшей ухудшение мощностных и экономических показателей дизелей при повышении относительной

влажности воздуха на впуске, является уменьшение количества кислорода в весовом заряде цилиндров за счет увеличения содержания в нем водяных паров, т. е. уменьшение коэффициента избытка воздуха. Это привело к тому, что на всех скоростных режимах увеличилась дымность и понизилась температура отработавших газов (см. фиг. 11).

Когда уменьшение коэффициента избытка воздуха было вызвано повышением температуры воздуха на впуске, температура отработавших газов, наоборот, повышалась (см. фиг. 1, 2, 6).

Объясняется это тем, что при повышении температуры воздуха на впуске происходит, во-первых, повышение температуры воздуха на линии сжатия, что приводит к повышению средней температуры цикла, и, во-вторых, уменьшение коэффициента избытка воздуха, в результате чего температура отработавших газов повышается. При повышении влажности воздуха температура рабочего тела снижается из-за разбавления заряда цилиндров инертным водяным паром. Кроме того, происходит диссоциация водяного па-

ра — процесс, который идет с поглощением тепла. Следует также учесть, что водяной пар, по сравнению с воздухом, обладает большей теплоемкостью. Результатом перечисленных обстоятельств является понижение средней температуры цикла и, в частности, температуры отработавших газов.

Результаты экспериментального исследования влияния влажности воздуха на показатели карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 приведены на фиг. 13. Уменьшение мощности двигателя ЗИЛ-130 на скоростных режимах от 1600 до 2800 об/мин колебалось в пределах от 1 до 0,97%, лишь при 1200 об/мин мощность уменьшилась на 1,15%. Для всего диапазона чисел оборотов величина падения мощности двигателя ЗИЛ-130 может быть принята равной в среднем 1%.

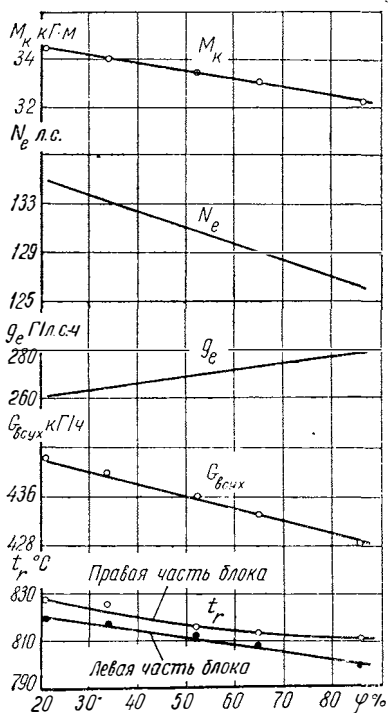
Мощность двигателя ГАЗ-21А при повышении относительной влажности воздуха на 10% уменьшилась на различных скоростных режимах на разную величину: при 1500 об/мин на 1,33%, при 2000 об/мин на 1%, далее с увеличением числа оборотов до 3500 в минуту величина эта практически не изменялась и составила 0,86%.

Для чисел оборотов 2000—3500 в минуту она может быть усреднена и принята ~ 0,9%.

По полученным на двух двигателях результатам следует отметить тенденцию несколько большего влияния влажности воздуха на мощность карбюраторных двигателей в зоне малых оборотов.

Сопоставление результатов исследования влияния влажности воздуха на мощностные показатели дизелей и карбюраторных двигателей позволяет констатировать, что карбюраторные двигатели подвержены этому влиянию в большей мере. Усредняя результаты по исследованным дизелям, можно считать, что при повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% уменьшение мощности на всех скоростных режимах составляет в среднем 0,5%.

Для карбюраторных двигателей эта величина почти вдвое больше. Объясняется это главным образом большей диссоциацией водяного пара в карбюраторных двигателях. Установлено, что сте-



Фиг. 13. Изменение эффективных показателей и параметров рабочего процесса двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от относительной влажности воздуха на впуске ($n=2800$ об/мин, $t_{воз}=40^\circ\text{C}$, полный дроссель).

пень диссоциации зависит от температуры и давления. Иными словами, на диссоциацию оказывают влияние степень сжатия и температура цикла; процесс диссоциации протекает более интенсивно при меньшей степени сжатия. Влияние температуры и давления на диссоциацию может быть проиллюстрировано таблицей, в которой показана диссоциация воды в процентах [10].

Т а б л и ц а

Температура, °К	Давление, атм			
	0,1	1,0	10,0	100,0
1500	0,403	0,20	0,009	0,004
2000	1,250	0,58	0,270	0,125
2500	8,840	4,21	1,980	0,927
3000	28,400	14,40	7,040	3,330

Большему уменьшению мощности карбюраторных двигателей при увеличении влажности воздуха, по сравнению с дизелями, соответствовало и большее увеличение удельного расхода топлива.

На всех скоростных режимах с повышением влажности воздуха на впуске, также как и при исследовании дизелей, зафиксировано понижение температуры отработавших газов (см. фиг. 13).

Поскольку влияние влажности воздуха на мощность двигателя обусловлено изменением давления воздуха (барометрического за вычетом парциального давления водяного пара), изменение мощности двигателя показывают в зависимости от давления в миллиметрах ртутного столба. Пересчет относительной влажности воздуха производится по графику зависимости парциального давления водяного пара во влажном воздухе от температуры.

С достаточной для практических целей точностью можно принять, что уменьшение мощности дизелей и карбюраторных двигателей при повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% (при температуре 40°С) составляет в среднем 0,75%; при пересчете на давление это составляет 1,35% на каждые 10 мм рт. ст.

Выводы

1. Аналитические разработки методов и формул корректирования мощности и расхода топлива в зависимости от атмосферных условий недостаточно совершенны. С их помощью невозможно учесть особенности конструкции двигателей и влияние атмосферных условий на совокупность параметров в их сложной взаимосвязи в рабочем процессе. Более совершенным является метод экспериментального исследования; он лишен основных недостатков, присущих аналитическим. Его недостаток состоит в том, что он не является общим. Все же путем усреднения экспериментальных

данных, полученных в результате исследования влияния атмосферных условий на показатели различных моделей двигателей, можно получить достаточно достоверный и простой способ корректирования показателей двигателей в зависимости от атмосферных условий.

2. Температура воздуха оказывает существенное влияние на эффективные показатели двигателей, а следовательно, на динамические качества и экономичность автомобилей.

Полученные в результате проведенного исследования линейные зависимости мощности и расхода топлива от температуры и влажности воздуха могут быть использованы для корректирования показателей двигателей.

При повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°C эффективная мощность дизелей без наддува и с наддувом от приводного нагнетателя при полной подаче топлива и неизменном положении рейки топливного насоса уменьшается в среднем на 2,2%, а при постоянной (ограниченной) дымности — на величину около 3%. С уменьшением подачи топлива, т. е. с увеличением коэффициента избытка воздуха, влияние температуры воздуха на мощность дизелей уменьшается.

Мощность карбюраторных двигателей при полном открытии дроссельной заслонки с повышением температуры воздуха на впуске на каждые 10°C уменьшается в среднем на 1,8%.

Установлено, что температура воздуха практически не оказывает влияния на механические потери автомобильных двигателей (дизелей и карбюраторных).

3. Часовой расход топлива дизелями (при неизменном положении рейки топливного насоса) уменьшается на 1,5% при повышении температуры воздуха на каждые 10°C .

Для карбюраторных двигателей характер изменения расхода топлива от температуры зависит от конструкции карбюратора.

Уменьшение мощности дизелей и карбюраторных двигателей в результате повышения температуры сопровождается увеличением удельного расхода топлива.

4. Ухудшение мощностных и экономических показателей двигателей при повышении температуры воздуха происходит главным образом из-за уменьшения весового количества воздуха, поступающего в цилиндры.

Проведенными исследованиями установлено, что уменьшение относительного веса воздуха, поступающего в цилиндры дизелей, в связи с повышением температуры обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени $\sim 0,75$.

Весовой заряд карбюраторных двигателей из-за затраты тепла на испарение топлива уменьшается менее интенсивно. Относительный вес воздуха, поступающего в цилиндры двигателя ГАЗ-21А, уменьшается обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени $\sim 0,54$, а для двигателя ЗИЛ-130 эта степень еще меньше $\sim 0,38$. Степень уменьшения заряда цилиндров

карбюраторных двигателей зависит в основном от конструкции впускного тракта (способа подогрева бензовоздушной смеси). Она, при прочих равных условиях, определяет величину падения мощности двигателей.

5. Уменьшение мощности и ухудшение топливной экономичности дизелей при повышении температуры воздуха сопровождается увеличением дымности и повышением температуры отработавших газов: на 7—10°C при повышении температуры воздуха на 10°C. Температура отработавших газов карбюраторных двигателей понижается. В отработавших газах карбюраторных двигателей и дизелей увеличивается содержание продуктов неполного сгорания топлива — окиси углерода. С повышением температуры воздуха на впуске у дизелей увеличивается количество тепла, отводимого в воду: на 3,5% при повышении температуры на 10°.

6. Влажность воздуха оказывает существенное влияние на показатели автомобильных двигателей, но в меньшей мере по сравнению с влиянием температуры. Повышение относительной влажности воздуха (при температуре 40°C) на каждые 10% приводит к уменьшению эффективной мощности дизелей и карбюраторных двигателей при полной подаче топлива или полностью открытой дроссельной заслонке в среднем на 0,75%, или в пересчете на давление на 1,35% на каждые 10 мм рт. ст.

Удельный расход топлива дизелей и карбюраторных двигателей с увеличением влажности воздуха увеличивается соответственно уменьшению мощности. Температура отработавших газов понижается. Уменьшение мощности дизелей сопровождается увеличением дымности отработавших газов.

Результаты проведенного исследования подтверждают необходимость учета влияния влажности воздуха при корректировании показателей автомобильных двигателей.

7. Зависимость эффективных показателей дизелей с турбонаддувом от атмосферных условий значительно сложнее, чем зависимость показателей дизелей без наддува или с наддувом от приводного нагнетателя, вследствие сложной взаимосвязи рабочих процессов турбокомпрессора и дизеля. В связи с этим и ввиду большого разнообразия рабочих параметров турбокомпрессоров в настоящее время не представляется возможным усреднить зависимость эффективных показателей дизелей с турбонаддувом от атмосферных условий.

8. Чтобы уменьшить недопустимые потери мощности, ухудшение экономичности и увеличение токсичности отработавших газов автомобильных двигателей (а для дизелей и дымности отработавших газов), необходимо обеспечить подвод воздуха к воздухоочистителю из атмосферы, а не из подкапотного пространства, так как температура воздуха под капотом на 40—50°C выше температуры окружающей атмосферы.

Во избежание перерасхода бензина на автомобилях «Волга» и других, на которых установлены двигатели ГАЗ-21А с карбюратором

рами К-22И, необходимо корректировать регулировку карбюратора в зависимости от температурных условий работы автомобилей, так как наряду с уменьшением мощности при повышении температуры воздуха увеличивается часовой расход топлива.

При расчете узлов системы охлаждения дизелей необходимо учитывать, что при повышении температуры воздуха, помимо ухудшения условий охлаждения, увеличивается теплоотдача двигателя в воду.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуреев А. А. Автомобильные бензины. М., Гостоптехиздат, 1961.
2. Гиттис В. Ю. Влияние метеорологических условий на мощность и экономичность двигателей внутреннего сгорания. Труды ЦНИДИ, вып. 32. М., 1958.
3. Колупаев В. Я. Анализ влияния температуры на физические характеристики автотракторного дизельного топлива. Труды ЦНИТА, вып. 19. Л., 1963.
4. Лейбзон З. И., Иванов П. А. Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателя ЯМЗ-236. «Автомобильная промышленность», 1963, № 7.
5. Лейбзон З. И., Минкин М. Л., Дерюгин П. Е., Лаговер А. М. Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателя ЯМЗ-238ИВ. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 83. М., 1966.
6. Лейбзон З. И., Минкин М. Л., Дерюгин П. Е. Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателя ГАЗ-21А. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
7. Лейбзон З. И., Минкин М. Л., Дерюгин П. Е. Эффективные показатели двигателя ЗИЛ-130 при различных температуре и влажности воздуха. «Автомобильная промышленность», 1967, № 2.
8. Махалдиани В. В. Приведение к нормальным атмосферным условиям мощности и расхода топлива тракторного двигателя с воспламенением от сжатия. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 1.
9. Погодин С. И., Портнов Д. А. Приведение мощности и удельного расхода топлива быстроходных дизелей к стандартным атмосферным условиям. Труды НИИ, вып. 10. М., 1961.
10. Рикардо Г. Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1960.
11. Blackwood A. K., Elliott M. A. Development of a Test code and Correction Factors for Diesel Engines — a Progress Report, SAE. Preprint 64B, 1958.
12. Blackwood A. K., Macculi W. I. Correcting Horsepower Output — a Realistic Method for Diesel Engines, SAE. Transactions, 1960.
13. Deiksee C. B. Influence of Atmospheric Pressure and Temperature upon the Performance of the Naturally-Aspirated Four-stroke Compression-Ignition Engine, I. Mech. E, A. D. Proc., 1959—1960, № 3, p. 83.
14. Fosberry R. A., Holubecki L. The Effect of Atmospheric Conditions on the performance of Naturally-Aspirated Automotive Diesel Engines. MIRA, Report no. 1963/8.

Исследование на АВМ колебаний подвески при нелинейном демпфировании и сложном возбуждении. Певзнер Я. М., Зельцер Е. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121. М., 1970, стр. 3—17.

На аналоговой вычислительной машине решены нелинейные дифференциальные уравнения, описывающие вертикальные колебания автомобиля, имеющего амортизаторы с нелинейными характеристиками — несимметричной и с ограничением.

Исследование проводится частотным, двухчастотным методами и методом единичных неровностей.

Показано, что амплитуды низкочастотных перемещений кузова автомобиля с нелинейной характеристикой амортизаторов значительно больше, чем с линейной.

Приведены осциллограммы перемещений кузова и колеса при одночастотном и двухчастотном резонансах для линейной и нелинейной характеристик амортизаторов.

Фигур 13.

УДК 621.833.001.24

Особенности геометрического расчета замкнутых передач внутреннего зацепления. Александров Е. Б. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121. М., 1970, стр. 18—24.

У замкнутых передач коэффициенты смещения входящих в них зубчатых колес не могут быть выбраны независимо, а находятся в определенной связи, обеспечивающей собираемость передачи. Установление этой связи для замкнутой передачи, одно или несколько колес которой обработано долбяком, упрощается с применением приведенных коэффициентов смещения.

Это подтверждается расчетом замкнутой передачи, состоящей из венца с внутренними зубьями и заключенных в нем трех зубчатых колес с наружными зубьями, оси которых лежат в одной плоскости с осью венца, имеющего внутренние зубья.

Фигур 3. Библиографий 4.

УДК 629.113-592.6.001.5

Исследование регулирования эффективности действия гидродинамического тормоза-замедлителя. Дьячков Н. К., Гапоян Д. Т. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121. М., 1970. стр. 25—40.

Недостатком нерегулируемых лопастных гидрозамедлителей является низкая эффективность действия при малой скорости движения и излишне большая эффективность при высоких скоростях движения автомобиля. При наличии регулирования эффективности тормозного действия гидрозамедлителя водитель автомобиля может

по желанию получить в гидрозамедлителе необходимую высокую или низкую эффективность действия практически при всех скоростях движения автомобиля. Регулирование изменением степени заполнения рабочей полости является наиболее простым. Степень заполнения может изменяться путем изменения давления подпитки и с помощью дроссельных устройств. Совместное рассмотрение зависимостей, определяющих тормозной момент тормоза-замедлителя и величину давлений в различных точках рабочей полости, позволяет получить закономерность изменения эффективности действия от величины давления подпитки. Знание характеристики тормозного момента при заданном давлении подпитки позволяет, как минимум, ограничить с помощью давления предельную величину тормозного момента и, как максимум, получить промежуточные характеристики при разных давлениях подпитки, что обеспечивает регулирование эффективности действия гидрозамедлителя.

Фигур 7. Библиографий 3.

УДК 629.113-585.22.001.5

Исследование гидротрансформатора с центростремительной турбиной. Трусов С. М., Тарнопольский В. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121. М., 1970, стр. 41—53.

Рассмотрены некоторые особенности работы трехколесного гидротрансформатора с центростремительной турбиной на тяговом и обратном режимах работы, а также на режиме противовращения. В некомплексном варианте (с неподвижным реактором) обнаружен тормозной момент на ведущем валу при отсутствии нагрузки на ведомом валу, объяснена его физическая сущность и указаны пути его уменьшения. Так, например, выравнивание радиуса на входе в насосное колесо, осуществленное путем подрезки лопаток, позволило уменьшить величину тормозного момента на 35%. Даны рекомендации о выборе коэффициентов потерь и отклонений потока за реактором для данного типа гидротрансформатора на тяговом режиме.

Таблиц 2. Фигур 8. Библиографий 6.

УДК 629.114 5.011.5.001.24

Расчет кузова городского автобуса ЛАЗ-696 на изгиб статической нагрузкой. Гельфгат Д. Б., Воронцова Н. И., Беляков Н. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121. М., 1970, стр. 54—65.

Изложены основы расчета несущего кузова автобуса и основания на изгиб статической нагрузкой. Система кузова рассчитывается методом сил. Основание кузова рассчитывается как система перекрестных балок. По предложенным формулам производится расчет кузова городского автобуса ЛАЗ-696 большой вместимости. Предложенный расчет прост и удобен и может быть использован в практике заводского проектирования.

Исследование влияния характера протекания скоростной характеристики дизеля на параметры работы грузовых автомобилей и автопоездов. Лурье М. И., Годованный В. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121. М., 1970, стр. 66—75.

Приводятся результаты исследования влияния характера протекания скоростной характеристики дизеля на средние скорости, расходы топлива и приведенные затраты по эксплуатации грузовых автомобилей и автопоездов.

Рассматриваются случаи движения автомобилей по дорогам с усовершенствованным покрытием, проходящим по равнинной и холмистой местностям, а также случай выезда автомобиля-самосвала из карьера по тяжелой грунтовой дороге с крутыми подъемами.

Результаты получены на основе использования метода расчетного воспроизведения дорожных испытаний с применением ЭВМ.

Таблиц 5. Фигур 5. Библиографий 4.

Влияние атмосферных условий на эффективные показатели автомобильных двигателей. Лейбзон З. И., Минкин М. Л., Дерюгин П. Е., Иванов П. А., Сеницын Н. А., Лаговер А. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 121, М., 1970, стр. 76—101.

Указаны недостатки ряда способов корректирования эффективных показателей автотракторных двигателей в зависимости от атмосферных условий, выявленные в результате анализа аналитических и экспериментальных исследований. Указывается, что путем усреднения данных экспериментального исследования ряда двигателей в условиях, близких к реальным, может быть разработан надежный способ приведения мощности к выбранным атмосферным условиям.

В выводах приводятся коэффициенты, рекомендованные для приведения мощности и расхода топлива к стандартным атмосферным условиям, полученные путем обобщения результатов исследования семи двигателей в тропической камере.

Таблиц 1. Фигур 13. Библиографий 14.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
57	13 снизу	На фиг. 1,2	На фиг. 1,6
85	Фиг. 2	$t = \text{const}$ $t \neq \text{const}$	$t_T \neq \text{const}$ $t_T = \text{const}$
90	Фиг. 8	$M_k \text{ кг/м}$	$M_k \text{ кг}\cdot\text{м}$
92	Фиг. 9	$t \neq \text{const}$ $t = \text{const}$	$t_T \neq \text{const}$ $t_T = \text{const}$
71	2 снизу	Маршрут № 1	Маршрут № 2

Цена 48 коп.