

# **АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ**

**Тяговая динамика  
и режимы работы агрегатов  
автомобилей, тракторов  
и их двигателей**

Министерство высшего и среднего специального образования БССР  
Белорусский ордена Трудового Красного Знамени  
политехнический институт  
РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

# АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА И РЕЖИМЫ РАБОТЫ  
АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТОРОВ  
И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ВЫПУСК 8

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫШЭИШАЯ ШКОЛА»  
МИНСК 1976

629.11

А 22

Главный редактор профессор Г.М. Кокин

Редакционный совет:

С.М. Белов, М.П. Бренч, В.А. Вавуло, Л.Я. Волчок,  
А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, А.Х. Лефаров, Н.В. Ро-  
занов, А.С. Савич, З.Л. Сироткин.

Ответственный за выпуск Н.В. Розанов

В сборнике помещены статьи, содержащие результаты ана-  
литических и экспериментальных исследований тяговой дина-  
мики автомобилей, колесных тракторов и поездов на их базе.

Рассматриваются вопросы устойчивости движения и манев-  
ренности тракторных поездов, приводятся материалы по авто-  
матизированным системам управления и улучшению плавности  
хода автомобилей, освещаются результаты исследований рабо-  
ты автотракторных двигателей на переменных режимах, иссле-  
дований высокотемпературного охлаждения двигателей и ток-  
сичности выхлопных газов.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников  
заводов, преподавателей и аспирантов вузов, работников науч-  
но-исследовательских институтов.

А 31803 - 016 88--76  
М 304 (05) - 76

© Издательство "Вышэйшая школа", 1976 г.

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, П.Р. Бартош

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХЗВЕННОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

В современных пневматических и пневмогидравлических тормозных приводах отдельные пневматические цепи представляют собой различные соединения простейших динамических звеньев. Значительное место в тормозных системах занимают двухзвенные пневматические цепи с последовательным соединением ДЕ-звеньев (Д — дроссель, Е — емкость). Многие аппараты и контуры тормозных приводов в динамической схеме приводятся к двухзвенной пневматической цепи, причем емкость первого ДЕ-звена этой цепи является проточной.

Рассмотрим динамику двухзвенной пневматической цепи (рис. 1, а), которая включает проточную камеру емкостью  $\frac{V_1}{RT}$ , глухую камеру емкостью  $\frac{V_2}{RT}$ , дроссели 1 и 2 с удельными проходимостями  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Под дросселем понимается местное сопротивление любого вида, выполненное в виде отверстия в стенке, клапана, трубопровода и т.д.

В проточной камере  $V_1$  возможны четыре различных сочетания режимов истечения воздуха через дроссели 1 и 2: а) докритическое истечение через дроссели 1 и 2 (Д—Д); б) надкритическое истечение через дроссель 1 и докритическое — через дроссель 2 (Н—Д); в) докритическое истечение через дроссель 1 и надкритическое — через дроссель 2 (Д—Н); г) надкритическое истечение через дроссели 1 и 2 (Н—Н).

Составляя для каждого узла пневматической цепи уравнения баланса мгновенных массовых расходов [3], можно получить дифференциальные уравнения, описывающие переходные характеристики двухзвенной пневматической цепи. Следует отметить, что сложность полученной системы уравнений будет зависеть от применяемых выражений для мгновенных массовых расходов. Так, если использовать зависимости [1], то при допущении постоянной температуры воздуха ( $T = \text{const}$ ) и при скачкообразном входном воздействии после преобразований по-



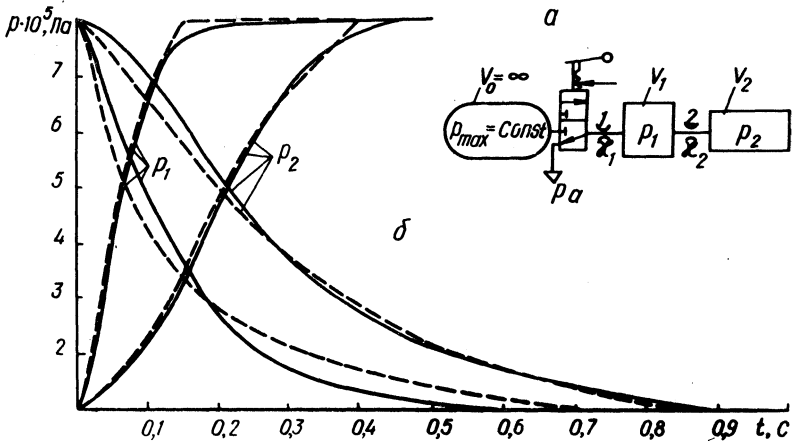


Рис. 1. Схема двухзвенной пневматической цепи (а); динамические характеристики двухзвенной пневматической цепи (— экспериментальные кривые; - - - расчетные кривые) для  $V_1 = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $V_2 = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $p_{\text{max}} = 8 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\alpha_1 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $\alpha_2 = 6,26 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  (б).

лучим следующую систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих процесс наполнения емкостей  $V_1$  и  $V_2$  из ресивера:

а) для режима Д-Д ( $\frac{p_1}{p_{\text{max}}} > 0,5$ ;  $\frac{p_2}{p_1} > 0,5$ ):

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\sqrt{2RT}}{V_1} \left[ \mu_1 f_1 p_{\text{max}} \sqrt{\frac{p_1}{p_{\text{max}}} \left(1 - \frac{p_1}{p_{\text{max}}}\right)} - \mu_2 f_2 p_1 \sqrt{\frac{p_2}{p_1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)} \right]; \quad (1)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\mu_2 f_2}{V_2} p_1 \sqrt{2RT \frac{p_2}{p_1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)}; \quad (2)$$

б) для режима Д-Н ( $\frac{p_1}{p_{\text{max}}} > 0,5$ ;  $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,5$ ):

$$\frac{d p_1}{d t} = \frac{\sqrt{2 R T}}{V_1} \left[ \mu_1 f_1 p_{\max} \sqrt{\frac{p_1}{p_{\max}} \left( 1 - \frac{p_1}{p_{\max}} \right)} - \frac{\mu_2 f_2}{2} p_1 \right]; \quad (3)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{\mu_2 f_2}{V_2} \sqrt{\frac{R T}{2}} p_1; \quad (4)$$

в) для режима Н-Д ( $\frac{p_1}{p_{\max}} \leq 0,5$ ;  $\frac{p_2}{p_1} > 0,5$ ):

$$\frac{d p_1}{d t} = \frac{\sqrt{2 R T}}{V_1} \left[ \frac{\mu_1 f_1}{2} p_{\max} - \mu_2 f_2 p_1 \times \sqrt{\frac{p_2}{p_1} \left( 1 - \frac{p_2}{p_1} \right)} \right]; \quad (5)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{\mu_2 f_2}{V_2} p_1 \sqrt{2 R T \frac{p_2}{p_1} \left( 1 - \frac{p_2}{p_1} \right)}; \quad (6)$$

г) для режима Н-Н ( $\frac{p_1}{p_{\max}} \leq 0,5$ ;  $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,5$ ):

$$\frac{d p_1}{d t} = \frac{1}{V_1} \sqrt{\frac{R T}{2}} (\mu_1 f_1 p_{\max} - \mu_2 f_2 p_1); \quad (7)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{\mu_2 f_2}{V_2} \sqrt{\frac{R T}{2}} p_1; \quad (8)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  — проходные сечения дросселей 1 и 2;  $R$  — универсальная газовая постоянная для воздуха;  $T$  — абсолютная температура воздуха;  $p_{\max}$ ,  $p_1$  и  $p_2$  — давление воздуха в ресивере, емкостях  $V_1$  и  $V_2$ ;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты расхода дросселей 1 и 2.

Получить аналитические зависимости для  $p_1$  и  $p_2$  из приведенной системы уравнений (1)–(8) не представляется возможным. Исследование такой системы весьма сложно и возможно только с применением ЭВМ.

Следует отметить, что применение в качестве исходной формулы Сен-Венана и Ванцеля для мгновенного массового расхода дает еще более сложную систему уравнений.

Учитывая сказанное, практический интерес представляет возможность получить простые аналитические выражения, позволяющие проводить анализ двухзвенных пневматических цепей и оценивать их быстродействие в зависимости от конструктивных параметров звеньев.

Применяя линейные дифференциальные уравнения для массовых расходов [2,3] при допущении постоянной температуры воздуха ( $T = \text{const}$ ) и при скачкообразном входном воздействии, после преобразований получаем следующую систему уравнений, описывающих процесс наполнения емкостей  $V_1$  и  $V_2$  из ресивера с постоянным давлением  $p_{\text{max}}$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{d p_1}{d t} &= \frac{1}{V_1} \left[ \alpha_1 \alpha_1 p_{\text{max}} - (\alpha_1 + \alpha_2) \alpha_2 p_1 + \alpha_2 p_2 \right]; \\ \frac{d p_2}{d t} &= \frac{\alpha_2}{V_2} (\alpha_2 p_1 - p_2). \end{aligned} \right\} (9)$$

Давления  $p_1$  и  $p_2$ , определяемые по уравнениям (9), должны быть ограничены:  $p_{\text{нач}} \leq p_1 \leq p_{\text{max}}$ ;  $p_{\text{нач}} \leq p_2 \leq p_1$ .

Так же получается система линейных дифференциальных уравнений, описывающих опоражживание емкостей  $V_1$  и  $V_2$  в атмосферу с давлением  $p_a$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{d p_1}{d t} &= \frac{1}{V_1} \left[ \alpha_2 \alpha_2 p_2 - (\alpha_1 \alpha_1 + \alpha_2) p_1 + \alpha_1 p_a \right]; \\ \frac{d p_2}{d t} &= \frac{\alpha_2}{V_2} (p_1 - \alpha_2 p_2). \end{aligned} \right\} (10)$$

При этом  $p_{\text{max}} \geq p_1 \geq p_a$ ;  $p_1 \geq p_2 \geq p_a$ , где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — аппроксимирующие коэффициенты соответственно для первого и

второго звена;  $\alpha_1 = 1,5$ ; значение  $\alpha_2$  выбирается в зависимости от  $\gamma = \frac{V_2}{V_1}$  и значения  $p_{\max}$ .

Решая систему (9), после преобразований получим зависимости, определяющие  $p_2$  и  $p_1$  для случая наполнения емкостей  $V_1$  и  $V_2$ :

$$p_2 = \alpha_1 \alpha_2 p_{\max} + \frac{1}{2} (p_{\text{нач}} - \alpha_1 \alpha_2 p_{\max}) e^{-ht} \times \left[ \left(1 + \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}}\right) e^{\sqrt{h^2 - k^2} t} + \left(1 - \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}}\right) \times e^{-\sqrt{h^2 - k^2} t} \right]; \quad (11)$$

$$p_1 = \alpha_1 p_{\max} + \frac{1}{2\alpha_2} (p_{\text{нач}} - \alpha_1 \alpha_2 p_{\max}) e^{-ht} \times \left\{ \left[ \left(1 + \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}}\right) e^{\sqrt{h^2 - k^2} t} + \left(1 - \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}}\right) \times e^{-\sqrt{h^2 - k^2} t} \right] \left(1 - \frac{h V_2}{\alpha \varepsilon_2}\right) + \frac{V_2 \sqrt{h^2 - k^2}}{\alpha \varepsilon_2} \times \left[ \left(1 + \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}}\right) e^{\sqrt{h^2 - k^2} t} - \left(1 - \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}}\right) \times e^{-\sqrt{h^2 - k^2} t} \right] \right\}, \quad (12)$$

где

$$h = \frac{\gamma \alpha \varepsilon_1 + (\gamma \alpha_2 + 1) \alpha \varepsilon_2}{2V_2}; \quad k^2 = \frac{\alpha \varepsilon_1 \alpha \varepsilon_2}{V_1 V_2}.$$

Значения  $p_1$  и  $p_2$  для случая опораживания емкостей  $V_1$  и  $V_2$  в атмосферу определяются из решения системы (10):

$$p_2 = \frac{p_a}{\alpha_1 \alpha_2} + \frac{1}{2} \left( p_{\max} - \frac{p_a}{\alpha_1 \alpha_2} \right) e^{-ht} \times$$

$$\times \left[ \left( 1 + \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}} \right) e^{\sqrt{h^2 - k^2} t} + \left( 1 - \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}} \right) \times \right.$$

$$\left. \times e^{-\sqrt{h^2 - k^2} t} \right]; \quad (13)$$

$$p_1 = \frac{p_a}{\alpha_1} + \frac{1}{2} \left( p_{\max} - \frac{p_a}{\alpha_1 \alpha_2} \right) e^{-ht} \left\{ \left[ \left( 1 + \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}} \right) \times \right. \right.$$

$$\times e^{\sqrt{h^2 - k^2} t} + \left. \left( 1 - \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}} \right) e^{-\sqrt{h^2 - k^2} t} \left( \alpha_2 - \frac{hV_2}{\alpha_2} \right) + \right.$$

$$+ \frac{V_2 \sqrt{h^2 - k^2}}{\alpha_2} \left[ \left( 1 + \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}} \right) e^{\sqrt{h^2 - k^2} t} - \right.$$

$$\left. \left. - \left( 1 - \frac{h}{\sqrt{h^2 - k^2}} \right) e^{-\sqrt{h^2 - k^2} t} \right] \right\}, \quad (14)$$

где

$$h = \frac{\gamma \alpha_1 \alpha_2 + (\alpha_2 + \gamma) \alpha_2}{V_2}; \quad k^2 = \alpha_1 \alpha_2 \frac{\alpha_1 \alpha_2}{V_1 V_2}.$$

Анализ уравнений (11) и (13) показывает, что вторые члены в квадратных скобках этих выражений при увеличении  $t$  уменьшаются. При достижении  $t = t_H$ , соответствующего  $p_2 = 0,9 p_{\max}$  в случае наполнения, и  $t = t_O$ , соответствующего  $p_2 = 0,213 p_{\max}$  в случае опораживания, эти члены становятся на несколько порядков меньше первых членов в квадратных скобках и ими можно пренебречь. Учитывая указанные обстоятельства, получаем выражения для определения  $t_H$  и  $t_O$ .

$$t_H = \frac{1}{\sqrt{h^2 - k^2} - h} \ln \left| \frac{2p_{\max} (0,9 - \alpha_1 \alpha_2) \sqrt{h^2 - k^2}}{(p_{\text{нач}} - \alpha_1 \alpha_2 p_{\max}) (h + \sqrt{h^2 - k^2})} \right|; (15)$$

$$t_0 = \frac{1}{\sqrt{h^2 - k^2} - h} \ln \left| \frac{2(0,213 \alpha_1 \alpha_2 p_{\max} - p_a) \sqrt{h^2 - k^2}}{(\alpha_1 \alpha_2 p_{\max} - p_a) (h + \sqrt{h^2 - k^2})} \right|; (16)$$

На рис. 1, б в качестве примера приведены расчетные динамические характеристики двухзвенной пневматической цепи, полученные по уравнениям (9) и (10) (пунктирные линии). Здесь же приведены экспериментальные данные для этой цепи (сплошные линии).

Проведенные экспериментальные и теоретические исследования динамических характеристик для двухзвенной пневматической цепи при различных ее параметрах показывают, что полученные уравнения удовлетворительно описывают реальные динамические процессы, а выражения (15) и (16) позволяют с достаточной степенью точности (до 5%) оценить время наполнения и опораживания емкости  $V_2$  цепи. Кроме того, разработанная методика позволяет выбрать оптимальные конструктивные параметры пневматических контуров тормозного привода автотранспортных средств.

#### Л и т е р а т у р а

1. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М., 1973. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Горбачев М.И. Динамические характеристики пневматических звеньев тормозного привода автомобиля. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей. Минск, 1974, вып. 6. 3. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Автореф. докт. дис. Минск, 1973.

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, А.Г. Денисов,  
В.В. Капустин

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТУРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ "ЭЛЕКТРОКЛАПАН--ТОРМОЗНОЙ ЦИЛИНДР"

В общем комплексе задач по разработке ПБУ первостепенное значение имеет исследование статических и динамических характеристик звеньев тормозной системы. Наиболее часто динамические свойства звеньев гидропривода описываются амплитудно-частотными и фазо-частотными характеристиками (АЧХ и ФЧХ). При уточненном динамическом анализе возникает необходимость учета нелинейности тормозного гидропривода (гистерезис тормозного механизма и электроклапана, трение в золотнике и тормозном цилиндре и др).

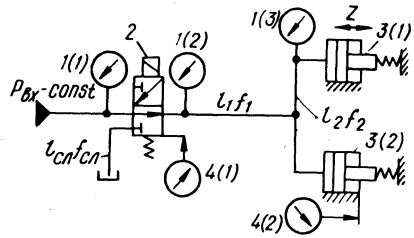
В литературе по автоматическому управлению систем широко освещается методика определения АЧХ и ФЧХ преимущественно электрических и электронных устройств с линеаризованными математическими моделями [1, 2]. При исследовании частотных характеристик этих устройств формирование гармонического входного сигнала переменной частоты и постоянной амплитуды не вызывает затруднений. Формирование гармонических колебаний давления на входе пневматического или гидравлического контура реального тормозного привода практически невозможно из-за наличия нелинейности и сил трения в генераторе колебаний и в контуре привода.

Работа контура гидравлического тормозного привода типа БелАЗ-549 с ПБУ осуществляется в циклическом режиме с переменными частотой, скважностью и уровнем давления. Поэтому при исследовании частотных характеристик контура гидроаккумулятор — тормозной кран — электроклапан (модулятор) — гидроцилиндры в широких пределах изменялись частота и скважность ( $\tau = \frac{t_1}{T}$ ) силовых сигналов электроклапана

2 (рис. 1), величина давления на входе в электроклапан устанавливалась тормозным краном (на рис. 1 тормозной кран и гидроаккумулятор не показаны). Кроме того, менялось расположение электроклапана 2 в магистрали  $1_1 f_1$ .

Испытания показали, что при расположении электроклапана 2 на расстоянии 2,5 м от гидроаккумулятора (трубка  $\varnothing 14$  мм) давление на входе электроклапана при его циклической работе

Рис. 1. Схема контура "электроклапан—тормозной цилиндр":  
 1(1,2,3)—датчики давлений ;  
 2—электроклапан; 3(1,2) —  
 колесные тормозные цилиндры;  
 4(1,2)—датчики перемещений.



изменяется незначительно (не более 6% от  $p_{вх} = 120 \cdot 10^5$  Па ).

Это обстоятельство позволяет при исследовании частотных характеристик принять допущение, что давление  $p_{вх}$  на входе в электроклапан при вышеуказанном его расположении постоянно.

Периодический сигнал электроклапана можно представить как

$$x(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } nT - \frac{t_1}{2} < t < nT + \frac{t_1}{2} ; \\ 0 & \text{при } nT + \frac{t_1}{2} < t < (n+1)T - \frac{t_1}{2} , \end{cases}$$

где  $T$  — период импульсов;  $t_1$  — время сигнала (оттормаживание контура);  $n$  — любое целое число.

Амплитудная характеристика определяется как отношение

$$A(f) = \frac{A(p_{ц})}{p_{к}} , \quad (1)$$

где  $A(p_{ц})$ —амплитуды давления в тормозных цилиндрах 3(1,2) ;

$p_{к}$  — давление на входе клапана 2.

Фазовый сдвиг в градусах равен

$$\varphi_f = \frac{180 \sum \Delta f}{T} , \quad (2)$$

где  $\sum \Delta f$  — суммарный фазовый сдвиг за период.

Периодический сигнал можно также разложить в ряд Фурье и представить в виде дискретного спектра гармонических составляющих, однако такой метод весьма трудоемкий и приемлем лишь при постоянных значениях периода  $T$ , скважности

$\tau = \frac{t_1}{T}$  и при постоянной форме входного сигнала.



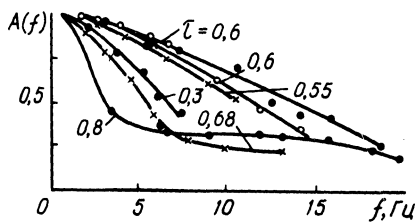


Рис. 2. Амплитудная характеристика контура "электроклапан—тормозной цилиндр":  
 —•— трубопровод  $\phi = 8$  мм;  $l_1 + l_2 = 3200$  мм; —х— трубопровод  $\phi = 14$  мм;  $l_1 + l_2 = 4500$  мм; —о— шланг  $\phi = 16$  мм;  $l_1 + l_2 = 3200$  мм.

Для экспериментальных исследований была совместно с БелАЗ изготовлена установка, которая моделировала гидравлическую тормозную систему БелАЗ-549 и включала гидроаккумулятор с питающим насосом, тормозной кран, электроклапан, тормозные цилиндры с заданной характеристикой нагрузок. Для измерений переменных величин применялись датчики давлений 1 (1, 2, 3) и перемещений 4 (1, 2), показанные на рис. 1.

Для управления работой электроклапана 2 с переменной частотой и скважностью был разработан и изготовлен специальный генератор электрических сигналов. Показания датчиков и электрического сигнала питания клапана записывались с помощью осциллографа К-12-22.

Особый интерес представляет определение максимальной амплитуды и частоты колебательного контура, что в конечном итоге может дать ответ на вопрос, где рационально устанавливать модуляторы ПБУ в тормозной системе автомобиля. С этой целью экспериментальным путем определялась характеристика контура с различной длиной и диаметром трубопровода. На рис. 2 показаны графики относительных амплитудных характеристик  $A(f)$  контура для различных величин скважности  $\tau$ . На изменение величины  $A(f)$  влияют как величина частоты  $f$ , так и скважность входного сигнала  $\tau$ . Так, например, согласно рис. 2, изменение скважности с 0,6 до 0,3 или до 0,8 для одного и того же трубопровода  $\phi = 8$  мм приводит к резкому уменьшению амплитуды давления в тормозном цилиндре при сравнительно низкой частоте входного воздействия.

Однако графики амплитудных характеристик не дают полной картины о размещении изменяющегося давления в поле подведенного давления к клапану.

Преобразуем уравнение (1) к виду

$$A(f) = \frac{p_{\max}(f) - p_{\min}(f)}{p_k} = \frac{p_{\max}(f)}{p_k} - \frac{p_{\min}(f)}{p_k}, \quad (3)$$

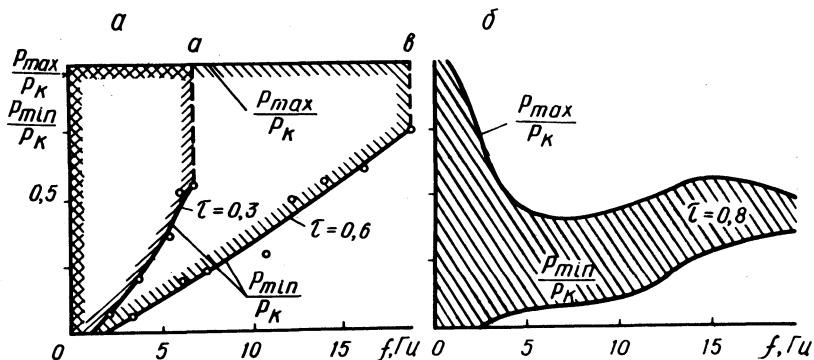


Рис. 3. Кривые торможения и растормаживания контура с трубопроводом  $\phi = 8$  мм;  $l_1 + l_2 = 3200$  мм при различных  $\tau$ : а —  $\tau = 0,3; 0,6$ ; б —  $\tau = 0,8$ .

где  $p_{max}(f)$  — максимальное давление в тормозном цилиндре, функционально зависящее от частоты  $f$ ;  $p_{min}(f)$  — минимальное давление оттормаживания, являющееся функцией  $f$ ;  $p_k$  — давление на входе клапана.

Функции  $p_{max}(f)$  и  $p_{min}(f)$  описываются уравнением регрессии по результатам эксперимента или решения уравнений динамики гидравлического привода. На рис. 3 построены огибающие кривые  $\frac{p_{max}}{p_k}$  и  $\frac{p_{min}}{p_k}$  при разной частоте  $f$

входного сигнала и его скважности  $\tau = 0,8$ . Заштрихованная зона, заключенная между этими кривыми, определяет поле распределения амплитуды давления в тормозном цилиндре. При этом для  $\tau = 0,3; 0,6$  контур на всем диапазоне частот устойчивой работы клапана имеет давление торможения  $p_{max}$ , близкое к давлению силового сигнала  $p_k$ .

На динамические характеристики звена существенно влияет гистерезис соленоида электроклапана 2, перекрытие в золотниковой паре, трение и люфт. Эти нелинейности образуют зону нечувствительности как по сигналу включения, так и выключения клапана. Зона нечувствительности существенно влияет на работу тормозных систем с ПБУ. Запаздывание включения или выключения клапана на 0,03 с приводит к изменению давления в тормозном цилиндре на величину  $(10--12) \cdot 10^5$  Па.

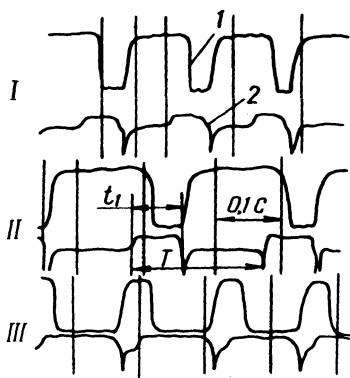


Рис. 4. Осциллограмма работы электроклапана: 1—перемещение золотника; 2—электрический сигнал включения и выключения электроклапана; I—без форсирования; II—с конденсатором; III—с диодом и добавочным сопротивлением.

Форсированное включение и отключение тока питания клапана предполагает в первом случае быстрое накопление определенной энергии, во втором, наоборот, рассеивание энергии, накопленной к моменту отключения.

Один из способов уменьшения времени отключения тока — включение конденсатора параллельно нагрузке или транзистору. В этом случае энергия передается в емкость, а затем рассеивается в активном сопротивлении соленоида.

Из приведенной осциллограммы (рис. 4) следует, что установка конденсатора ( $C = 15$  мкф) параллельно транзистору почти полностью исключает время запаздывания отключения клапана.

Следует отметить, что применение диода и добавочного сопротивления не привело к заметному форсированию отключения (рис. 4). Отключение клапана сопровождается еще и возникновением э.д.с. самоиндукции, которая тем больше, чем меньше время отключения. Величина э.д.с. самоиндукции может достигать значений, в несколько раз превышающих подведенное напряжение к клапану рис. 4, что может привести к пробое изоляции провода питания. Для обеспечения защиты цепи управления применялись конденсаторы такой емкости.

Время запаздывания включения клапана обычно оставалось постоянным и составляло  $0,02--0,03$  с.

Учитывая, что на автомобиле имеется источник постоянного напряжения, форсированное включение возможно за счет энергии, запасенной в емкостном приемнике при отключении клапана. При этом необходимо исключить разрядку конденсатора в активное сопротивление соленоида после отключения тока.

Форсированное включение и выключение модуляторов ПБУ требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований наряду с выбором материала сердечника, определением схемы и конструктивных параметров клапана.

Для учета влияния нелинейностей гидропривода и электроклапана на частотные характеристики контура необходимо изменять величину входного давления и тока питания.

Разработанная методика и приведенные экспериментальные исследования динамических характеристик гидравлического тормозного контура позволяют сделать следующие выводы: а) управление давлением в тормозных цилиндрах может осуществляться изменением как частоты, так и скважности сигнала электроклапана; б) гистерезис нефорсированного управления электроклапаном существенно влияет на динамические характеристики контура.

#### Л и т е р а т у р а

1. Теория автоматического управления. Под ред. Нетушила А.В. М., 1968. 2. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. М., 1970.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий

#### ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

В работе [1] был описан метод расчета с помощью аналоговых вычислительных машин нагрузок в трансмиссии, обусловленных взаимодействием автомобиля с неровностями дороги. При этом связь между колебаниями поступательно движущихся масс автомобиля и колебаниями масс трансмиссии рассматривалась через вертикальные и горизонтальные составляющие реакции дороги. Движение поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля и масс трансмиссии описывалось системой нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейность уравнений определялась нелинейностью коэффициентов ( нелинейность

подвески автомобиля, удары в ограничитель подвески и др.) и наличием в уравнениях произведений переменных. В частности, в уравнения входят величины

$$A = q'_S [r_D(\varphi_{01} - \varphi_{12}) - x] \quad \text{и} \quad q'_S(R + R_{ст}),$$

где  $q'_S$  - производная профиля неровности;  $r_D$  - динамический радиус колеса;  $\varphi_{12}$  - угол закрутки приведенного звена трансмиссии;  $\varphi_{01}$  - угол закрутки звена, имитирующего тангенциальную жесткость шин ведущих колес;  $x$  - величина продольного динамического смещения ведущего моста относительно статического положения;  $R$  - динамическая составляющая нормальной реакции дороги;  $R_{ст}$  - статическая нормальная реакция дороги.

Анализ сложных систем нелинейных дифференциальных уравнений практически возможен методом статистических испытаний на цифровых или аналоговых вычислительных машинах. Однако несмотря на высокую точность, этот метод не пригоден для инженерных расчетов. При решении на аналоговых машинах обычно затрачивается много времени на отладку схемы и обработку полученных записей процессов. Если же использовать цифровые вычислительные машины, то затрачивается много машинного времени на решение каждого варианта. Последнее вызвано тем, что для обеспечения приемлемой точности необходимы большие реализации при малом шаге счета.

Линейные системы на ЦВМ рассчитываются значительно проще, поскольку в данном случае расчет спектральной плотности выходного процесса сводится к перемножению спектральной плотности дороги на квадрат модуля передаточной функции системы.

При выяснении возможности линеаризации динамической системы "поступательно движущиеся массы автомобиля - трансмиссия" были положены в основу известные из экспериментальных исследований режимов движения автомобилей положения о том, что среднеквадратичные прогибы подвесок при движении даже в тяжелых дорожных условиях не превосходят 0,25, а максимальные 0,75 от максимального динамического прогиба.

При исследовании на АВМ возможности линеаризации оказалось удобным оценивать режим движения автомобиля по дороге синусоидального профиля величиной  $\epsilon = R / R_{ст}$ . При  $\epsilon$ , близком к единице или больше, движение автомобиля сопровождается пробуксовкой ведущих колес, пробоями подвески, отрывами колес от дороги.

Расчеты показали, что величина  $A$ , учитывающая влияние продольных колебаний автомобиля и колебаний в трансмиссии на величину нормальной реакции дороги, мало влияет на величину динамической составляющей момента в трансмиссии до значений  $\epsilon = 0,55 - 0,6$ . При  $\epsilon > 0,6$  влияние величины  $A$  быстро возрастает.

Аналогичным образом исследовалась возможность замены произведения переменных величин  $(R + R_{\text{ст}}) q'_S$  на произведение  $R_{\text{ст}} q'_S$ .

В дальнейшем было установлено, что при исключении из уравнений движения величины  $A$  и одновременной замене произведения  $(R + R_{\text{ст}}) q'_S$  на произведение  $R_{\text{ст}} q'_S$  относительная погрешность определения максимальных моментов не превышает 7% при значениях  $\epsilon \leq 0,5$ .

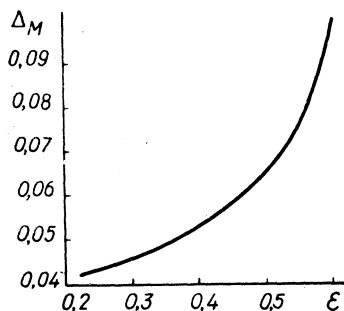
Относительная погрешность определялась по выражению

$$\Delta_M = \frac{M_1 - M_2}{M_1},$$

где  $\Delta_M$  - относительная погрешность;  $M_1$  - максимальный момент, действующий в трансмиссии, рассчитанный по нелинейным уравнениям;  $M_2$  - максимальный момент, действующий в трансмиссии, рассчитанный по линеаризованным уравнениям.

На рис. 1 приведена зависимость относительной погрешности  $\Delta_M$  от параметра  $\epsilon$ . Из графика можно сделать вывод, что при расчетах нагрузок, действующих в трансмиссии при эксплуатационных режимах движения автомобилей ( $\epsilon \leq 0,5 - 0,6$ ),

Рис. 1 Зависимость погрешности  $\Delta_M$  от параметра  $\epsilon$ .



вполне допустимо использовать линейризованные дифференциальные уравнения.

Линейризованная система уравнений в операторной форме имеет вид

$$\begin{aligned}
 & \left[ p^2 + (a_2 + b_2) \frac{K_{23}}{r_d} p + (a_2 + b_2) \frac{C_{23}}{r_d} \right] X(p) + \left[ (K_p c_2 + K_{ш} c_1) p + \right. \\
 & \left. + (C_p c_2 + C_{ш} c_1) \right] \xi(p) - c_2 (K_p p + C_p) Z(p) - (a_2 + b_2) \frac{C_{23}}{r_d} \varphi_{01}(p) - \\
 & - (a_2 + b_2) \frac{C_{23}}{r_d} \varphi_{12}(p) - \left\{ \left[ c_1 K_{ш} - \frac{1}{V} (a_2 + b_2) \left( \frac{C_{23}}{r_A} - R_{ст} \right) \right] p + \right. \\
 & \left. + C_{ш} c_1 \right\} Q(p) = 0; \\
 & (p^2 + a_1 K_p p + a_1 C_p) Z(p) - \left[ (a_1 K_p - a_2 K_{ш}) p + a_1 C_p - \right. \\
 & \left. - a_2 C_{ш} \right] \xi(p) - a_2 (K_{ш} p + C_{ш}) Q(p) = 0; \\
 & \left\{ p^2 + [b_1 K_p + (a_2 + b_1) K_{ш}] p + (a_2 + b_1) C_{ш} + b_1 C_p \right\} \xi(p) - \\
 & - b_1 [K_p p + C_p] Z(p) - (a_2 + b_1) (K_{ш} p + C_{ш}) Q(p) = 0; \\
 & \left[ p^2 + \left( \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) K_{12} p + \left( \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) C_{12} + \frac{C_{23}}{I_2} \right] \varphi_{12}(p) - \\
 & - \left[ \frac{1}{I_1} K_{01} p + \frac{1}{I_1} C_{01} - \frac{C_{23}}{I_2} \right] \varphi_{01}(p) - \frac{1}{I_2 r_A} [K_{23} p + \\
 & + C_{23}] X(p) - \left[ r_A R_{ст} p + C_{23} p \right] \frac{1}{I_2 V} Q(p) = 0; \\
 & \left[ p^2 + \frac{1}{I_1} K_{01} p + \frac{1}{I_1} C_{01} \right] \varphi_{01}(p) - \left[ \frac{1}{I_1} K_{12} p + \right. \\
 & \left. + \frac{1}{I_1} C_{12} \right] \varphi_{12}(p) = 0,
 \end{aligned}$$

где  $a_1 = \frac{M_0 + m}{H}$ ;  $a_2 = \frac{a^2 M_z}{H}$ ;  $b_1 = \frac{M_z (M_0 + m)}{mH}$ ;

$$b_2 = \frac{M_z(a^2 M_o + m)}{mH}; \quad c_1 = \frac{aM_o M_z}{mH}; \quad c_2 = \frac{aM_o(M_z + m)}{mH};$$

$$H = a^2 M_o M_z + a^2 M_o m + M_o M_z + M_z m;$$

$z$  - вертикальное перемещение подрессоренной массы;  $\xi$  - вертикальное перемещение неподрессоренной массы;  $M_z$  - подрессоренная масса автомобиля, совершающая вертикальные колебания;  $M_o$  - полная подрессоренная масса автомобиля;  $m$  - неподрессоренная масса автомобиля;  $I_1$  - приведенный момент инерции маховика двигателя и отнесенных к нему деталей трансмиссии;  $I_2$  - приведенный момент инерции колес и отнесенных к нему<sup>2</sup> деталей трансмиссии;  $C_{12}$  - приведенная жесткость трансмиссии;  $C_{23}$  - тангенциальная жесткость шин;  $C_{ш}$  - радиальная жесткость шин;  $C_p$  - жесткость упругого элемента подвески.

Спектральная плотность момента, действующего в трансмиссии, определяется спектральной плотностью микропрофиля дороги и передаточной функцией системы "поступательно движущиеся массы автомобиля - трансмиссия"

$$S_m = S_q |W(i\omega)|^2 C_{12}^2, \quad (2)$$

где  $S_m$  - спектральная плотность момента в трансмиссии;  $W(i\omega)$  - передаточная функция;  $S_q$  - спектральная плотность микропрофиля дороги.

Квадрат модуля передаточной функции определяется решением системы уравнений (1) и в конечном итоге имеет вид

$$|W(i\omega)|^2 = \frac{(-\beta_2 \omega^4 + \beta_4 \omega^2 - \beta_6 + \beta_8 \omega^{-2} - \beta_{10} \omega^{-4} + \beta_{12} \omega^{-6})^2}{(\rho_1 \omega^6 - \rho_3 \omega^4 + \rho_5 \omega^2 - \rho_7 + \rho_9 \omega^{-2} - \rho_{11} \omega^{-4} + \rho_{13} \omega^{-6})^2} +$$

$$+ \frac{(-\beta_1 \omega^5 + \beta_3 \omega^3 - \beta_5 \omega + \beta_7 \omega^{-1} - \beta_9 \omega^{-3} + \beta_{11} \omega^{-5})^2}{(\rho_2 \omega^5 + \rho_4 \omega^3 - \rho_6 \omega + \rho_8 \omega^{-1} - \rho_{10} \omega^{-3} + \rho_{12} \omega^{-5})^2} \cdot (3)$$

Коэффициенты  $\beta_i$  и  $\rho_i$  определяются следующими конструктивными параметрами автомобиля: жесткостью подвески, радиальной и тангенциальной жесткостью шин, жесткостью трансмиссии, демпфированием в подвеске, демпфированием в радиальном и тангенциальном направлении в шине, демпфированием в трансмиссии, кинематикой подвески.



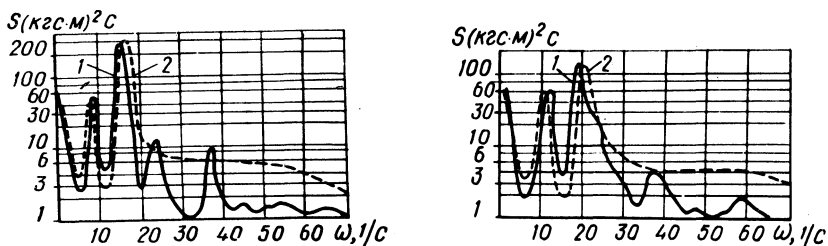


Рис. 2. Спектральная плотность момента на полуоси автомобиля МАЗ-500А при движении по булыжной дороге на третьей передаче со скоростью 25 км/ч (рис. слева) и на четвертой передаче со скоростью 40 км/ч (рис. справа):

1 — по экспериментальным данным; 2 — по расчетным данным.

По алгоритму (2), (3) для ЦВМ "Минск-22" была разработана программа вычисления спектральной плотности  $S_M$  и дисперсии  $D_M$  момента, нагружающего трансмиссию автомобиля при движении по неровной дороге.

Для проверки корректности рассмотренного метода расчета и оценки точности получаемых результатов в сравнении с экспериментальными данными были проведены испытания автомобиля МАЗ-500А. Испытания проводились на ровной булыжной дороге комплекса спецдорог автополигона НАМИ при номинальной нагрузке в кузове. Скорости движения автомобиля были постоянными (контроль по спидометру) 25 км/ч, 40 км/ч, 50 км/ч соответственно на третьей, четвертой и пятой передачах в коробке передач.

С помощью комплекта магнитной записи регистрировался крутящий момент на полуоси автомобиля.

На рис. 2 показаны спектральные плотности крутящего момента на полуоси, полученные по экспериментальным данным. На этих же графиках нанесены спектральные плотности момента на полуоси, полученные расчетом.

Полученная экспериментально, спектральная плотность дороги, на которой проводились испытательные заезды, в расчетах аппроксимировалась дробнорациональным выражением.

Сравнение спектральных плотностей моментов на полуоси автомобиля, полученных расчетом и по экспериментальным данным, показывает достаточно высокую степень совпадения, особенно в диапазоне частот, на который приходится большая часть дисперсии процесса нагружения.

### Л и т е р а т у р а

1. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - В сб. : Автотракторостроение . Минск, 1975, вып.7.

И.И. Лепешко

### УРАВНЕНИЕ ТЯГОВОГО БАЛАНСА ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

Все силы и моменты, действующие на автомобиль при криволинейном движении, можно разделить на две группы: 1) силы или реакции, удерживающие автомобиль на криволинейной траектории; 2) движущие силы.

При определении тягового баланса обычно пользуются одной из методик [1, 2] определения сил, действующих на автомобиль. Пользуясь этими методиками, всегда необходимо решать систему трех дифференциальных уравнений движения, включающих в себя изменение сил реакции и сил сопротивления. При этом общее решение получается сложным и не обеспечивающим во многих случаях выявление влияния конструктивных особенностей машины на тяговые силы при повороте.

Попытка определить тяговые силы по одному уравнению движения [3] приводит к ошибочному результату. В работе [3] авторами выведено уравнение центробежной силы инерции в проекции на продольную ось, не являющуюся дополнительным сопротивлением движению.

При изменении направления движения происходит сложный процесс взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью, сопровождающийся перераспределением кинетической энергии между отдельными точками массы и изменением величин и направлений действия сил и моментов сопротивления. Последние с учетом влияния инерционных сил вызывают изменение тяговых сил на ведущих колесах.

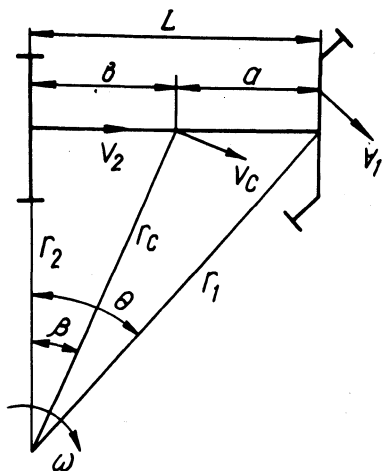


Рис. 1. План скоростей при повороте автомобиля.

Для определения изменения этих сил на ведущих колесах и установления закономерностей (правила) приведения к ним других сил, приложенных в различных точках, рассмотрим упрощенную плоскую модель автомобиля на повороте (рис. 1).

Предположим, что силы сопротивления движению отсутствуют, а до начала поворота автомобиль двигался прямолинейно и равномерно со скоростью  $v_0$ .

Кинетическая энергия такой системы независимо от изменения направления движения - величина постоянная. Согласно положению теоретической механики [4], можно записать

$$\frac{mv_0^2}{2} = \frac{mv_c^2}{2} + \frac{I\omega^2}{2}, \quad (1)$$

где  $m = \frac{Ga}{g}$  - масса автомобиля;  $v_c$  - скорость движения центра тяжести (центра инерции) на повороте;  $\omega$  - угловая скорость движения автомобиля относительно центра тяжести (ц.т.);  $I$  - момент инерции автомобиля относительно центра тяжести.

Дифференцируя уравнение (1) по времени, получим мощность, затрачиваемую на поворот, т.е.

$$0 = mv_c \dot{v}_c + I\omega \dot{\omega}, \quad (2)$$

Из уравнения (2) следует, что при неустановившемся повороте при отсутствии сопротивления и подвода энергии извне

происходит перераспределение энергии внутри системы, сопровождающееся изменением скорости ц.т. и угловой скорости.

Для дальнейших преобразований необходимо установить взаимосвязь скорости ц.т.  $v_c$  и угловой скорости  $\omega$ .

Согласно рис. 1, угловая скорость поворота автомобиля относительно мгновенного центра поворота

$$\omega = \frac{v_2}{L} \operatorname{tg} \theta = \frac{v_1}{L} \sin \theta = \frac{v_c}{b} \sin \beta, \quad (3)$$

где  $v_1$ ,  $v_2$  - поступательная скорость середины переднего и заднего мостов;  $\beta$  - угол поворота вектора скорости ц.т. относительно продольной оси автомобиля.

Выражение (3) можно записать через мгновенные радиусы поворота, а именно:

$$\omega = \frac{v_c}{r_c} = \frac{v_2}{r_2} = \frac{v_1}{r_1}, \quad (4)$$

где  $r_c$ ,  $r_2$ ,  $r_1$  - мгновенные радиусы поворота ц.т., середины заднего и переднего мостов.

Следует отметить, что  $r_1$  и  $r_c$  не являются радиусами кривизны траекторий этих точек, поскольку абсолютные угловые скорости векторов  $v_1$  и  $v_c$  определяются как  $\Omega_1 = \omega + \dot{\theta}$ ;  $\Omega_c = \omega + \dot{\beta}$ .

Преобразуя уравнения (2) с учетом выражения (4) и разделив обе части уравнения на  $v_c$ , получим

$$-m \dot{v}_c = \frac{M_j}{r_c}, \quad (5)$$

где  $M_j = I \dot{\omega}$  - инерционный момент массы автомобиля.

Из уравнения (5) следует, что инерционная сила, приложенная в ц.т. по направлению действия касательного ускорения равна инерционному моменту, приведенному к силе через мгновенный радиус поворота.

Умножив обе части уравнения (5) на  $r_c$ , получим

$$-m \dot{v}_c r_c = M_j, \quad (6)$$

т.е. момент касательной к траектории силы инерции относительно мгновенного центра поворота равен инерционному моменту массы автомобиля относительно ц.т.

Для установления взаимосвязи движущих сил и сил, обусловленных перераспределением энергии, рассмотрим движение автомобиля при наличии этих сил.

Уравнение баланса мощности для этого случая можно записать

$$N = N_C + N_{OC} + N_f, \quad (7)$$

где  $N$  - мощность, подводимая к автомобилю;  $N_C$  - мощность, затрачиваемая на изменение движения центра тяжести;  $N_{OC}$  - мощность, затрачиваемая на изменение вращательного движения;  $N_f$  - мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления движению.

$$N_f = \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} v_i + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \omega_i, \quad (8)$$

где  $P_{fi}$  - сила сопротивления движению, приложенная в  $i$ -й точке автомобиля;  $v_i$  - скорость  $i$ -й точки;  $M_{fi}$  - момент сопротивления вращению  $i$ -й точки;  $\omega_i$  - угловая скорость  $i$ -й точки относительно мгновенного центра поворота, причем  $\omega_i = \omega$ . Уравнение баланса мощности (7) в развернутом виде с учетом уравнения (8)

$$P_C v_C = m v_C \dot{v}_C + I \omega \dot{\omega} + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} v_i + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \omega, \quad (9)$$

где  $P_C$  - движущая сила, приложенная в ц.т. по направлению касательной к его траектории.

Разделив обе части уравнения (9) на  $v_C$ , получим

$$P_C = m \dot{v}_C + \frac{I \dot{\omega}}{r_C} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{P_{fi} v_i}{v_C} + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \frac{\omega}{v_C}. \quad (10)$$

Уравнение (10) определяет баланс сил при неустановившемся повороте с приведением их к ц.т. автомобиля. Учитывая уравнения кинематических соотношений (6), после преобразований уравнения (10) получим

$$P_C = m \dot{v}_C + \frac{M_j}{r_C} + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} \frac{r_i}{r_C} + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \frac{1}{r_C}. \quad (11)$$

Умножив обе части уравнения баланса сил (11) на  $r_C$  - мгновенный радиус поворота ц.т., получим уравнение равновесия автомобиля относительно мгновенного центра поворота

$$M_C = m \dot{v}_C r_C + M_j + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} r_i + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi}. \quad (12)$$

Поскольку энергия, необходимая для движения автомобиля, подводится к ведущим колесам, то необходимо установить способ приведения всех сил к этим колесам.

Разделив обе части уравнения (7) на  $v_k$  и проведя преобразования, получим

$$P_k = m \dot{v}_c \frac{r_c}{r_b} + \frac{M_j}{r_b} + \sum_{i=1}^{i=n} P_{fi} \frac{r_i}{r_b} + \sum_{i=1}^{i=k} M_{fi} \frac{1}{r_b}, \quad (13)$$

где  $r_b$  - мгновенный радиус поворота точки приведения;  $v_k$  - скорость точки приведения, касательная к ее траектории;  $P_k$  - движущая сила в точке приведения.

Умножив обе части уравнения (13) на  $r_b$ , получим уравнение моментов относительно мгновенного центра поворота (12).

Таким образом тяговый баланс автомобиля при криволинейном движении описывается уравнениями динамики с использованием принципа Даламбера. При этом в уравнения не входят значения центробежных сил инерции, что упрощает их составление и анализ.

Тяговый баланс описывается двумя самостоятельными уравнениями: уравнением сил, приведенных к ведущим колесам через моменты сил относительно мгновенного центра поворота; уравнением суммы моментов всех сил относительно мгновенного центра поворота.

Полученная методика составления уравнений движения в виде баланса сил или моментов позволяет проводить анализ влияния конструктивных параметров (расположения ведущих осей, наличия дифференциалов, подвески и т.д.) на затраты мощности при повороте.

В качестве примера влияния конструктивных параметров рассмотрим тяговый баланс переднеприводного автомобиля в условиях неустановившегося поворота. Для упрощения рассмотрим плоскую модель автомобиля, при которой влияние центробежных сил на изменение сопротивления качению колес отсутствует. Вследствие этого сопротивление движению колес одной оси прилагаем в средних точках мостов (велосипедная модель).

Используя вышеизложенную методику, запишем уравнение тягового баланса с приведением сил к середине переднего ведущего моста

$$P_1 = m \frac{r_c}{r_1} \dot{v}_c + \frac{I \dot{\omega}}{r_1} + P_{f1} + P_{f2} \frac{r_2}{r_1}. \quad (14)$$

Выразив в уравнении  $v_c$  через  $v_1$  и  $r_c$  через  $r_1$ , используя уравнения (3, 4), а также представив  $I = m\rho^2$ , где  $\rho$  - радиус инерции автомобиля, получим после преобразований

$$P_1 = m\left(1 + \frac{\rho^2 + b^2 - L^2}{r^2}\right)\dot{v}_1 - m\frac{\rho^2 + b^2 - L^2}{r^3}r_1\dot{v}_1 + G_1f + G_2f\sqrt{1 - \frac{L^2}{r_1^2}}, \quad (15)$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  - вертикальные нагрузки на передний и задний мосты;  $f$  - коэффициент сопротивления качению;  $P_1$  - движущая сила, приложенная к середине переднего ведущего моста.

Анализ уравнения тягового баланса (15) переднеприводного автомобиля показывает, что при

$$\rho^2 + b^2 = L^2 \quad (16)$$

влияние перераспределения энергии между отдельными точками массы автомобиля на тяговый баланс отсутствует, следовательно существует оптимальное расположение центра тяжести, т.е. при  $\rho^2 + b^2 = L^2$  тяговый баланс будет

$$P_1 = m\dot{v}_1 + G_1f + G_2f\cos\theta. \quad (17)$$

Из уравнения (17) следует, что при оптимальном расположении центра тяжести инерционная сила определяется только ускоренным движением середины ведущего моста и не зависит от изменения положения управляемых колес.

Таким образом, используя методику описания тягового баланса при криволинейном движении, имеем возможность однозначно определить влияние конструктивных параметров на величины тяговых сил. В частности, базируясь на этой методике для переднеприводного автомобиля, устанавливаем оптимальное расположение координат ц.т., при котором инерционные силы перераспределения энергии не влияют на тяговые свойства.

#### Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М., 1950. 2. Зимелев В.Г. Теория автомобиля. М., 1959. 3. Возный А.М., Карпенко В.Р., Нефедов А.Ф. Моделирование криволинейного движения автомобилей. - "Автомобильная промышленность", 1969, № 2. 4. Невзглядов В.Г. Теоретическая механика. М., 1959.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

Разрабатывая системы автоматического управления трансмиссией, обеспечивающие оптимальное время переключения передач, необходимо учитывать временные (динамические) характеристики двигателя: набор и сброс оборотов двигателя при резком нажатии или "броске" педали управления подачей топлива, а также изменение оборотов двигателя при резком снятии нагрузки.

При управлении дизелями их скорость и нагрузка изменяются в максимально возможных пределах в течение ограниченного промежутка времени. Поэтому, исследуя переходные процессы управления дизельным приводом, необходимо учитывать зависимость крутящего момента дизелей от величины цикловой подачи топлива (или положения рейки топливного насоса), от скорости вращения коленчатого вала, а также от времени при резких изменениях режима работы.

Переходные процессы управления дизельным приводом определяются системой уравнений, включающей уравнение все-режимного регулятора скорости вращения дизеля и собственно дизельного привода.

Описывая работу все-режимного регулятора скорости двигателя, за обобщенные координаты принимаем среднюю за цикл скорость вращения коленчатого вала двигателя  $\omega$  (или муфты регулятора) и положение муфты регулятора  $z$  (или рейки топливного насоса).

Предполагается, что двигатель в каждое мгновение развивает крутящий момент, величина которого определяется положением рейки топливного насоса, управляемой регулятором, и значением угловой скорости коленчатого вала двигателя. В этом случае движение динамической системы регулятора, с учетом внешнего воздействия на регулятор в процессе управления, описывается нелинейным дифференциальным уравнением

$$m\ddot{z} = A(z)\omega^2 i_p^2 - [E_0 + E(t) + c(\omega i_p)] - \xi\dot{z} - f \operatorname{sign} \dot{z}, \quad (1)$$

где  $m$  — среднее значение приведенной к муфте массы регулятора и органов топливоподающей аппаратуры, т.е. сумма приведенных масс грузов, муфты, тяги рейки и рейки топливного



насоса, пружин и рычажной системы;  $z$ ,  $\dot{z}$  и  $\ddot{z}$  — соответственно перемещение, скорость и ускорение муфты регулятора (или рейки) топливного насоса;  $A(z)$  — инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты регулятора; для регулятора двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 он может быть найден из выражения [1]:

$$A(z) = (0,0111z + 0,373) \cdot 10^{-3} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2; \quad (2)$$

$E$  — приведенная к муфте сила предварительной затяжки главной пружины;  $E(t)$  — приведенные к муфте совместные усилия главной и пусковой пружин, изменяющиеся во времени в зависимости от натяжения главной пружины под воздействием водителя;  $c(\omega_i)_p$  — приведенная к валу муфты жесткость

упругих элементов регулятора в функции скорости вращения муфты;  $\xi$  — коэффициент вязкого трения;  $f$  — сила сухого трения;  $i_p$  — отношение угловых скоростей валика регулятора  $\omega_p$  и  $\omega$  коленчатого вала двигателя.

Уравнение дизельного привода, представляющее динамическое равновесие маховой массы  $I$  (двигателя), имеет вид

$$I \dot{\omega} = M_{\text{дв}}(z, \omega) - M_{\text{тр}} - M_{\text{т}}(\omega) - M_{\text{н}}(t), \quad (3)$$

где  $I$  — суммарный момент инерции подвижных деталей двигателя, приведенный к оси маховика;  $\omega$  и  $\dot{\omega}$  — угловая скорость и ускорение коленчатого вала дизеля;  $M_{\text{дв}}(z, \omega)$  — индикаторный крутящий момент дизеля в функции положения муфты регулятора (рейки топливного насоса) и угловой скорости коленчатого вала;  $M_{\text{тр}}$  — момент сил трения в двигателе;  $M_{\text{н}}(t)$  — нагрузочный момент в функции времени;  $M_{\text{т}}(\omega)$  — момент трения моторного тормоза в функции угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Для уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии и работы буксования сцепления включение последнего следует производить в момент выравнивания оборотов ведущей и ведомой частей сцепления. Но это выравнивание приводит к увеличению времени переключения передач, так как сброс оборотов двигателя происходит медленнее, чем синхронизация передачи в коробке передач. Чтобы ускорить сброс оборотов двигателя, применяют моторный тормоз. Например, устанавливают

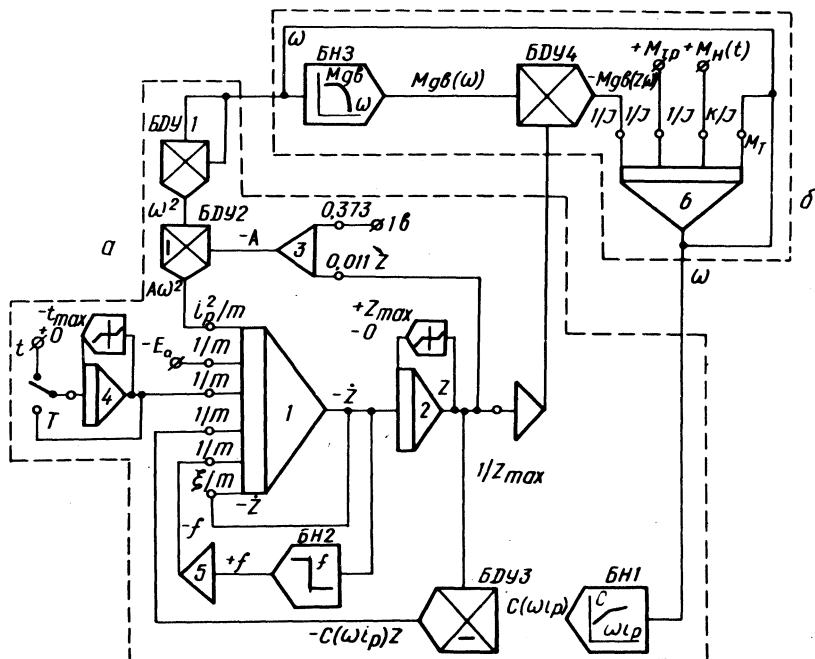


Рис. 1. Блок-схема электронной модели исследования процессов управления дизельным приводом: а—всерезимный регулятор скорости; б—дизельный привод.

заслонку в выхлопном коллекторе двигателя, что нашло свое отражение в уравнении дизельного привода (3). Тормозной момент  $M_T$  моторного тормоза в первом приближении можно считать пропорциональным скорости вращения коленчатого вала двигателя.

Исследование временных характеристик дизельного двигателя целесообразно проводить на аналоговых вычислительных машинах, так как решение дифференциальных уравнений переходных процессов управления дизельным приводом аналитическими методами практически невозможно ввиду большого объема вычислительных работ, обусловленного наличием существенно нелинейных зависимостей в уравнениях (1) и (3).

Моделирование переходных процессов управления дизельным приводом производилось на электронной нелинейной аналоговой машине МНБ-1. Блок-схема электронной модели управления дизельным приводом приведена на рис. 1.

Рассмотрим участок блок-схемы, моделирующий работу все-режимного регулятора (рис. 1, а). Здесь на интегратор 1 подаются напряжения, пропорциональные в принятом масштабе силам, стоящим в правой части уравнения (1), умноженным на коэффициент  $1/m$ . Следовательно, на выходе данного интегратора получаем напряжение, пропорциональное скорости перемещения рейки топливного насоса (муфты). Проинтегрировав вторично, на выходе интегратора 2, имеем перемещение рейки в принятом масштабе. Ограничение максимального значения хода рейки достигается набором нелинейности "звено ограничения координат" на интеграторе 2. Составляющие поддерживающей силы  $A(z) \omega^2 i_p^2$  моделируются при помощи блоков умноже-

ния БДУ 1, БДУ 2 и сумматора 3. Восстанавливающая сила  $E_0 + c(\omega i_p) z$  моделируется следующим образом: сила приведенной к муфте предварительной затяжки пружины  $E_0$  задается в принятом масштабе непосредственно от источника напряжения. Нелинейная зависимость приведенной к валу муфты жесткости упругих элементов регулятора от скорости вращения муфты  $c(\omega i_p)$  набрана на блоке нелинейности БН 1, а сила упругости реализуется на выходе блока умножения БДУ 3.

Вынуждающая сила  $E(t)$ , возникающая при перемещении педали газа (рейки топливного насоса) под воздействием водителя, которое необходимо для увеличения или сброса подачи топлива, обеспечивается интегратором 4 и тумблером Т. Максимальное значение перемещения педали газа ограничивается "звеном ограничения координат", собранным на интеграторе 4.

Сила сухого трения  $f$  направлена против движения муфты, а при неподвижной муфте — противоположно направлению разницы восстанавливающей и поддерживающей сил и моделируется с помощью блока нелинейности БН 2 и инвертора 5.

Сила вязкого трения  $\xi \dot{z}$  моделируется путем введения отрицательной обратной связи на интеграторе 1.

Участок блок-схемы, моделирующий уравнение (3), представлен на рис. 1, б. Суммарный момент инерции подвижных деталей двигателя, приведенный к оси маховика, моделируется интегратором 6. На входы этого интегратора подаются с соответствующими знаками напряжения, пропорциональные индикаторному моменту двигателя  $M_{дв}(z, \omega)$ , постоянной

составляющей момента сил трения в двигателе  $M_{тр}$ , моменту трения моторного тормоза  $M_T(\omega)$  и нагрузочному моменту  $M_H(t)$ .

Так как напряжения, соответствующие данным моментам, подаются на интегратор 6 через коэффициенты, равные  $1/L$ , то в соответствии с уравнением (3) на выходе интегратора получаем напряжение, пропорциональное угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Внешняя скоростная характеристика двигателя набрана на блоке нелинейности БН 3. Напряжение, пропорциональное моменту двигателя  $M_{дв}(\omega)$  с БН 3 подается на блок умножения БДУ 4 в качестве первого сомножителя, в качестве второго сомножителя подается напряжение, пропорциональное отношению перемещению муфты регулятора. В результате на выходе БДУ 4 получаем замасштабированный крутящий момент двигателя в функции перемещения муфты регулятора (рейки топливного насоса) и скорости коленчатого вала двигателя при полной или частичной подаче топлива.

На электронной модели, блок-схема которой рассмотрена выше, исследовались временные характеристики двигателя ЯМЗ-236.

Результаты моделирования приведены на рис. 2 и 3. Из анализа графика, представленного на рис. 2, а, следует, что время сброса оборотов ненагруженного двигателя ( $M_H = 0$ ) с максимальных оборотов (2230 об/мин) до минимальных оборотов холостого хода (550 об/мин), составляет 3,9 с (кривая 1). А время набора оборотов ненагруженного двигателя при нажатии на педаль управления подачей топлива (кривая 2) с минимальных оборотов холостого хода до 2230 об/мин составляет 1,1 с.

На рис. 2, б кривая 1 отражает зависимость оборотов двигателя от внешней нагрузки. По линии аб происходит падение оборотов двигателя после приложения нагрузки. В точке б нагрузка мгновенно снимается и далее по линии бв протекает увеличение оборотов двигателя после снятия нагрузки. Кривая 2 показывает, как при этом изменяется положение рейки топливного насоса.

На модели исследовалась также зависимость времени сброса оборотов от величины момента моторного тормоза  $M_T(\omega)$ , изменение которого характеризовалось коэффициентом пропорциональности  $K$ . Зависимость времени сброса оборотов от вели-

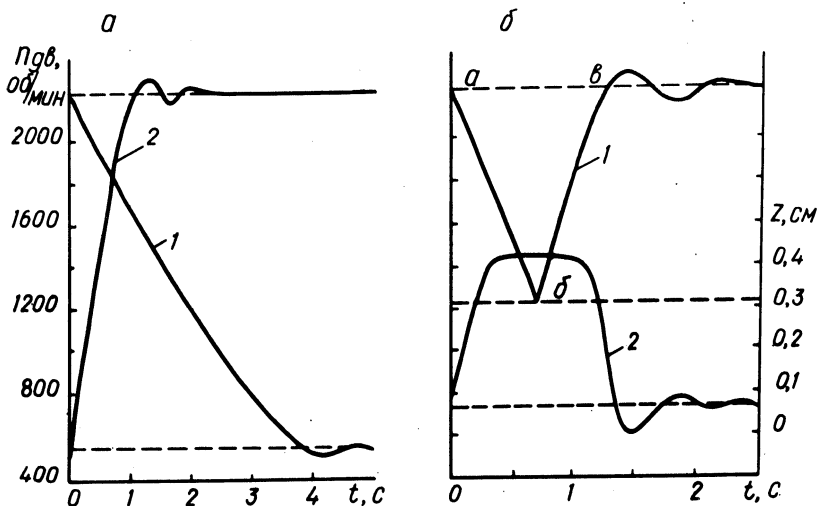


Рис. 2. Временные характеристики дизельного двигателя:  
 а—изменение оборотов двигателя при отпускании педали управления подачи топлива (кривая 1) и резком нажатии на нее (кривая 2); б—изменение оборотов двигателя при приложении и снятии нагрузки (кривая 1) и перемещении рейки топливного насоса (кривая 2).

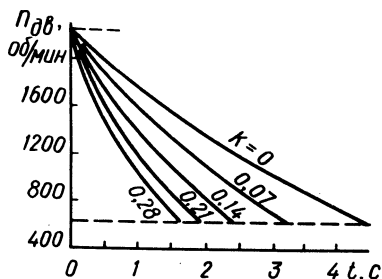


Рис. 3. Зависимость времени сброса оборотов двигателя от величины момента моторного тормоза.

чины коэффициента  $K$  при резком броске педали управления подачи топлива представлена на рис. 3. Здесь  $K = 0,07$  соответствует моменту трения при максимальных оборотах (2230 об/мин), равному 13,2 кгс·м.

Критерием достоверности электронной модели может служить совпадение результатов моделирования и записи реального процесса. В этом случае проверяется как правильность математической модели, так и точность ее решения на вычислительной машине. Поэтому наряду с теоретическими исследованиями были проведены стендовые испытания двигателя ЯМЗ-236 (испытания проводились инженерами Черваневым А.Д. и Бараненковым А.Г.).

Сопоставление результатов моделирования и стендовых испытаний показало, что характер изменения параметров процессов идентичен, а числовые значения последних расходятся в отдельных точках не более чем на 8—12%.

### В ы в о д ы

Предлагаемая электронная модель процессов управления дизельным приводом позволяет исследовать временные (динамические) характеристики двигателя, т.е. зависимость оборотов двигателя от нагрузки, от величины подачи топлива, от значения тормозного момента и других факторов.

При сочетании рассмотренной модели процессов управления дизельным приводом с моделью динамической системы машинного агрегата [2], последняя обеспечивает выбор оптимального времени переключения передач, может служить для доводки систем автоматического управления узлами трансмиссии, позволяет исследовать факторы, определяющие динамику разгона транспортной машины с учетом существенных нелинейностей.

Сопоставление расчетных и опытных данных показывает, что предлагаемая электронная модель позволяет с достаточной для проекторочных расчетов точностью определить параметры временных характеристик двигателя для использования в инженерной практике.

### Л и т е р а т у р а

1. Храмов Ю.В. Расчетно-экспериментальный метод исследования переходных процессов автотракторных дизелей. — "Автомобильная промышленность", 1965, №2. 2. Цитович И.С. и др. Методы исследования транспортных машин с помощью АВМ. Минск, 1973.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ  
ГИДРОПРИВОДА РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ  
С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ  
СВЯЗЬЮ

Управление колесными машинами с шарнирно-сочлененной рамой осуществляется с помощью гидромеханического или гидравлического привода рулевого управления.

Гидромеханический привод представляет собой гидроруль, рулевое колесо которого механически связано с распределителем, управляющим потоком жидкости, нагнетаемым в рабочие гидроцилиндры (рис. 1).

Гидравлический привод (рис. 2) отличается тем, что в нем отсутствует механическая связь между элементами. Рулевое колесо гидропривода в этом случае связано непосредственно с дозировочным гидронасосом, включенным в управляющий контур и воздействующим с помощью жидкости на распределитель.

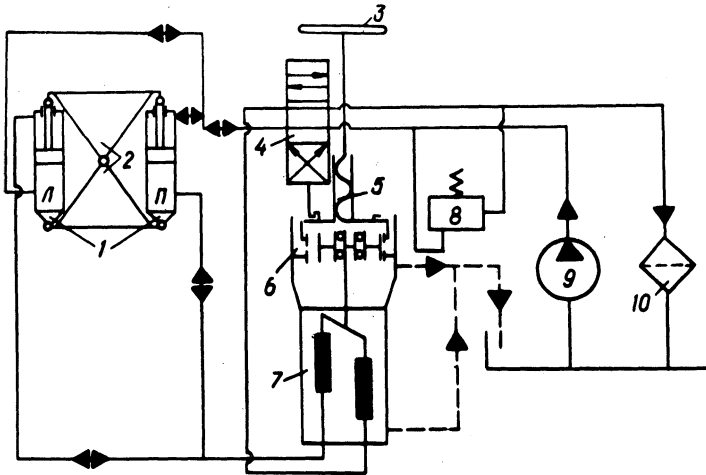


Рис. 1. Схема гидромеханического привода рулевого управления с гидромеханической обратной связью:  
1—рабочий гидроцилиндр; 2—полурама; 3—рулевое колесо; 4—распределитель; 5—механизм привода распределителя; 6—редуктор; 7—гидродвигатель; 8—предохранительный клапан; 9—гидронасос; 10—фильтр.

Распределитель управляет потоком жидкости, подаваемым к рабочим гидроцилиндрам. Обратная связь осуществляется с помощью специального гидроцилиндра, подсоединенного параллельно к управляющему контуру. Гидроцилиндр обратной связи шарнирно связан с полурамами колесной машины. Гидромеханические приводы рулевых управлений различаются по типу обратной связи. Имеются гидромеханические приводы с механической и гидромеханической обратными связями.

Механическая обратная связь состоит из механических звеньев, соединяющих одну из полурам с механическим узлом, который управляет распределителем. Гидромеханический привод с механической обратной связью (рис. 3) устанавливается на автомобилях-тягачах БелАЗ-531, МоАЗ-529, колесных тракторах Т-150 К и др.

Гидромеханическая обратная связь осуществляется потоком жидкости, вытесняемой из нерабочих полостей гидроцилиндров и воздействующей через механическое звено (гидродвигатель) на распределитель (рис. 1).

Гидромеханический привод рулевого управления с гидромеханической обратной связью применяется на погрузчиках ТО-18. Для установки на них проработан гидравлический привод рулевого управления с гидравлической обратной связью.

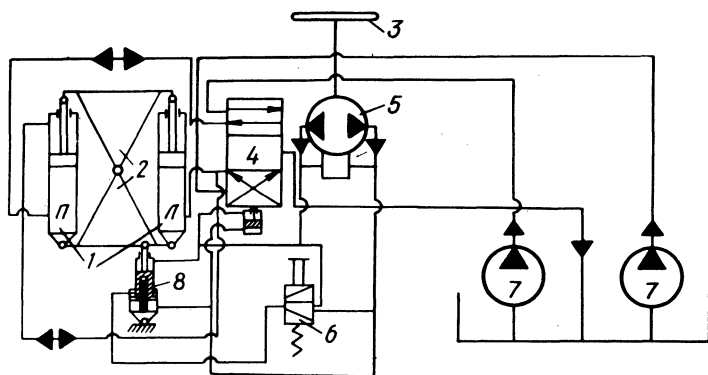


Рис. 2. Гидравлический привод рулевого управления с гидравлической обратной связью:

1— рабочий гидроцилиндр; 2— полурама; 3—рулевое колесо; 4—распределитель; 5—дозировочный насос; 6—переключатель; 7—гидронасос; 8— гидроцилиндр обратной связи.



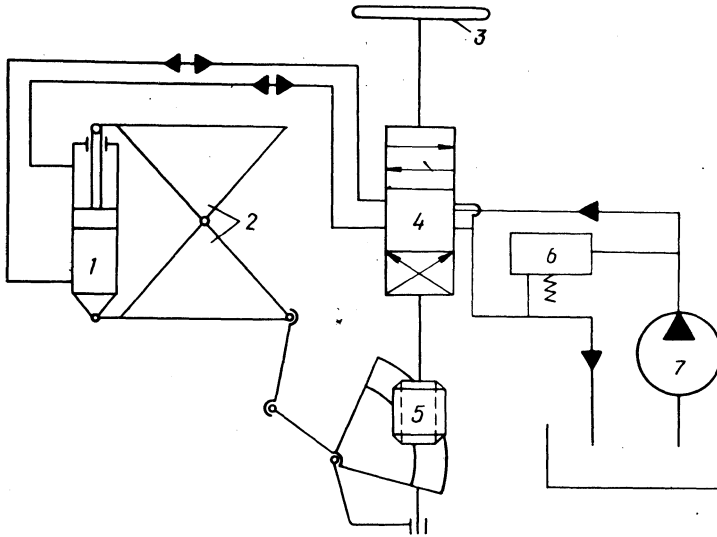


Рис. 3. Схема гидромеханического привода рулевого управления с механической обратной связью:  
 1—рабочий гидроцилиндр; 2—полурама; 3—рулевое колесо; 4—распределитель; 5—рулевой механизм; 6—предохранительный клапан; 7—гидронасос.

Гидромеханический и гидравлический приводы обладают некоторыми преимуществами по сравнению с механическим: 1) удобство компоновки узлов гидропривода на машинах с шарнирной рамой; 2) малое усилие на рулевом колесе (легкость управления машиной). Но им присущи также и некоторые недостатки: 1) при выходе из строя одного из шлангов, подводящих рабочую жидкость под давлением к гидроцилиндрам поворота, колесная машина становится неуправляемой; 2) большая стоимость гидропривода; 3) значительно большие трудозатраты (по сравнению с механическим приводом) на техобслуживание.

Испытания колесных машин с гидромеханическим приводом рулевого управления, имеющим механическую обратную связь, показали, что машина имеет плохую устойчивость (виляние) при повороте. При определенных величинах производительности питающих насосов и давлении в шинах работа механического привода резко ухудшается и весь процесс поворота происходит в автоколебательном режиме [1].

Причина плохой устойчивости в том, что гидромеханический привод представляет собой колебательный контур, связанный с большими инерционными массами. Кроме того, значительное влияние оказывает величина коэффициента усиления обратной связи и наличие зазоров в шарнирах кинематических пар привода.

Проблемной лабораторией автомобилей Белорусского политехнического института проведены сравнительные испытания гидроприводов рулевых управлений с гидромеханической и гидравлической обратной связью, предназначенных для установки на колесную машину с шарнирной рамой. Для сравнительного анализа были выбраны оценочные критерии, практически не зависящие от квалификации водителя:

1. Статическая точность работы гидропривода — степень соответствия углов поворота рулевого колеса и рамы в установленном режиме поворота. Статическая точность определяется коэффициентом статической точности  $K_c$ , равным отношению площади, ограниченной кривыми плавного входа в поворот и выхода из него, к площади между кривой выхода из поворота и осью абсцисс.

2. Динамическая точность — степень соответствия во времени углов поворота рулевого колеса и рамы при максимально возможной скорости поворота рулевого колеса. Характеризуется коэффициентом динамической точности  $K_d$ , равным отношению площади, ограниченной кривой угла поворота рулевого колеса во времени и приведенной кривой угла поворота полурам во времени, к площади, ограниченной кривой угла поворота рулевого колеса и осью абсцисс. Приведение угла поворота полурам осуществляется с помощью статической характеристики входа в поворот.

3. Колебательность системы — склонность системы гидропривода к колебаниям, возникающим вследствие импульсного воздействия водителя на рулевое колесо и неровностей дороги на шины. Определяется числом и максимальной амплитудой колебаний давления жидкости в магистралях системы.

4. Курсовая устойчивость — способность колесной машины, управляемой водителем, сохранять заданное направление прямолинейного движения. Определяется максимальной величиной и количеством отклонений угла складывания полурам от прямолинейного направления движения на мерном участке пути.

5. Собственная устойчивость — способность колесной машины без участия водителя противостоять действию внешних возмущающих сил. Определяется максимальной величиной и ко-

Таблица 1. Оценочные критерии рулевого управления

Варианты рулея	Курсовая устойчивость		Собственная устойчивость		Коэффициент статической точности $K_c$
	число отклонений	величина отклонений	число отклонений	величина отклонений	
Гидромеханический	10	$\pm 1,0^\circ$	10	$\pm 1,5^\circ$	0,25--0,30
Гидравлический	15	$\pm 1,5^\circ$	11	$\pm 3,0^\circ$	0,25--0,62

личеством отклонений угла складывания полурам от прямолинейного движения машины при отпущенном рулевом колесе на мерном участке.

Для получения численных значений оценочных критериев при испытаниях выполнялись следующие этапы:

1) ступенчатый поворот рулевого колеса (с интервалами между ступенями в 1--2 с) в обе стороны для снятия статической характеристики гидропривода;

2) резкий поворот рулевого колеса автопогрузчика в обе стороны до полного складывания полурам. Время резкого поворота рулевого колеса определялось возможностями водителя;

3) плановый поворот рулевого колеса в движении в обе стороны (движение змейкой). Время плавного поворота 5--10 с;

4) резкий поворот рулевого колеса до полного складывания полурам в обе стороны. Движение восьмеркой на II передаче транспортного диапазона при скорости 20 км/ч на асфальте и грунте;

5) прямолинейное движение на различных скоростях (от  $v_{max}$  до  $v_{min}$ );

6) упор правым (левым) краем ковша при нейтральном положении рулевого колеса на I передаче рабочего диапазона (включены оба моста);

7) резкий рывок рулевого колеса (импульсное воздействие) на месте и в движении;

8) забор грунта при прямолинейном движении и в движении с поворотом в обе стороны.

Испытания на всех режимах проводились при минимальных, средних и максимальных оборотах двигателя. Испытания всех вариантов гидроприводов проводились в идентичных условиях.

автопогрузчика

Коэффициент динамической точности $K_d$	Колебательность давления нагнетания			Усилие на рулевом колесе, кгс		
	число колебаний	амплитуда, кгс/см <sup>2</sup>	частота, Гц	поворот налево	прямолинейное движение	поворот направо
0,05--0,20	13	55 max	2	4	2	4
0,07--0,10	-	-	-	10	4	10

В результате обработки осциллограмм, полученных при испытаниях гидроприводов рулевых управлений с гидромеханической и гидравлической обратной связью, были определены численные значения критериев (см. табл. 1), позволяющие произвести сравнительную оценку гидроприводов рулевых управлений обоих типов. Из таблицы видно, что по величине статической и динамической точности гидравлический привод рулевого управления уступает гидромеханическому. Как следствие показатели курсовой устойчивости у гидравлического привода также хуже.

Существенный недостаток гидравлического привода рулевого управления -- несимметричность статической характеристики при повороте влево и вправо и отсутствие устойчивого нейтрального положения.

По склонности системы к колебаниям гидромеханический привод рулевого управления уступает гидравлическому. Усилие на рулевом колесе у гидравлического привода рулевого управления при различных дорожных условиях примерно в два раза выше, чем у гидромеханического привода.

Таким образом, из результатов испытаний следует, что оба вида гидроприводов рулевых управлений нуждаются в дальнейшей конструктивной доработке.

Для гидромеханического привода следует вести работы по уменьшению склонности системы к колебаниям при работе машины в различных условиях эксплуатации.

Гидравлический привод нуждается в добавочных работах по увеличению статической и динамической точности, снижению усилия на рулевом колесе, повышению устойчивости прямолинейного движения и симметричности работы.

## Л и т е р а т у р а

1. Калиновский И.Ф. К выбору оптимальных параметров системы рулевого управления с гидравлическим следящим приводом трактора Т-150 К. — "Тракторы и сельхозмашины", 1974, №10.

А.И. Гришкевич, В.И. Чечик, В.Б. Альгин

### ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СВОЙСТВ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При исследовании нагрузок, действующих в трансмиссии автомобиля, всегда возникает вопрос о выборе целесообразной расчетной схемы машинного агрегата. Для выбора расчетной схемы необходимо проанализировать диапазон частот возмущений и частоты собственных колебаний.

Частоты возмущений трансмиссии автомобиля от дорожных неровностей не превосходят 120 рад/с. Частотный диапазон возмущений от двигателя внутреннего сгорания определяется зоной рабочих чисел оборотов и числом цилиндров.

При равномерном чередовании вспышек в цилиндрах четырехтактного двигателя частота возмущений от мажорной гармоники  $k$ -го порядка может быть вычислена по формуле  $f_k = 0,5 i \omega_{\varnothing} k$ , где  $\omega_{\varnothing}$  — частота вращения коленчатого вала;  $i$  — число цилиндров;  $k$  — порядок гармоник.

При неравномерном чередовании вспышек в цилиндрах двигателя частота  $f_k$  определяется циклом колебаний суммарного крутящего момента двигателя. Например, для двигателя ЯМЗ-236 этот цикл равен  $240^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

Для определения частот собственных колебаний машинный агрегат заменяют системой сосредоточенных маховых масс и безынерционных упругих звеньев. Конфигурация и число степеней свободы расчетной системы зависят от содержания решаемой задачи и возможности применения того или иного метода расчета.

Большинство методов определения собственных частот динамических систем предназначено для простых цепных систем и счета вручную. При анализе сложных разветвленных и кольцевых систем, к которым сводятся различные колебательные сис-

темы автомобиля, требуется универсальный метод, пригодный для реализации на ЭЦВМ. В данном случае использован матричный метод [1], сущность которого рассмотрим на примере исследования колебательной системы трансмиссии автомобиля.

Уравнения движения произвольной динамической системы без демпфирования в матричной форме имеют вид

$$M \{\ddot{\varphi}\} + K \{\varphi\} = \{0\}, \quad (1)$$

где  $\{\varphi\}$  - координатная матрица;  $M$  - инерционная матрица;  $K$  - матрица жесткостей. Введем динамическую матрицу  $N = M^{-1}K$ , здесь  $M^{-1}$  - матрица, обратная  $M$ . Уравнение (1) принимает вид

$$\{\ddot{\varphi}\} + N \{\varphi\} = \{0\}. \quad (2)$$

Гармоническим решением уравнения (2) будет  $\{\varphi\} = \{\mu\} e^{j\omega t}$ , где  $\{\mu\}$  - столбец постоянных, а  $j = \sqrt{-1}$ . Подставив это выражение в уравнение (2) и разделив на  $e^{j\omega t}$ , получим

$$(-\omega^2 I + N) \{\mu\} = \{0\}, \quad (3)$$

где  $I$  - единичная матрица.

Данная система уравнений, записанная в матричной форме, имеет не тривиальное решение, т.е.  $\{\mu\} \neq \{0\}$ , только тогда, когда определитель  $|\omega^2 I - N| = 0$ .

Равенство

$$\Delta \omega = \begin{vmatrix} h_{11} - \omega^2 & h_{12} & \dots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} - \omega^2 & \dots & h_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ h_{n1} & h_{n2} & \dots & h_{nn} - \omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

представляет собой уравнение порядка  $n$  относительно  $\omega^2$ . Решив его, получим квадраты частот собственных колебаний.

Формы колебаний определяются после подстановки значений  $\omega_i^2$  в уравнение (3) и решения его относительно  $\{\mu\}$ . При этом нужно задать один элемент столбца  $\{\mu\}$ , например, первый элемент  $\mu_{11} = 1$ .

По описанному алгоритму в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ разработана программа для ЭЦВМ "Минск-32" и рассчитаны собственные значения колебательных систем трансмиссий отечественных грузовых автомобилей.

При исследовании колебаний в трансмиссии, возбуждаемых двигателем [2] и неровностями дороги [3], обычно используют соответственно цепные пятимассовые и трехмассовые системы. В более общем виде модель трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4x2 может быть описана динамической системой (рис. 1, а), имеющей следующие уравнения движения:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \varphi_1 - c_{12} \varphi_2 &= 0; \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} \varphi_1 + (c_{12} + c_{23}) \varphi_2 - c_{23} \varphi_3 &= 0; \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} \varphi_2 + (c_{23} + c_{34}) \varphi_3 - c_{34} \varphi_4 &= 0; \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34} \varphi_3 + (c_{34} + 2c_{45p}) \varphi_4 - c_{45p} \varphi_5' - c_{45p} \varphi_5'' - 2c_{45p} \varphi_p &= 0; \\
 I_5' \ddot{\varphi}_5' - c_{45p} \varphi_4 + (\frac{1}{2} c_{45p} + c_{56}) \varphi_5' + \frac{1}{2} c_{45p} \varphi_5'' - c_{56} \varphi_6 + c_{45p} \varphi_p &= 0; \\
 I_5'' \ddot{\varphi}_5'' - c_{45p} \varphi_4 + \frac{1}{2} c_{45p} \varphi_5' + (\frac{1}{2} c_{45p} + c_{56}) \varphi_5'' - c_{56} \varphi_6 + c_{45p} \varphi_p &= 0; \\
 I_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{56} \varphi_5' - c_{56} \varphi_5'' + 2c_{56} \varphi_6 &= 0; \\
 I_p \ddot{\varphi}_p - 2c_{45p} \varphi_4 + c_{45p} \varphi_5' + c_{45p} \varphi_5'' + (2c_{45p} + c_p) \varphi_p &= 0.
 \end{aligned}$$

(5)

Здесь коэффициенты при  $\ddot{\varphi}_i$  представляют собой элементы инерционной матрицы, коэффициенты при  $\varphi_i$  - элементы матрицы жесткостей, а вся система равенств (5) - развернутую запись матричного уравнения (1).

Рассматриваемая система получена упрощением многомассовой системы по методу Е.И. Ривина. Ее элементы имеют следующие значения:

приведенные моменты инерции маховых масс:  $I_1$  - вращающиеся части двигателя и сцепления;  $I_2$  - массы коробки передач (КП), главным образом первичный вал, промежуточный вал с шестернями и входящие с ними в зацепление шестерни вторичного вала;  $I_3$  - остальные массы КП, часть масс карданной передачи и для автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 трансмиссионный тормоз;  $I_4$  - остальные массы карданной передачи, главная передача с дифференциалом, часть полуосей и для автомобиля МАЗ-500А трансмиссионный тормоз;  $I_5', (I_5'')$  - часть массы полуоси и колесный узел одного борта;  $I_6$  - маховик, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля;  $I_p$  - заднего моста;

Таблица 1. Параметры расчетных динамических систем, приведенные к первичному валу КП

Автомобиль	Передача КП	Приведенные моменты инерции масс, кгссмс <sup>2</sup>							Приведенные жесткости звеньев, с x 10 <sup>4</sup> кгссм					
		J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>3</sub>	J <sub>4</sub>	J <sub>5</sub> (J <sub>5''</sub> )	J <sub>6</sub>	J <sub>p</sub>	c <sub>12</sub>	c <sub>23</sub>	c <sub>34</sub>	c <sub>45p</sub>	c <sub>56</sub>	c <sub>p</sub>
ГАЗ-53А	I	5,2	0,047	0,023	0,004	0,09	8,0	0,14	4,6	4,0	0,49	0,016	0,09	0,13
	II	5,2	0,058	0,101	0,016	0,39	35,4	0,60	4,6	7,7	1,91	0,069	0,41	0,57
	III	5,2	0,089	0,330	0,053	1,28	115,2	1,95	4,6	10,1	6,13	0,222	1,32	1,86
	IV	5,2	0,175	1,214	0,151	3,74	336,8	5,70	4,6	25,6	18,0	0,655	3,85	5,43
ЗИЛ-130	I	10,2	0,284	0,031	0,011	0,12	10,5	0,11	8,5	3,2	0,52	0,019	0,12	0,19
	II	10,2	0,286	0,110	0,036	0,41	34,6	0,37	8,5	6,3	1,72	0,062	0,39	0,64
	III	10,2	0,300	0,350	0,117	1,30	111,0	1,17	8,5	17,5	5,50	0,198	1,24	2,04
	IV	10,2	0,324	0,855	0,284	3,16	270,0	2,84	8,5	40,2	13,35	0,481	3,0	4,95
	V	10,2	0,372	1,851	0,614	6,83	583,0	6,15	8,5	80,6	28,84	1,041	6,5	10,56
МАЗ-500А	I	37,9	0,932	0,020	0,097	0,38	27,8	0,08	21,3	8,9	2,67	0,134	0,29	0,41
	II	37,9	0,916	0,181	0,316	1,24	90,6	0,25	21,3	26,7	7,69	0,441	0,96	1,31
	III	37,9	1,014	0,638	1,148	4,58	328,0	0,93	21,3	56,8	28,0	1,6	3,5	4,8
	IV	37,9	1,018	1,651	2,687	10,50	770,0	2,15	21,3	153,0	65,0	3,7	8,05	11,2
	V	37,9	0,977	3,940	6,070	23,65	1740,0	4,84	21,3	130,0	145,2	8,4	18,3	25,2

приведенные жесткости:  $c_{12}$  – демпфер в ведомом диске сцепления и валы КП, главным образом первичный вал;  $c_{23}$  – шлицевые и шпоночные соединения и валы КП;  $c_{34}$  – карданная и главная передачи;  $c_{45p}$  – главная передача и полуось;  $c_{56}$  – шины одного борта;  $c_p$  – рессоры на выкручивание.

Такие значения элементов трансмиссии имеют место для всех автомобилей на всех передачах. При дальнейшем упрощении цепной части системы методом Е.И. Ривина на низших передачах обычно происходит объединение парциальных систем КП и карданной передачи, а на высших – демпфера и КП. В результате у разных автомобилей и на разных передачах элементы динамических систем принимают неодинаковые значения, что затрудняет сравнение форм колебаний и амплитудно-частотных характеристик исследуемых систем. Это обстоятельство было учтено при выборе расчетной восьмимассовой системы. Параметры расчетных динамических систем сведены в табл. 1.

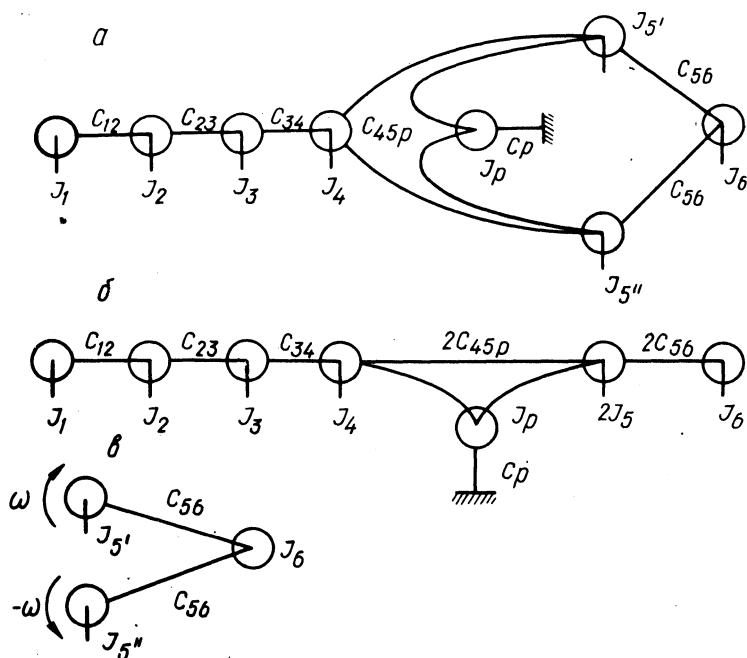


Рис. 1. Расчетные динамические системы машинного агрегата автомобиля.





Решение этой системы уравнений дает шесть из семи собственных частот исходной системы (5). Еще одну частоту  $\omega_k$  находим, рассмотрев колебания масс  $I_{5'}$  и  $I_{5''}$  в противофазе (рис. 1,в). При этом для всех передач получаем одинаковые

значения  $\omega_k = \sqrt{\frac{c_{56}}{I_{5'}}}$ , которые равны  $\omega_k = 101,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  - для ГАЗ-53А,  $\omega_k = 97,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  - ЗИЛ-130 и  $\omega_k = 88,0$  - для МАЗ-500А.

Остальные значения частот расчетной динамической системы сведены в табл. 2. Таким образом, сложная кольцевая система (рис. 1,а) при расчете собственных значений может быть упрощена сведением к системам, представленным на рис. 1,б и в, что подтверждается непосредственным расчетом систем.

Анализируя соотношение собственных частот и частот возмущений, действующих на трансмиссию, можно рекомендовать использовать при расчете нагрузок от неравномерной работы дизельного двигателя семимассовую разветвленную систему, изображенную на рис. 1,б (поскольку на низких оборотах двигателя частоты возмущений оказываются близкими ко второй и третьей собственным частотам без учета  $\omega_k$ , а величины этих частот находятся в сильной связи с реактивными параметрами системы). Для машинных агрегатов с карбюраторными двигателями - цепную шестимассовую систему; при расчете нагрузок от неровностей дороги - динамическую систему с меньшим числом степеней свободы (четыре), но обязательно содержащую реактивные элементы и межосевой дифференциал.

## Л и т е р а т у р а

1. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. М.,1966. 2. Успенский И.Н., Савинов Б.В. Крутильные колебания в трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода. - "Автомобильная промышленность",1970, №9, с. 16 - 19. 3. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М.,1972.

## ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННОГО СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ СПЕКТРОВ НАГРУЖЕНИЯ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА

Современные методы расчетов деталей трансмиссии на долговечность требуют знания спектров мощности нагрузок на различных элементах трансмиссии.

При получении статистических характеристик случайного процесса часто полагают, что он является стационарным и эргодическим. Такое предположение нужно применять к процессу нагружения элементов трансмиссии транспортных или тяговых машин с большой осторожностью. Например, крутящий момент на полуоси зависит, в частности, от макрорельефа местности. В записи любой длины поэтому почти всегда присутствуют спектральные составляющие значительной мощности, превышающие по периоду длину реализации.

Наличие таких составляющих можно рассматривать как нестационарность среднего значения (тренд).

Если в данных наблюдения содержитс я тренд, то при последующей обработке оценки корреляционных функций и спектральных плотностей будут сильно искажены: корреляционная функция не пересечется с осью абсцисс, а оценка спектральной плотности на низких частотах окажется совершенно недостоверной.

Одним из наиболее эффективных методов удаления тренда является метод наименьших квадратов [1], который позволяет достаточно просто исключать как линейный тренд, так и тренд, представленный полиномами второй или третьей степени.

Обозначим значения временного ряда, состоящего из  $N$  точек, отстоящих друг от друга на интервал  $h$  через  $u_n$ , где  $n = 1, 2, \dots, N$ . Пусть для тренда, содержащегося в исходных данных, требуется найти приближение в форме полинома степени  $M$

$$u_n = \sum_{k=1}^M b_k (nh)^k; \quad n = 1, 2, \dots, N.$$

Значения коэффициентов  $b_k$  являются корнями системы линейных алгебраических уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} b_0 N + \frac{1}{2} b_1 h N(N+1) = \sum_{n=1}^N u_n; \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}b_0 N(N+1) + \frac{1}{6}b_1 N(N+1)(2N+1)h = \sum_{n=1}^N n u_n \end{array} \right.$$

для линейного тренда и

$$\left\{ \begin{array}{l} b_0 N + \frac{1}{2}b_1 N(N+1)h + \frac{1}{6}b_2 N(N+1)(2N+1)h^2 = \sum_{n=1}^N u_n; \\ \frac{1}{2}b_0 N(N+1) + \frac{1}{6}b_1 N(N+1)(2N+1)h + \frac{1}{4}b_2 N^2(N+1)^2 h^2 = \\ = \sum_{n=1}^N n u_n; \\ \frac{1}{6}b_0 N(N+1)(2N+1) + \frac{1}{4}b_1 N^2(N+1)^2 h + \frac{1}{30}b_2 N(2N+1) \times \\ \times (3N^2 + 3N - 1)h^2 = \sum_{n=1}^N n^2 u_n \end{array} \right.$$

для квадратичного тренда.

Полученные попутно уравнения, описывающие тренд в функции времени, могут представить специальный интерес.

Спектр мощности (спектральная плотность) показывает, как дисперсия процесса распределяется по частоте. Для детерминированных полигармонических процессов спектр мощности легко может быть получен из спектра амплитуд. Однако в работе [3] указано: "... введение ряда Фурье в явление, которое, вообще говоря, не является периодическим, довольно произвольно и приводит к рассуждениям, спорным с математической точки зрения". Как показано в работе [2], классический анализ Фурье неприменим к случайным процессам. Оценка спектра, полученная по формулам анализа Фурье, а именно выборочный спектр мощности, обладает тем нежелательным свойством, что дисперсия самой оценки не уменьшается при увеличении длины реализации даже для эргодических стационарных процессов.

Главное различие анализа детерминированных и случайных сигналов выявляется при неограниченном возрастании длины записи. Для детерминированных сигналов с увеличением длины записи оценка спектра становится более устойчивой, истинный спектр является пределом (в обычном математическом смысле) выборочного спектра. Для случайного процесса поведение оценки спектра является настолько неустойчивым, что

она становится бесполезной для оценивания. Основная причина, по которой анализ Фурье неприменим к случайным процессам, заключается в том, что он основан на предположении, что амплитуды, фазы и частоты фиксированы.

На практике можно оценивать только записи конечной длины. Влияние этого усечения можно оценить, рассматривая временное окно, определяемое следующим образом:

$$w_R(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } |t| \leq T/2; \\ 0 & \text{при } |t| > T/2. \end{cases}$$

Общая длина записи равна  $T$ , начало отсчета принято в середине конечного интервала  $-T/2 \leq t \leq T/2$ .

Если истинный сигнал  $S(t)$  определен в интервале  $-\infty \leq t \leq \infty$ , то сигнал, действительно измеренный на конечном интервале, можно записать в виде  $x_T(t) = x(t) w_R(t)$ .

Операция взятия конечного интервала записи равносильна умножению подлинного сигнала на временное окно прямоугольной формы.

Преобразование Фурье от произведения двух временных функций есть свёртка преобразований Фурье от каждой из этих функций:

$$S_T(f) = \int_{-\infty}^{\infty} S(g) W(f - g) dg.$$

Здесь  $W(g)$  - преобразование Фурье от временного окна, его принято называть спектральным окном, а  $S(f)$  - преобразование Фурье от исходного, бесконечного во времени процесса.

Для прямоугольного окна преобразование Фурье равно

$$W_R(f) = T \frac{\sin \pi f T}{\pi f T}.$$

Эта функция имеет главный максимум при  $f = 0$ , множество убывающих по амплитуде по мере роста частоты максимумов и минимумов и обращается в ноль при частотах, кратных  $1/T$ .

Боковые всплески спектрального окна будут создавать ложные пики в оценке  $S_T(f)$ , поэтому ее необходимо подвергать сглаживанию.

Сущность сглаживания заключается в том, что вместо прямоугольного окна выбирают окно такой формы, чтобы его преобразование Фурье (спектральное окно) не имело ярко выраженных дополнительных максимумов (боковых лепестков).

В спектральном анализе широко применяются временные (корреляционные) окна: Бартлетта, Парзена, Тьюки и соответствующие спектральные окна.

Рассмотрим для примера окно Тьюки [2] (оно же - окно Ханна и Хеннинга [1]).

Корреляционное окно Тьюки имеет следующую форму

$$w_T(\tau) = \begin{cases} 0,5(1 + \cos \frac{\pi \tau}{M}), & |\tau| \leq M; \\ 0, & |\tau| > M. \end{cases}$$

Спектральное окно Тьюки описывается выражением

$$W_T(f) = M \left( \frac{\sin 2\pi f M}{2\pi f M} \right) \left( \frac{1}{1 - (2f M)^2} \right).$$

-  $\infty \leq f \leq \infty$

Здесь  $M$  - точка отсечения по времени  $M < T$ .

Точка отсечения корреляционного окна определяет ширину спектрального окна: чем меньше  $M$ , тем при прочих равных условиях шире полоса частот спектрального окна.

Если два спектральных окна имеют приемлемую форму и одинаковую ширину полосы частот, то соответствующие им выборочные оценки очень близки. Практически важным вопросом в спектральном анализе является выбор ширины окна. Применение широкого спектрального окна обеспечивает высокую устойчивость выборочного спектра, не может дать значительные искажения из-за того, что близкие по частоте пики будут неразличимы. В случае узкого спектрального окна у спектра будет высокая разрешающая способность, но он может быть неустойчивым.

Нужен гибкий подход, который позволил бы узнать достаточно много о спектре по имеющимся данным, чтобы выбрать подходящее сглаживание как для спектра в целом, так и для любого интересующего нас диапазона частот. Предложенный в работе [2] эмпирический метод "стягивания окна" заключается в вычислении нескольких сглаженных выборочных спектральных оценок сначала для широкой полосы частот, а потом для все более и более узких. Этот метод позволяет получать наилучшую оценку имеющейся записи с учетом особенностей последней.

Расчет выборочной сглаженной спектральной оценки (для дискретного времени) может быть выполнен двумя основными методами.

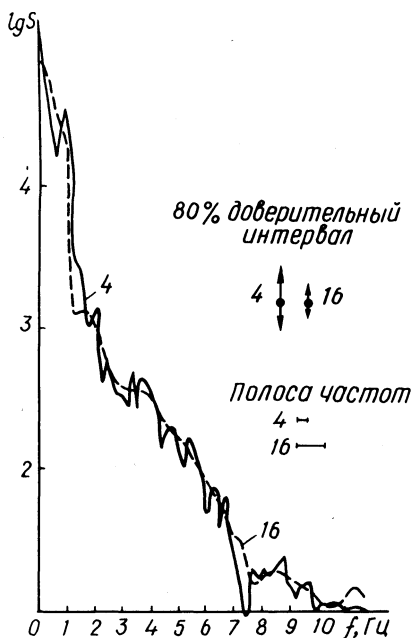


Рис. 1. Две оценки спектральной плотности одной и той же реализации с окнами Тьюки разной ширины ( $\tau/m=4$ ;  $\tau/m=16$ ). Крутящий момент на полуоси колесного трактора МТЗ-3Э80 (гидротрансформатор заблокирован) при пахоте.

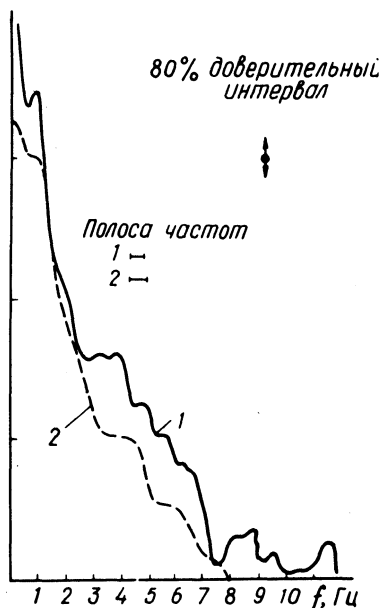


Рис. 2. Сравнение спектральных плотностей крутящего момента на полуоси трактора МТЗ-3Э80 при пахоте в одних и тех же условиях при заблокированном (кривая 1) и включенном (кривая 2) гидротрансформаторе.

Предположим, что цифровые данные  $x_i$  ( $i=1, 2, \dots, N$ ) соответствуют значениям сигнала, отсчитанного через промежутки времени  $h$ .

Тогда выборочная оценка корреляционной функции имеет вид

$$R(k) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N-k} (x_i - \bar{x})(x_{i+k} - \bar{x}) \quad -(N-1) \leq k \leq N-1.$$

Сглаженная оценка спектральной плотности определяется как

$$\hat{S}(f) = 2h \left[ R(0) + 2 \sum_{k=1}^{L-1} R(k) w(k) \cos 2\pi f k h \right] \quad 0 \leq f \leq 1/2h.$$

В последнее время в связи с открытием быстрого преобразования Фурье [1, 2] получил распространение другой метод. Вначале вычисляется непосредственно по исходной реализации не сглаженная оценка спектральной плотности, а затем интегральная сумма свертки этой оценки со спектральным окном.

Последний метод позволяет снизить затраты машинного времени на расчет сглаженной спектральной плотности более чем в 10 раз.

Автором разработана программа для ЭЦВМ "Наири-2", позволяющая обрабатывать временной ряд длиной до 512 точек.

Программа выполняет следующие операции: исключение квадратичного тренда, расчет несглаженного спектра мощности методом быстрого преобразования Фурье непосредственно по реализации, расчет окон Тьюки шириной 4, 8 и 16 линий спектра, вычисление интегралов свертки для всего диапазона частот с тремя окнами разной ширины и печать трех сглаженных оценок спектральной плотности.

На рис. 1 показана спектральная плотность крутящего момента на полуоси опытного трактора МТЗ-3Э80 при пахоте (гидротрансформатор заблокирован). Видно, что при малой ширине полосы частот ( $T/M=4$ ) спектр неустойчив, однако выявляются узкие пики, при  $T/M=16$  видны характерные особенности спектра и вместе с тем отсутствуют случайные помехи.

На рис. 2 показаны спектральные плотности крутящего момента на полуоси трактора при пахоте в одних и тех же условиях при включенном (кривая 2) и заблокированном (кривая 1) гидротрансформаторе.

Видно положительное влияние гидротрансформатора как на дисперсию нагрузок (площадь под кривой 1 значительно больше), так и на распределение нагрузок по частотам.

Полученные результаты можно использовать для расчетов нагрузочных режимов, а также для последующего моделирования случайных нагрузок в трансмиссии.

#### Л и т е р а т у р а

1. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М., 1974. 2. Дженкинс Г., Ваттс Д. Спектральный анализ и его приложение. М., 1972. 3. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. М., 1965.



## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ БАЛАНСИРНЫХ ПОДВЕСОК ТРЕХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Особенности конструктивного оформления балансирных подвесок трехосных автомобилей МАЗ, КраЗ и Сканиа видны из представленных на рис. 1 схем подвесок этих автомобилей. Определенный интерес представляет сравнительный статистический анализ колебаний автомобиля МАЗ-514 с указанными подвесками с целью выявления преимуществ и недостатков каждой из конструкций.

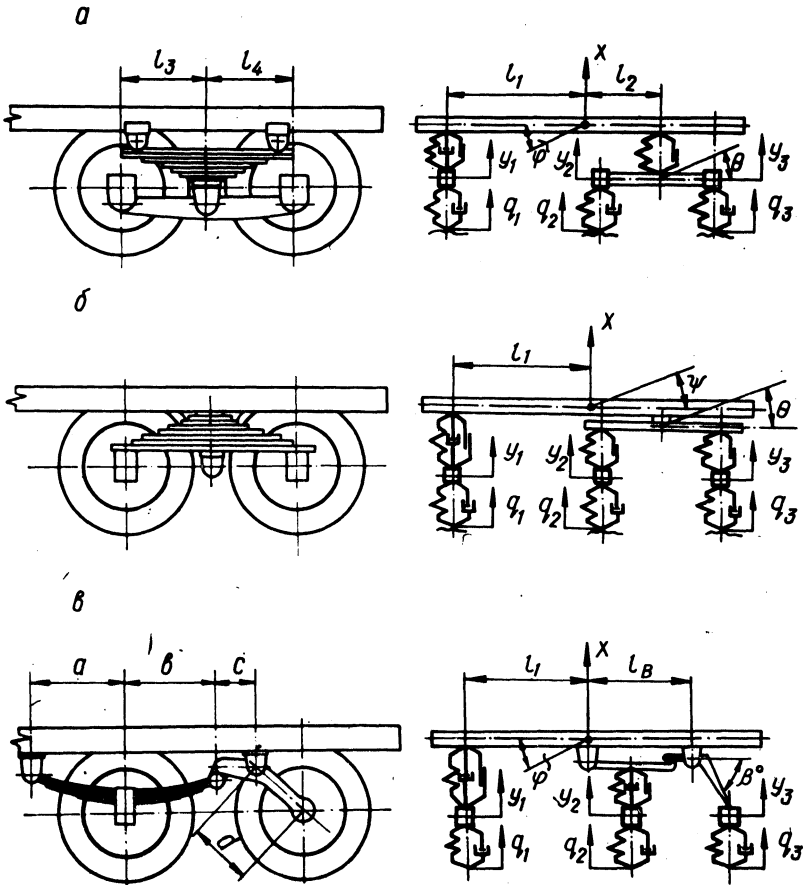


Рис. 1. Схемы подвесок трехосных автомобилей типа: МАЗ (а), КраЗ (б) и Сканиа (в).

Характеристики упругих и диссипативных элементов всех трех типов подвесок обладают существенной нелинейностью. Поэтому методы исследования линейных систем [1, 2], базирующиеся на представлении возмущения конечной или бесконечной суммой элементарных типовых воздействий и на использовании характеристик, являющихся мерой реакции системы на них, для исследования данных подвесок использоваться не могут. Для нелинейных систем представляют интерес методы, позволяющие вычислить вероятностные характеристики выходных координат системы без ее предварительной линеаризации [3, 4—6].

Благодаря наглядной вероятностной трактовке и универсальности широкое распространение в этом случае получил метод статистических испытаний (Монте-Карло). При анализе нелинейных подвесок этим методом на каждую опору подается одна реализация возмущения, в результате чего будет получена одна реализация каждой из фазовых координат транспортной машины. Повторяя подобные испытания многократно, найдем для каждой из фазовых координат совокупность реализаций. Статистическая обработка совокупностей позволяет определить законы распределения фазовых координат либо отдельные характеристики этих законов.

Достаточно полное представление о качестве подвески дает спектральная плотность ускорений центра тяжести поддрессоренных масс  $S_{\ddot{x}}(\omega)$ . Энергетический спектр позволяет судить не только о диапазоне частот совершающихся случайных колебаний, их интенсивности, но и о дисперсии ускорений, значение которой пропорционально площади под кривой спектральной плотности.

Обозначая через  $P_{i,j}$  нелинейные упругие и диссипативные характеристики  $j$ -го элемента  $i$ -й оси, для схем, приведенных на рис. 1, дифференциальные уравнения колебаний запишутся в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \frac{1}{M} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\ddot{\Delta}_1) + P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] &= 0; \\ \ddot{y} + \frac{1}{M, \rho^2} \left\{ i_1 [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\ddot{\Delta}_1)] + i_2 [P_{21}(\Delta_2) + \right. & \\ \left. + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] \right\} &= 0; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_1 - \frac{1}{m_1} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) - P_{14}(\delta_1) - P_{15}(\dot{\delta}_1)] &= 0; \\ \ddot{y}_2 - \frac{1}{m} [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) - P_{24}(\delta_2) - P_{25}(\dot{\delta}_2) - P_{34}(\delta_3) - \\ - P_{35}(\dot{\delta}_3)] &= 0; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{1}{m\varrho^2} \left\{ 1_3 [P_{24}(\delta_2) + P_{25}(\dot{\delta}_2)] + 1_4 [P_{34}(\delta_3) + P_{35}(\dot{\delta}_3)] \right\} = 0$$

при  $t = 0$ ,  $x(0) = \dot{x}(0) = \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) =$   
 $= \theta(0) = \dot{\theta}(0) \equiv 0.$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \frac{1}{M} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) + P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) + P_{31}(\Delta_3) + \\ + P_{33}(\dot{\Delta}_3)] &= 0; \end{aligned} \right\}$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{1}{M\varrho^2} \left\{ 1_1 [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1)] + 1_2 [P_{21}(\Delta_2) + \right.$$

$$\left. + P_{23}(\dot{\Delta}_2) + P_{31}(\Delta_3) + P_{33}(\dot{\Delta}_3)] \right\} = 0; \quad \left. \right\} (2)$$

$$\ddot{y}_1 - \frac{1}{m_1} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) - P_{14}(\delta_1) - P_{15}(\dot{\delta}_1)] = 0;$$

$$\ddot{y}_2 - \frac{1}{m_2} [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) - P_{24}(\delta_2) - P_{25}(\dot{\delta}_2)] = 0;$$

$$\ddot{y}_3 - \frac{1}{m_3} [P_{31}(\Delta_3) + P_{33}(\dot{\Delta}_3) - P_{34}(\delta_3) - P_{35}(\dot{\delta}_3)] = 0;$$

$$\ddot{\theta} + \frac{1}{m\varrho^2} \left\{ 1_3 [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] + 1_4 [P_{31}(\Delta_3) + P_{33}(\dot{\Delta}_3)] \right\} = 0$$

при  $t = 0$ ,  $x(0) = \dot{x}(0) = \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) =$   
 $y_3(0) = \dot{y}_3(0) = \theta(0) = \dot{\theta}(0) \equiv 0.$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \frac{1}{M} \left\{ P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1) + (A+1) [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] \right\} &= 0 \\ \ddot{\varphi} + \frac{1}{M\varrho^2} \left\{ 1_1 [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\dot{\Delta}_1)] + (A1_B + 1_A) [P_{21}(\Delta_2) + \right. \\ \left. + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] \right\} &= 0; \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_1 - \frac{1}{m_1} [P_{11}(\Delta_1) + P_{12}(\dot{\Delta}_1) + P_{13}(\ddot{\Delta}_1) - P_{14}(\delta_1) - P_{13}(\dot{\delta}_1)] &= 0; \\ \ddot{y}_2 - \frac{1}{m_2} [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2) - 2P_{24}(\delta_2) - 2P_{23}(\dot{\delta}_2)] &= 0; \\ \ddot{y}_3 - \frac{1}{m_3} \{ A [P_{21}(\Delta_2) + P_{23}(\dot{\Delta}_2)] - 2P_{34}(\delta_3) - 2P_{35}(\dot{\delta}_3) \} &= 0 \end{aligned} \right\} (3)$$

при  $t = 0$   $x(0) = \dot{x}(0) = \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) = y_3(0) = \dot{y}_3(0) = 0$ ,

где  $x, \dot{x}, \ddot{x}$  — вертикальное перемещение, скорость и ускорение поддрессоренной массы соответственно в см, см/с и см/с<sup>2</sup>;  $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$  — угловое перемещение, скорость и ускорение поддрессоренной массы вокруг оси тангажа соответственно в рад, 1/с и 1/с<sup>2</sup>;  $y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$  — вертикальное перемещение, скорость и ускорение неподдрессоренной массы  $i$ -й опоры соответственно в см, см/с и см/с<sup>2</sup>;  $M_i$  — поддрессоренная масса, приходящаяся на  $i$ -ю опору, без индекса — поддрессоренная масса автомобиля, кг·с<sup>2</sup>/см;  $m_i$  — неподдрессоренная масса  $i$ -й опоры, без индекса — масса балансира, кг·с<sup>2</sup>/см;  $\rho$  — радиус инерции поддрессоренной массы относительно оси тангажа, см;  $\rho_\theta$  — радиус инерции балансира относительно его ЦТ, см;  $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$  — угловое перемещение, скорость и ускорение массы балансира вокруг оси, проходящей через ЦТ соответственно в рад, 1/с и 1/с<sup>2</sup>.

Аргументы нелинейных характеристик, входящих в дифференциальные уравнения, соответственно равны (см. рис.1)

для системы (1):

$$\Delta_1 = y_1 - x + 1_1 \varphi ; \Delta_2 = y_2 - x - 1_2 \varphi ; \delta_1 = q_1 - y_1 ;$$

$$\delta_2 = q_2 - y_2 + 1_3 \theta ; \delta_3 = q_3 - y_3 - 1_4 \theta ;$$

для системы (2):

$$\Delta_1 = y_1 - x + 1_1 \varphi ; \Delta_2 = y_2 - x - 1_2 \varphi + 1_3 \theta ;$$

$$\Delta_3 = y_3 - x - 1_2 \varphi - 1_4 \theta ;$$

$$\delta_1 = q_1 - y_1 ; \delta_2 = q_2 - y_2 + 1_3 \theta ; \delta_3 = q_3 - y_3 - 1_4 \theta ;$$

для системы (3):

$$\Delta_1 = y_1 - x + 1_1 \varphi ; \Delta_2 = (A+1)x + [A_1 B + 1_A] \varphi - A y_3 - y_2 ;$$

$$\delta_1 = q_1 - y_1 ; \delta_2 = q_2 - y_2 ; \delta_3 = q_3 - y_3 ,$$

где

$$A = \frac{a \cdot c}{\alpha(a+b)} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \beta_0}$$

Для решения систем нелинейных дифференциальных уравнений были составлены программы на АЛЬФА-языке. Решение производилось на ЦВМ М-220 методом Эйлера--Коши с шагом  $h = 0,005$  с. Общее время счета зависело от принятой скорости движения и определялось из соображений получения достаточно представительной реализации выходных координат, входящих в целевую функцию и ограничения. Случайный микропрофиль дороги формировался с помощью алгоритмов по корреляционной функции вида

$$R_q(\tau) = D_q (A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta \tau) ,$$

где  $D_q$  -- дисперсия,  $\text{см}^2$ ;  $\alpha_1, \alpha_2$  и  $\beta$  -- корреляционные коэффициенты,  $1/\text{с}$ ;  $A_1$  и  $A_2$  -- безразмерные коэффициенты,  $A_1 + A_2 = 1$ .

Исследования проводились для асфальтовой, булыжной и грунтовой дорог при скоростях движения 20, 40 и 60 км/ч. На рис. 2 и 3 приведены некоторые из полученных результатов.

Спектральные плотности ускорений в центре тяжести подвески рессоренной массы автомобиля с параметрами, соответствующими параметрам трехосного автомобиля МАЗ-514, для трех типов подвесок, приведенных на рис. 1, при движении по грунтовой дороге с дисперсией  $10 \text{ см}^2$  со средней скоростью 40 км/ч приведены на рис. 2. Как видно, сравнительно лучшей плавностью хода обладает автомобиль с подвеской типа КраЗ. Для этого случая максимальное значение спектральной плотности ускорений на всех скоростях несколько ниже, чем у двух

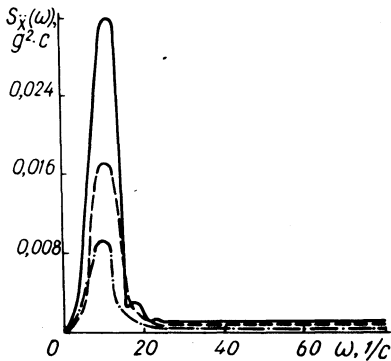


Рис. 2. Спектральные плотности ускорений в центре тяжести поддресоренной массы трехосного автомобиля с различными типами задней балансирной подвески (— МАЗ; - - - Сканиа; - . - КрАЗ).

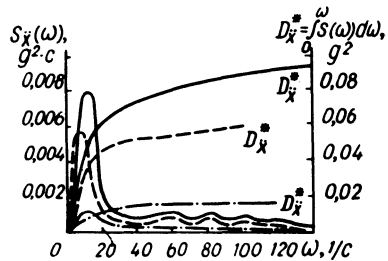


Рис. 3. Статистические характеристики колебаний поддресоренной массы автомобиля с подвеской типа МАЗ при различных жесткостях рессоры задней тележки (— 1430 кг/см; - - - 1000 кг/см; - . - 600 кг/см).

других типов. Скорость  $v = 40$  км/ч для рассматриваемой дороги является наиболее неблагоприятной. У автомобиля с подвеской типа МАЗ значение  $S_{\ddot{x}}$  достигает  $0,030 g^2 c$ , что почти в два раза превышает значения у других типов (см. рис. 2). Как показывают расчеты, улучшение плавности хода подвески типа МАЗ может быть получено путем снижения жесткостей задней рессоры до  $c_2 = 600$  кг/см и более, о чем свидетельствуют данные рис. 3. Максимальное значение  $S_{\ddot{x}}$  в этом случае составляет  $0,001 g^2 c$  по сравнению с  $0,0078 g^2 c$  при  $c_2 = 1430$  кг/см, т.е. уменьшается более чем в 7 раз.

Приведенные исследования показали, что автомобиль с подвеской типа КрАЗ обладает несколько лучшей плавностью хода. Для улучшения плавности хода автомобиля с подвеской типа МАЗ жесткость ее упругого элемента необходимо существенно снизить. Задняя подвеска типа Сканиа с точки зрения плавности хода не имеет преимуществ по сравнению с подвесками типа МАЗ и КрАЗ. Установлено также, что значительное улучшение

плавности хода может быть получено путем замены у трехосных автомобилей всех трех рассмотренных типов подвесок на листовых рессорах связанными гидропневматическими подвесками.

### Л и т е р а т у р а

1. Яценко Н.Н. Особенности колебаний трехосного автомобиля с балансирной подвеской. — "Автомобильная промышленность", 1959, №12. 2. Ротенберг Р.В. Подвески автомобиля. М., 1972. 3. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, 1971. 4. Ершов В.И., Бугай О.В., Фурунжиев Р.И. Статистическая оптимизация нелинейных подвесок трехосных автомобилей. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1974, сентябрь. 5. Фурунжиев Р.И. К теории оптимизации стохастических колебательных систем. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1972, март. 6. Фурунжиев Р.И. К автоматизации проектирования сложных колебательных систем. — В сб.: Вычислительная техника в машиностроении. Минск, 1973, март.

А.И. Гришкевич, В.Б. Альгин, В.И. Чечик

### НАГРУЗКИ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ОТ НЕРАВНОМЕРНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Существенное влияние на долговечность трансмиссии оказывают крутильные колебания, возбуждаемые двигателем. Поэтому в общем нагрузочном режиме трансмиссии необходимо учитывать этот вид нагрузок. Ниже излагается методика определения упомянутого нагрузочного режима применительно к трансмиссии автомобиля МАЗ-500А.

1. Анализ крутящего момента двигателя. Суммарная кривая крутящего момента двигателя (рис. 1) подвергается спектральному анализу. Нулевая гармоника (постоянная составляющая) не учитывается, поскольку она не вызывает колебаний момента в трансмиссии. В результате определяется вклад в общую дисперсию отдельных гармоник (рис. 2).

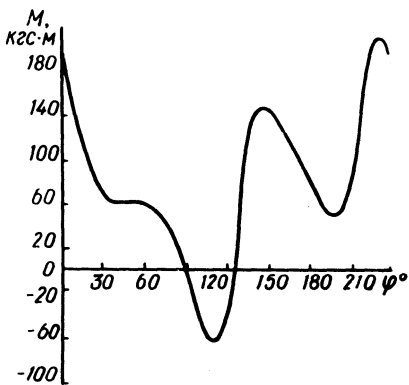


Рис. 1. Зависимость суммарного крутящего момента двигателя ЯМЗ-236 от угла поворота коленчатого вала.

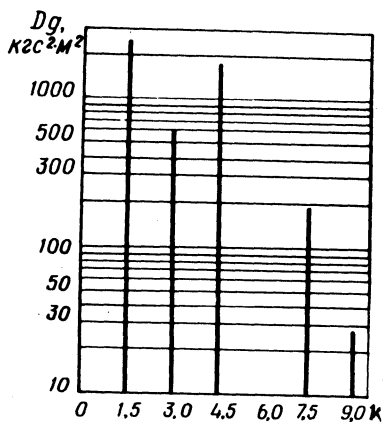


Рис. 2. Вклад в общую дисперсию момента двигателя отдельных гармоник при  $n_g = 1500$  об/мин.

Поскольку цикл колебаний момента двигателя ЯМЗ-236 происходит за  $240^\circ$  угла поворота коленчатого вала, то порядок первой гармоники равен 1,5.

2. Определение параметров расчетной динамической системы. Число степеней свободы расчетной системы желательно выбирать таким, чтобы была возможность ввести неупругое сопротивление в парциальные системы демфера сцепления, коробки передач, полусей, шин. Это соображение, а также анализ соотношения частот возмущающих воздействий и частот систем с различной степенью упрощения определили выбор в качестве расчетной -- семимассовой динамической системы (рис. 3).

Величины моментов инерции  $e_i$  и податливостей  $e_i$  находятся расчетным или экспериментальным путем по известным методикам. Наибольшие трудности возникают при определении коэффициентов неупругого сопротивления.

Внутреннее трение в элементах трансмиссии, исключая демфер сцепления, с небольшими допущениями можно принимать пропорциональным скорости (вязкое трение). Возможны различные способы нахождения коэффициентов неупругого сопротивления. В работе [1] описана методика определения коэффициентов, по-



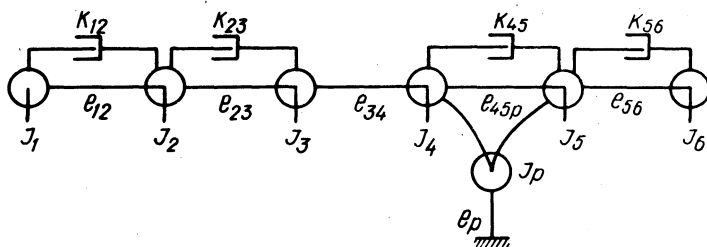


Рис. 3. Расчетная динамическая система машинного агрегата автомобиля МАЗ-500А.

лученных при экспериментальном исследовании демпфирующих свойств отдельных агрегатов трансмиссии автомобиля ГАЗ-53А.

В нашем случае коэффициенты демпфирования подбирались с помощью аналоговой вычислительной машины МНБ-1 из условия совпадения резонансных амплитуд с экспериментальными значениями, полученными на автомобиле МАЗ-500 А при отсутствии гасителя крутильных колебаний. Приведенные коэффициенты неупругого сопротивления для коробки передач --  $K_{23}$ , полуосей --  $K_{45}$ , шин --  $K_{56}$  сведены в табл. 1.

Таблица 1. Коэффициенты вязкого трения в элементах трансмиссии, приведенные к первичному валу КП

Передача в КП	K, кгс·см·с		
	$K_{23}$	$K_{45}$	$K_{56}$
I	4,0	1,0	36,3
II	10	3,6	120
III	30	13	435
IV	40	30	1000
У	100	68	2270

Коэффициентом  $K_{34}$  для карданной передачи ввиду малости пренебрегаем. Коэффициент демпфирования реактивной связи в систему не вводится. Его влияние учтено при подборе коэффициентов  $K_{45}$  и  $K_{56}$ . Это сделано для того, чтобы при упрощенных расчетах была возможность использовать цепную систему.

Прежде чем применить в исследовании эффективные методы и аппарат линейной теории колебаний, необходимо провести линеаризацию сухого трения в ведомом диске сцепления. Определение коэффициента эквивалентного вязкого трения  $K_{12}$  непосредственным подбором на АВМ, на наш взгляд, наиболее надежный способ линеаризации, если учесть многочастотный характер воздействия и достаточно большое число степеней свободы расчетной динамической системы.

Моделирование демфера сухого трения при различных скоростях вращения коленчатого вала двигателя произведено по методике, изложенной в [2].

3. Расчет передаточной функции. Квадрат модуля передаточной функции  $|W_1(\omega)|^2$  от двигателя к звену в трансмиссии 1 при частоте возмущения  $\omega$  определяется следующим образом.

Дифференциальные уравнения рассматриваемой системы после преобразования по Лапласу принимают вид системы линейных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами

$$pI_1 V_1 + K_{12}(V_1 - V_2) + Y_{12} = f(p);$$

$$pe_{12} Y_{12} - V_1 + V_2 = 0;$$

$$pI_2 V_2 - K_{12}(V_1 - V_2) + K_{32}(V_2 - V_3) - Y_{12} + Y_{23} = 0;$$

$$pe_{23} Y_{23} - V_2 + V_3 = 0;$$

$$pI_3 V_3 - K_{23}(V_2 - V_3) - Y_{23} + Y_{34} = 0;$$

$$pe_{34} Y_{34} - V_3 + V_4 = 0;$$

$$pI_4 V_4 + K_{45}(V_4 - V_5) - Y_{34} + Y_{45p} = 0;$$

$$pe_{45p} Y_{45p} - V_4 + V_5 + V_p = 0;$$

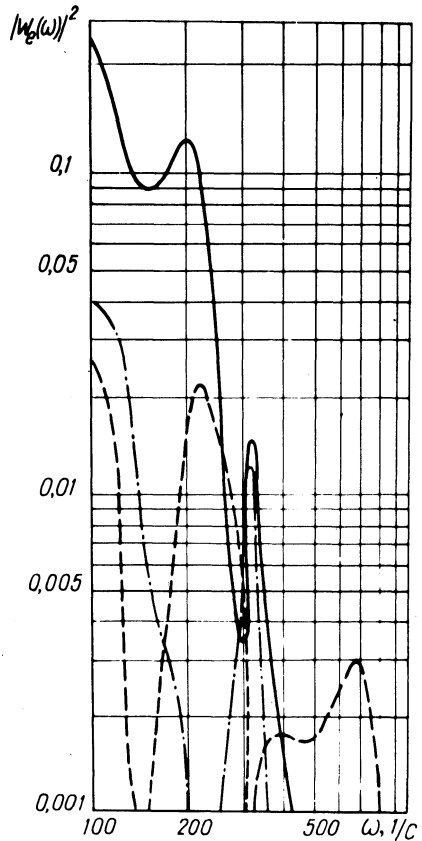
$$pI_5 V_5 - K_{45}(V_4 - V_5) + K_{56}(V_5 - V_6) - Y_{45p} + Y_{56} = 0;$$

$$pe_{56} Y_{56} - V_5 + V_6 = 0;$$

$$pI_6 V_6 - K_{56}(V_5 - V_6) - Y_{56} = 0;$$

$$pI_p V_p - Y_{45p} + Y_p = 0; \quad pe_p Y_p - V_p = 0,$$

Рис. 4. Квадраты модулей передаточных функций от двигателя к звеньям трансмиссии на IY передаче КП  
 ---- первичный вал; - - - карданный вал; -.-.- полуоси.



где  $p = j\omega$  — комплексное число;  $V$  и  $Y$  — изображения неизвестных скоростей и упругих моментов.

Изображение входного воздействия принимаем  $f(p) = 1$ .

После решения системы уравнений получаем  $|W_1(\omega)|^2 = a_1^2 + b_1^2$ , где  $a_1$  и  $b_1$  — действительная и мнимая части 1-го корня.

Расчет численных значений квадрата модуля передаточной функции проводился на ЭЦВМ "Минск-22" по программе "АЧХ", разработанной в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ. Результаты для IY передачи автомобиля МАЗ-500А приведены на рис. 4. Коэффициент  $K_{12} = 720$  кгс·см·с получен линеаризацией сухого трения при скорости вращения коленчатого вала двигателя  $n_d = 1500$  об/мин.

4. Расчет нагрузочного режима. Дисперсия упругого момента для процесса с частотой  $\omega_i$  определяется по формуле

$$D_{yi} = D_{di} |W_1(\omega_i)|^2,$$

здесь  $D_{di}$  — вклад в общую дисперсию момента двигателя гармоники с частотой  $\omega_i$ .

Результаты расчета дисперсии упругого момента на звеньях трансмиссии автомобиля МАЗ-500А при включенной 1У передаче в КП и  $n_d = 1500$  об/мин сведены в табл. 2. Аналогично подсчитываются величины дисперсий для других передач и чисел оборотов двигателя.

Обоженный нагрузочный режим от крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем, получается с учетом распределения пробегов автомобиля на отдельных передачах и оборотов двигателя в различных диапазонах скоростей вращения коленчатого вала.

Уточнение нагрузочного режима возможно при рассмотрении в качестве воздействий суммарных кривых крутящего момента, соответствующих работе двигателя на частичных характеристиках.

Таблица 2. Дисперсии упругого момента на звеньях трансмиссии, приведенные к первичному валу КП, от гармоник 1,5; 3,0 и 4,5 порядка

Звено трансмиссии	Дисперсия момента $D$ , кгс <sup>2</sup> ·м <sup>2</sup>		
	$k = 1,5$	$k = 3,0$	$k = 4,5$
Первичный вал КП	126,94	0,39	0,87
Вторичный вал КП	93,53	1,40	0,84
Карданный вал	44,54	1,02	5,51
Полуоси	0,11	0,04	0,02

#### Л и т е р а т у р а

1. Гавриленко Г.И., Савинов Б.В., Мотов С.Н. Определение коэффициентов демпфирования в узлах трансмиссии ГАЗ-53А. — "Труды Горьк. политехн. ин.-та", т. XXIX, вып. 10, Горький, 1973. 2. Цитович И.С. и др. Методы исследования транспортных машин с помощью АВМ. Минск, 1973.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПО ЭМПИРИЧЕСКИМ  
ЗАВИСИМОСТЯМ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ  
ВАЛОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Обычно параметры (динамической грузоподъемности или размерности) подшипников качения валов коробок передач определяют по специальным расчетным методикам. При этом выполняется большой объем расчетов.

Окончательный выбор параметров подшипников по конструктивным, технологическим, экономическим и т.п. соображениям часто производят с отступлением от расчетных рекомендаций. В связи с этим в ряде случаев (первичная компоновка конструкции, сравнение конструкций, оценка долговечности или нагруженности существующих конструкций и т.п.) полезен метод определения параметров подшипника, исключающий длительные расчеты.

Основой такого метода, предназначенного для грузовых автомобилей, являются эмпирические зависимости между динамической грузоподъемностью или размерами подшипников в опорах валов коробок передач и максимальным крутящим моментом двигателя силового агрегата автомобиля.

Взаимосвязь параметров подшипников и нагружающего их силового потока установлена при анализе параметров двигателей и применяющихся в подшипниковых опорах валов коробок передач, подшипников качения для большинства отечественных грузовых автомобилей по данным, приведенным в технической литературе [1 - 5].

За типовую была принята трехвальная коробка передач, содержащая первичный, промежуточный и вторичный валы.

В результате анализа связь между параметрами подшипников (динамическая грузоподъемность -  $S$  кгс, наружный диаметр -  $D$  мм) и максимальным крутящим моментом  $M$  кгс·м двигателя удалось представить в виде графиков (рис. 1,2) и формул (1 - 12). Как видно из рис. 1, 2, характерные точки связи между параметрами на графиках расположены в пределах полос, ограниченных сверху и снизу кривыми 1 и 3 (для подшипников задних опор валов) или прямыми 1' и 3' (для подшипников передних опор валов).

В пределах каждой из полос находятся по три линии, каждая из которых соответствует некоторому условному уровню связи между параметрами: верхняя - максимальному, нижняя -

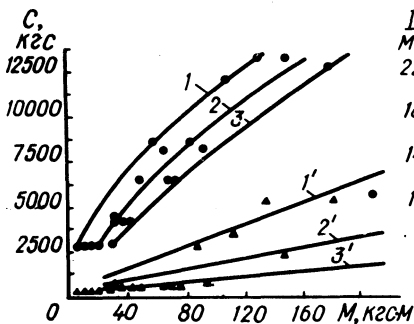


Рис. 1. График зависимости динамической грузоподъемности подшипников первичного вала коробок передач от максимального крутящего момента двигателя.

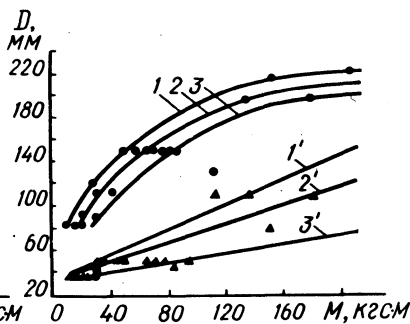


Рис. 2. График зависимости наружного диаметра подшипников первичного вала коробок передач от максимального крутящего момента двигателя.

минимальному, промежуточная – усредненному (линии 2 или 2'). Таким образом, в пределах крайних уравнений при фиксированном значении одного из параметров возможна вариация значений сопряженного другого относительно среднего уровня. При этом величина отклонения параметра относительно среднего значения возрастает с увеличением численного значения каждого из сопряженных параметров. В общем, численные значения параметров чаще всего варьируются в пределах 5 – 60% от среднего уровня.

Для усредненных значений параметров (промежуточные линии на графиках) были подобраны эмпирические формулы, расчет по которым обеспечивает погрешность не более 5% в сравнении с соответствующими значениями, полученными по графикам.

Эти эмпирические формулы имеют следующий вид:  
 первичный вал; передний подшипник:

$$C = 670 + 13,6 M \text{ кгс}; \quad (1)$$

$$D = 32 + 0,43 M \text{ мм}; \quad (2)$$

первичный вал; задний подшипник:

$$C = \frac{210 M}{1,2 + 0,1 \sqrt{M}} \text{ кгс}; \quad (3)$$

$$D = 18,6\sqrt{M} - 0,00115M^2 \text{ мм}; \quad (4)$$

промежуточный вал; передний подшипник:

$$C = 1920 + 55,75 M \text{ кгс}; \quad (5)$$

$$D = 42 + 0,83 M \text{ мм}; \quad (6)$$

промежуточный вал; задний подшипник:

$$C = 500\sqrt[3]{M^2} - 0,2 M^2 \text{ кгс}; \quad (7)$$

$$D = 16\sqrt{M} - 0,0001 M^2 \text{ мм}; \quad (8)$$

вторичный вал; передний подшипник:

$$C = 83 M \text{ кгс}; \quad (9)$$

$$D = 40 + 0,4 M \text{ мм}; \quad (10)$$

вторичный вал; задний подшипник:

$$C = 470\sqrt[3]{M^2} - 0,0006 M^3 + 15 \text{ кгс}; \quad (11)$$

$$D = 15\sqrt{M} - 0,0004 M^2 + 20 \text{ мм}. \quad (12)$$

В дополнение к формулам (2), (4), (6), (8), (10), (12), по которым определяется нужный диаметр подшипника, предлагается использовать в расчетах соотношения  $D/V$ , позволяющие при известном наружном диаметре установить ширину подшипника —  $V$  мм. Как показал анализ, отношение  $D/V$  для большинства подшипников находится в пределах 3,5 — 4,5.

Предлагаемый метод выбора параметров подшипников основан на анализе взаимосвязи параметров реально существующих конструкций силовых агрегатов, показавших достаточную долговечность и надежность в эксплуатации.

При проектировании таких агрегатов использовались как расчетные методики, так учитывались и специфические конструктивные соображения.

Поэтому в итоге можно полагать, что определение параметров подшипников по предлагаемому методу дает (в пределах вариаций параметров) достаточно надежные результаты.

Последнее, в частности, важно для установления параметров переднего подшипника первичного вала, так как для него в технической литературе не приводятся какие-либо конкретные рекомендации.

### Л и т е р а т у р а

1. Автомобили СССР, ч. 3. Каталог-справочник. М., 1969.
2. Анохин В.И. Советские автомобили. М., 1954.
3. Краткий автомобильный справочник. Изд. 6-е; переработ. М., 1967.
4. Подшипники качения. Каталог-справочник. М., 1972.
5. Подшипники качения автомобилей и автобусов. Каталог-справочник. М., 1969.

А.Г. Выгонный, А.Т. Ковальков, И.В. Сурков

#### К ИССЛЕДОВАНИЮ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ДЛИНЕ ЗУБЧАТОГО (ШЛИЦЕВОГО) СОЕДИНЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН

В связи с повышением требования к надежности и долговечности машин и механизмов становится актуальным вопрос совершенствования методов расчета отдельных деталей, узлов, соединений.

Неотъемлемая часть трансмиссии любой транспортной машины – зубчатые (шлицевые) соединения. В последнее время намечается тенденция перехода от условного расчета зубчатых<sup>1</sup> соединений по напряжениям смятия к расчету по действительным напряжениям, имеющим место в этих соединениях при их работе. Напряжения в зубчатом соединении зависят от многих факторов: распределения нагрузки между зубьями, распределения нагрузки по длине соединения, наличия радиальной силы и т.д.

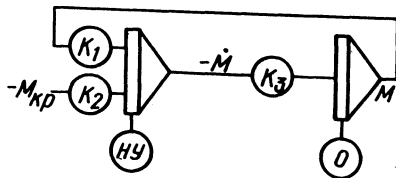
Одним из вопросов исследования зубчатого соединения является распределение нагрузки по длине от закручивания вала и втулки. Этому вопросу посвящены работы А.Т. Алтухова [1],

---

<sup>1</sup>Здесь и дальше имеются в виду зубчатые (шлицевые) соединения.



Рис. 1. Блок-схема решения уравнения (1) на АВМ.



Г.К. Татура и А.Г. Выгонного [2], Е.Г. Глухарева [3] и др. Е.Г. Глухарев впервые применил для исследования аналоговые вычислительные машины (АВМ), но при составлении блок-схемы решения уравнения совместности деформаций вала и втулки допущена неточность, которая несколько влияет на результаты расчета.

Уравнение совместности деформации вала и втулки для соединения с подводом и снятием момента с разных сторон имеет вид

$$\ddot{M} - \alpha^2 M + \beta M_{кр} = 0, \quad (1)$$

где

$$\alpha^2 = c_{\varphi} \left( \frac{1}{G_1 I_1} + \frac{1}{G_2 I_2} \right); \quad \beta = \frac{c_{\varphi}}{G_2 I_2};$$

$M$  – крутящий момент на валу в текущем сечении;  $M_{кр}$  – крутящий момент, приложенный к соединению;  $c_{\varphi}$  – удельная крутильная жесткость соединения;  $G_1, G_2$  – модули сдвига материалов вала и втулки;  $I_1, I_2$  – геометрические характеристики крутильной жесткости вала и втулки.

Если удельную крутильную жесткость соединения  $c_{\varphi}$  брать постоянной, то уравнение (1) решается на АВМ с помощью простейшей блок-схемы (рис. 1).

В действительности же удельная крутильная жесткость соединения зависит от погонной нагрузки в соединении и изменяется по закону, представленному на графике рис. 2.

С учетом нелинейной зависимости удельной крутильной жесткости соединения от погонной нагрузки уравнение (1) для решения на АВМ может быть записано в виде машинного уравнения

$$\ddot{M} = K_1 c(\dot{M}) M - k_2 c(\dot{M}), \quad (2)$$

где  $c_{\varphi} = c(\dot{M})$ ;  $k_1$  и  $k_2$  – передаточные коэффициенты.

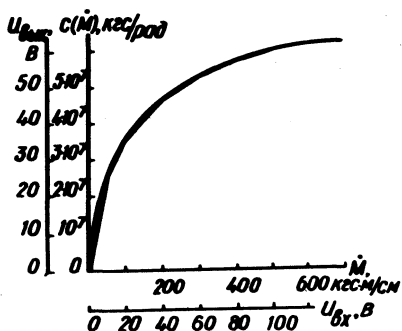


Рис. 2. Зависимость крутильной жесткости зубчатого соединения от погонной нагрузки в соединении.

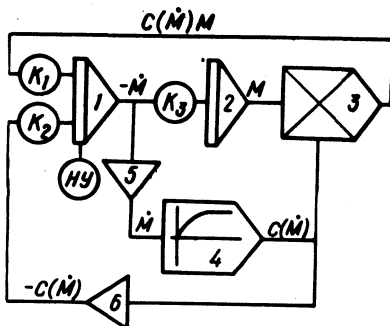


Рис. 3. Блок-схема решения уравнения (2) на АВМ: 1,2—интеграторы; 3—блок перемножения; 4—функциональный преобразователь; 5,6—инверторы.

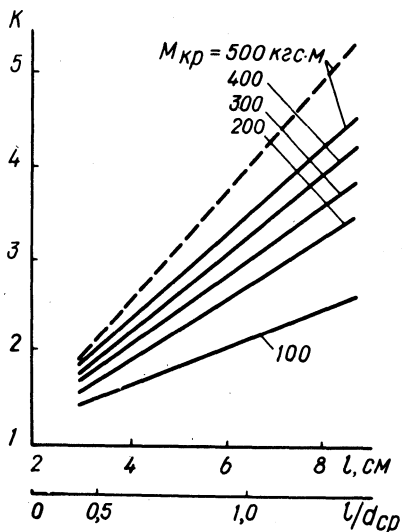
Блок-схема решения уравнения (2) представлена на рис. 3. Блок нелинейности включен после первого интегратора (у Е. Г. Глухарева - после второго интегратора), так как удельная крутильная жесткость соединения является функцией погонной нагрузки  $\dot{M}$ , а не момента  $M$ .

Решение проводилось на АВМ типа МН-7. Масштаб времени принимался равным единице, т.е. 1 см длины соединения соответствовал одной секунде работы АВМ. Граничные условия задачи применительно к машинной форме уравнения имеют вид  
 при  $t = 0$   $M = 0$ ,  $\dot{M} \neq 0$ ;  
 при  $t = t_{\max}$   $M = M_{\max}$ ,  $\dot{M} \neq 0$ .

Начальные условия  $\dot{M} \neq 0$  подбирались таким образом, чтобы в момент времени  $t = t_{\max}$ , где  $t_{\max}$  в секундах численно равно длине соединения  $l$  в см, величина крутящего момента на выходе второго интегратора (см. рис. 3) составляла  $M_{\max}$ , т.е. 100 В. В этот момент фиксировалось значение максимального погонного крутящего момента  $\dot{M}_{\max}$ , по которому определялся коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки соединения  $k$  по формуле

$$k = \frac{\dot{M}_{\max}}{\dot{M}_{\text{ср}}} = \frac{M_{\max} l t}{M_{\text{кр}}}$$

Рис. 4. Зависимость коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки от длины соединения при различных крутящих моментах.



Было исследовано зубчатое соединение с треугольными зубьями, имеющее следующие параметры: средний диаметр соединения  $d_{ср} = 6,525$  см;  $I_1 = 158$  см<sup>4</sup>;  $I_2 = 681$  см<sup>4</sup>;  $G = 0,83 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>; длина соединения  $l$  изменялась в пределах 2 – 10 см, график функции  $s(M)$  для этого соединения, полученный на основе экспериментальных данных из работы [3], представлен на рис. 2.

На этом соединении исследовалось влияние длины соединения и величины передаваемого им крутящего момента на значение коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в соединении. Результаты исследования представлены на рис. 4. Из этого рисунка видно, что с увеличением передаваемого соединением крутящего момента коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки возрастает. Сплошные линии графика получены по итогам решения уравнения (2) на АВМ по блок-схеме, представленной на рис. 3, т.е. при  $s(M) \neq \text{const}$ . Для сравнения на графике дана штриховая линия, которая показывает изменение коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки при передаче соединением крутящего момента 500 кгс·м при  $s(M) = \text{const}$ . Штриховая и соответствующая ей сплошная линии с увеличением  $l/d_{ср}$  все больше расходятся. Для значений  $l/d_{ср} \leq 1$  это расхождение не превышает 7%, а при  $l/d_{ср} \approx 1,5$  составляет до 20%. График наглядно показывает, что для нагру-

зок менее 500 кгс·м удельную крутильную жесткость нельзя принимать такой же, как при 500 кгс·м. Так, например, при длине соединения 8 см коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки при 500 кгс·м в 1,75 раза превышает коэффициент при 100 кгс·м. В случае применения неточной блок-схемы из работы [3] отличие коэффициентов составило бы только 30%.

### Л и т е р а т у р а

1. Алтухов А.Т. К расчету на прочность шлицевых муфт реактивных двигателей. Рига, 1957. 2. Татур Г.К., Выгонный А.Г. Определение неравномерности распределения нагрузки вдоль зубчатого (шлицевого) соединения. - "Вестник машиностроения", 1969, №4. 3. Глухарев Е.Г., Ганов Э.В. Расчеты продольной загрузки шлицевых соединений на электронно-вычислительных машинах непрерывного действия (ЭВМНД). - "Изв. высш.учеб.завед. Машиностроение", 1971, № 10.

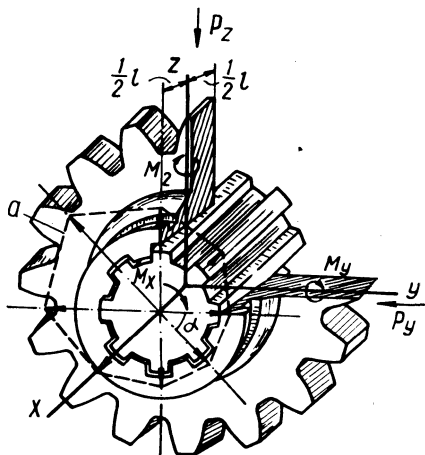
С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов

### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ШЛИЦАМИ

В ранее проделанных работах [1 - 3] были сделаны попытки рассмотреть нагруженность шлицевого соединения с точки зрения распределения нагрузки между шлицами. В этих работах в основном рассматривался плоский случай распределения нагрузки между шлицами геометрически точного соединения.

Ниже будет рассмотрен общий случай распределения нагрузки между шлицами в пространстве при следующих допущениях: 1) шлицевое соединение изготовлено абсолютно точно; 2) усилия действуют нормально к осям симметрии шлица; 3) перемещения в шлицах пропорциональны нагрузке, т.е. не учитываются объемные деформации деталей, считая, что ступица и вал представляют собой достаточно массивные детали (в противном случае при тонкой втулке следует учитывать объемные деформации); 4) деформации поверхностных слоев в контакте пропорциональны удельной нагрузке.

Рис. 1. Схема к расчету распределения нагрузки в шлицевом соединении: а—диаграмма распределения нагрузки.



Представим, что на шлицевое соединение (рис. 1) действует крутящий момент  $M_x$ , радиальные усилия  $P_y, P_z$  и перекашивающие моменты  $M_y, M_z$  в двух плоскостях.

Общая длина шлицевого соединения —  $l$ , число шлицев  $z$  и средний радиус  $r_{cp}$ .

В силу принятых допущений перемещения  $V$  в шлицах (их сближения) считаются пропорциональными нагрузке, т.е.

$$V = k q, \quad (1)$$

где  $k$  — некоторый коэффициент пропорциональности;  $q$  — нагрузка, передаваемая шлицем.

Для дальнейшего решения используем энергетический метод составления уравнений совместной деформации, т.е. вместо рассмотрения геометрических соотношений для сближений  $V$  составим и будем минимизировать выражение для потенциальной энергии деформации.

Энергия деформации, приходящаяся на единицу длины шлица

$$W_{\pi} = \frac{1}{2} V q = \frac{1}{2} k q^2. \quad (2)$$

Чтобы представить расчет в простом и удобном для вычислений виде, будем в дальнейшем суммы нагрузок и энергий по шлицам заменять интегралами, т.е. применять подстановку вида

$$\sum_{i=1}^z q_i \approx \frac{z}{2\pi} \int_0^{2\pi} q d\alpha, \quad (3)$$

где  $\alpha$  — угол расположения шлицев.

Такая замена для плавных функций дает весьма малую погрешность. Кроме того, суммирование возможно лишь при каком-то фиксированном положении шлицев относительно координат.

натных осей. Замену сумм интегралами делают, например, при расчете подшипников качения.

Уравнения равновесия с учетом подстановки выражения (3) представим в виде

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{z r_{\text{ср}}}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q d\alpha &= M_x; \\
 \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q \sin\alpha d\alpha &= P_y; \\
 \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q \cos\alpha d\alpha &= P_z; \\
 \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q x \sin\alpha d\alpha &= M_z; \\
 \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q x \cos\alpha d\alpha &= M_y,
 \end{aligned} \right\} (4)$$

где  $x$  — координата вдоль оси соединения, отсчитываемая от центра.

Потенциальная энергия деформации

$$W_{\text{п}} = \frac{z k}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q^2 d\alpha. \quad (5)$$

Минимизируя потенциальную энергию, воспользуемся теоремой о минимуме [4], которую в данном случае сформулируем так: в классе функций  $q = q(x, \alpha)$ , удовлетворяющих условиям вида

$$\iint q_i(x, \alpha) q dx d\alpha = A_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где интегралы берутся по некоторой области,  $q_i = q_i(x, \alpha)$  — заданные функции;  $A_i$  — заданные константы;

$$\text{функция } q = \lambda_1 q_1 + \lambda_2 q_2 + \dots + \lambda_n q_n, \quad (7)$$

коэффициенты которой  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$  однозначно определяются уравнениями (6), обращают в минимум функционал

$$W_{\Pi} = \iint q^2 dx d\alpha \quad (8)$$

Для доказательства добавим к выражению (7) некоторую вариацию  $\delta q$ , не нарушающую условий (6), т.е.

$$\iint q_i \delta q dx d\alpha = 0. \quad (9)$$

Вычислим функционал для суммы  $q + \delta q$

$$\begin{aligned} W_{\Pi}(q + \delta q) &= \iint (q + \delta q)^2 dx d\alpha = \\ &= \iint q^2 dx d\alpha + \iint \delta q^2 dx d\alpha + 2 \iint q \delta q dx d\alpha. \end{aligned}$$

При подстановке выражения (7) интеграл  $\iint q \delta q dx d\alpha$  обратится в нуль в силу равенства (9).

Поскольку интеграл  $\iint \delta q^2 dx d\alpha$  не может быть отрицательным, любая вариация вызовет увеличение функционала. Тем самым теорема доказана.

Отождествив условия теоремы с нашей задачей, получим решение

$$q = \lambda_1 + \lambda_2 \sin \alpha + \lambda_3 \cos \alpha + \lambda_4 x \sin \alpha + \lambda_5 x \cos \alpha \quad (10)$$

или после определения постоянных с помощью уравнений (4) получим окончательно

$$\begin{aligned} q &= \frac{1}{Z_1} \left( \frac{M_x}{r_{cp}} + 2P_y \sin \alpha + 2P_z \cos \alpha + \right. \\ &\left. + 24 \frac{M_z}{l^2} x \sin \alpha + 24 \frac{M_y}{l^2} x \cos \alpha \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Если окажется, что по расчету на некоторых участках  $q < 0$ , то это будет означать, что шлицы находятся в контакте не по всей длине. В этом случае решение следует искать в той же форме (10), сужая пределы интегрирования в выражениях (4) и добиваясь выполнения условия  $q \geq 0$ .

В частном случае для шлицевого соединения вал - скользящая шестерня

$$q_{ш} = \frac{1}{z_1} \left( \frac{M_x}{r_{ср}} + 2P_z \cos \alpha + 24 \frac{M_y}{l^2} x \cos \alpha \right). \quad (12)$$

Рассматривая качественную диаграмму распределения нагрузки между шлицами в шлицевом соединении шестеренчатой передачи (рис. 1,а), рассчитанную по формуле (12), можно сделать выводы:

- 1) распределение нагрузки между шлицами в абсолютно точном шлицевом соединении зависит от характера передаваемой нагрузки, отношения радиусов шлицевого соединения и делительной окружности шестерни и перекоса сопряженных деталей;
- 2) величина нагрузки, передаваемая одним шлицем, зависит от места расположения его на окружности;
- 3) максимальную нагрузку несет шлиц, находящийся со стороны действия силы, создающей крутящий момент, а противоположный шлиц несет минимальную нагрузку.

#### Л и т е р а т у р а

1. Глухарев Е.Г. О нагрузке шлицевых пар соединения зубчатого колеса с валом. Зубчатые и червячные передачи. Л., 1968. 2. Костровский Г.И. Исследование работы и износа шлицевых соединений зубчатых колес тракторных коробок передач. Автореф. докт. дис. М., 1970. 3. Татарников И.Я. Износостойкость шлицевых соединений. Автореф. канд. дис. М., 1967. 4. Татур Г.К., Лившиц Э.Г., Рубенчик В.Я. Расчет максимальных напряжений у основания зуба. - "Вестник машиностроения", 1969, №10.

А.В. Войтиков

#### ВЛИЯНИЕ ПОВОРОТА КОЛЕС ТРАКТОРА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЕГО ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА СКЛОНЕ

Для обработки почвы на склонах крутизной до  $20^\circ$  были созданы как за рубежом, так и в СССР специальные тракторы. Они представляют собой или модификацию равнинных тракторов, имеющих пониженный центр тяжести (МТЗ-82Н, Т-40Н, ТК-224К), или склоноходы (Т-50К, МТЗ-82К, ДСШ-14, СШ-16Г и др.), автоматически сохраняющие вертикальность остова и колес.



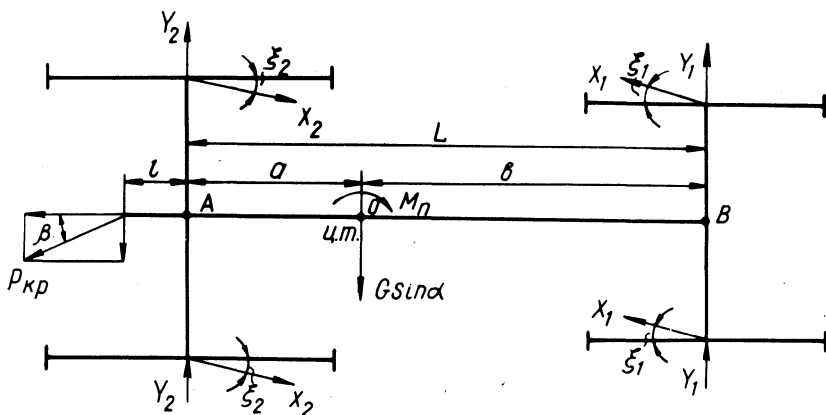


Рис. 1. Схема сил, приложенных к трактору при движении по склону с постоянной скоростью.

При работе в поперечном направлении склона тракторы отклоняются от прямолинейного движения. Это отклонение зависит: от крутизны склона, скорости перемещения трактора, конструкции протекторов шин ведущих колес и внутреннего давления воздуха в них, нагрузки на колеса и тягового усилия, почвенных условий, а также от положения плоскости вращения колес относительно опорной поверхности.

Рассмотрим схему трактора-склонохода с приложенными к нему силами при движении поперек склона с постоянной скоростью (рис. 1). Определим суммарные боковые реакции, действующие на оба колеса передней (ведомой) и задней (ведущей) осей трактора. Для этого составим уравнения равновесия всех сил и моментов относительно точек А и В:

$$\sum M_A = 0; P_{кр} \sin \beta l - G \sin \alpha a + \sum Y_1 L + \sum X_1 \sin \xi_1 L - M_{\pi} = 0; \quad (1)$$

$$\sum M_B = 0; P_{кр} \sin \beta (L+l) + G \sin \alpha b - \sum Y_2 L + \sum X_2 \sin \xi_2 L - M_{\pi} = 0; \quad (2)$$

где  $P_{кр}$  - крюковое усилие;  $\beta$  - угол между вектором силы  $P_{кр}$  и продольной осью трактора;  $l$  - расстояние от точки приложения крюкового усилия до задней оси;  $G$  - вес трактора;  $\alpha$  - угол поперечного склона;  $a$  и  $b$  - расстояния от центра тяжести трактора соответственно до задней и передней осей;  $\sum Y_1$  и  $\sum Y_2$  - суммарные боковые реакции, действующие на оба колеса соответственно передней и задней осей тра-

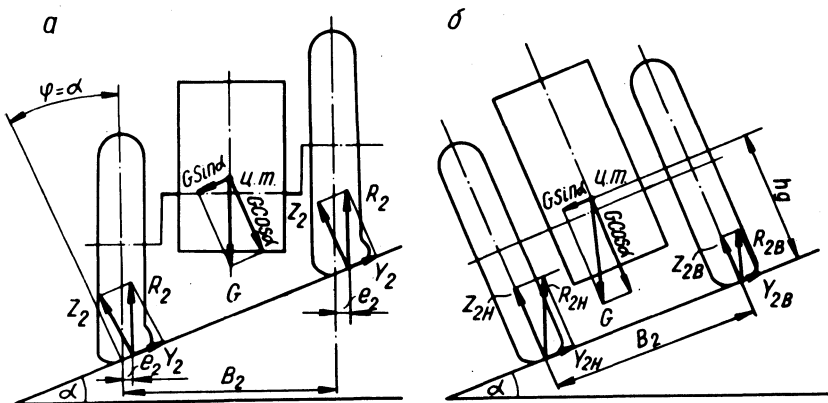


Рис. 2. Схема к определению поворачивающих моментов.

ктора;  $L$  - база трактора;  $\Sigma X_1$  и  $\Sigma X_2$  - суммарные касательные реакции, действующие на колеса соответственно передней и задней осей трактора;  $\xi_1$  и  $\xi_2$  - углы между вектором касательной силы и осью симметрии колес соответственно передней и задней осей;  $M_{\Pi}$  - поворачивающий момент.

Поворачивающий момент возникает вследствие того, что точка приложения касательного усилия колес трактора склонохода смещена вверх по склону на величину  $e$  (рис. 2,а). Величина поворачивающего момента может быть определена из выражения

$$M_{\Pi} = \Sigma X_2 \cos \xi_2 e_2 - \Sigma X_1 \cos \xi_1 e_1, \quad (3)$$

где  $e_1$  и  $e_2$  - смещения точки приложения касательных реакций, действующих на колеса соответственно передней и задней осей трактора.

Из уравнений (1) и (2) найдем  $\Sigma Y_1$  и  $\Sigma Y_2$  :

$$\Sigma Y_1 = \frac{G \sin \alpha a - P_{кр} \sin \beta l + M_{\Pi}}{L} - \Sigma X_1 \sin \xi_1; \quad (4)$$

$$\Sigma Y_2 = \frac{G \sin \alpha b + P_{кр} \sin \beta (L+1) - M_{\Pi}}{L} + \Sigma X_2 \sin \xi_2. \quad (5)$$

Боковые реакции, действующие на колеса, связаны с углами бокового увода и углом наклона колес к поверхности почвы следующей зависимостью [1] :

$$Y = k_y \delta + k_\varphi \varphi, \quad (6)$$

где  $k_y$  - коэффициент сопротивления боковому уводу колеса;  $\delta$  - угол бокового увода колеса;  $k_\varphi$  - коэффициент пропорциональности;  $\varphi$  - угол между плоскостью вращения колеса и плоскостью, перпендикулярной поверхности почвы (в данном случае  $\varphi = \alpha$ ).

Указанные коэффициенты  $k_y$  и  $k_\varphi$  зависят от конструкции шины, давления воздуха в ней, нагрузки на колесо, физико-механических свойств почвы и других факторов.

Решая совместно уравнения (4), (5) и (6), найдем средние углы увода колес передней и задней осей трактора:

$$\delta_1 = \frac{G \sin \alpha a - P_{кр} \sin \beta l + M_{п}}{\sum k_{y1} L} - \frac{\sum X_1 \sin \xi_1}{\sum k_{y1}} - \frac{k_\varphi \varphi}{\sum k_{y1}}; \quad (7)$$

$$\delta_2 = \frac{G \sin \alpha b + P_{кр} \sin \beta (L+l) - M_{п}}{\sum k_{y2} L} + \frac{\sum X_2 \sin \xi_2}{\sum k_{y2}} - \frac{k_\varphi \varphi}{\sum k_{y2}}, \quad (8)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  - средние углы увода колес соответственно передней и задней осей трактора;  $\sum k_{y1}$  и  $\sum k_{y2}$  - суммарные коэффициенты сопротивления уводу обоих колес соответственно передней и задней осей трактора.

Данная расчетная схема трактора (рис. 1) может быть использована также для определения углов увода колес передней и задней осей равнинного трактора при работе на склоне. Будем считать, что смещение точки приложения касательной реакции колес, а также угол ее наклона к оси колеса незначительны, т.е.  $e_1 = e_2 = 0$ ,  $\xi_1 = \xi_2 = 0$ ,  $M_{п} = 0$ , а также вследствие того, что плоскость вращения колес равнинного трактора перпендикулярна поверхности склона  $\varphi = 0$ . У равнинного трактора при работе на склоне происходит перераспределение веса по бортам трактора (рис. 2,б) и возникает поворачивающий момент

$$M'_{п} = f (Z_{2H} - Z_{2B}) \frac{B_2}{2} + f (Z_{1H} - Z_{1B}) \frac{B_1}{2} = f G \sin \alpha h_{д}, \quad (9)$$

где  $f$  - коэффициент сопротивления перекатыванию;  $Z_{2H}$  и  $Z_{1H}$  - нормальные реакции на заднее и переднее колеса, расположенные вниз по склону;  $Z_{2B}$  и  $Z_{1B}$  - нормальные реакции на заднее и переднее колеса, расположенные вверх по

склону;  $B_1$  и  $B_2$  - соответственно колея передних и задних колес трактора;  $h_d$  - высота расположения центра тяжести трактора.

Учитывая вышесказанное и заменяя в уравнениях (7) и (8)  $M_{\Pi}$  на  $M'_{\Pi}$ , после преобразования получим формулы для определения углов бокового увода колес передней и задней осей равнинного трактора при работе на склоне

$$\gamma'_1 = \frac{G \sin \alpha (a + f h_d) - P_{кр} \sin \beta l}{\sum k_{y1} L}; \quad (10)$$

$$\gamma'_2 = \frac{G \sin \alpha (b - f h_d) + P_{кр} \sin \beta (L + l)}{\sum k_{y2} L}. \quad (11)$$

Сравнение формул (7), (8) и (10), (11) показывает, что углы бокового увода колес трактора-склонохода меньше углов бокового увода колес равнинного трактора, т.е. склоноход обладает лучшей устойчивостью прямолинейного движения. Это подтверждается и экспериментально. Так, отклонение от прямолинейного движения при работе на склоне трактора Т-50К с включенной системой стабилизации по сравнению с этим же трактором с выключенной системой стабилизации меньше в 2 - 2,6 раза [2].

В заключение нужно отметить, что для сохранения прямолинейного движения трактора при работе на слабдеформируемой поверхности склона его колеса необходимо повернуть вверх по склону на соответствующие углы увода, величины которых подсчитываются по формулам (7), (8) или (10), (11).

### Л и т е р а т у р а

1. Ечеистов Ю.А. Исследование увода мотоциклетных шин. - В сб.: Вопросы машиноведения. М., 1950.
2. Непаридзе Г.М. Исследование стабилизации движения склонохода Т-50К и возможности его работы в междурядьях. Автореф. канд. дис. Тбилиси, 1972.

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ПО ВЕДУЩИМ ОСЯМ ТРАКТОРА ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

На большинстве отечественных и зарубежных полноприводных колесных машин 4x4 применяется блокированный межосевой привод с принудительным (Т-150К, К-700, ГАЗ-66 и др.) или автоматическим отключением передней ведущей оси (МТЗ-52, МТЗ-82, Т-40А). Для автоматического отключения передней оси обычно применяются муфты свободного хода. В этом случае передаточные числа в приводе к ведущим осям подбираются так, чтобы окружная скорость колес задней оси  $v_{T_2}$  была несколько выше, чем окружная скорость колес передней оси  $v_{T_1}$ . Это достигается введением в межосевой

привод конструктивного кинематического несоответствия, которое может быть определено по формуле  $m = (v_{T_2} - v_{T_1}) : v_{T_2}$  [1], [2]. Обычно величина кинематического несоответствия выбирается в пределах  $m = 0,04 - 0,07$  [3].

В результате взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью имеет место тангенциальная деформация шин или совместная деформация шин и грунта. Это приводит к некоторому уменьшению скорости движения трактора, величина потери которой характеризуется коэффициентом буксования.

При расчетах величиной буксования  $\delta$  удобно характеризовать распределение тягового усилия по ведущим осям трактора. Как показывают эксперименты, зависимость между касательной силой тяги колеса  $P_k$  и его буксованием графически представляется в виде кривой. Для учета изменения веса, приходящегося на ведущую ось, кривую буксования целесообразнее перестроить в зависимости от безразмерного параметра  $\frac{P_k}{G_k}$ ,

где  $G_k$  - вес, приходящийся на ведущую ось.

Применяя кусочно-линейную аппроксимацию зависимости между безразмерным параметром и буксованием (рис. 1), для каждого участка аппроксимации можно записать

$$P_k = (a + k\delta) G_k \quad (1)$$

Обычно для расчетов вполне достаточно 3 - 4 участков: на каждом участке коэффициенты  $a$  и  $k$  имеют постоянное зна-

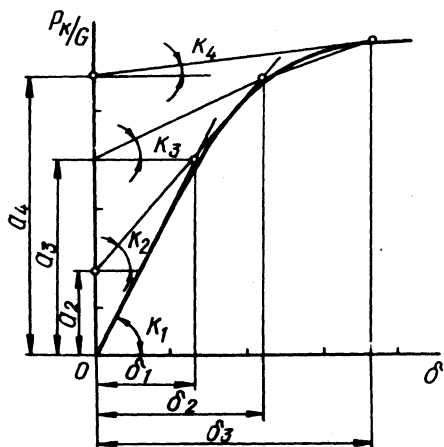


Рис. 1. Пример аппроксимации кривой буксования.

чение, но меняются от участка к участку аппроксимации. Для первого участка  $a = 0$ .

При прямолинейном движении трактора с заблокированным межосевым приводом связь между буксованием передней  $\delta_1$  и задней  $\delta_2$  осей выражается формулой [1]:

$$\delta_1 = \frac{\delta_2 - m}{1 - m} \quad (2)$$

На рис. 2,а эта зависимость представлена графически. Сплошные линии соответствуют межосевому приводу без кинематического несоответствия в приводе ведущих осей, пунктирные – с кинематическим несоответствием. Из формулы (2) и графика видно, что если колеса задней оси будут иметь буксование меньше величины коэффициента кинематического несоответствия, то величина буксования колес передней оси будет иметь отрицательное значение. При величине буксования задней оси больше кинематического несоответствия передняя ось становится ведущей.

Найдем зависимость между буксованием колес передней и задней осей при криволинейном движении трактора с заблокированным межосевым приводом при наличии в приводе ведущих осей конструктивного кинематического несоответствия. В этом случае линейная скорость движения передней оси  $v_1$  больше линейной скорости задней  $v_2$ , но их проекции на продольную ось трактора должны быть равны

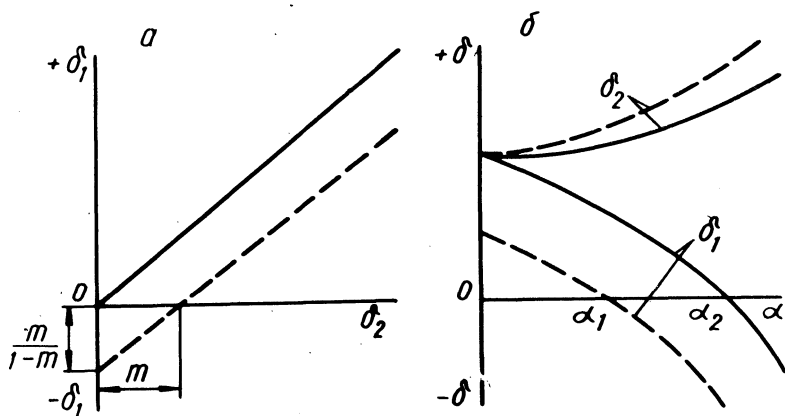


Рис. 2. Зависимость между буксованиями ведущих осей трактора с заблокированным межосевым приводом:  
 а—прямолинейное движение; б—криволинейное движение.

$$v_1 \cos(\alpha - \psi_1) = v_2 \cos \psi_2, \quad (3)$$

где  $\alpha$  — средний угол поворота управляемых колес;  $\psi_1, \psi_2$  — углы бокового увода передней и задней осей трактора.

Так как действительная скорость поступательного движения оси равна  $v = v_T(1 - \delta)$ , то, подставив значение действительных скоростей движения осей в уравнении (3), получим после преобразования следующую зависимость:

$$\delta_1 = 1 - \frac{\cos \psi_2}{\cos(\alpha - \psi_1)(1 - m)}(1 - \delta_2). \quad (4)$$

В выражении (4) дробь перед скобками есть изменение кинематического несоответствия, вызванное как криволинейным движением, так и наличием конструктивного кинематического несоответствия.

При прямолинейном движении ( $\alpha = 0, \psi_1 = 0, \psi_2 = 0$ ) формула (4) принимает вид формулы (2). Графическая зависимость буксования осей от среднего угла поворота управляемых колес показана на рис. 2, б. Сплошные линии соответствуют межосевому заблокированному приводу при отсутствии кинематического конструктивного несоответствия, Пунктирные кривые — при на-

личии его. Поворот осуществляется в обоих случаях в одинаковых эксплуатационных условиях.

Из графика следует, что с увеличением угла поворота управляемых колес буксование передней ведущей оси в обоих случаях уменьшается и, начиная с некоторого значения угла поворота управляемых колес  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$ , колеса передней оси будут двигаться с отрицательным буксованием (т.е. со скольжением). Аналитически угол, при котором буксование передних колес остановится равным нулю, можно определить, воспользовавшись формулой (4), приравнивая ее правую часть к нулю.

Из формулы (4) следует, что наличие конструктивного кинематического несоответствия в приводе ведущих осей вызывает возникновение отрицательного усилия на колесах передней оси при повороте управляемых колес на меньший угол, чем при отсутствии кинематического несоответствия, т.е.  $\alpha_1 < \alpha_2$  (рис.2,б). Межосевая обгонная муфта отключает переднюю ось при повороте управляемых колес на угол  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$ . После отключения передней оси трактор поворачивается как трактор 4x2 с задней ведущей осью.

Составляя общепринятыми методами уравнения движения трактора и подставляя в них полученное значение касательной силы тяги трактора из уравнения (2) для прямолинейного случая движения ( $\alpha = 0$ ), можно получить

$$\delta_1 = \frac{P_f + P_{кр} + P_j - a_1 G_1 - a_2 G_2 - k_2 m G_2}{k_1 G_1 + k_2 G_2 (1-m)}; \quad (5)$$

$$\delta_2 = \frac{(1-m)(P_f + P_{кр} + P_j - a_1 G_1 - a_2 G_2) + k_1 G_1}{k_1 G_1 + k_2 G_2 (1-m)},$$

где  $P_f$  - сила сопротивления перекатыванию трактора;  $P_{кр}$  - нагрузка на крюке трактора;  $P_j$  - сила инерции поступательно движущихся масс;  $G_1, G_2$  - вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси соответственно;  $a_1, a_2, k_1, k_2$  - коэффициенты аппроксимации кривых буксования колес передней и задней осей соответственно (см. рис.1).

Проведенные по формулам (1), (4), (5) расчеты распределения тягового усилия по ведущим осям трактора 4x4 показали вполне удовлетворительное совпадение с результатами эксперимента.



## Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. М., 1962. 2. Ярмашевич Ю.И. О применении на тракторе типа 4x4 межосевой муфты свободного хода. - "Тракторы и сельхозмашины", 1962, №11. 3. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М., 1968.

В.В. Будько, В.Т. Васильев, В.И. Кабанов

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ НА ПОЛУОСЯХ ТРАКТОРА МТЗ-82

Конструкторов всегда интересует, как при том или ином приводе изменяются крутящие моменты на полуосях машины в разных условиях эксплуатации. Для определения величин крутящих моментов на полуосях ведущих колес были проведены лабораторно-полевые испытания трактора МТЗ-82 с дизелем Д-240Л мощностью 75 л.с. На тракторе установлена 12-скоростная коробка передач с переключением на ходу.

Наблюдения велись при работе трактора на пахоте, транспортировании навесной машины и транспортировании двухосного прицепа. Режим пахоты был выбран как самый энергоемкий вид работ, а транспортный - из соображений наибольшего использования трактора в хозяйствах (50 - 60%) именно в этом режиме [1].

Трактор испытывался на пахоте в агрегате с трехкорпусным плугом ПН-3-35. Плотность почвы (залежь) составляла 12 - 13 кгс/см<sup>2</sup> при относительной влажности 8 - 9%. Длина контрольных гонов равнялась 150 м. На длине этих гонов записывались на ленту осциллографа величины крутящих моментов на всех четырех полуосях трактора. Полученные при обработке осциллограмм статистическими методами средние показатели процессов (математическое ожидание  $m_x$ , среднее квадратичное отклонение  $\sigma_x$  и коэффициент вариаций  $v_x$ ) приведены в табл. 1.

Данные таблицы приведены для трех случаев пахоты: 1 - глубина пахоты 20 - 25 см, передний мост догружен дополнительными грузами общим весом 200 кгс; 2 - глубина пахоты 18 - 20 см, догрузка трактора отсутствует; 3 - глубина пахоты 15 - 18 см, догрузка трактора отсутствует.

Таблица 1. Показатели процессов при работе трактора МТЗ-82 на пахоте

Наименование параметров	1			2			3		
	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$
Глубина пахоты, см	22,5	1,18	5,5	19,0	1,0	5,17	16,5	1,77	10,7
Крутящие моменты, кгс·м									
на левом переднем	90,5	27,7	30,6	49,4	21,3	43,3	124,3	26,65	18,22
на правом переднем	88,7	29,6	33,0	41,1	16,1	39,0	104,0	26,63	25,6
на левом заднем	436,0	48,9	11,2	330,0	46,5	14,1	517,0	86,97	16,82
на правом заднем	494,0	54,5	11,0	540,0	47,9	8,9	811,0	66,43	8,2

Как видно из таблицы, силовые показатели процессов не стабильны и имеют значительные колебания, особенно на колесах переднего моста при пахоте на глубину 18 - 20 см. В то же время для колес этого моста при его догрузке дополнительными грузами (200 кгс) отмечается несколько большая стабильность моментов, о чем свидетельствует уменьшение коэффициентов вариации. Уменьшение коэффициентов вариации изменения моментов имело место и при уменьшении глубины пахоты.

Одновременно результаты испытаний показывают хорошую стабильность глубины пахоты, о чем свидетельствуют незначительные по величине соответствующие коэффициенты вариации.

Во всех случаях наибольшие колебания моментов наблюдались у колес переднего моста. Так, при глубине пахоты 18 - 20 см коэффициент вариации изменения крутящих моментов на левой передней полуоси составлял 43,3%, а на правой передней - 39% в то время, как на левой и правой полуосях заднего моста они были равны 14,1% и 8,9% соответственно. На наш взгляд, значительность колебаний моментов на колесах переднего моста объясняется его большой разгрузкой при значительном крутящем усилии.

Во всех трех случаях буксование трактора равнялось 6 - 16% при действительной скорости движения агрегата 1,9 - 2 м/с.

На рис. 1 приведены гистограммы изменения крутящих моментов на полуосях ведущих колес трактора при пахоте на глу-

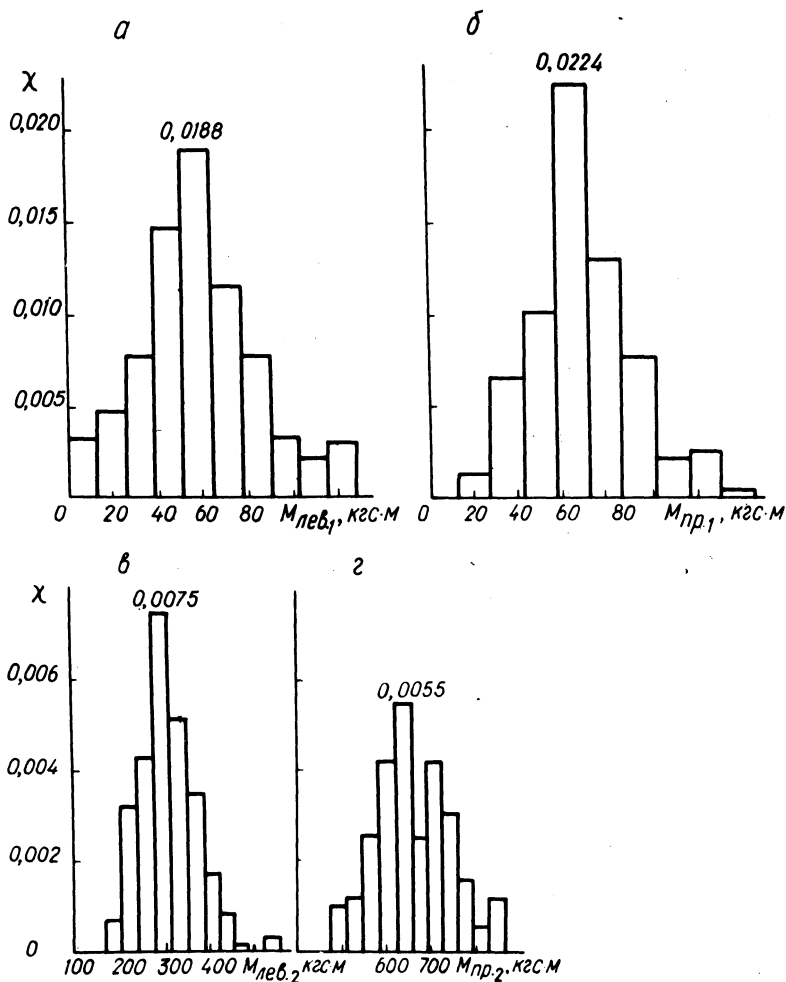


Рис. 1. Гистограммы крутящих моментов на полуосях ведущих колес при работе на пахоте:  
 а—левое переднее; б—правое переднее; в—левое заднее; г—правое заднее;  $\chi$  —частота.

бину 22,5 см (коэффициент вариации 4,3%). Движение осуществлялось на  $\bar{V}$  передаче. Буксование трактора составляло около 15%.

Общий анализ экспериментов по выполнению пахотных работ показывает, что догрузка переднего моста трактора МТЗ-82 дополнительными грузами весом 200 кгс увеличивает долю его

тяги в общем тяговом балансе трактора на 2 – 5% при одновременном повышении стабильности величин крутящих моментов на колесах.

Следует отметить, что при работе трактора в агрегате с трехкорпусным плугом на VI передаче при глубине пахоты 15 – 18 см обороты двигателя падали с 2200 до 1800 об/мин. При переходе на ходу с VI на V передачу отмечалось возрастание оборотов двигателя до 2000 об/мин. Записи процесса изменения крутящих моментов на колесах трактора при переключении передач с VI на V показывают, что длительность переходного режима составляла около 0,5 с. При этом в начальный период величина крутящих моментов на всех колесах заднего и переднего мостов уменьшились в 3–4 раза, а затем резко увеличивались, достигая значений в 1,5–2 раза больших, чем при предшествующем установившемся режиме движения.

Испытания трактора МТЗ-82 с навесным плугом ПН-3-35 в транспортном режиме проводились на ровном участке дороги с асфальтовым покрытием при движении на передачах третьего транспортного ряда. При этом на ленте осциллографа записывались величины крутящих моментов на полуосях переднего и заднего мостов трактора при различном соотношении давления воздуха в шинах передних и задних колес, а также при работающей и заблокированной муфте свободного хода в приводе к переднему мосту. Давление в шинах передних колес изменялось от 2,1 до 1,2 кгс/см<sup>2</sup>, а в шинах задних колес – от 1,2 до 1 кгс/см<sup>2</sup>.

Анализ осциллограмм показал, что при движении с незаблокированной муфтой свободного хода передний мост в работу не включался. При этом на полуосях заднего моста отмечались колебания моментов с периодом около 0,4 – 0,5 с и с изменением амплитуды при давлении воздуха в шинах передних и задних колес 1,2 кгс/см<sup>2</sup> в следующих пределах: на правом заднем от 82 до 318 кгс·м, на левом заднем от 0 до 202 кгс·м; при давлении в шинах передних колес 1,4 кгс/см<sup>2</sup>, а в задних – 1,1 кгс/см<sup>2</sup> – на правом заднем от 0 до 270 кгс·м, на левом заднем от 119 до –90 кгс·м. Отмеченные колебания крутящих моментов на колесах заднего моста при движении трактора с плугом в транспортном режиме по дороге с твердым покрытием можно объяснить тем, что срабатывала автоблокировка дифференциала заднего моста, т.е. дифференциал был жестко заблокирован и в системе задней оси появлялся упругий момент [2].

Во всех случаях движения на транспорте моменты на колесах переднего моста были отрицательными и находились в пределах от 12 до 34 кгс·м. Блокирование муфты свободного хода в приводе переднего моста приводило, помимо незначительного уменьшения отрицательных моментов (приближались к нулю), к усилению шума в трансмиссии и некоторому увеличению крутящих моментов на колесах заднего моста, а при высоком давлении воздуха в шинах передних колес и низком в шинах задних – к незатухающим продольным угловым колебаниям трактора (галопированию), которые прекращались с уменьшением оборотов двигателя.

Во всех случаях транспортного движения передачи переключались на ходу. При этом в случае нормального движения без галопирования длительность переходного процесса, как показывают осциллограммы, составляла 0,2 с. Во время переходного процесса возрастание моментов на колесах заднего моста достигало: на левом заднем – 400 кгс·м, на правом заднем – 565 кгс·м.

Испытания трактора в транспортном режиме проводились в агрегате с двухосным прицепом МАЗ общим весом 7,5 тс.

Заезды транспортного агрегата по грунтовой дороге осуществлялись на передачах второго диапазона с переключением передач на ходу. Расшифровка осциллограмм показывает, что как при переключении передач в движении, так и при трогании с места в работу включается передний мост на непродолжительное время (на 0,2 – 0,3 с). При этом крутящие моменты на колесах переднего моста от отрицательных значений переходили к положительным и достигали 20 – 30 кгс·м.

Анализ осциллограмм, полученных при движении по асфальтовой дороге на передачах третьего диапазона, показывает, что при трогании агрегата с места передний мост не включался в работу. При переключении передач передний мост, как и в пер-

Таблица 2. Показатели процессов при работе трактора МТЗ-82 на транспорте

Наименование параметров	Грунтовая дорога			Асфальт			
	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	
Момент, кгс·м	на левом заднем	128,6	67,5	52,48	42,55	32,34	80,86
	на правом заднем	109,0	49,2	45,2	96,0	62,9	65,5

Таблица 3. Показатели процессов при работе трактора МТЗ-82 на транспорте  
(фон - вспаханное поле)

Наименование параметров	I			II			III			IV			
	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	$m_x$	$\sigma_x$	$v_x, \%$	
Усилия на крюке, кгс	248	73,8	29,8	458	76,9	16,8	509	92	18,1	766,2	128	16,7	
Моменты на колесах, кгс·м	левом переднем	-	-	-	-	-	11	9,1	82,8	71,27	16,2	22,7	
	правом переднем	-	-	-	-	-	45,6	16,48	36,15	75	14,37	19,16	
	левом заднем	253	48,2	19,1	314,7	44,8	14,26	384	59,4	15,47	364	64,3	17,67
	правом заднем	225	51,8	23,03	259	46,7	18,0	288	43	14,94	375	59	15,7

вом случае, включался в работу, но моменты на полуосях передних колес достигали меньших значений, чем на грунтовой дороге. Длительность включения находится в пределах 0,15 – 0,2 с. Значения крутящих моментов на полуосях заднего моста при движении по грунтовой и асфальтовой дорогам приведены в табл. 2.

Движение транспортного агрегата по вспаханному полю осуществлялось на передачах второго диапазона (табл. 3). Данные первого эксперимента получены при движении на V передаче на вспаханном поле по колее, образованной однократным проходом транспортного агрегата. При этих же условиях, но при движении на VII передаче получены данные эксперимента II.

Как показал анализ осциллограмм в обоих случаях, передний мост включался в работу при трогании агрегата с места и при переключении передач на ходу. Отмечалось также периодическое включение в работу переднего моста и при возрастании сопротивления перекачиванию прицепа. При переключении передач на ходу во всех случаях движения моменты на всех колесах вначале падали, а затем резко возрастали, достигая на колесах переднего моста величины, равной 80 – 90 кгс·м.

Опыты III и IV осуществлялись при движении агрегата на V передаче по нетронутому вспаханному полю. В обоих случаях передний мост все время работал в ведущем режиме. После прохода агрегата глубина колеи была свыше 100 мм. Попытки движения на передачах третьего диапазона приводили к пережужжанию двигателя.

Необходимо отметить большие колебания мгновенных значений крутящих моментов на полуосях передних колес по сравнению с мгновенными значениями крутящих моментов на колесах заднего моста. Из данных опытов видно, что чем больше сопротивление качению агрегата, тем меньше колебания мгновенных значений крутящих моментов на всех колесах трактора.

## В ы в о д ы

1. Силовые показатели процессов изменения крутящих моментов значительно колеблются, особенно на колесах переднего моста. С увеличением нагрузки на крюке отмечается несколько большая стабильность моментов, особенно при догрузке переднего моста дополнительными грузами.

2. Догрузка переднего моста дополнительными грузами весом 200 кгс увеличивает долю его тяги в общем тяговом балансе трактора на 2 – 5%.

3. При переключении передач на ходу трактора длительность переходных процессов увеличивается с ростом нагрузки (от 0,15 до 0,5 с).

4. На транспортных работах в хороших дорожных условиях при включенной автоблокировке дифференциала заднего моста в системе задней оси наблюдается появление упругого момента и пульсация величины крутящего момента на полуосях.

5. На наш взгляд, установка в раздаточной коробке трактора МТЗ-82 муфты принудительного отключения переднего ведущего моста позволяет избегать ненужных включений его в работу при транспортных операциях по асфальтовым и грунтовым дорогам.

### Л и т е р а т у р а

1. Кугель Р.В., Дьяков И.Я., Приходько Л.С., Утемисов У.Б. Характеристики использования тракторов класса 1,4 т.с. и 3,0 т.с. по видам работ. — "Тракторы и сельхозмашины", 1972, №9. 2. Будько В.В., Лефаров А.Х. Распределение крутящих моментов по колесам заблокированной оси. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин", Минск, 1974, вып.5.

А.Т. Скойбеда

### ОБ ОЦЕНОЧНОМ КРИТЕРИИ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО БЛОКИРОВАНИЯ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ТРАКТОРА

Один из эффективных способов улучшения тяговых качеств трактора — блокировка межколесных дифференциалов, в особенности при автоматизации управления, обеспечивающей своевременное ее включение и выключение. Она вызывает изменение чувствительности системы управления и, как следствие, — устойчивости прямолинейного движения и маневренности. В связи с этим правильный выбор параметров автоматической блокировки дифференциалов (АБД) весьма важен.



В конструкциях современных тракторов все большее применение находят системы блокирования межколесных дифференциалов с автоматическим или полуавтоматическим управлением [1—4]. Исполнительными механизмами таких систем являются фрикционные муфты с гидравлическим, пневматическим или комбинированным приводом, а управляющими — датчики, кинематически связанные с различными деталями рулевого привода, навесной системы, управления тормозами и др.

В конструкции тракторов “Беларусь” впервые применена система автоматического блокирования межколесного дифференциала заднего моста, включающая фрикционную муфту с гидравлическим приводом и датчик управления ею, кинематически связанный с рейкой гидроусилителя рулевого механизма [4].

Такая система обеспечивает постоянную блокировку дифференциала при прямолинейном движении и автоматическую разблокировку его при движении на повороте, когда управляемые колеса повернуты от нейтрального положения на некоторый угол, называемый углом блокирования. В настоящее время при расчете систем АБД определяют два основных параметра: величину момента трения блокировочных муфт и значение угла блокирования. Однако эти параметры являются статическими характеристиками системы АБД и отражают конструктивные ее особенности.

Движение трактора с автоматической блокировкой дифференциалов характерно тем, что при маневрировании, когда необходимо поворачивать колеса из одного крайнего положения в противоположное, многократно включаются и выключаются блокировочные муфты. При этом трактор какое-то время совершает криволинейное движение с заблокированными дифференциалами, что существенно влияет на его маневренность. Для динамической оценки системы АБД предлагается обобщающий критерий, названный коэффициентом времени блокирования  $\tau_{\delta}$ , равный отношению времени, в течение которого дифференциалы при выполнении определенного маневра остаются заблокированными  $\Sigma t_{\delta}$  к общему времени маневра  $t_M$  (рис. 1)

$$\tau_{\delta} = \frac{\Sigma t_{\delta}}{t_M} . \quad (1)$$

Ниже приведена методика определения основных параметров системы АБД. Моменты трения блокировочных муфт определяются из условия надежного блокирования дифференциалов

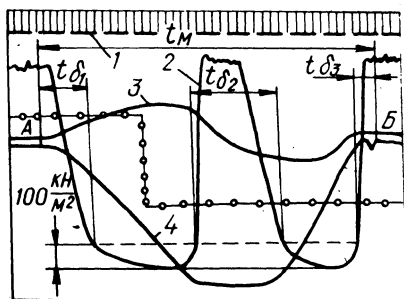


Рис. 1. Определение коэффициента времени блокировки при маневрировании по виду осциллограммы:

1 —отметчик времени; 2— запись давления в гидромфуте; 3—угол поворота управляемого колеса; 4—угол поворота продольной оси трактора. А,Б—начало и конец маневра;  $t_M$  — время маневра;  $t_{\delta_1}$ ,  $t_{\delta_2}$ ,  $t_{\delta_3}$  — время заблокированного состояния дифференциала; - - - заданная траектория движения.

при работе трактора в конкретных производственных условиях; движение по склону, одним бортом в борозде во время пахоты, а также из условия устойчивого движения одним бортом по скользким участкам в процессе выполнения транспортных работ.

Определяя крутящие моменты ведущих колес, необходимо учитывать перераспределение весовых нагрузок от бокового крена трактора, смещения центра тяжести относительно его продольной оси и действия реактивного момента, возникающего при передаче момента двигателя.

Так, при движении по горизонтальной поверхности, когда условия сцепления колес с почвой различны, разность моментов на колесах передней оси

$$\Delta M_{\Pi} = r_{\Pi} \Delta \varphi_{\Pi} \left[ \frac{G_{\Sigma} a - P_{кр} \cos \gamma_{кр} h'_{кр} - M_f}{2L} + \frac{M_{\Sigma} n i_{к,п} \eta_{к,п}}{B(n+1)} \right], \quad (2)$$

разность моментов на колесах задней оси

$$\Delta M_k = r_{\text{д}}^{\text{к}} \Delta \varphi_{\text{к}} \left[ \frac{G_{\text{э}} b + P_{\text{кр}} (\cos \gamma_{\text{кр}} h'_{\text{кр}} + L \sin \gamma_{\text{кр}} + M_f)}{2L} + \frac{e}{B} \left( G_{\text{э}} - \frac{M_{\text{д}} i_{\text{к.п}} \eta'_{\text{к.п}}}{e(n+1)} \right) \right], \quad (3)$$

где  $r_{\text{д}}^{\text{п}}$ ,  $r_{\text{д}}^{\text{к}}$  — динамические радиусы соответственно передних и задних колес;  $\Delta \varphi_{\text{п}}$ ,  $\Delta \varphi_{\text{к}}$  — разность коэффициентов сцепления с почвой соответственно передних и задних колес;  $G_{\text{э}}$  — эксплуатационный вес трактора;  $a$ ,  $b$  — расстояние от центра тяжести до задней и передней осей трактора;  $L$ ,  $B$  — продольная база и колея трактора;  $P_{\text{кр}}$  — тяговое сопротивление на крюке;  $h'_{\text{кр}}$  — высота условной точки прицепа;  $\gamma_{\text{кр}}$  — угол наклона линии действия тягового сопротивления на крюке к поверхности пути;  $M_{\text{д}}$  — момент двигателя;  $i_{\text{к.п}}$  — передаточное число коробки передач;  $\eta_{\text{к.п.}}$  — коэффициент полезного действия коробки передач;  $e$  — смещение центра тяжести относительно продольной оси симметрии трактора;  $n$  — коэффициент, равный отношению моментов, передаваемых передней и задней ведущими осями;  $M_f$  — момент сопротивления качению трактора.

Аналогично были получены формулы для определения разности весовых нагрузок и крутящих моментов на колесах ведущих осей при пахоте навесным плугом и движении по склону.

Табл. 1 показывает, что наибольшее перераспределение вертикальных нагрузок между колесами одной оси соответствует движению по склону при поперечном крене трактора  $\beta = 0,28$  рад. Однако наибольшее перераспределение моментов соответствует движению по горизонтальному участку при разности коэффициентов сцепления, равном 0,6. Определим значение разности коэффициентов сцепления, соответствующие полученным разностям моментов на колесах одной ведущей оси.

Если принять, что вертикальные нагрузки и радиусы колес одной оси равны между собой и не изменяются в процессе

Таблица 1. Данные к расчету разности коэффициентов сцепления

Случай движения	$\varphi$	$\Delta \varphi$	$\Delta G_{п}, \text{кН}$	$\Delta G_{к}, \text{кН}$	$\Delta M_{п}, \text{кН}\cdot\text{м}$	$\Delta M_{к}, \text{кН}\cdot\text{м}$	$\Delta \varphi_{пр}$
Горизонтальный участок	0,4	0,1	0,3	3,0	0,5	1,92	0,12
$P_{кр} = 10 \text{ кН}$	0,1	0,6	0,3	3,0	2,11	5,5	0,394
Пахота на глубину 0,35 м	0,6	0,1	0,52	5,5	0,86	3,6	0,248
Склон $\beta = 0,28 \text{ рад}$	0,6	0,1	2,36	6,3	1,13	4,0	0,31
$P_{кр} = 10 \text{ кН}$							

движения, тогда разность коэффициентов сцепления колес, соответствующая максимальному перераспределению моментов ( $\Delta M_{\max}^{\text{п}}, \Delta M_{\max}^{\text{к}}$ ), подсчитанному для рассматриваемых случаев движения, будет

$$\Delta \varphi_{пр} = \frac{1}{G_{\Sigma}} \left( \frac{\Delta M_{\max}^{\text{п}}}{r^{\text{п}}} + \frac{\Delta M_{\max}^{\text{к}}}{r^{\text{к}}} \right). \quad (4)$$

По известным значениям разности коэффициентов сцепления, соответствующим наибольшему перераспределению крутящих моментов между колесами одной оси, можно определить моменты трения фрикционных муфт, блокирующих дифференциалы переднего и заднего ведущих мостов

$$\Delta M_{\text{ф}}^{\text{п(к)}} = \frac{\Delta \varphi_{пр} G_{\text{п(к)}} r^{\text{п(к)}}}{z i_{\text{б.п}}^{\text{п(к)}}}, \quad (5)$$

где  $z$  --- коэффициент, зависящий от схемы блокирования дифференциала (при схеме блокирования полуось --- полуось  $z = 2$ , а корпус дифференциала --- полуось  $z = 1$ );  $i_{\text{б.п}}^{\text{п(к)}}$  --- передаточное отношение бортовой передачи переднего ( $i_{\text{б.п}}^{\text{п}}$ ) и заднего ( $i_{\text{б.п}}^{\text{к}}$ ) мостов.

Для тракторов "Беларусь" наибольшая разность коэффициентов сцепления, исходя из которой необходимо рассчитывать моменты трения блокировочных муфт, равна 0,394 ( $\approx 0,4$ ). В этом случае момент трения муфты для блокирования дифференциала переднего моста трактора "Беларусь" равен 0,2, а заднего — 0,35 кН·м.

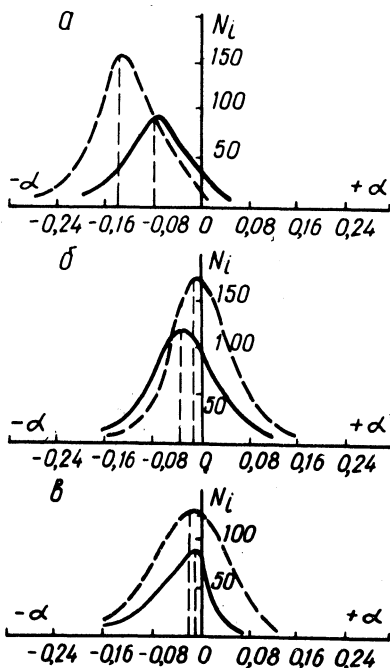
Угол блокирования не может выбираться произвольно, так как, с одной стороны, он оказывает влияние на величину коэффициента времени блокировки и перераспределение моментов на ведущих колесах, а с другой — при недостаточной его величине и движении в борозде или на склоне может произойти произвольное разблокирование дифференциалов, что снижает эффективность использования автоматической блокировки.

Для выявления необходимого угла блокирования при прямолинейном движении в различных условиях определялись углы отклонения управляемых колес от нейтрального положения при работе трактора с крючковой нагрузкой в борозде, на склоне, горизонтальном участке укатанного торфяника и на асфальте.

По средним данным 5—8 опытов, считываемым со счетчиков, составлялись таблицы, на основании которых были построены

Рис. 2. Отклонения управляемых колес от нейтрального положения при движении:

а—в борозде 0,8 м ( $P_{кр} = 14$  кН,  $v = 1,7$  м/с, длина участка 400 м); б—по асфальту ( $P_{кр} = 4$  кН,  $v = 4,75$  м/с, длина участка 1000 м); в—укатанный торфяник ( $P_{кр} = 4$  кН,  $v = 2,06$  м/с, длина участка 400 м); - - - без блокировки; — дифференциал заблокирован.



гистограммы, представляющие собой плотности распределения амплитуд отклонения управляемых колес (рис. 2). Результаты показывают, что блокирование дифференциалов в 1,5—1,7 раза уменьшает общее число отклонений управляемых колес при прямолинейном движении, а величина наибольших отклонений для всех случаев движения при заблокированных дифференциалах меньше на 0,035—0,07 рад по сравнению с неблокированными.

При движении с заблокированными дифференциалами наибольшее отклонение колес от нейтрального положения соответствует движению в борозде, когда математическое ожидание кривой распределения отклонений смещается влево (рис. 2, а) на 0,0875 рад, а отклонения вокруг среднего положения достигли  $\pm 0,0875$  рад.

Таким образом, угол блокирования дифференциалов, равный  $\pm 0,175$  рад, является достаточным для всех рассмотренных случаев движения.

Коэффициент времени блокировки при найденных значениях момента трения фрикционных муфт и угла блокирования целесообразно определять экспериментально при выполнении определенного маневра, например "переставки". Маневр "переставка" заключается в переводе трактора с одной полосы движения на другую с постоянной скоростью за минимально возможное время (рис. 1).

Испытания проводились при различной скорости движения и при значениях угла блокирования  $\alpha_6 \pm 0,0525$  и  $\pm 0,140$  рад.

Кроме того, проводились отдельные опыты при постоянно заблокированных дифференциалах.

Результаты исследований показывают, что с увеличением скорости движения и угла блокирования коэффициент времени блокировки возрастает и приближается к единице (рис. 3). Это происходит потому, что с увеличением скорости поворота  $\omega_k$  управляемых колес время выключения и включения блокировки и время маневра уменьшается непропорционально. Если время включения изменяется в пределах 0,4—0,5 с, то время выключения от 1,2 с при  $\omega_k = 0,03$  рад/с до 0,5 с при  $\omega_k = 0,15$  рад/с. Время маневра уменьшается еще более интенсивно: от 24 с при  $\omega_k = 0,03$  рад/с до 7 с при  $\omega_k = 0,15$  рад/с.

При движении с крюковой нагрузкой 3 кН время маневра увеличивается по сравнению с движением без нагрузки на 15—20%. Значение коэффициента времени блокировки при движении

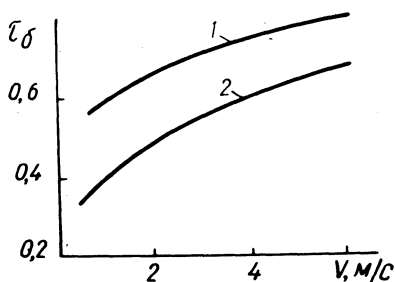


Рис. 3. Влияние скорости движения на коэффициент времени блокировки при выполнении маневра "переставка":  
1,2—угол блокирования  $\pm 0,12$  и  $\pm 0,05$  рад.

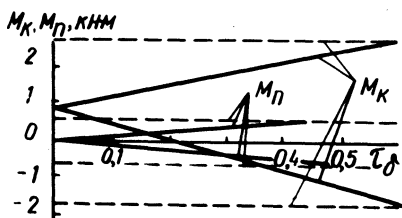


Рис. 4. Влияние коэффициента времени блокировки на перераспределение крутящих моментов при выполнении маневра "переставка":  
 $M_p$ ,  $M_k$  — крутящие моменты на передних и задних колесах; — — дифференциалы заблокированы постоянно; - - - блокировка автоматическая.

с кружковой нагрузкой уменьшается, так как время включенного состояния блокировки практически не зависит от кружковой нагрузки, а время маневра несколько увеличивается.

Коэффициент времени блокировки является важной характеристикой, его величина дает возможность судить о промежутке времени, в течение которого трактор совершает тот или иной маневр с заблокированными дифференциалами, что влияет на характер перераспределения сил и моментов, действующих на трактор, при выполнении маневра.

Увеличение коэффициента  $\tau_0$  до 0,5 при выполнении маневра "переставка" приводит к перераспределению моментов на задних ведущих колесах в пределах (+) 2,5 -- (-) 1,5 кН·м, а передних — (+) 0,51 -- (-) 0,49 кН·м, т.е. близкому к перераспределению их, когда трактор совершает маневр с постоянно заблокированными дифференциалами (рис. 4). Это указывает на необходимость уменьшения величины коэффициента  $\tau_0$  до значения 0,2, когда моменты на колесах остаются положительными.

Если такое значение коэффициента  $\tau_{\delta}$  конструктивно обеспечить затруднительно, тогда систему АБД необходимо при движении на транспорте выключить. Таким образом, оценка системы с помощью коэффициента времени блокировки позволяет ответить на вопрос, допустимо ли использование ее при движении по твердой дороге на транспортных скоростях.

## В ы в о д ы

1. Система автоматической блокировки межколесных дифференциалов характеризуется следующими основными показателями: величиной углов отклонения управляемых колес от нейтрального положения, при которых блокировка включается и выключается (углом блокирования); моментами трения муфт блокирования и коэффициентом времени блокировки  $\tau_{\delta}$ , равным отношению времени заблокированного состояния дифференциалов  $\Sigma t_{\delta}$  при повороте трактора к общему времени маневра  $t_m$ .

2. Угол блокирования должен выбираться исходя из условий работы, когда прямолинейное движение трактора осуществляется с повернутыми колесами (движение в борозде, на склоне и с несимметричными сельхозмашинами). Блокирование дифференциалов способствует уменьшению в 1,5—2 раза частоты и амплитуды произвольных угловых отклонений управляемых колес при движении в данных условиях.

На основании гистограмм плотности распределения угловых отклонений поворотных колес в различных условиях движения угол блокирования дифференциалов выбран равным  $\pm 0,175$  рад.

3. Коэффициент времени блокирования  $\tau_{\delta}$  характеризует работу системы при маневрировании трактора и зависит от величины угла блокирования и скорости включения и выключения блокировки. Его значение должно быть не более 0,2. В этом случае крутящие моменты на колесах при маневрировании на твердой поверхности остаются положительными, а движение устойчивым. Такому значению  $\tau_{\delta}$  соответствует система автоблокировки с давлением жидкости в силовых цилиндрах гидромуфт  $250 \text{ кН/м}^2$  и углом блокирования  $\pm 0,05$  рад.

4. Исходя из наиболее вероятных эксплуатационных условий определены разности ведущих моментов на колесах одной оси и подобраны значения моментов трения блокировочных муфт :



0,2 — для переднего и 0,35 кН·м — для заднего дифференциалов. На основе этих данных обеспечивается надежность блокирования дифференциалов обоих ведущих мостов трактора "Беларусь" при разности коэффициентов сцепления колес с почвой 0,4.

### Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972. 2. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. М., 1967. 3. Харви Дж. Р., Бернارد Дж. Д. Механизм блокировки дифференциала на тракторах "Джон-Дир". — "Сельскохозяйственная техника", 1964, № 12. 4. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82 Л. Руководство по эксплуатации и уходу. Минск, 1973.

Н.В. Богдан, Г.П. Грибко

### ВЫБОР УСТАНОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ТОРМОЗНЫХ СИЛ ДЛЯ ДВУХОСНОГО ПРИЦЕПА

Повышение энергонасыщенности и транспортных скоростей колесных тракторов дает возможность широко использовать их в качестве тягача с одним и двумя двухосными прицепами. Тракторный поезд все больше стал эксплуатироваться в грузовом потоке совместно с автомобилем, что вызывает необходимость оснащения тракторного поезда эффективными тормозами. Чтобы обеспечить оптимальное торможение тракторного поезда, нужно регулировать тормозные силы по осям поезда в соответствии с динамической нагрузкой, приходящейся на эти оси. Одним из наиболее эффективных способов рационального распределения суммарной тормозной силы между осями тракторного поезда, обеспечивающего сохранение устойчивости движения и удовлетворительное использование сцепного веса при торможении, является применение регуляторов тормозных сил. Тормозные силы необходимо регулировать на передних осях

прицепов, так как динамический вес при торможении на передних осях прицепов изменяется значительно.

При установке регулятора тормозных сил на переднюю ось прицепа возникает необходимость рассчитать установочные параметры регулятора, т.е. увязать параметры регулятора с параметрами тормозной системы и прогибом передней подвески. Методика, предлагаемая в этой работе, позволяет рассчитать длину рычага и начальный угол установки регулятора, исходя из оптимального распределения тормозных сил.

Чувствительным элементом системы динамического регулирования тормозных сил по нагрузке является деформация упругого элемента передней подвески прицепа, которая определяется из выражения

$$y = \frac{G_{1 \text{ дин}} - m_2 g}{2c_2}, \quad (1)$$

где  $G_{1 \text{ дин}}$  — динамический вес, приходящийся на переднюю ось прицепа;  $m_2$  — неподрессоренная масса передней оси прицепа;  $c_2$  — жесткость передней рессоры прицепа;  $g$  — ускорение свободного падения.

Тормозной момент передних колес прицепа, который может развивать тормозной механизм в зависимости от подведенного давления, определяется по выражению [1]

$$M_1 = k_1 (p_1 - p_{н1}), \quad (2)$$

где  $k_1$  — коэффициент пропорциональности;  $p_1$  — давление в передних тормозных камерах;  $p_{н1}$  — давление начала работы передних тормозных камер.

Максимально возможный тормозной момент на передней оси прицепа имеет значение [2]

$$M_1 = \varphi r_{\Pi} G_{1 \text{ дин}}, \quad (3)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сцепления;  $r_{\Pi}$  — радиус колеса прицепа.

Решая совместно выражения (2) и (3), получим значение давления в передних тормозных камерах прицепа, необходимое для реализации тормозного момента по сцеплению

$$p_1 = p_{н1} + \frac{G_{1 \text{ дин}} \varphi r}{k_1} \pi \quad (4)$$

Динамический вес, приходящийся на переднюю ось прицепа в зависимости от загрузки имеет следующие значения

$$G_{1 \text{ дин}} = \frac{1}{L_{\pi}} \left[ (G_{\text{пр}} + G_{\text{гр}}) l_2 + \varphi G_{\text{пр}} h_{\text{пр}} + \varphi G_{\text{гр}} x \times \left( h_{\text{пл}} + \frac{h_x}{2} \right) \right] \quad (5)$$

где  $G_{\text{пр}}$  и  $G_{\text{гр}}$  — вес порожнего прицепа и груза;  $L_{\pi}$  — база прицепа;  $l_2$  — расстояние от центра тяжести до задней оси прицепа;  $h_{\text{пр}}$  — высота центра тяжести порожнего прицепа;  $h_{\text{пл}}$  — высота платформы кузова от земли в незагруженном состоянии;  $h_x$  — высота загрузки кузова.

Подставляя в выражение (4) значение статического веса для порожнего прицепа, приходящегося на переднюю ось, получим установочное давление в тормозных камерах

$$p_{1 \text{ уст}} = p_{н1} + \frac{\varphi r_{\pi} G_{\text{пр}} l_2}{k_1 L_{\pi}}$$

Угол начальной установки для рычага регулятора тормозных сил равен

$$\alpha_y = \beta \left( p_{н1} + \frac{\varphi r_{\pi} G_{\text{пр}} l_2}{k_1 L_{\pi}} \right),$$

где  $\beta$  — угловой коэффициент характеристики регулятора тормозных сил.

Подставляя в выражение (4) значение динамического веса (5), приходящегося на переднюю ось прицепа для максимальной загрузки, получим максимальное давление в тормозных камерах передней оси

$$p_{\text{max}} = p_{н1} + \frac{\varphi r_{\pi} [(G_{\text{пр}} + G_{\text{гр}}) l_2 + \varphi G_{\text{пр}} h_{\text{пр}} + \varphi G_{\text{гр}} x]}{k_1 L_{\pi}}$$

$$\frac{+ G_{гр} \left( h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right)}{k_1 L_{п}}$$

Умножая полученное выражение на угловой коэффициент характеристики регулятора, получим значение максимального угла поворота рычага регулятора

$$\alpha_{\max} = \beta \left\{ p_{н1} + \frac{\varphi r_{п} \left[ (G_{пр} + G_{гр}) l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left( h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right]}{k_1 L_{п}} \right\}$$

Рабочий диапазон рычага регулятора можно выразить  $\alpha_{\max} - \alpha_{уст} = \alpha_p$ . Подставляя вместо  $\alpha_{\max}$  и  $\alpha_{уст}$  их значения, получим

$$\alpha_p = \frac{\beta \varphi r_{п}}{k_1 L_{п}} \left[ G_{гр} l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left( h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right] \quad (6)$$

На рис. 1 приведена общая схема установки регулятора тормозных сил. Из  $\triangle OAB$  находим сторону  $OA$ , т.е. длину рычага регулятора

$$L_p = \frac{y}{2 \sin \frac{\alpha_p}{2}} \quad (7)$$

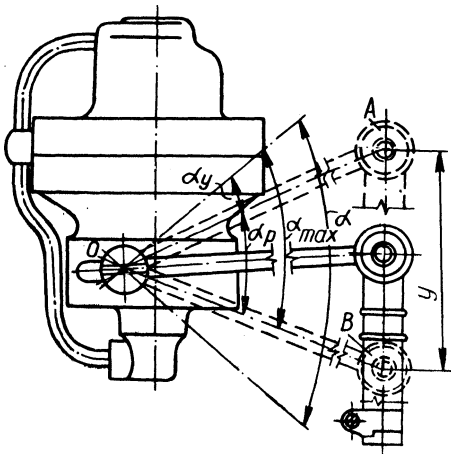


Рис. 1. Схема установочных параметров регулятора тормозных сил.

Решая совместно выражения (1), (5), (6) и (7), получим

$$L_p = \frac{\left[ (G_{пр} + G_{гр}) l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left( h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right] - L_{п} m_2 g}{4c_2 L_{п} \sin \frac{\beta r_{п} \varphi}{2k_1 L_{п}} \left[ G_{гр} l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left( h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right]}$$

или, упрощая это выражение, получим

$$L_p = \frac{(G l_2 + \varphi G h_{гп}) - L_{п} m_2 g}{4c_2 L_{п} \sin \frac{\beta r_{п} \varphi}{2k_1 L_{п}} (G_{гр} l_2 + \varphi G h_{гп})}$$

где  $G$  — общий вес прицепа;  $h_{гп}$  — высота центра тяжести груженого прицепа.

При расчете установочных параметров регулятора тормозных сил необходимо увязывать характеристику регулятора тормозных сил с конкретными характеристиками тормозной системы и подвески прицепа, иначе возможности регулятора будут недостаточно использованы.

### Л и т е р а т у р а

1. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М., 1965.
2. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. М., 1964.

И.П. Ксенович

### К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ (МТА)

Рациональные параметры перспективных машинно-тракторных агрегатов необходимо определять исходя из их производительности в условиях конкретных расчетных зон.

Пределы повышения производительности МТА на каждой операции определяются уровнем развития техники и условиями сельскохозяйственного производства: структурой посевных пло-

шадей, технологией возделывания культур и обработки почвы, почвенно-климатическими условиями и организацией территории, объемом работ и агротехническими сроками их выполнения, т.е. наиболее устойчивыми для сельскохозяйственного производства показателями. Производительность машинно-тракторного агрегата в этом случае – функция оптимальных режимов работы – скорости движения, ширины захвата и коэффициента использования рабочего времени. Первые две величины независимы друг от друга (при условии достаточной мощности двигателя). Коэффициент использования рабочего времени представляет собой функцию многих переменных, основные из которых: ширина захвата, рабочая скорость, длина гона, площадь участков и их разрозненность, техническая характеристика агрегата и т.д.

Таким образом, задача сводится к определению функциональных зависимостей между шириной захвата, скоростью движения и коэффициентом использования рабочего времени в конкретных природно-климатических условиях для каждой операции сельскохозяйственного производства.

Как известно, коэффициент использования рабочего времени равен отношению чистого рабочего времени к времени смены.

$$\zeta = T_p / T_{см} \quad (1)$$

Баланс времени смены может быть представлен выражением

$$T_{см} = T_{пз} + T_p + T_{пов} + T_{то} + T_{пер} + T_{обс} + T_{отл} \quad (2)$$

где  $T_{пз}$  – подготовительно-заключительное время (технический уход, прием и сдача агрегата);  $T_p$  – время основной работы;  $T_{пов}$  – время на холостые повороты и заезды агрегата на загоне;  $T_{то}$  – время циклических технологических остановок на загрузку (семян, удобрений);  $T_{пер}$  – время на внутрисменные переезды с поля, с участка на участок, в том числе подготовка к переезду и к работе после переезда;  $T_{обс}$  – техническое обслуживание агрегата в загоне (устранение мелких неполадок, подтяжка креплений и т.д.);  $T_{отл}$  – время на отдых и личные надобности.

Некоторые составляющие баланса времени смены в расчетах принимаются постоянными [1]. Однако постоянным является только время на отдых и личные надобности, остальные составляющие – переменные величины. Определим функциональную зависимость этих составляющих общего баланса времени на  $i$ -й операции, например на посеве.

Подготовительно-заключительное время состоит из времени технического ухода за трактором, включая сдачу и прием агрегата. Время ухода за сеялками совмещается со временем ухода за трактором. Время на сдачу и прием агрегата составляет 25% времени технического ухода. С достаточной точностью график  $T_{пз} = f(N)$  можно аппроксимировать линейной зависимостью  $T_{пз} = 0,0015 N + 0,35$  ч. Выражая эффективную мощность двигателя  $N$  через крюковую и мощность на привод рабочих органов через ВОМ получим

$$T_{пз} = 0,0015 \left\{ \frac{B v \left[ k_o \left( 1 + \frac{\epsilon}{100} \right) + f_c \gamma_c \right]}{210 \eta_T \epsilon_{им}} + \frac{k_{ВОМ} B}{\eta_{пр} \epsilon_{им}} \right\} + 0,35, \quad (3)$$

где  $B$  - ширина захвата, м;  $k_o$  - удельное сопротивление орудия, кг/м;  $\epsilon$  - прирост тягового сопротивления при изменении скорости на 1 км/ч, %;  $v$  - скорость движения, км/ч;  $f_c$  - сопротивление передвижению сцепки;  $\gamma_c$  - удельная металлоемкость сцепки, кг/м;  $\eta_T$  - тяговый к.п.д. трактора;  $\epsilon_{им}$  - коэффициент загрузки двигателя;  $k_{ВОМ}$  - удельная мощность привода, л.с./м;  $\eta_{пр}$  - к.п.д., учитывающий потери в механизме привода. Время поворотов и заездов на загоне за смену зависит от состава агрегата, длины гона, способа движения агрегата на загоне и скорости движения под нагрузкой и на поворотах. Время поворотов агрегата  $T_{пов} = \tau_{пов} \frac{T_p}{T_r}$ , где  $\tau_{пов}$  - коэффициент поворотов, равный  $\frac{t_{пов} v}{3,6L} + \frac{t'_{пов} E v}{18000 F}$ , т.е. время поворотов в часах, приходящееся на час чистой работы:

$$\tau_{пов} = \frac{t_{пов} v}{3,6L} + \frac{t'_{пов} E v}{18000 F}, \quad (4)$$

где  $t_{пов}$  - средняя продолжительность одного поворота на загоне, с;  $t'_{пов}$  - средняя продолжительность одного поворота на поворотной полосе;  $v$  - скорость рабочего хода агрегата, км/ч;  $E$  - ширина поворотной полосы, м;  $L$  - длина гона, м;  $F$  - площадь участка, га.

Средняя продолжительность одного поворота выражается линейной зависимостью от ширины агрегата и аппроксимируется уравнением.

$$t = 0,000727 B + 0,0061 \text{ ч.} \quad (5)$$

Ширина поворотной полосы зависит от ширины агрегата и может быть представлена выражением  $E = c_1 B$ , где  $c_1$  - коэффициент пропорциональности (для посева можно принять  $c_1 = 1$ ).

Принимая среднюю продолжительность одного поворота на загоне и на поворотной полосе равной с учетом выражений (4) и (5), получим

$$\tau_{\text{пов}} = (0,000727B + 0,0061) \sqrt{0,278L + \frac{c_1 B}{18000 F}}. \quad (6)$$

Время циклических технологических остановок  $T_{\text{то}} = \tau_{\text{то}} T_p$  зависит от нормы высева семян или внесения удобрений, от емкости семенных ящиков и бункеров, продолжительности одной загрузки (выгрузки) и рабочей скорости движения.

Коэффициент загрузки (выгрузки), характеризующий отношение времени на загрузки (выгрузки) ко времени чистой работы,

$$\tau_{\text{то}} = t_{\text{заг}} \frac{W H_B}{V \Psi \gamma},$$

где  $t_{\text{заг}}$  - время одной загрузки, ч;  $W$  - чистая часовая производительность, га/ч;  $H_B$  - норма высева семян и удобрений, кг/га;  $V$  - емкость семенного ящика, м<sup>3</sup>;  $\Psi$  - коэффициент использования емкости;  $\gamma$  - плотность семян, кг/м<sup>3</sup>.

Зависимость времени одной загрузки от ширины захвата агрегата определяется эмпирическим уравнением  $t = 0,00455B + 0,0284$  ч. Чистая часовая производительность  $W = 0,1B$  в.

Объем ящиков сеялки в зависимости от ширины захвата выражается формулой  $V = c_2 B$ , где  $c_2$  - коэффициент пропорциональности (для сеялки СД-24  $c_2 = 0,09$ ).

С учетом этого:

$$\tau_{\text{то}} = \frac{(0,000455B + 0,00284) \sqrt{H_B}}{c_2 \Psi \gamma}. \quad (7)$$

Время внутрисменных переездов зависит от средней площади участков и длины гона, чистой часовой производительности машинно-тракторного агрегата, организации территории, сложности монтажно-демонтажных работ, средней продолжительности одного переезда, количества однотипных агрегатов, одновременно работающих на поле,

$$T_{\text{пер}} = \left( t_{\text{пп}} + \frac{l_{\text{пер}}}{v_{\text{пер}}} \right) \frac{W}{F} T_p,$$

где  $W$  - чистая часовая производительность, га/ч;  $t_{\text{пп}}$  - время подготовки к переезду, ч;  $l_{\text{пер}}$  - расстояние переезда, км;



$v_{\text{пер}}$  - скорость движения при переезде, км/ч. Коэффициент внутрисменных переездов

$$\tau_{\text{пер}} = (t_{\text{пп}} + \frac{1}{v_{\text{пер}}}) \frac{0,1 B v}{F}.$$

Принимаем для модельного хозяйства в условиях БССР среднюю длину переезда - 3,1 км, а среднюю скорость переезда - 5,5 км/ч [2].

Время подготовки к переезду представим линейной зависимостью  $t_{\text{пп}} = a'_{11} B + a'_{12}$ . Тогда

$$\tau_{\text{пер}} = (a_{11} B + a_{12} + 0,0565) \frac{B v}{F}, \quad (8)$$

где  $a'_{11} = a'_{11} 0,1$ .

Время обслуживания агрегата на загоне включает время очистки рабочих органов, проверки качества работы, технологических регулировок сельскохозяйственных машин и их рабочих органов на загоне и время на устранение мелких неполадок. Эти затраты времени зависят в основном от условий работы, состояния агрегата и продолжительности рабочего времени. Затраты времени на обслуживание агрегата определяются наблюдением. Для посевного агрегата они могут быть представлены зависимостью

$$T_{\text{обс}} = (0,00078 - 0,0000254 B) B v T_{\text{см}}. \quad (9)$$

Время на отдых и личные надобности, согласно нормам, принимаем 0,25 часа [3]. Составим баланс времени смены при заданных условиях работы.

Чистое рабочее время смены

$$T_{\text{р}} = \frac{T_{\text{см}} - (T_{\text{пз}} + T_{\text{обс}} + T_{\text{отл}})}{1 + \tau_{\text{пов}} + \tau_{\text{то}} + \tau_{\text{пер}}}. \quad (10)$$

Представив входящие в уравнение зависимости в общем виде, получим

$$T_{\text{р}} = \frac{T_{\text{см}} - (a_1 B v + a_2 + a_2' + a_3 B v T_{\text{см}} - a_4 B^2 v T_{\text{см}} + a_5 a_8 B v L + a_6 a_8 v L + \frac{a_5 a_7 B^2 v}{F} + \frac{a_6 a_7 B v}{F} + T_{\text{отл}})}{1 + \tau_{\text{пов}} + \tau_{\text{то}} + \tau_{\text{пер}}}$$

$$\frac{+T_{\text{отл}}}{+ \frac{a_9 B v H_V + a_{10} v H_V}{a_{15} \psi \gamma} + \frac{a_{11} B^2 v}{F} + \frac{a_{12} B v}{F} + \frac{a_{13} B v}{F}}, \quad (11)$$

где  $a_1 = \frac{k_o (1 + \frac{\epsilon}{100})}{\xi_{\text{им}} \eta_T} + \gamma_c f_c$  0,0015 - для посевных с.-х. машин;  $a_1' = \frac{\gamma_c f_{\text{ор}} + a k_o + \epsilon a v^2}{\xi_{\text{им}} \eta_T}$  0,0015 - для пахотных с.-х. машин;

$a_2 = \frac{k_{\text{вОМ}}}{\eta_{\text{пр}} \xi_{\text{им}}}$  0,0015;  $a_3, \dots, a_{15}$  - коэффициенты,

постоянные для  $i$ -й операции;  $\gamma_c$  - удельная металлоемкость сцепки, кг/м;  $f_c, f_{\text{ор}}$  - коэффициент сопротивления передвижению сцепки, орудия;  $\epsilon$  - прирост тягового сопротивления при изменении скорости на 1 км/ч.

Коэффициент использования времени смены на  $i$ -й операции

$$\tau_i = \frac{1 - B v \left( \frac{a_1}{T_{\text{см}}} + a_3 - a_4 B \right) - \frac{d_2}{T_{\text{см}}}}{1 + B v \left( d_3 L + \frac{d_4}{F} + d_5 \frac{H_V}{\psi \gamma} \right) + B^2 v \left( \frac{d_6}{F} + d_7 \frac{H_V}{\psi \gamma} \right) + d_8 v L}, \quad (12)$$

где  $d_2 = a_2 + a_2' + a_{14}$ ;  $d_3 = a_5 a_8$ ;  $d_4 = a_6 a_7 + a_{12} + a_{13}$ ;

$d_5 = a_{10} : a_{15}$ ;  $d_6 = a_5 a_7 + a_{11}$ ;  $d_7 = a_9 : a_{15}$ ;  $d_8 = a_6 a_8$ .

Анализ полученных зависимостей показал, что в конкретных производственных условиях увеличение ширины захвата и скорости движения приводит к уменьшению коэффициента использования рабочего времени (рис. 1).

Производительность машинно-тракторного агрегата [2]

$$W_{\text{см}} = 0,1 \prod_{k=1}^5 k B v \tau \text{ га/ч}, \quad (13)$$

где  $\prod_{k=1}^5 k$  - произведение поправочных коэффициентов на рельеф, каменистость, изрезанность, конфигурацию участка и влажность почвы.

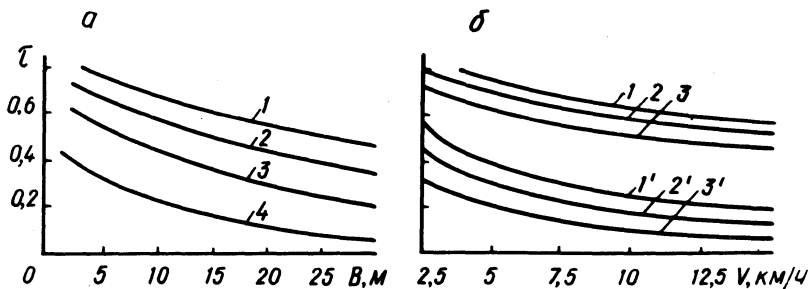


Рис. 1. Зависимость коэффициента использования рабочего времени:

а—от ширины захвата агрегата при  $v=10 \text{ км/ч}$  и  $L_{\text{ср}}/F_{\text{ср}}$ : 1—1000/140; 2—500/24; 3—250/6; 4—100/1,5;

б—от скорости движения агрегата: 1—3— $V=5; 10; 20 \text{ м}$ ;  $L_{\text{ср}}/F_{\text{ср}}=500/24$ ; 1'—3'— $V=5; 10; 20 \text{ м}$ ;  $L_{\text{ср}}/F_{\text{ср}}=100/1,5$ .

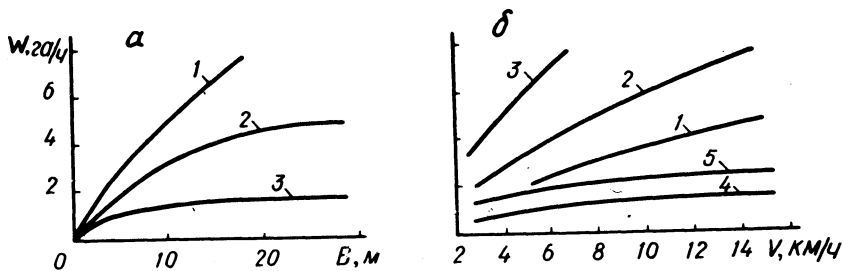


Рис. 2. Зависимость производительности машинно-тракторного агрегата:

а—от ширины захвата при  $v=8 \text{ км/ч}$  и  $L_{\text{ср}}/F_{\text{ср}}$ : 1—500/24; 2—250/6; 3—100/1,5;

б—от скорости движения: 1—3— $V=5; 10; 20 \text{ м}$ ;  $L_{\text{ср}}/F_{\text{ср}}=500/24$ ; 4—5— $V=5; 20 \text{ м}$ ;  $L_{\text{ср}}/F_{\text{ср}}=100/1,5$ .

Подставив значения  $\tau$ , получим

$$W_{\text{ср}} = \frac{0,1 \Pi \sum_{k=1}^5 k B v \left[ 1 - B v \left( \frac{a_1}{T_{\text{ср}}} + a_3 - a_4 B \right) - \frac{d_2}{T_{\text{ср}}} \right]}{1 + B v \left( d_3 L + \frac{d_4}{F} + d_5 \frac{H}{\psi \gamma} \right) + B^2 v \left( \frac{d_6}{F} + d_7 \frac{H}{\psi \gamma} \right) + d_8 v L} \quad (14)$$

При  $T_{\text{см}} = \text{const}$  формула (14) для определения производительности имеет вид

$$W_{\text{см}} = \frac{0,1 \prod_{k=1}^5 k \left[ B^3 v^2 a_4 - B^2 v^2 d_1 + B v (1 - d_2') \right]}{1 + B v \left( d_3 L + \frac{d_4}{F} + d_5 \frac{H_B}{\Phi \gamma} \right) + B^2 v \left( \frac{d_6}{F} + d_7 \frac{H_B}{\Phi \gamma} \right) + d_8 v L}, \quad (15)$$

где  $d_2' = \frac{d_2}{T_{\text{см}}}$ ;  $d_1 = \frac{d_1}{T_{\text{см}}} + a_3$ .

Зависимость производительности от ширины захвата агрегата и скорости его движения является непрерывной функцией.

Взяв первую производную и приравняв ее к нулю, получим

$$\frac{dW_{\text{см}}}{dV} = B^4 v^2 m_1 + B^3 (m_2 v^2 + m_3 v^3) + B^2 (m_4 v^3 + m_5 v^2 + m_6 v) + B (m_7 v^3 + m_8 v^2) + m_9 v^2 + m_{10} v = 0. \quad (16)$$

При  $v = \text{const}$  уравнение сводится к виду

$$n_1 B^4 + n_2 B^3 + n_3 B^2 + n_4 B + n_5 = 0, \quad (17)$$

где  $n_1, \dots, n_5, m_1, \dots, m_{10}$  - произведения постоянных для заданных условий коэффициентов.

Решая уравнения (17) относительно  $B$  для конкретных скоростей движения и производственных условий, получим значение оптимальной ширины захвата, которая обеспечивает максимальную производительность агрегата. Графический анализ зависимостей (15) и (16) показал, что существуют параметры агрегата, обеспечивающие его максимальную производительность в заданных условиях (рис. 2).

## В ы в о д ы

1. Для расчета производительности перспективных МТА и их параметров на каждой операции сельскохозяйственного производства необходимо установить функциональные зависимости коэффициента использования времени смены от ширины захвата и

скорости движения в конкретных природно-климатических условиях расчетной зоны.

2. Для конкретных производственных условий (длина гона, площадь участка и т.д.) существует определенное значение максимальной производительности и соответствующие ей параметры машинно-тракторных агрегатов и режимы их работы.

Предельные рациональные значения параметров МТА, скорости движения и производительности определяются экономической целесообразностью по известным критериям.

### Л и т е р а т у р а

1. Мининзон В.Н. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора. - "Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства", 1965, №5. 2. Методика расчета показателей машинно-тракторных агрегатов и многовариантных технологических карт с применением электронно-вычислительных машин. Минск, 1967. 3. Методика разработки нормативных материалов на механизированные полевые работы. М., 1970.

П.П. Артемьев

### К МЕТОДИКЕ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ И СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

Скорость движения и масса перевозимого груза - основные факторы, определяющие производительность тракторных поездов. Однако между ними для конкретного тракторного поезда определенного класса при работе в идентичных условиях и одинаковой загрузке двигателя существует обратная криволинейная зависимость, выражаемая формулой

$$v_{\text{т}} = \frac{1000 N_e \eta_{\text{тр}}}{\Psi g (M_{\text{пр.с}} + M_{\text{тр}})} \quad \text{м/с}, \quad (1)$$

где  $N_e$  - мощность двигателя, кВт;  $\eta_{\text{тр}}$  - к.п.д., учитывающий потери в трансмиссии;  $\Psi$  - коэффициент суммарного сопротивления дороги;  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $M_{\text{тр}}$  - масса трактора, кг;  $M_{\text{пр.с}}$  - масса прицепного состава, кг.

Поэтому весьма важно наиболее рационально реализовать мощность трактора, особенно в связи с все увеличивающимся применением тракторов на транспортных работах.

Задачи по оптимизации упомянутых факторов решались А.П. Жилиным [1], А.А. Крживицким [2], Б.С. Окниным [3] и другими исследователями.

В данной работе предлагается графо-аналитический метод определения грузоподъемности и скоростей движения тракторных поездов. Сущность этого метода в том, что грузоподъемность и скорость движения тракторного поезда определенного класса для конкретных дорожных условий определяются исходя из тягово-сцепных свойств и энергетических показателей трактора. Исходными данными для построения номограммы являются материалы тяговой характеристики трактора для наиболее труднопроходимого участка маршрута движения тракторного поезда. На внутрихозяйственных перевозках такими участками являются: поле, подготовленное под посев, пахота, стерня и т.д.

В данной работе номограмма построена для трактора МТЗ-80 ( $M_{тр} = 3490$  кг, масса сцепная  $M_{сч} = 2400$  кг, мощность двигателя  $N_e = 58,8$  кВт), движущегося в установившемся режиме по полю, подготовленному под посев, при полной загрузке двигателя. При построении номограммы были сделаны следующие допущения: а) вся масса прицепного состава — полезный груз; б) к.п.д. трансмиссии принят независимым от скорости движения и степени загрузки двигателя ( $\eta_{тр} = 0,9$ ); в) коэффициент сопротивления перекачиванию принят независимым от скорости движения и массы прицепного состава; однако рассматривается интервал его изменения для данных дорожных условий при качении по ним пневматических шин [4].

Последовательность построения номограммы

1. В первом квадранте (рис. 1) строим кривую коэффициента буксования колесного двигателя  $\delta$  в функции силы тяги. Кривая построена на основании тяговых испытаний трактора МТЗ-80.

2. Во втором квадранте строим график зависимости суммарной силы сопротивления передвижению прицепного состава от его массы по формуле

$$P_{пр.с} = M_{пр.с} g \Psi, \quad (2)$$

где  $P_{пр.с}$  — суммарная сила сопротивления передвижению прицепного состава (сила тяги).

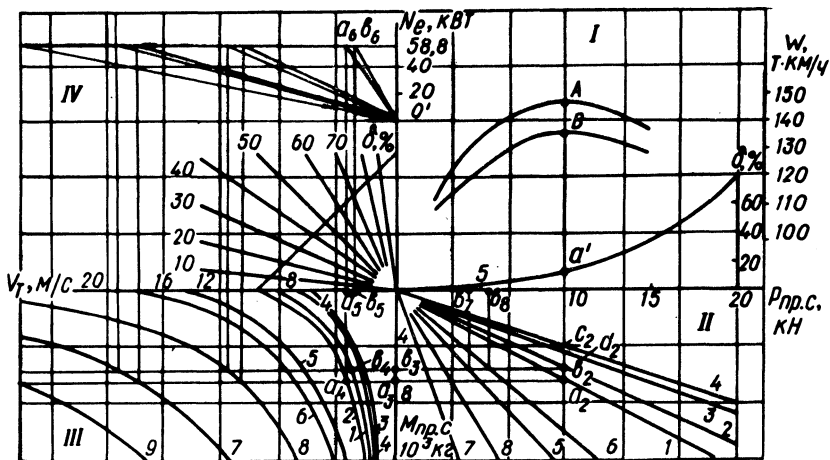


Рис. 1. Номограмма для определения массы прицепного состава и скоростей движения тракторного поезда класса 14 кН:

1—  $\psi = 0,16$ ; 2—  $\psi = 0,18$ ; 3—  $\psi = 0,2294$ ; 4—  $\psi = 0,2493$ ; 5—  $\psi = 0,08$ ; 6—  $\psi = 0,10$ ; 7—  $\psi = 0,03$ ; 8—  $\psi = 0,05$ .

Эти зависимости для примера показаны при движении тракторного поезда по горизонтальному участку (луч 1,2) при угле подъема дороги  $\alpha = 4^\circ$  (луч 3, 4).

3. В третьем квадранте по формуле (1) были построены кривые, выражающие зависимость теоретической скорости движения тракторного поезда от суммарной массы прицепного состава при различных дорожных условиях, характеризующих коэффициентом  $\psi$  [4].

4. В четвертом квадранте построен лучевой график перехода от теоретической к действительной скорости движения.

5. В верхней части первого квадранта показана зависимость теоретической производительности тракторного поезда за одну езду:

$$W = M_{\text{пр.с}} v \quad \text{или} \quad W = 3,6 \frac{P_{\text{пр.с}}}{\xi \psi} \frac{v_t (1 - \delta)}{1000} \frac{\text{Т.км}}{4}. \quad (3)$$

Производительность определена при различных сопротивлениях перекачиванию прицепного состава ( $\psi = 0,16$  и  $\psi = 0,18$ ).

Кривые теоретической производительности в некотором масштабе представляют собой потенциальную кривую крюковой мо-

шности и тягового к.п.д. Об этом свидетельствуют преобразования формулы (3)

$$W = \frac{3,6}{g \Psi} \frac{P_{\text{пр.с}} v}{1000} = \frac{3,6}{g \Psi} \frac{P_{\text{кр}} v}{1000} = k N_{\text{кр}}, \quad (4)$$

где  $k = \frac{3,6}{g \Psi}$ ;  $N_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}} v}{1000}$ , но так как  $N_{\text{кр}} = \eta_{\text{тяг}} N_e$ ,

$$W = k N_e \eta_{\text{тяг}}. \quad (5)$$

Следовательно, точки А и В максимума теоретической производительности соответствуют максимальному значению тягового к.п.д.

Поэтому необходимо добиваться высокого тягового к.п.д. как при проектировании, так и при эксплуатации трактора.

Действительная производительность тракторного поезда существенно зависит от эксплуатационных показателей, однако, как показали расчеты, они не влияют на характер протекания кривой теоретической производительности, т.е. точки А и В остаются на одной вертикали для каждого конкретного случая.

Для определения оптимальной массы прицепного состава необходимо из точки А опустить перпендикуляр до пересечения с кривой буксования (точка  $a_1$ ) и далее во втором квадранте до точек  $a_2, b_2, c_2, d_2$ . Из точек  $a_2, b_2$  и т.д. проводим горизонтали до пересечения с ординатой  $M_{\text{пр.с}}$ , при этом получаем точки  $a_3, b_3$  и т.д. Таким образом, масса прицепного состава для трактора МТЗ-80 с указанными выше параметрами при движении по полю, подготовленному под посев, должна находиться в пределах  $M_{\text{пр.с}} = 6250 - 5550$  кг. При движении на подъем масса перевозимого груза резко уменьшается. Это видно из номограммы.

Для определения диапазона скоростей движения необходимо из точек  $a_3, b_3$  и т.д. провести лучи, как показано на номограмме, до пересечения с абсциссой  $v_T$ . Отрезки  $oa_5$  и  $ob_5$  обозначают теоретические скорости движения тракторных поездов указанной выше массы при движении по горизонтальному участку. Эти скорости составляют  $v_T = 3,2 - 3,4$  м/с (12,2 - 12,5 км/ч).

Для определения действительной скорости движения необходимо воспользоваться лучевым графиком  $v = 2,96 - 3,22$  м/с (10,6 - 11,6 км/ч).



Реализация мощности при выезде тракторного поезда на дороги с улучшенным покрытием должна осуществляться за счет увеличения скорости движения. Эти скорости при движении по стерне, грунтовой дороге и т.д. можно определить аналогично описанным выше способам.

Для определения мощности, развиваемой двигателем при движении на скоростях, меньших предельно возможных, определяемых мощностью двигателя в верхней части четвертого квадранта, построен лучевой график зависимости  $N_e$  от  $v$  (формула (1)) при определенной массе прицепного состава и конкретных дорожных условиях, характеризуемых коэффициентом  $\psi$ . Номограмма позволяет определить крюковую нагрузку при выезде тракторного поезда на другие типы дорог (точки  $b_7$  и  $b_8$ ).

Аналогично строятся номограммы при движении по стерне и другим типам полей и дорог. Определять основные параметры тракторных поездов различных типов приходится часто. Вместо проведения в каждом случае расчетов проще воспользоваться один раз составленной номограммой для тракторов данного класса. Номограмма вносит большую наглядность в интерпретацию взаимосвязи анализируемых величин.

## В ы в о д ы

1. Для тракторов МТЗ при сцепной массе  $M_{сч} = 2400$  кг оптимальная масса прицепного состава при движении по полю, подготовленному под посев (движение по горизонтальному участку), должна находиться в пределах  $M_{пр.с} = 5550 - 6250$  кг.

2. Теоретические скорости движения тракторного поезда при указанной (пункт 1) массе прицепного состава и полной нагрузке двигателя должны находиться в следующих пределах: поле, подготовленное под посев, — 2,9 — 3,2 м/с; стерня — 5,2 — 7,4 м/с; грунтовая дорога — 11 — 19,5 м/с; асфальт — более 26 м/с.

## Л и т е р а т у р а

1. Жилин А.П. К определению оптимальных параметров тракторных транспортных агрегатов. — В сб.: Состояние и перспективы механизации с.-х. производства Белоруссии. Под ред. докт. техн. наук М.М. Севернева. Минск, 1967.
2. Крживицкий А.А. Тяговые свойства трактора на транспорте. М. — Л., 1941.
3. Окнин Б.С. Обоснование оптимальных параметров тракторных транспортных агрегатов. — "Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства", 1971, №6.
4. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА К ТОРМОЗАМ ПРИЦЕПА ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА БАЗЕ ТРАКТОРА КЛАССА

0,9—1,4 тс

Эффективность пневматического привода к тормозам во многом определяется стабильностью давления сжатого воздуха в ресиверах. Для обеспечения надежного регулирования давления в пневматических приводах применяются регуляторы давления. Регулятор давления должен обеспечивать изменение давления сжатого воздуха в ресивере в пределах 6,7—7,3 кгс/см<sup>2</sup>.

Для непрерывного прохождения воздуха через питающую часть тормозной системы (неволновое изотермическое течение) производительность компрессора может быть выражена [1]:

$$V_k = \frac{1}{\nu_{\Pi} (1 - \nu_{\Pi})} \frac{z_{\text{рег}}}{60} \frac{T_0}{T_p} V_p \Delta p, \quad (1)$$

где  $\Delta p$  — предел регулирования;  $z_{\text{рег}}$  — частота регулирования;  $\nu_{\Pi}$  — относительное время подачи;  $T_0$  — абсолютная температура воздуха на впуске в компрессор;  $T_p$  — абсолютная температура в ресивере;  $V_p$  — суммарный объем ресивера, л.

Из формулы (1) следует, что пределы регулирования влияют на работу компрессора: а) с увеличением их производительность компрессора возрастает или должно увеличиваться время работы компрессора над нагрузкой; б) уменьшение их вызывает увеличение частоты включения компрессора.

Увеличение этих пределов, от стабильности которых зависит стабильность максимальных тормозных моментов на колесах прицепов, может вызвать самопроизвольное подтормаживание прицепов.

В связи с вышесказанным проведены лабораторные исследования регулятора давления [2] (рис. 1) с целью выявления факторов, влияющих на стабильность пределов регулирования давления воздуха в ресивере пневматического привода.

Параметры исследовались при длительной работе регулятора в объеме 80000 циклов. За цикл регулятора принималась его

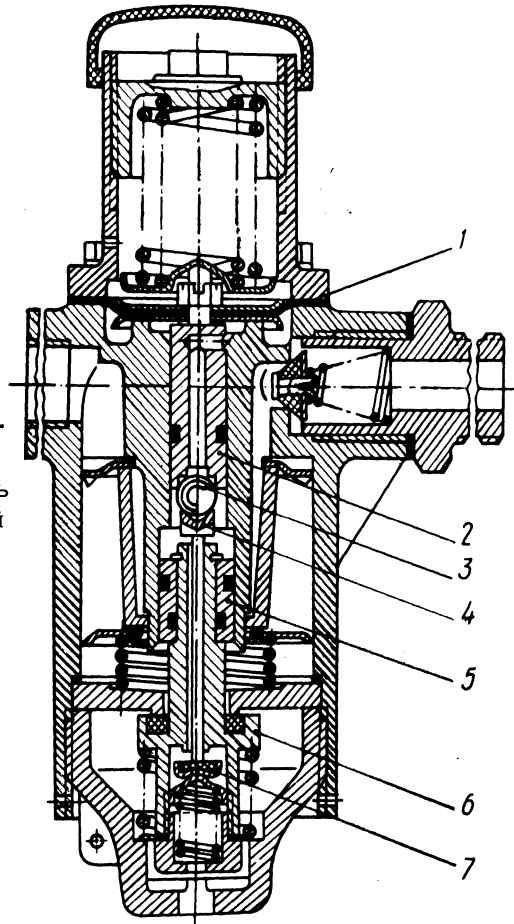


Рис. 1. Регулятор давления:

1—диафрагма; 2—поршень диафрагмы; 3—шариковый клапан; 4—шток; 5—поршень разгрузочного клапана; 6—разгрузочный клапан; 7—атмосферный клапан регулятора.

работа между двумя очередными срабатываниями на верхнем или нижнем пределе регулирования.

В лабораторных условиях регулятор испытывался в режиме учащенных нагрузок, для достижения которых, как следует из формулы [1],

$$z_{\text{рег}} = (1 - \nu_{\text{п}}) \frac{60}{V_{\text{р}}} \frac{G_{\text{о}}}{\Delta p} RT, \quad (2)$$

где  $G_{\text{о}}$ — расход воздуха;  $R$  — газовая постоянная; необходимо уменьшить объем ресивера и увеличить расход воздуха. Объем ресивера на стенде составил 1 л, расход задавался регулируемым дросселем.

Для определения влияния величины ходов диафрагмы, разгрузочного и атмосферного клапанов на величину пределов регулирования давления воздуха в ресивере в процессе испытаний через каждые 10000 циклов работы регулятора замерялись перемещения диафрагмы 1, атмосферного клапана 7 и разгрузочного клапана 6 в зависимости от давления в ресивере. Перемещения замерялись индикатором с ценой деления 0,01 мм, а давление — образцовым манометром. Количество циклов, отработанных регулятором давления, подсчитывалось электроимпульсным счетчиком.

Указанные выше зависимости до испытаний (сплошная линия) и после отработки регулятором 80000 циклов (штриховая линия) приведены на графиках (рис. 2,3).

В течение цикла работы регулятора давления перемещение диафрагмы атмосферного и разгрузочного клапанов на графиках представлены соответственно замкнутыми линиями ABCDE, FGHI, KLMN.

Перемещение диафрагмы скачком на участке АВ (рис. 2) при постоянном давлении в ресивере происходит за счет воз-

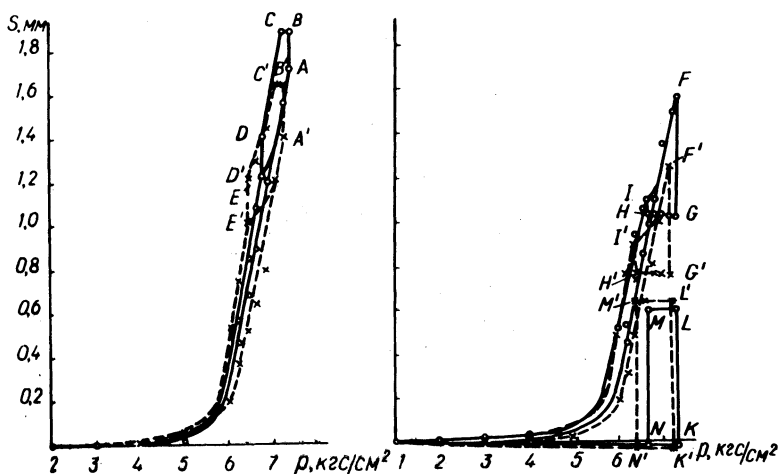


Рис. 2. График перемещения диафрагмы в зависимости от давления в ресивере:  $p$ , кгс/см<sup>2</sup> — давление в ресивере;  $S$ , мм — перемещение диафрагмы.

Рис. 3. График перемещения атмосферного и разгрузочного клапанов в зависимости от давления в ресивере:  $p$ , кгс/см<sup>2</sup> — давление в ресивере;  $S$ , мм — перемещение.

действия давления сжатого воздуха на дополнительную площадь поперечного сечения поршня 2 при открытии шарикового клапана 3. На участке DE диафрагма перемещается скачком за счет прекращения воздействия давления воздуха на дополнительную площадь при закрытии шарикового клапана.

Скачкообразное перемещение атмосферного клапана при постоянном давлении на участке FG (рис. 3) происходит совместно с перемещением разгрузочного клапана в момент разгрузки компрессора, однако ход атмосферного клапана несколько меньше хода разгрузочного клапана (отрезок KL, рис.3) за счет деформации резины при посадке атмосферного клапана на седло.

Из графиков (рис. 2,3) видно, что ход диафрагмы и атмосферного клапана после испытаний уменьшился на 0,22 мм. Это уменьшение вызвано выработкой атмосферного клапана в месте контакта со штоком 4, что привело к уменьшению хода диафрагмы и уменьшению пределов регулирования давления. Пределы регулирования давления в ресивере в процессе испытаний приведены в таблице.

Число циклов работы регулятора	0	10	20	30	40	50	60	70	80	
	тыс. тыс. тыс. тыс. тыс. тыс. тыс. тыс.									
Предел регулирования давления, кгс/см <sup>2</sup>	6,7--	6,7--	6,6--	6,6--	6,6--	6,5--	6,5--	6,5--	6,5--	6,5
	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,2	7,2	7,2	7,2	7,2

Характерная особенность работы разгрузочного клапана та, что по мере возрастания давления в баллоне он поджимается к седлу за счет усилия, действующего на нижний торец поршня 5. На рис. 4 это отражено некоторым отрицательным перемещением клапана. Увеличение хода разгрузочного клапана после испытаний вызвано уплотнением резины по месту посадки на седло.

## В ы в о д ы

1. Испытания регулятора давления пневматического привода тормозов прицепа тракторного поезда на базе трактора класса 0,9—1,4 тс в объеме 80000 циклов срабатываний пока-

зали, что пределы регулятора уже после 20000 циклов изменились по сравнению с установленными ГОСТом 4364-67.

2. Стабильность пределов регулирования зависит от износостойкости атмосферного клапана регулятора,

### Л и т е р а т у р а

1. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. -- "Автомобильная промышленность", 1971, №10. 2. Руководство по эксплуатации и уходу. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Минск, 1973.

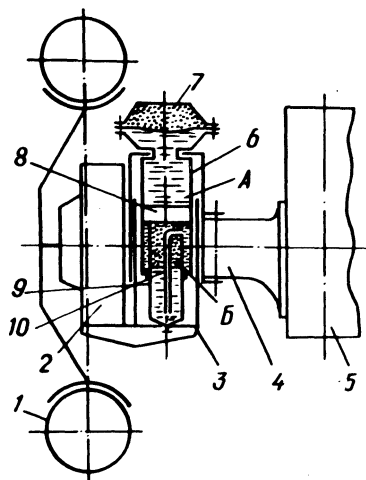
Г.А. Молош

## ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА ЗАДНЕГО МОСТА УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ Кл. 9—14 кН

Улучшение плавности хода сельскохозяйственных колесных тракторов можно осуществить путем подрессоривания остова в целом и, в частности, заднего моста. При этом особое внимание необходимо уделить выбору типа упругого элемента подвески. В настоящее время наиболее распространенным упругим элементом в подвесках сельскохозяйственных колесных тракторов является витая цилиндрическая пружина. Однако эта подвеска не может обеспечить выполнение основных особенностей эксплуатации таких тракторов [1].

Для универсально-пропашных колесных тракторов класса 9—14 кН в БПИ была разработана экспериментальная пневмогидравлическая подвеска заднего моста, которая позволяет учесть основные особенности эксплуатации этих машин, а также позволяет обеспечить близкую к постоянной частоту собственных колебаний остова при различной весовой нагрузке на задний мост, имеет невысокую жесткость, высокую энергоемкость как на ходе сжатия, так и на ходе отбоя при сравнительно небольших динамических прогибах упругого элемента.

Рис. 1. Схема пневмогидравлической подвески заднего моста трактора МТЗ-80.



Разработанная подвеска была установлена на тракторе МТЗ-80. Схема подвески приведена на рис. 1. Ведущее колесо 1 вместе с конечным редуктором 2 связано направляющей 3 с рукавом 4 заднего моста 5. Внутри направляющей 3 расположен пневмогидравлический упругий элемент, цилиндр 6 и пневмокамера 7 которого крепятся к верхней части направляющей 3, а поршень 8 посредством пустотелого штока 9 связан с нижней частью направляющей 3. Пневмокамера 6 разделена эластичной перегородкой на пневматическую полость и гидравлическую. Обе полости цилиндра — рабочая А и полость противодействия Б — заполнены жидкостью, при этом рабочая полость А соединена с гидравлической полостью пневмокамеры 6, а полость противодействия Б через трубку 10 сообщается с объемом внутри штока, частично заполненным жидкостью, частично газом.

Передача крутящего момента к бортовому редуктору осуществляется посредством карданного вала.

При сжатии (колесо наехало на неровность-выступ) нижняя часть направляющей вместе со штоком и поршнем перемещается вверх и тогда поршень вытесняет жидкость из полости А в гидравлическую полость пневмокамеры. Жидкость воздействует на перегородку и сжимает газ, который воспринимает действие возмущающей силы. Сжатый газ, находящийся внутри штока, вытесняет оттуда жидкость через трубку 10 в полость Б. При этом давление газа внутри штока уменьшается. Изменение давления происходит по политропе, показатель которой  $n = 1,25$ .

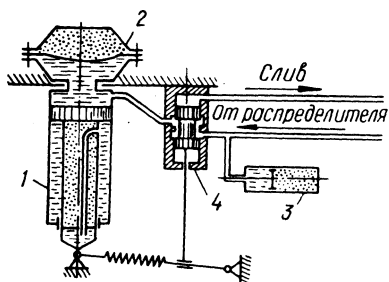


Рис. 2. Схема регулирования постоянного статического прогиба упругих элементов подвески при изменении нагрузки.

Регулирование постоянного статического прогиба упругих элементов при изменении статической нагрузки показано на схеме (рис. 2). С увеличением статической нагрузки на упругий элемент 1, когда остов перемещается вниз, возвращение его в первоначальное положение осуществляется подачей дополнительного количества жидкости в гидравлическую полость пневмокамеры 2. В результате объем газа, находящегося в пневмокамере, уменьшается, а его давление увеличивается до тех пор, пока остов трактора не займет свое первоначальное положение. Жидкость подается из гидроаккумулятора 3 через регулятор положения остова 4. Давление в гидроаккумуляторе поддерживается насосом гидросистемы. С уменьшением нагрузки регулятор соединяет гидравлическую полость пневмокамеры со сливной магистралью.

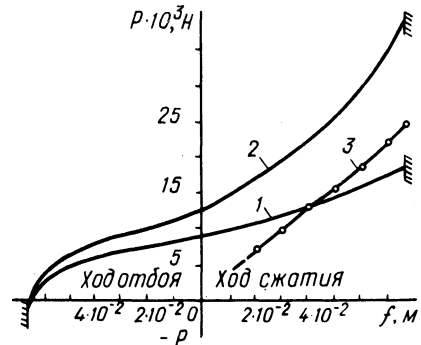
Нагрузка на упругий элемент определяется по уравнению, составленному из условия равновесия поршня [2]

$$P = \frac{p_0 F_1}{\left(1 - \frac{f}{h}\right)^n} - \frac{q_0 F_2}{\left(1 + \mu \frac{f}{h}\right)^n},$$

где  $P$  — нагрузка, воспринимаемая упругим элементом, Н;  $p_0$  и  $q_0$  — абсолютное давление в рабочей полости А и в полости противодействия Б соответственно, Н/см<sup>2</sup>;  $F_1$  и  $F_2$  — площадь поршня, обращенная к полости А и полости Б соответственно, см<sup>2</sup>;  $f$  — ход упругого элемента от положения равновесия, см;  $h$  — приведенная высота столба газа в цилиндре, см;  $\mu$  — коэффициент, учитывающий отношение приведенных высот столбов газа в рабочей полости и полости противодействия в начальном положении.



Рис. 3. Характеристики упругого элемента при различной нагрузке (1, 2) и характеристика шины 12-38" (3).



На рис. 3 представлены характеристики упругого элемента, где по оси абсцисс отложены прогибы  $f$ , а по оси ординат значения усилия  $P$ , действующего на элемент. Характеристики построены для весовой нагрузки, приходящейся на задний мост трактора без навесных машин и с плугом ПН-3-35 в транспортном положении (кривые 1, 2). Для сравнения на этом же рисунке представлена упругая характеристика пневматической шины 12-38", устанавливаемой на задние колеса трактора "Беларусь" (кривая 3).

Для определения эффективности поддрессоривания заднего моста универсально-пропашных колесных тракторов кл. 9-14кН были проведены сравнительные испытания плавности хода серийного трактора МТЗ-80 и экспериментального с пневмогидравлической подвеской.

Компоновочные параметры объектов испытаний определялись экспериментально (табл. 1).

В качестве оценочных измерителей плавности хода трактора использовались вертикальные ускорения остова над задней осью в месте установки сиденья водителя, над передней осью, на заднем левом колесе, на сиденье водителя и горизонтально-продольные на сиденье водителя. Для замера оценочных параметров трактор оборудовался соответствующей аппаратурой [3].

Испытания проводились при движении трактора через искусственную единичную неровность синусоидального профиля длиной 70 см и высотой 5,0 см на холостом ходу и с плугом ПН-3-35 в транспортном положении. Неровность устанавливалась на горизонтальном участке асфальтированного шоссе. Результаты испытаний трактора на единичной неровности определялись по среднеарифметическим значениям максимальных величин при двух-трехкратной повторности опыта на данной скорости.

Таблица 1. Компонентные параметры трактора МТЗ-80

Показатели	МТЗ-80	МТЗ-80	МТЗ-80
	серийный без сельхозмашин	экспериментальный без сельхозмашин	экспериментальный с ПН-3-35
Эксплуатационная масса, кг	3320	3450	3826
Масса, приходящаяся на:			
передние колеса, кг	1115	1164	896
задние колеса, кг	2205	2286	2930
Поддрессоренная масса, приходящаяся на:			
переднюю подвеску, кг	965	1028	760
заднюю подвеску, кг	-	1670	2286
База трактора, м	2,37	2,37	2,37
Координаты центра тяжести поддрессоренных масс:			
от передней оси, м	1,68	1,47	1,79
от задней оси, м	0,69	0,90	0,58
Момент инерции поддрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, кг м <sup>2</sup>	3825,0	3295,0	6884,7
Продольный радиус инерции, м	1,062	1,100	1,485
Коэффициент распределения поддрессоренных масс	0,975	0,915	2,12

Сравнительный анализ результатов испытаний серийного трактора МТЗ-80 и экспериментального с пневмогидравлической подвеской заднего моста показал, что с увеличением скорости движения оценочные параметры возрастают. Наиболее интенсивно указанные параметры увеличиваются в зоне "условного" резонанса по длине неровности (рис. 4). При переезде единичной неровности серийным трактором на холостом ходу и с плугом ПН-3-35 в каждом отдельном случае имеется две резонансные зоны: зона низкочастотного резонанса, экстремальное значение которого находится при скорости 3--3,5 м/с, и зона высокочастотного резонанса с экстремальным значением при скорости 5--5,5 м/с. Интервал скоростей между зонами низкочастотного

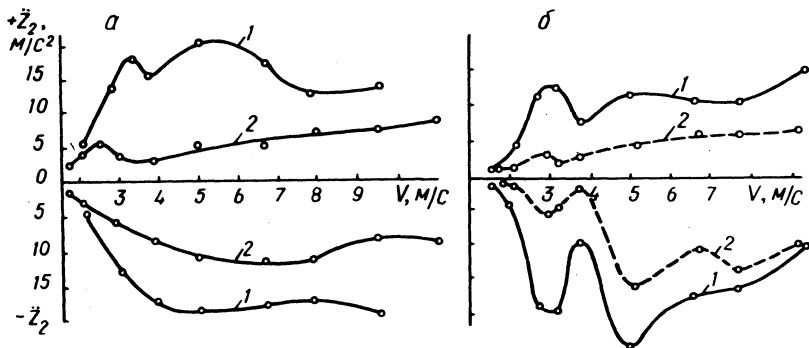


Рис. 4. Вертикальные ускорения на осто́ве трактора над задней осью в месте установки сиденья при переезде единичной неровности: а—на холостом ходу, б—с плугом ПН-3-35 в транспортном положении; 1—серийный трактор, 2—трактор с пневмогидравлической подвеской заднего моста.

и высокочастотного резонансов очень мал, а при движении трактора на холостом ходу он практически отсутствует. Весь диапазон скоростей, в котором возникают резонансные колебания, достаточно растянут и находится в пределах 2,5—6,5 м/с.

Максимальные вертикальные ускорения на осто́ве над задней осью в месте установки сиденья водителя при движении трактора на холостом ходу (рис. 4, а) достигают 20  $m/s^2$  и более при скорости 5—6 м/с, а в диапазоне скоростей движения от 3 до 7 м/с находятся в пределах 15—20  $m/s^2$  как на ходе сжатия, так и на ходе отбоя. Аналогичная картина наблюдается и при движении трактора с плугом ПН-3-35 (рис. 4, б). Разница лишь в том, что максимальные значения вертикальных ускорений, замеренных там же при ходе сжатия, несколько ниже и находятся в пределах 10—15  $m/s^2$ , но в более растянутом диапазоне скоростей — 2,5—9 м/с. При ходе отбоя ускорения достигают 25  $m/s^2$ , а в интервале скоростей 2,5—8 м/с превышают 15  $m/s^2$ .

Наибольший эффект по снижению интенсивности колебаний осто́ва трактора оказывает одновременное подрессоривание переднего и заднего мостов. На тракторе с подрессоренным осто́вом увеличение скорости движения также вызывает увеличение значений оценочных измерителей, но нарастает оно бо-

лее плавно. Экстремальное значение низкочастотного резонанса смещается в сторону более низких скоростей, а высокочастотного — в сторону более высоких скоростей. При движении трактора на холостом ходу зона низкочастотного резонанса находится в пределах скоростей 2—3 м/с.

Максимальные значения вертикальных ускорений при движении трактора на холостом ходу во всем рабочем диапазоне скоростей не превышают 7,5 м/с<sup>2</sup> при ходе сжатия и 12 м/с<sup>2</sup> при ходе отбоя, что на 65 и 34% соответственно ниже по сравнению с серийным трактором. Максимальные значения ускорений при движении трактора с плугом ПН-3-35 не превышает 6 м/с<sup>2</sup> при ходе сжатия и 16,5 м/с<sup>2</sup> при ходе отбоя, что на 62 и 36% соответственно ниже по сравнению с серийным трактором.

Общее снижение вертикальных ускорений на остовах в месте установки сиденья водителя на экспериментальном тракторе по сравнению с серийным МТЗ-80 при движении через единичную неровность в интервале скоростей 2—7 м/с на холостом ходу достигается в 2,2—2,8 раза и с плугом ПН-3-35 в среднем в 2,0—2,3 раза.

## В ы в о д ы

Применение подрессоривания заднего моста универсально-пропашных колесных тракторов кл. 9—14 кН значительно снижает интенсивность вертикальных колебаний остова, что способствует улучшению условий труда водителя.

Исходя из требований, предъявляемых к тракторам данного класса, применение для подрессоривания заднего моста пневмогидравлической подвески с автоматическим регулированием ее статического прогиба в зависимости от нагрузки наиболее целесообразно.

## Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А., Кошман В.Н., Кугейко М.А. О подрессоривании переднего моста у колесных тракторов. — Сб. науч. трудов БИМСХ, вып. 13. Горки, 1969. 2. Певзнер Я.М., Горелик А.И. Пневматические и гидропневматические подвески. М., 1963. 3. Гуськов В.В. и др. Экспериментальное исследование плавности хода колесного трактора МТЗ-80. — В настоящем сборнике.

В.В. Гуськов, Г.А. Молош, А.Л. Хилько,  
П.А. Стецко, Р.П. Дервинчик, В.В. Жук

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА МТЗ-80

Один из путей повышения производительности машинно-тракторного агрегата — увеличение рабочих и транспортных скоростей движения. С их увеличением весьма актуальной становится проблема улучшения условий труда водителя и, в частности, снижения интенсивности колебаний трактора.

Чтобы определить интенсивность колебаний трактора в зависимости от скорости движения и определить влияние на интенсивность колебаний различных вариантов поддрессоривания переднего моста, Белорусским политехническим институтом совместно с Минским тракторным заводом были проведены экспериментальные исследования плавности хода трактора МТЗ-80.

Испытания проводились с различными вариантами подвесок передних колес: серийной подвеской и экспериментальной с двумя значениями жесткости и различными характеристиками упругих элементов. Серийная подвеска содержит в качестве упругого элемента витую цилиндрическую пружину. Суммарная жесткость подвески равна  $2C_p = 720$  кН/м, а полный прогиб составляет 2,7 см. Упругие элементы экспериментальной подвески были представлены в двух вариантах: 1) витая цилиндрическая пружина, суммарная жесткость подвески при этом была  $2C_p = 300$  кН/м, а полный прогиб — 6,0 см и 2) пружина и полый резиновый буфер, суммарная жесткость подвески при работе только пружины составляла  $2C_p = 180$  кН/м, включение в работу резинового буфера вносило нелинейность в характеристику подвески, увеличивая при этом ее жесткость; полный прогиб равен 6,0 см. Основные параметры подвесок переднего моста определялись экспериментально. На рис. 1 представлены упругие характеристики указанных подвесок.

В качестве оценочных измерителей плавности хода трактора принимались вертикальные ускорения поддрессоренных масс, замеренные над осью передних колес, на переднем бруске, передних неподдрессоренных масс, замеренные над осью передних колес, над осью задних колес в месте установки сиденья водителя, на сиденье; горизонтально-продольные ускорения на сиденье водителя, а также углы раскачивания трактора в вертикальной продольной плоскости.

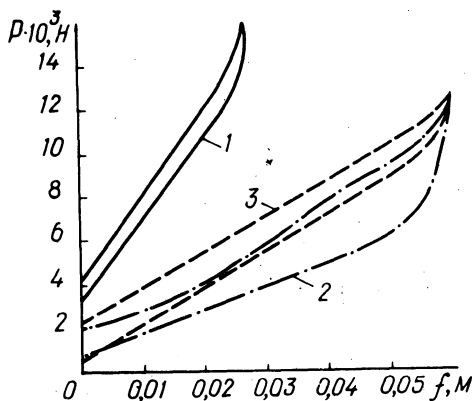


Рис. 1. Упругие характеристики подвески переднего моста трактора МТЗ-80:

1—серийная—пружина  $2C = 720$  кН/м; 2—экспериментальная—пружина  $2C = 300$  кН/м; 3—экспериментальная—пружина  $2C = 180$  кН/м и полый резиновый буфер.

Для измерения ускорений применялись потенциометрические датчики МП-95, а для замера углов раскачивания — гироскопический прибор ЦГВ-4. С помощью указанных приборов стало возможным осуществить регистрацию процессов с использованием только осциллографа Н-700 с блоком питания, исключив необходимость применения усилителя, а также низкочастотных фильтров в электрической схеме датчиков ускорения, что способствовало уменьшению накопления погрешности результатов измерений.

Испытания проводились на искусственных неровностях и на горизонтальном участке длиной 150 м гравийного шоссе с дисперсией  $D = 1,56 \text{ см}^2$ .

На искусственных неровностях испытания проводились при движении трактора через единичную неровность длиной 70 см и высотой 5,0 см без сельскохозяйственных орудий [1, 2]. При испытании на гравийном шоссе трактор находился в сцепке с груженым прицепом 2ПТС-4.

Обработка и анализ результатов испытаний при переезде трактором искусственных неровностей проводились по среднеарифметическим значениям максимально измеренных величин при двух-трехкратном повторении опытов на одной скорости. Обработка результатов испытаний на гравийном шоссе проводилась по методике, изложенной в работе [3], а анализ — по среднеквадратичным значениям измеряемых величин.

Значения максимальных вертикальных ускорений на переднем бруске, над осью передних колес, над осью задних колес в месте установки сиденья, горизонтально-продольных ускорений на сиденье водителя и углов раскачивания в продольной плоскости

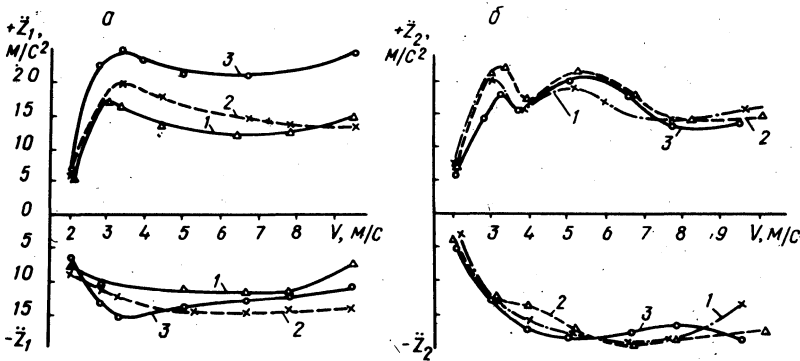
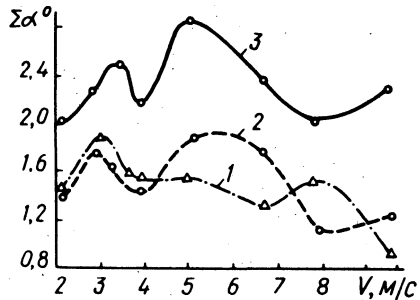


Рис. 2. Вертикальные ускорения на остова трактора при переезде единичной неровности на холостом ходу:

а—на переднем бруске над осью передних колес;  
 б—над задней осью в месте установки сиденья водителя. 1— $2C_p = 180$  кН/м и полый резиновый буфер  
 2— $2C_p = 300$  кН/м; 3— $2C_p = 720$  кН/м.

Рис. 3. Суммарные углы раскачивания трактора в продольной плоскости при переезде единичной неровности на холостом ходу:

1— $2C_p = 180$  кН/м и полый резиновый буфер;  
 2— $2C_p = 300$  кН/м; 3— $2C_p = 720$  кН/м.



в зависимости от скорости движения при переезде единичной неровности трактором на холостом ходу приведены на рис. 2,3.

Сравнительный анализ полученных результатов позволил установить, что с увеличением скорости движения величины измеряемых параметров колебаний особенно интенсивно возрастают в зоне "условного" резонанса по длине неровности. Экстремальное значение зоны "условного" резонанса для передней части остова трактора соответствует скорости 3,0—3,5 м/с. Это подтверждается и приближенным аналитическим расчетом:

$$v_p = \nu l = 4,30,7 \approx 3 \text{ м/с},$$

где  $v_p$  — резонансная скорость движения;  $\nu$  — частота собственных колебаний передней части остова трактора на подвеске (определялась экспериментально методом "сбрасывания"), Гц;  $l$  — длина неровности, м.

При скоростях движения, превышающих резонансную скорость, наблюдается некоторое уменьшение значений измеряемых параметров. Дальнейшее увеличение скорости движения вызывает возрастание интенсивности колебаний, но происходит это за счет отрывов колес от дороги и ударов их о неровности, поэтому последующее увеличение значений параметров колебаний происходит более плавно (рис. 2, а). Для задней части остова при существующей подвеске заднего моста (только пневматические шины) интенсивность колебаний нарастает значительно быстрее и при скоростях 4,5—7 м/с повторно возникают резонансные колебания, максимальные значения которых соответствуют скорости 5—5,5 м/с (рис. 2, б).

Вертикальные ускорения на переднем бруске при переезде единичной неровности (рис. 2, а) достигают максимальных значений на ходе сжатия при скорости 3—3,5 м/с и составляют для трактора с серийной подвеской — 25 м/с<sup>2</sup>, с экспериментальной подвеской, имеющей только пружину, — 20 м/с<sup>2</sup> и пружину и резиновый полый буфер — 17 м/с<sup>2</sup>. Уменьшение указанных ускорений практически во всем диапазоне рабочих скоростей сохраняется постоянным и составляет 38—42%. При ходе отбоя снижение величины вертикальных ускорений достигнуто незначительное. Это свидетельствует о недостаточном динамическом ходе отбоя подвески.

Суммарные углы продольных колебаний остова трактора достигают своего максимального значения — 2,9° при скорости 5 м/с (рис. 3). Экспериментальная подвеска позволила снизить максимальные значения углов раскачивания остова до 1,85°. Наилучшие результаты показала подвеска, содержащая пружину и полый резиновый буфер, у которой практически отсутствует явно выраженная зона высокочастотного резонанса. Значения суммарных углов раскачивания в интервале скоростей движения 4—7 м/с снижены в 1,8—2 раза, а при скорости 9,5 м/с достигают наименьшего значения — 0,9°, что в 2,4 раза меньше по сравнению с серийной подвеской.

Уменьшение жесткости передней подвески практически очень мало влияет на интенсивность вертикальных колебаний зад-



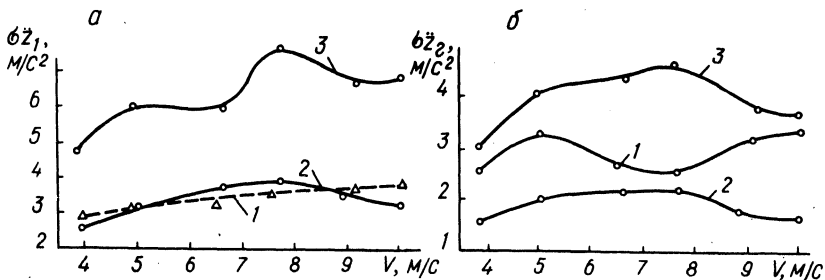


Рис. 4. Зависимость среднеквадратических величин ускорений от скорости движения по гравийному шоссе с прицепом 2ПТС-4:

а—вертикальные ускорения на переднем бруске над осью передних колес; б—горизонтально-продольные ускорения на сиденье водителя. 1— $2C_p = 180$  кН/м и полый резиновый буфер; 2— $2C_p = 300$  кН/м; 3— $2C_p = 720$  кН/м.

него моста (рис. 2, б). В зонах низкочастотного и высокочастотного резонансов максимальные значения вертикальных ускорений над задней осью при переезде единичной неровности имеют незначительное отличие и находятся в пределах от 18 до 22 м/с<sup>2</sup>. При скорости, превышающей 7 м/с, значения ускорений почти одинаковы. Однако следует отметить, что с экспериментальной подвеской, содержащей пружину и резиновый буфер, максимальные значения ускорений при низкочастотном и высокочастотном резонансах сдвинуты в сторону меньших скоростей.

При движении трактора по гравийному шоссе среднеквадратичные значения вертикальных ускорений на переднем бруске с увеличением скорости возрастают. Для трактора с серийной подвеской при скорости около 8 м/с они достигают своего максимального значения 7,6 м/с<sup>2</sup>. Экспериментальная подвеска снижает указанные ускорения на всех скоростях движения. Наилучшие результаты получены с подвеской, содержащей пружину и полый резиновый буфер. По сравнению с серийным трактором среднеквадратичные ускорения на переднем бруске снижаются на 43—54% (рис. 4, а).

Горизонтально-продольные ускорения на сиденье водителя также уменьшаются (см. рис. 4, б). Экспериментальная подвеска, содержащая только пружину, показала наилучшие ре-

зультаты по снижению этих ускорений. При скоростях движения от 4 до 10 м/с указанные ускорения снижаются по сравнению с серийной подвеской на 50--55%. Подвеска, содержащая пружину и резиновый буфер, менее эффективна, однако при скорости 7--8 м/с снижение горизонтально-продольных ускорений на сиденье водителя достигает 44%.

### В ы в о д ы

Снижение жесткости подвески передних колес улучшает плавность хода колесного трактора. Повышает предельные скорости движения за счет снижения углового раскачивания остова трактора в вертикально-продольной плоскости, а также за счет уменьшения горизонтально-продольных ускорений на сиденье. Однако снижение вертикальных ускорений над задней осью в месте установки сиденья незначительное.

### Л и т е р а т у р а

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М., 1973. 2. Бобиков Н.Ф., Волошин Ю.Л., Попов Е.Г. Исследование плавности хода трактора Т-40. — "Труды НАТИ", вып. 183. М., 1966. 3. ОН 025 332—69. Автомобильный подвижной состав. Плавность хода. М., 1970.

Ш.Я. Рубинштейн

### СОЗДАНИЕ СЕМЕЙСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ

Большой парк тракторов в стране, высокая эксплуатационная загрузка, все возрастающая концентрация тракторов в одном хозяйстве настоятельно требуют комплектации всех пропашных тракторов и их многочисленных модификаций минимальным количеством моделей двигателей, унифицированных между собой. При этом каждая модель должна быть конструктивно оптимальной. В угоду унификации не должны быть ухудшены основные показатели двигателей: вес, габариты, удельный расход топлива, надежность, себестоимость, условия труда тракториста и т.д.

Двигатели, устанавливаемые на пропашные тракторы и их модификации, должны развивать мощность от 30 до 180 л.с. Как показывает отечественная и зарубежная практика, шестикратное увеличение мощности в пределах семейства двигателей одного типоразмера неприемлемо как технически, так и экономически. Целесообразно пропашной трактор тягового класса 0,6 тс, нуждающийся в мощности 30—40 л.с., комплектовать самостоятельным двигателем малой размерности, пропашные тракторы тягового класса 1,4—2 тс, нуждающиеся в мощности 60—180 л.с., — двигателями одного типоразмера.

Быстроходный, форсированный дизель по-прежнему остается для всех массовых пропашных тракторов наиболее рациональным двигателем.

Опыт отечественного и зарубежного двигателестроения подтверждает целесообразность применения четырехцилиндровых двигателей мощностью до 100 л.с. Шестицилиндровый двигатель имел бы меньший вес и лучшую уравновешенность, однако стоимость его изготовления и затраты на эксплуатацию были бы примерно на 30% больше, чем для четырехцилиндрового.

Для получения мощности выше 100 л.с. четырехцилиндровые двигатели практически не применяются, так как это потребовало бы чрезмерного увеличения размера цилиндра. Шестицилиндровый двигатель с рабочим объемом всех цилиндров, в полтора раза превышающим рабочий объем четырехцилиндрового двигателя того же типоразмера, может быть унифицирован с последним по большинству изнашивающихся деталей и позволит получить мощность 150 л.с.

На всех выпускаемых пропашных тракторах тягового класса 1,4 тс применяются двигатели с диаметром цилиндра 110 мм. В четырехцилиндровых рядных двигателях увеличение диаметра цилиндра выше указанного приводит к чрезмерному росту неуравновешенных сил инерции второго порядка и амплитуд колебаний. Установка уравновешивающих механизмов повышает вес, трудоемкость изготовления и стоимость двигателей, снижая одновременно их надежность. Увеличение диаметра цилиндра привело бы также к увеличению развиваемого двигателем крутящего момента и, как следствие, повышению металлоемкости трансмиссии. Из сказанного вытекает, что диаметр цилиндра 110 мм целесообразно сохранить.

Аналитическими исследованиями, а затем и экспериментально для создаваемого семейства двигателей подтверждено наиболее целесообразное отношение хода поршня к его диаметру

Таблица 1. Семейство двигателей для пропашных тракторов

Показатели	Марка двигателя	
	Д-60Н	Д-240
Мощность номинальная, л.с.	60	75
Частота вращения, об/мин	1800	2200
Диаметр и ход поршня, мм		
Рабочий объем, л		4,75
Число цилиндров		4
Способ охлаждения		
Тип камеры сгорания		
Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч.		185
Средняя скорость поршня, м/с	7,5	9,16
Среднее эффективное давление, кгс/см <sup>2</sup>	6,32	6,46
Масса двигателя, кг	420	430
Удельная масса, кг/л.с.	7,0	5,7
Литровая мощность, л.с./л	12,6	15,8
Литровая масса, кг/л	88	90
Пусковое устройство		

1,1. Очевидно, оправдано сохранить принятый в настоящее время для этих двигателей ход поршня 125 мм.

Анализ направлений развития мирового тракторного двигателестроения позволяет принять как перспективные после 1975 г. среднюю скорость поршня — 9 м/с и среднее эффективное давление — 6,5 кгс/см<sup>2</sup> для дизелей без наддува и 8,2 кгс/см<sup>2</sup> для дизелей с наддувом, что соответствует литровой мощности около 16 л.с./л для первых и 20 л.с./л для вторых.

Исходя из принятой форсировки мощность двигателя 100 л.с. может быть обеспечена рабочим объемом всех цилиндров около 5 л. Четырехцилиндровый двигатель с диаметром цилиндра 110 мм и ходом поршня 125 мм по рабочему объему всех цилиндров близок к требуемому. Такой двигатель сохранит достаточно высокий технический уровень и при дефорсировании его до 60 л.с.

Повысить мощность шестицилиндрового двигателя указанной размерности выше 150 л.с. можно за счет некоторого увеличения средней скорости поршня (частоты вращения коленчатого

теля			
Д-240Т	Д-260	Д-260Т	Д-260ТН
100	120	150	180
2200		2200—2400	
110 × 125			
		7,12	
		6	
Жидкостный			
Непосредственный впрыск			
		180	
9,16		9,16—10,0	
8,6	6,3—6,9	7,9—8,6	9,5—10,3
445	530	550	580
4,4 <sup>с</sup>	4,4	3,7	3,2
21,1	16,8	21,1	25,3
94	74	77	81
Электростартер			

вала) и применения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Таким образом, диапазон мощности от 60 до 180 л.с. может быть обеспечен четырех- и шестицилиндровыми двигателями одной размерности с высокой степенью унификации между собой.

Основные параметры такого семейства двигателей приведены в табл. 1.

Базовыми моделями приняты четырехцилиндровый двигатель без газотурбинного наддува и шестицилиндровый с наддувом. Технический уровень базовых моделей в сравнении с другими отечественными и лучшими зарубежными образцами двигателей данного класса приведен в табл. 2.

Как видно из табл. 2, технический уровень двигателей достаточно высок и сохранится в ближайшие годы.

Универсальные пропашные тракторы, являющиеся основными потребителями создаваемого семейства двигателей, предъявляют жесткие требования к их габаритной ширине. Двигатель дол-

Таблица 2. Технический уровень двигателей

Показатели	Д-240 ММЗ	Аналоги			Д-260Т ММЗ	Аналоги		
		СМД-14Н ХЗСМ	336 ВД "Кейс" США	4270Д "Джон" Дир"США		А-01Т АМЗ	6404 Т "Джон- Дир"США	504ВДТ "Кейс" США
Мощность номинальная, л.с.	75	80	79	68	150	160	122	147--162
Частота вращения, об/мин	2200	1800		2200	2200--2400	1700	2200	2100
Диаметр и ход поршня, мм	110×125	120×140	117×127	108×121	110×125	130×140	108×121	117 × 127
Рабочий объем, л.	4,75	6,3	5,5	4,4	7,12	11,2	6,6	8,25
Число цилиндров	4	4	4	4	6	6	6	6
Способ охлаждения								
Тип камеры сгорания								
Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч.	185	185	222	нет данных	180	180	202	193--198
Средняя скорость поршня, м/с	9,16	8,4	9,3	8,8	9,16--10,0	7,9	8,8	8,9
Среднее эффективное давление, кг/см <sup>2</sup>	6,46	6,3	5,8	6,3	7,9--8,6	7,6	7,5	7,6--8,4
Масса двигателя, кг	430	630	516	492	550	1180	756	698
Удельная масса, кг/л.с.	5,7	7,9	6,5	7,2	3,7	7,4	6,2	4,3--4,7
Литровая мощность, л.с./л	15,8	12,6	14,3	15,3	21,1	14,3	18,4	17,8--19,6
Литровая масса, кг/л	90	100	94	111	77	105	114	84
Пусковое устройство								
				Электростартер		Пусковой двигатель		Электростартер

Таблица 3. Сравнение двигателей воздушного и жидкостного охлаждения

Показатели	Д-144	Д-240
Мощность номинальная, л.с.	60	75
Частота вращения, об/мин	2000	2200
Диаметр и ход поршня, мм	105 x 120	110 x 125
Рабочий объем, л	4,16	4,75
Число цилиндров	4	4
Способ охлаждения	Воздушный	Жидкостный
Тип камеры сгорания	Непосредственный впрыск	
Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч.	190	185
Средняя скорость поршня, м/с	8,0	9,16
Среднее эффективное давление, кг/см <sup>2</sup>	6,5	6,45
Масса двигателя, кг	395	430
Удельная масса, кг/л.с.	6,6	5,7
Литровая мощность, л.с./л	14,4	15,8
Литровая масса, кг/л	95	90
Пусковое устройство	Электростартер	

жен вписываться в полураму шириной 500 мм, не мешать навеске на переднюю часть трактора многочисленных сельскохозяйственных машин.

Таким требованиям удовлетворяет только рядное расположение цилиндров.

При определении путей развития тракторного двигателестроения возникает необходимость выбора системы охлаждения — жидкостной или воздушной.

Двигатели воздушного охлаждения имеют неоспоримые преимущества — отсутствие охлаждающей жидкости и водяного радиатора упрощает их эксплуатацию по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения. Отсутствие водяного радиатора облегчает также размещение узлов на тракторе.

Стремясь реализовать эти преимущества, некоторые фирмы уже несколько десятилетий применяют на тракторах двигатели воздушного охлаждения, но широкого распространения они не получили. Объясняется это рядом недостатков, присущих этим двигателям: 1) снижением мощности по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения примерно на 10% для двигателей без газотурбинного наддува и на 20% с наддувом

из-за худшего наполнения и более высокого температурного напряжения поршневой группы; 2) потребностью в более качественных маслах из-за более высоких температур поршневой группы; 3) повышенным уровнем шума работы; 4) трудностью обеспечения жесткости картера такой же, как у картера двигателя жидкостного охлаждения; 5) большей трудоемкостью изготовления и более высокой себестоимостью.

Сравнительные данные по двигателям Д-144 воздушного охлаждения и Д-240 жидкостного охлаждения с примерно одинаковым рабочим объемом приведены в табл. 3.

С учетом указанных преимуществ и недостатков воздушному охлаждению следует отдать предпочтение при создании двигателей малой мощности для тракторов тягового класса 0,6 тс. Отсутствие водяного радиатора значительно облегчает компоновку малогабаритного трактора.

На тракторах тягового класса 1,4—2,0 тс следует применять двигатели жидкостного охлаждения.

### В ы в о д ы

Весь диапазон мощности, необходимый для пропашных тракторов тягового класса 1,4—2,0 тс, может быть наиболее рационально обеспечен рядными унифицированными между собой четырех- и шестицилиндровыми двигателями жидкостного охлаждения с диаметром цилиндра 110 мм и ходом поршня 125 мм.

Указанные тракторные двигатели, покрывая диапазон мощности от 60 до 180 л.с., найдут широкое применение в других отраслях народного хозяйства.

Г.М. Кокин

## ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Энергонасыщенность автомобиля определяет его тягово-динамические свойства, а следовательно, и среднюю техническую скорость в заданных условиях движения. С другой стороны, транспортная производительность грузового автомобиля определяется номинальной грузоподъемностью, ее использованием при осуществлении перевозок и средней эксплуатационной скоростью.

Эксплуатационная скорость зависит от всех видов простоя автомобиля за время рейса и меньше технической скорости. Снижение эксплуатационной скорости против технической и использование при перевозках грузоподъемности автомобиля зависит от организационных мероприятий транспортных хозяйств и в меньшей степени от конструктивных данных автомобиля. В связи с указанным, в дальнейшем в качестве скорости автомобиля рассматривается техническая скорость.

С целью повышения производительности и снижения материальных затрат при транспортных работах выявлено стремление использовать автомобили грузоподъемностью до 1,5 т для перевозки мелких партий грузов, главным образом в торговой сети, и для всех остальных перевозок — грузовики в 5 т и более.

Автомобили грузоподъемностью до 1,5 т производятся на базе использования основных агрегатов легковых автомобилей, по тяговому показателям близки к ним, а поэтому в данной работе не рассматриваются.

В данной статье рассматриваются автомобили грузоподъемностью 5 т и более. Номинальная грузоподъемность автомобиля устанавливается исходя из веса и рационального обеспечения погрузо-разгрузочных работ ожидаемых партий грузов и ограничивается осевым весом автомобиля на полотно дороги. В Советском Союзе осевая нагрузка задних ведущих колес ограничена: для двухосных автомобилей на дорогах группы "А" — 10 т и на дорогах группы "Б" — 6 т. Для трехосных автомобилей нагрузка снижается соответственно до 9 и 5,5 т.

У отечественных автомобилей общетранспортного назначения, кроме автомобилей Горьковского автозавода, из условий осевой нагрузки возможности повышения грузоподъемности исчерпаны. Некоторое повышение грузоподъемности может быть достигнуто за счет догрузки передних осей. Однако это связано с затруднениями в подборе шин.

В последнее время за рубежом во многих странах нормы осевой нагрузки повышены соответственно до 12 и 8 т. В СССР искусственные сооружения на дорогах 1 — 2-го класса — мосты, трубы и т.д. — построены также из расчета нагрузки 12 т, а ограничение 10 т обусловлено несущей способностью полотна дороги исходя из его долговечности.

Учитывая большие поставки автомобилей за рубеж по экспорту и потенциальную возможность повышения осевой нагрузки для ряда дорог СССР, при новом проектировании автомобилей следует принимать две грузоподъемности: конструктивную —



исходя из повышенных норм по осевому весу и транспортную – исходя из допустимого осевого веса дорог, на которых фактически автомобиль будет эксплуатироваться.

По надежности и долговечности все агрегаты автомобиля должны рассчитываться на конструктивную грузоподъемность, а шины должны устанавливаться исходя из транспортной грузоподъемности, так как они входят значительной долей в себестоимость автоперевозок. Все это в ряде случаев позволит значительно повысить транспортную производительность за счет повышения грузоподъемности.

Другое, более эффективное, конструктивное мероприятие по повышению транспортной производительности – увеличение средней технической скорости за счет принятия рациональных энергонасыщенности и максимальной скорости автомобиля и оптимальных передаточных чисел трансмиссии.

Максимальная мощность двигателя грузового автомобиля устанавливается исходя из обеспечения максимальной скорости движения в определенных дорожных условиях. При этом максимальное число оборотов двигателя, соответствующее максимальной мощности двигателя и скорости автомобиля, ограничивается регулятором оборотов.

Возникающие повышенные сопротивления движению автомобиля преодолеваются или за счет собственной приспособляемости двигателя, или включением понижающих передач коробки передач со снижением скорости движения.

Определение оптимальной взаимосвязи максимальной мощности двигателя и максимальной скорости автомобиля с установлением величин сопротивления движению при максимальной скорости – основной фактор, обеспечивающий транспортную производительность автомобиля, а также долговечность и экономичность работы двигателя.

При исследованиях этого вопроса удобнее использовать такие понятия, как удельная мощность двигателя, представляющая отношение максимальной мощности двигателя к полному весу автомобиля с грузом и коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля  $\Psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ , где  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес с учетом мощности, затрачиваемой на колебания автомобиля, и  $\alpha$  – угол подъема дороги.

Результаты исследования влияния на тягово-динамические показатели установки на грузовой автомобиль четырехтактного дизеля с различной удельной мощностью приведены в табл. 1.

Таблица 1. Тягово-динамические показатели грузового автомобиля, имеющего различные удельные мощности

Удельная мощность, л.с./т	Максимальная скорость, км/ч при $\Psi = 0,030$	Максимальное значение $\Psi$ и соответствующая ему скорость, км/ч				Условное время разгона до скорости 50 км/ч, с
		высшая передача коробки передач		низшая передача коробки передач		
		$\Psi$	v	$\Psi$	v	
7,75	52	0,037	29	0,30	5	50
9,85	65	0,040	34	0,32	6	28
11,9	73	0,043	38	0,35	7	22
14,1	82	0,045	42	0,37	8	19
16,9	90	0,048	48	0,39	9	16
20,1	100	0,051	54	0,42	9,6	14
21,1	103	0,052	56	0,43	10	12
24,6	112	0,056	63	0,46	11	10

\* Условное время разгона не включает время, необходимое для переключения передач коробки.

В процессе исследования имелось в виду, что при максимальной скорости автомобиль преодолевает дорожные сопротивления, соответствующие  $\Psi = 0,030$  (дорога среднего качества с подъемом 1%). Для всех автомобилей принималась одна пятискоростная коробка передач с диапазоном передаточных чисел 8,55.

Из табл. 1 следует, что при изменении удельной мощности от 7,75 до 24,6 л.с./т, т.е. в 3,2 раза, максимальная скорость возрастает с 52 до 112 км/ч, т.е. в 2,2 раза, примерно в 1,5 раза меньше. Это объясняется возрастанием сопротивления воздуха движению автомобиля. Преодолеваемое дорожное сопротивление на высшей передаче увеличивается с 0,037 до 0,056, а соответствующие скорости движения с 29 до 63 км/ч, т.е. примерно в 2 раза.

Исследование расхода топлива на 100 км пробега проводилось из условия установки на автомобиль МАЗ-500 общим весом 14225 кг четырехтактных дизелей мощностью от 110 до 285 л.с. с одинаковой характеристикой по удельному расходу

топлива. Движение автомобиля совершалось при дорожном сопротивлении, характеризуемым коэффициентом  $\psi_{\text{ср}} = 0,033$ .

При этом установлено, что автомобиль с двигателем, имеющим недостаточную удельную мощность, имеет повышенный расход топлива и пониженную скорость движения, соответствующую минимальному расходу топлива. По мере повышения удельной мощности расход топлива снижается, а скорость растет. Это происходит до определенного предела, после чего расход топлива начинает возрастать вместе с ростом скорости движения.

При удельных мощностях 7,75 и 20,1 л.с./т расход топлива примерно одинаков и равен 27 кг на 100 км пути. Соответственно этому расходу скорость движения автомобиля возрастает с 26 до 53 км/ч.

В интервале между этими мощностями расход топлива снижается и достигает примерно 24 кг на 100 км пути при удельной мощности 14,1 л.с./т и скорости движения 42 км/ч.

При увеличении удельной мощности двигателя с 14,1 до 20,1 л.с./т расход топлива увеличивается на 12,5%, а скорость на 25%. Указанный перерасход топлива окупается уменьшением удельной заработной платы водителя на тонно-километры при повышении скорости движения.

Исследованиями Л.Е. Гилелес, А.В. Зотова и др. установлено, что наибольшая математическая плотность средних коэффициентов дорожного сопротивления  $\psi$  представляет: для дорог I и II класса  $\psi_{\text{ср}} = 0,033$ , для гравийных дорог  $\psi_{\text{ср}} = 0,042$ , для каменистых карьеров  $\psi_{\text{ср}} = 0,060$ , для песчаных карьеров  $\psi_{\text{ср}} = 0,076$ , а для карьеров с временными дорогами в весенне-осеннее время  $\psi_{\text{ср}} = 0,18$ .

В табл. 2 приведены показатели грузовых автомобилей, находящихся на производстве или подлежащих постановке на производство в ближайшем будущем.

У представленных в табл. 2 автомобилей удельная мощность двигателей находится в пределах 10,3 – 17,5 л.с./т, а максимальная скорость 65 – 90 км/ч.

Автомобили, представленные позициями 4, 5, 8, 9 при полной загрузке с максимальной скоростью могут двигаться только на горизонтальных участках асфальтированного шоссе в хорошем состоянии. Автомобили, представленные позициями 7, 10, 12, 16, при максимальной скорости на шоссе среднего качества могут преодолевать подъемы порядка 1 %.

Таблица 2. Показатели грузовых автомобилей

№ п/п	Фирма, модель автомобиля	Колесная формула	Общий вес, кг	Мощность двигателя, л.с.
1	Прага 5Т2	4x2	10700	110
2	КрАЗ-257	6x4	23355	240
3	Татра-138	6x4	20820	220
4	Даймлер-180	4x2	16000	180
5	МАЗ-500Э	4x2	16000	180
6	Шкода РТ	4x2	13800	160
7	Урал-377	6x4	15000	175
8	МАЗ-500А	4x2	15000	180
9	Дейтц-М186	4x2	15000	186
10	МАЗ-500	4x2	14225	180
11	Форд-600	4x2	10900	150
12	КамАЗ-5320	6x4	15025	210
13	Форд-9000	4x2	15900	230
14	Бюссинг-В315	4x2	15000	217
15	МАН 27СД	6x4	20000	304
16	ГАЗ-53А	4x2	7400	115
17	ЗИЛ-130	4x2	9525	150
18	Скания ВАбис	4x2	16000	262
19	Армейский США	6x4	14200	250

Характерным представителем автомобилей первой группы является автомобиль МАЗ-500А (позиция 8) и второй автомобиль МАЗ-500 (позиция 10).

Сравнительные испытания этих двух автомобилей показали, что при движении по хорошей дороге без нагрузки или с неполной нагрузкой более высокую среднюю скорость имеет автомобиль МАЗ-500А. При движении по плохим дорогам в обо-

Удельная мощность, л.с./т	Максимальная скорость, км/ч	Коэффициент суммарного дорожного сопротивления $\psi$	
		при максимальной скорости	возможный при движении на высшей передаче КП
10,3	72	0,027	0,033
10,3	70	0,027	0,034
10,6	71	0,027	0,034
11,3	90	0,0	0,026
11,3	85	0,021	0,028
11,6	65	0,036	0,042
11,8	75	0,029	0,036
12,0	85	0,021	0,029
12,4	86	0,021	0,029
12,7	75	0,030	0,036
13,8	-	-	-
14,0	85	0,029	0,036
14,4	-	-	-
14,5	87	0,024	0,034
15,2	80	0,034	0,041
15,5	80	0,031	0,040
15,8	90	0,025	0,033
16,4	83	0,033	0,041
17,5	-	-	-

их случаях более высокую среднюю скорость имеет автомобиль МАЗ-500 с более низкой максимальной скоростью.

Учитывая, что максимальная скорость грузового автомобиля ограничивается безопасностью движения, исходя из состояния дорог, средней скоростью движения общего потока транспорта, а главное устойчивостью и надежностью управления собственно автомобиля, в ближайшей перспективе максимальная скорость грузовых автомобилей не будет превышать 100 км/ч.

При способности автомобиля на максимальной скорости преодолевать дорожные сопротивления, характеризуемые коэффициентом  $\Psi = 0,030$ , максимальная скорость 90 - 100 км/ч обеспечивается при удельной мощности 17 - 20 л.с./т (см. табл. 1).

По расчетам, средняя скорость движения растет быстрее, чем максимальная, однако, учитывая возможности использования высокой максимальной скорости по дорожным условиям, следует считать, что средняя скорость движения растет пропорционально максимальной.

Из изложенного можно сделать следующие выводы:

У автомобилей группы "А", предназначенных для работы по усовершенствованным дорогам, средняя техническая скорость может быть повышена в результате доведения максимальной скорости до 90—100 км/ч с некоторым общим повышением тяговых качеств.

Для этого нужно иметь удельную мощность двигателей 17 - 20 л.с./т.

Автомобили группы "Б" предназначены для работы по всей дорожной сети СССР, главным образом в условиях сельской местности. У таких автомобилей в связи с трудностью использования по дорожным условиям высоких скоростей, максимальная скорость снижается до 85 км/ч. При этом уменьшается и удельная мощность до 14 л.с./т.

Указанным выше условиям в известной степени удовлетворяют автомобили группы "Б" - ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, КамАЗ-5320.

По автомобилям группы "А" Минского и Кременчугского автозаводов не использованы возможности повышения транспортной производительности. Транспортная производительность автомобилей Минского автозавода может быть повышена на 20 - 30%, если увеличить их энергонасыщенность.

Г.М. Кухаренок, Д.М. Пинский, В.А. Рожанский

### ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ ФОРСУНКИ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ Д-240

На основные показатели дизеля влияют конструктивно-регулируемые параметры форсунки, в частности величина эффективного проходного сечения распылителя  $\mu f$  и усилие затяжки пружины форсунки  $p_{\phi}$ . Определение влияния этих пара-

метров на показатели рабочего цикла дизеля Д-240 и является целью настоящей работы.

Испытания проведены на одноцилиндровом отсеке двигателя Д-240. Индицирование двигателя производилось пьезоэлектрическим индикатором.

При исследовании были испытаны распылители со следующими значениями  $\mu f$ , равными 0,18; 0,20; 0,22; 0,24; 0,26 и 0,30 мм<sup>2</sup>. Остальные параметры распылителей соответствовали техническим условиям на распылители РД4х0,29.

Испытания были проведены с одной секцией топливного насоса УТН-5, имеющей штатную плунжерную пару диаметром 8,5 мм и опытную с диаметром 9,0 мм.

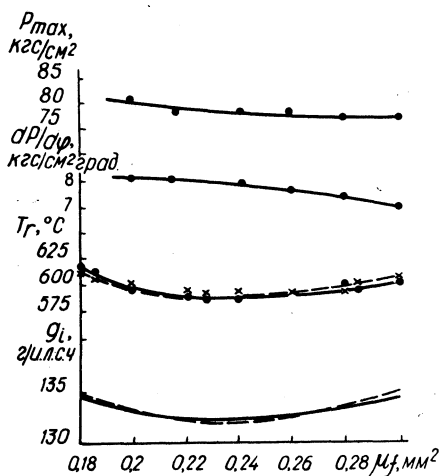
Зависимость основных показателей рабочего цикла от  $\mu f$  при  $p_i = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup> приведена на рис. 1.

Как видно из графика, изменение  $\mu f$  от 0,20 до 0,24 мм<sup>2</sup> практически не влияет на величину удельного индикаторного расхода топлива  $g_i$  и температуру отработавших газов ( $T_r$ ). Рост  $g_i$  при  $\mu f$ , большем 0,24 мм<sup>2</sup>, объясняется ухудшением качества распыливания, а при  $\mu f$ , меньшем 0,20 мм<sup>2</sup>, увеличением продолжительности впрыска и уменьшением дальности топливного факела [1].

Аналогичная зависимость расхода топлива от  $\mu f$  была получена при числе оборотов  $n = 1700$  об/мин, соответствующем получению максимального крутящего момента.

Сравнение кривых для обоих вариантов плунжерных пар показывает, что увеличение диаметра плунжерной пары от 8,5

Рис. 1. Зависимость основных показателей рабочего цикла от эффективного проходного сечения распылителя:  
 $p_i = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup>;  $n = 2200$  об/мин. — диаметр плунжера 8,5 мм; x - - - - диаметр плунжера 9,0 мм.



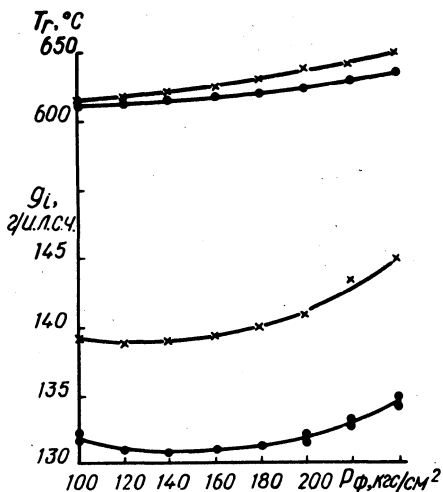


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива и температуры отработавших газов от величины усилия затяжки пружины форсунки:

.. —  $n=2200$  об/мин;  $p_i = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup>; x —  $n = 1900$  об/мин;  $p_i = 9,1$  кгс/см<sup>2</sup>.

до 9,0 мм практически не изменяет величину удельного индикаторного расхода топлива.

Проведенное индицирование двигателя с опытными распылителями показало, что величина  $\mu f$  незначительно влияет на максимальное давление сгорания, которое для испытанных вариантов распылителей лежит в пределах 74 – 78 кгс/см<sup>2</sup> (рис.1). Жесткость сгорания с уменьшением  $\mu f$  несколько увеличивается, что, вероятно, связано с более мелким распыливанием топлива и соответствующим увеличением периода задержки воспламенения.

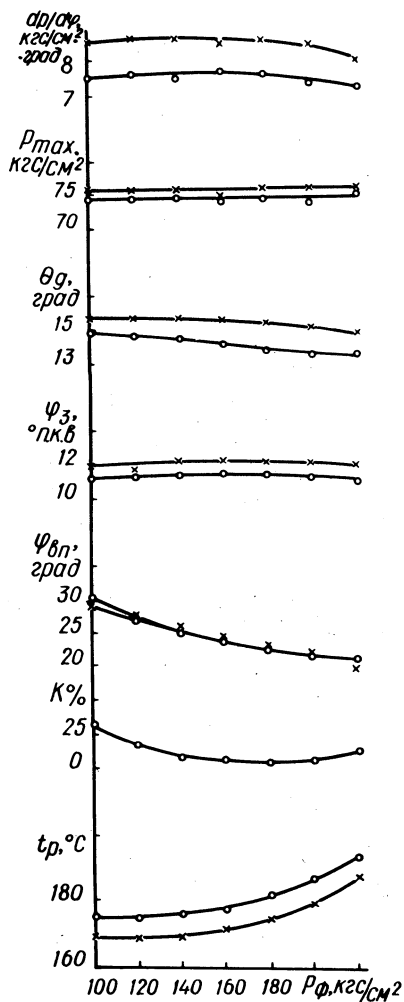
В следующей серии опытов было исследовано влияние усилия затяжки пружины форсунки на показатели работы двигателя. Исследования выполнены в диапазоне изменения усилия от 100 до 240 кгс/см<sup>2</sup>.

Снижение давления со 180 до 120 кгс/см<sup>2</sup> при  $n = 2200$  об/мин и  $p_i = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup> практически не приводит к ухудшению экономичности двигателя (рис.2). Повышение давления со 180 до 240 кгс/см<sup>2</sup> вызывает увеличение удельного индикаторного расхода топлива на 3,5 г/и.л.с.ч. Такое же влияние на величину расхода топлива оказывает усилие затяжки пружины и при  $n = 1900$  об/мин.

По мере уменьшения нагрузки влияние давления начала впрыска на экономичность двигателя несколько уменьшается. Так, при  $p_i = 6,8$  кгс/см<sup>2</sup> изменение усилия затяжки пружины

Рис. 3. Влияние усилия затяжки пружины на показатели рабочего цикла двигателя:

• —  $n=2200$  об/мин;  
 $p_i = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup>; x —  
 $n = 2200$  об/мин;  $p_i =$   
 $= 9,1$  кгс/см<sup>2</sup>.



в исследованном диапазоне приводит к изменению  $\xi_i$  на 2,5 г/и.л.с.ч.

С уменьшением затяжки пружины действительный угол опережения впрыска топлива  $\theta$  несколько снижается (рис.3). Период задержки воспламенения  $\varphi_3$  и максимальное давление сгорания  $P_{max}$  практически не меняются. Это связано с малым влиянием усилия затяжки пружины форсунки на характер подачи топлива в начальный период, что подтверждается полученными кривыми подъема иглы форсунки  $h_u$ , которые на большей части впрыска для различных давлений одинаковы (рис. 4).



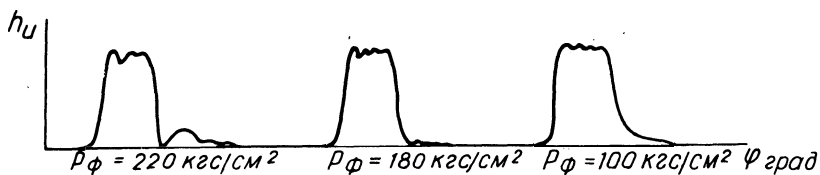


Рис. 4. Кривые подъема иглы форсунки при различных  $p_{\phi}$ :  
 $n = 2200$  об/мин;  $p_i = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup>.

Жесткость сгорания  $dp/d\varphi$  также мало зависит от усилия затяжки пружины. Некоторое уменьшение жесткости при усилии, равном  $240$  кгс/см<sup>2</sup>, вероятно, обусловлено увеличением поверхности распыливания и соответствующим увеличением степени пленочности.

Продолжительность впрыска  $\varphi_B$  с ростом усилия затяжки пружины снижается.

Усилие затяжки пружины оказывает значительное влияние на характер подачи топлива в конце впрыска. При малых давлениях затяжки пружины игла опускается медленно и увеличивается продолжительность подачи топлива. При больших усилиях затяжки пружины имеют место подвпрыски.

Увеличением продолжительности впрыска при малых усилиях затяжки пружины и наличием подвпрысков при больших усилиях и объясняется отмеченное ранее ухудшение экономичности двигателя.

Основным фактором, определяющим надежность работы распылителя, является его температура. Во время опытов замерялась температура носка распылителя  $t_p$  (рис. 3). С уменьшением давления затяжки пружины с  $220$  до  $100$  кг/см<sup>2</sup> при  $p_{i0} = 9,0$  кгс/см<sup>2</sup> температура распылителя  $t$  снижается от  $193^\circ\text{C}$  до  $177^\circ\text{C}$  при  $n = 2200$  об/мин и от  $187_p$  до  $170^\circ\text{C}$  при  $n = 1900$  об/мин. Уменьшение температуры носка распылителя объясняется увеличением продолжительности подачи топлива и соответственно увеличением эффекта охлаждения носка распылителя топливом.

Во всем диапазоне исследованных режимов работы  $t_p$  ниже температуры начала закоксовывания распылителя, которая равна  $200 - 210^\circ\text{C}$  [1, 2].

Для оценки влияния давления начала впрыска на коксуемость распылителей были проведены испытания двигателя по трем 4-часовым циклам работы на номинальном скоростном режи-

ме и режиме максимального крутящего момента по методике ЦНИТА. До и после испытаний находилась пропускная способность распылителя, по которой определялся процент закоксуывания.

Результаты сравнения коксуемости распылителей К% при различных давлениях затяжки пружины показаны на рис. 3. Как видно из графика, изменения давления в пределах 150 - 220 кгс/см<sup>2</sup> практически не влияет на коксуемость распылителя. При давлениях ниже 150 кгс/см<sup>2</sup> коксуемость увеличивается.

Увеличение коксуемости при малых давлениях впрыска, вероятно, связано с подтеканием топлива и прорывом горячих газов в распылитель, вследствие превышения давления газов над давлением топлива под иглой.

#### В ы в о д ы

1. Увеличение значения  $\mu f$  от 0,20 до 0,24 мм<sup>2</sup> при диаметре плунжерной пары, равном 8,5 и 9,0 мм, не влияет на показатели работы двигателя.

2. Увеличение диаметра плунжерной пары с 8,5 до 9,0 мм не изменяет индикаторную экономичность двигателя.

3. Уменьшение усилия затяжки пружины форсунки от 180 до 150 кгс/см<sup>2</sup> практически не изменяет экономичность двигателя, показатели процесса сгорания и коксуемость распылителя.

#### Л и т е р а т у р а .

1. Иванченко Н.Н. и др. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. Л., 1972. 2. Эйдельман Я.Л. и др. Исследование рабочей температуры распылителя и ее влияние на закоксуывание сопловых отверстий. - "Труды ЦНИТА", вып. 29. Л., 1966.

В.И. Хатянович

#### ОБ ОСОБЕННОСТЯХ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ

При испытаниях и регулировке топливной аппаратуры тракторных дизелей на безмоторных стендах принято считать, что температура топлива в системе стенда существенно не отличается от температуры окружающего воздуха [1]. Между тем

замечено [2], что по мере работы стенда температура топлива в баке стенда и особенно в головке насоса повышается и может значительно отличаться от температуры окружающего воздуха. А так как плотность, вязкость и другие физические параметры топлива, от которых зависят показатели работы топливной аппаратуры (цикловая подача, давление и др.), сами зависят от температуры, то вносится некоторая неопределенность в результаты испытания. Это исключает сравнение результатов испытания, полученных в разное время.

Задачей настоящего исследования являлось изучение теплового состояния топлива и топливной аппаратуры при испытании ее на безмоторном стенде.

Испытанию подвергался топливный насос УТН-5 с форсунками ФШ-6 х 2 х 25<sup>0</sup> на стенде СДТА-1 при работе на топливе ДЛ<sub>0</sub>, имеющем вязкость 4,54 сст и плотность 0,83 г/см<sup>3</sup> при +20°С.

При испытаниях измерялась температура топлива: в баке стенда, на входе и выходе из головки насоса, в кармане распылителя форсунки и на выходе из пеногасителя. Кроме того, измерялась температура следующих деталей топливной аппаратуры: корпуса насоса, втулки плунжера, головки насоса, топливопровода высокого давления и корпуса форсунки.

Измерение температуры топлива и деталей топливной аппаратуры производилось при помощи хромель-копелевых термопар и электронного потенциометра ЭПВ-2-14. Температура окружающего воздуха измерялась ртутным термометром.

Опыты проведены при разной скорости вращения стенда, с разными подачами топлива, разной затяжкой форсуночной пружины и разных температурах окружающего воздуха.

Опыты показали, что тепловое состояние системы стабилизируется примерно через 3 ч работы стенда, рис. 1,а. При этом на номинальном режиме температура топлива в головке на 16,5°С, а в баке на 7,5°С превышает температуру окружающего воздуха, независимо от величины последней (рис. 1,б).

Сопоставление температур топлива в разных точках системы стенда и температур деталей топливной аппаратуры позволяет заключить, что повышение температуры топлива в головке насоса происходит как за счет нагревания его при дросселировании в окнах, так и в результате нагревания от стенок гильзы и головки насоса. Нагревание этих элементов насоса происходит за счет тепла трения плунжерных и других кинематических пар насоса.

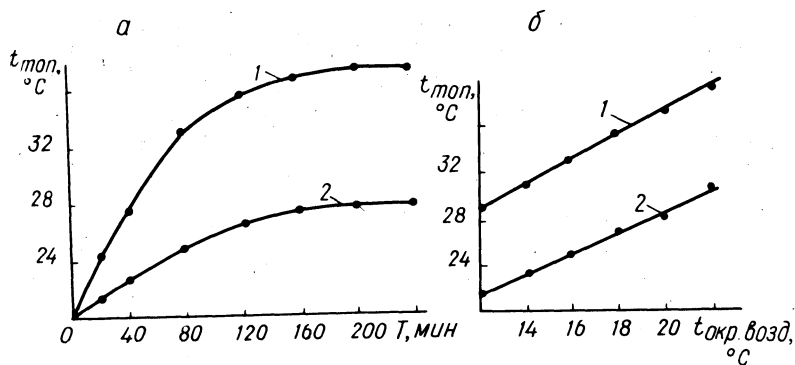
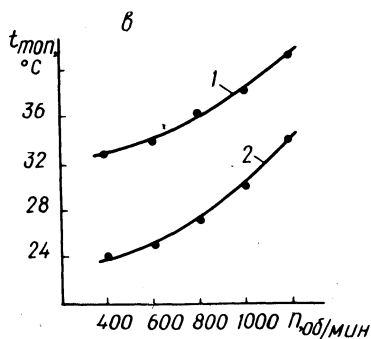


Рис. 1. Изменение температуры топлива в системе стенда в зависимости от:

а—продолжительности работы стенда; б—температуры окружающего воздуха; в—скоростного режима работы стенда; 1—в головке топливного насоса; 2—в баке стенда.



Повышение температуры топлива в баке стенда происходит в результате возврата в него топлива из пеногасителей, подогретого в насосе, и за счет тепла, выделяющегося при гашении кинетической энергии факелов впрыскиваемого топлива.

С ростом скорости вращения вала насоса температура топлива в его головке повышается примерно на  $1^{\circ}\text{C}$  на каждые 100 об/мин. (рис. 1, в). При повышении производительности насоса на 1 кг/ч прирост температуры составляет в среднем  $0,1^{\circ}\text{C}$ . В еще меньшей мере на температуре топлива сказывается изменение величины затяга пружины иглы форсунки.

Таким образом, при длительных испытаниях топливной аппаратуры на безмоторном стенде необходимо считаться с тем, что температура топлива в головке насоса повышается примерно на  $15 - 20^{\circ}\text{C}$ .

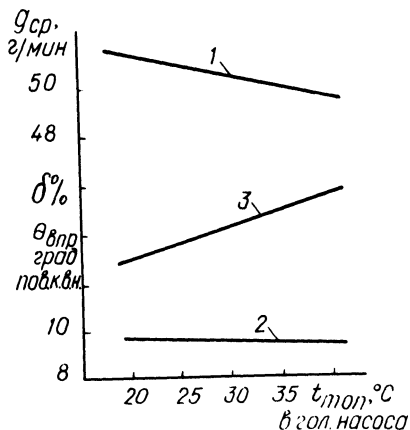


Рис. 2. Зависимость показателей работы топливной аппаратуры от температуры топлива в головке насоса:

1—весовая подача насоса; 2—угол опережения впрыска; 3—степень неравномерности подачи топлива.

На рис. 2 представлена зависимость показателей работы топливной аппаратуры дизеля Д-50 на номинальном режиме от температуры топлива в головке насоса. Весовая подача снижается на 2% на каждые  $10^{\circ}\text{C}$  роста температуры топлива. При этом угол опережения впрыска топлива уменьшается на  $0,4^{\circ}$  поворота кулачкового вала насоса, а степень неравномерности подачи топлива повышается на 1,5%.

#### В ы в о д ы

1. При испытании топливной аппаратуры на безмоторном стенде значительно повышается температура топлива в головке насоса, что сказывается на показателях работы топливной аппаратуры.

2. Подогрев топлива в насосе при любой температуре окружающего воздуха зависит от времени работы стенда и скоростного режима его работы.

3. При испытаниях топливной аппаратуры на безмоторном стенде для получения сравнимых результатов необходимо измерять температуру топлива в головке насоса или проводить измерение при установившемся тепловом состоянии стенда.

#### Л и т е р а т у р а

1. Кислов В.Г. и др. Конструирование и производство топливной аппаратуры тракторных дизелей. М., 1971. 2. Галеев Г.Г. К исследованию топливоподающей аппаратуры тракторного дизеля. — "Труды Казанского с.-х. ин-та", вып. 55. Казань, 1970.

## О НАИВЫГОДНЕЙШЕЙ ВЕЛИЧИНЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ПРИ ПУСКЕ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Для двигателей отечественного производства типа Д-37М, Д-50, Д-240, А-41 и семейства ЯМЗ величина цикловой подачи при пуске должна быть примерно в 2 раза больше подачи на номинальном режиме [1, 2, 3]. Подача увеличенных доз топлива в камеру сгорания при холодном пуске улучшает условия воспламенения, в результате чего уменьшается продолжительность прокручивания коленчатого вала стартером от момента появления первой вспышки до начала самостоятельной работы.

Другим не менее важным фактором, влияющим на пусковой процесс двигателя, является установочный угол опережения впрыска топлива. Результаты ряда исследований свидетельствуют о том, что пусковые качества двигателя могут быть значительно улучшены за счет своевременного впрыска топлива в камеру сгорания.

При слишком раннем впрыске топливо попадает в среду с низкими давлениями и температурами, не успевает воспламениться и оседает на холодных стенках камеры сгорания или же воспламеняется некоторая часть его. В этом случае рабочий процесс двигателя при появлении отдельных нерегулярных вспышек топлива характеризуется малой индикаторной работой и малыми давлениями конца сгорания. Слишком поздний впрыск топлива также приводит к аналогичной картине, ибо воспламенение происходит в процессе хода расширения при увеличивающемся объеме.

В обоих случаях пуск или вообще не будет осуществлен, или же двигатель начнет работать самостоятельно только после весьма продолжительного прокручивания коленчатого вала.

Для получения удовлетворительных пусковых качеств отечественных двигателей всех типов по рекомендациям исследователей он должен быть равен  $15-22^\circ$  до в.м.т., а на номинальном режиме составляет  $25-32^\circ$ . У быстроходного дизеля Д-240 ММЗ значения углов опережения впрыска составляют  $20-22^\circ$  до в.м.т. для режима пуска и  $25-27^\circ$  для номинального режима.

Объектами испытаний являлись двигатели Д-50 и Д-240 Минского моторного завода.

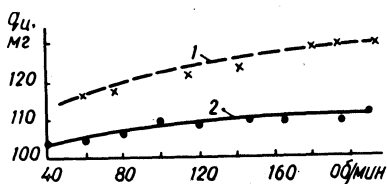


Рис. 1. Изменение величин  $q_{ц}$  при работе пускового обогатителя в интервале пусковых скоростей:  
1—двигатель Д-240; 2—двигатель Д-50.

Программа предусматривала проведение следующих испытаний:

- 1) определение цикловой подачи топлива  $q_{ц}$  отдельными секциями на развернутом двигателе при прокрутке его стартером в интервале пусковых частот вращения при температуре окружающей среды (а следовательно и топлива) в пределах от 0 до  $-25^{\circ}\text{C}$  при номинальной подаче с пусковым обогатителем;
- 2) определение зависимости периода задержки воспламенения от значений цикловой подачи в различных температурных условиях.

Испытаниями топливных насосов УТН-5 на обоих двигателях в интервале отрицательных температур от 0 до  $-20^{\circ}\text{C}$  установлено четко выраженное изменение  $q_{ц}$  в зависимости от скоростного режима прокрутки и не установлена зависимость ее от изменения температуры окружающей среды, хотя и замечается некоторая тенденция к ее повышению.

Результаты этих испытаний для двух скоростных режимов обоих двигателей представлены на рис. 1.

Полученные результаты показывают, что увеличение цикловой подачи топлива в режиме пуска при работе пускового обогатителя составляет в 1,8 раза для двигателя Д-50 и в 1,8 - 2 раза для двигателя Д-240 в сравнении с номинальным режимом работы двигателя.

Индицирование двигателя Д-240, прогретого до  $+35^{\circ}\text{C}$ , а также двигателя Д-50 при температуре окружающей среды  $+20^{\circ}\text{C}$ , прокручиваемых с числом оборотов 160—210 в минуту, позволяют привести следующие значения периода задержки воспламенения первых и последующих вспышек топлива при различных значениях цикловых подач (рис. 2,3).

Анализ представленных значений периода задержки воспламенения на двигателях с различными способами смесеобразования показывает, что с уменьшением величины цикловой пода-

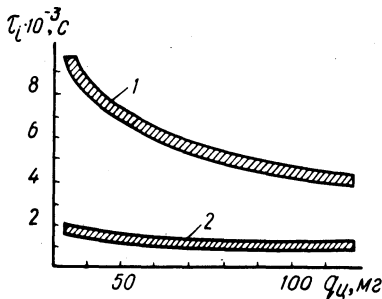


Рис. 2. Период задержки воспламенения топлива на двигателе Д-50:  
1— первые вспышки,  $n = 170$  об/мин; 2— последующие 15—20 вспышек,  $n = 360$  об/мин.

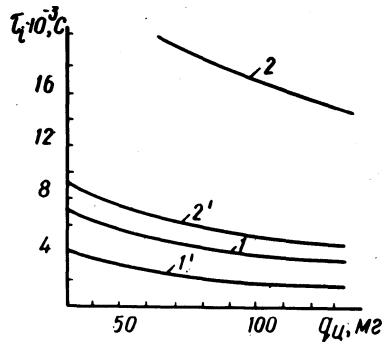


Рис. 3. Период задержки воспламенения на двигателе Д-240:  
1—2— первые вспышки (соответственно при  $t = 35-40^{\circ}\text{C}$  и  $0^{\circ}\text{C}$ ); 1'—2'— последующие 15—20 вспышек при тех же температурах.

чи период задержки воспламенения как для первых, так и последующих 15—20 вспышек увеличивается.

Понижение температуры окружающей среды до  $0^{\circ}\text{C}$  еще больше увеличивает период задержки воспламенения при различных значениях цикловой подачи (рис. 3, кривые 2, 2') и время появления первых вспышек. Так, у двигателя Д-240 при полной подаче с работающим пусковым обогатителем при  $q_{ц} = 130$  мг/ц появление первых вспышек происходило на 3—4-м цикле через 1,7—2,7 с от начала прокручивания, а период задержки воспламенения составлял  $17 \cdot 10^{-3}$  с. В то же время при полной подаче и выключенном пусковом обогатителе при  $q_{ц}$ , равном 68 мг/ц, появление первых вспышек происходило на 4—7 цикле через 1,9—4,7 с с периодом задержки воспламенения, равном  $21-22 \cdot 10^{-3}$  с, а при уменьшенном значении цикловой подачи до 40 мг/ц соответственно только на 22-м цикле через 7,2—10,3 с от начала прокручивания. Период задержки воспламенения последующих 15—20 вспышек составляет  $5,0-6,5 \cdot 10^{-3}$  с. Для сравнения отметим, что период задержки воспламенения у этого двигателя на номинальном режиме составляет  $13^{\circ}$  п.к.в. или  $0,985 \cdot 10^{-3}$  с.



Приведенные результаты показывают на улучшение условий воспламенения топлива в процессе пуска с увеличением цикловой подачи при различных температурах. Грубое распыливание топлива на режимах пуска [4] вынуждает подавать в этот период примерно двойные цикловые порции с целью увеличения активной поверхности испарения за счет большего количества мелкораспыленных капелек в этой порции поданного топлива.

## В ы в о д ы

1. Величина цикловой подачи секциями топливного насоса типа УТН-5 в интервале температур  $+20$ — $-20^{\circ}\text{C}$  на пусковых режимах не зависит от температуры окружающей среды, т.е. является практически постоянной.

2. Пусковой обогатитель в период пуска двигателей Д-50 и Д-240 обеспечивает увеличение цикловой подачи в 1,8—2 раза.

3. Период задержки воспламенения дизельного топлива "з" для первых и последующих вспышек при пуске в различных температурных условиях уменьшается с увеличением цикловой подачи и ростом температуры окружающей среды. Увеличение цикловых подач топлива при пуске вызвано низким качеством распыливания его.

## Л и т е р а т у р а

1. Менделевич Я.А., Назаров В.А., Зубиетов И.П. Влияние величины цикловой подачи топлива на пусковые качества тракторных дизелей. — В сб.: Автотракторное электрооборудование и приборы, 1962, №2. 2. Рубинштейн С.Я. и др. Пусковые качества тракторного дизеля с камерой сгорания типа ЦНИДИ. — "Тракторы и сельхозмашины", 1968, №5. 3. Соколик А.С. О физико-химической природе самовоспламенения и сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия. — В сб.: Двигатели с воспламенением от сжатия. Мат-лы расширенного пленума комитета при ВНИТОЭ. М., 1951. 4. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. Исследование работы топливной аппаратуры дизелей на режиме пуска. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей. Минск, 1974, вып. 6.

## К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ МЕЛКОСТИ РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА ПРИ ЗАПУСКЕ ДИЗЕЛЯ

При пуске тракторного дизеля вследствие малой скорости вращения вала двигателя, а следовательно, и вала топливного насоса, впрыск топлива существенно отличается от впрыска во время работы двигателя: игла многократно поднимается и садится на седло, подъем иглы очень мал, давление перед иглой удерживается на уровне давления открытия ее, а перед соплом уменьшается в два-три раза из-за дросселирования в щели под запорным конусом иглы.

В опытах Н.М. Кухарева<sup>[1]</sup> и В.И. Трусова<sup>[2]</sup> по исследованию тонкости распыливания топлива в различные периоды процесса впрыска установлено, что наиболее грубое распыливание происходит во время подъема и опускания иглы. Это объясняется малыми подъемами иглы и соответственно значительным дросселированием топлива в щели у запорного конуса иглы в эти периоды. Указанные опыты проводились на режимах, близких к номинальному, когда игла поднимается и садится однократно, а подъем достигает максимума (до упора). Во время пуска весь процесс впрыска, как отмечалось выше, состоит из подъемов и опусканий иглы. Таким образом, кроме низкого давления топлива, перед иглой, неблагоприятное влияние на тонкость распыливания оказывает также дробящая работа форсунки.

Частично ухудшение запуска дизеля, вызванное неудовлетворительным распыливанием топлива, удастся предотвратить увеличением цикловой подачи, которая при пуске (благодаря действию пускового обогатителя) доводится до двойной подачи на номинальном режиме. Наряду с некоторым улучшением пусковых свойств дизеля увеличение цикловой подачи приводит к весьма нежелательным последствиям.

При действии пускового обогатителя коэффициент избытка воздуха в горючей смеси снижается до 0,7--0,8, что обуславливает дымный выхлоп и чрезмерно высокие максимальные давления при первых вспышках топлива во время пуска дизеля. Вследствие этого наблюдается рост динамических нагрузок в кривошипно-шатунном механизме, а также увеличивается склонность распылителя к закоксовыванию.

С целью выявления влияния величины цикловой подачи топлива на качество распыливания авторами выполнены опыты, результаты которых приведены в настоящей работе.

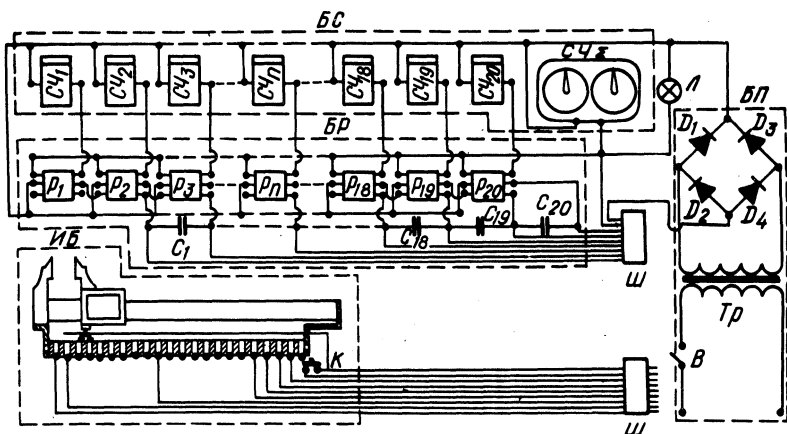


Рис. 1. Схема прибора для селективного подсчета и распределения капель по размерным группам.

В качестве объекта исследования служил комплект топливной аппаратуры тракторного дизеля Д-240. Для определения тонкости распыливания применялся метод улавливания капель на закопченную пластинку при впрыске в воздух атмосферной плотности. Опыты проведены с вертикально падающей струей.

Слой копоти на стеклянную пластинку наносился пламенем газовой горелки при сжигании ацетилена с ограниченной подачей кислорода. Такой способ оказался очень удобным, мало трудоемким, слой получался плотным с хорошими улавливающими свойствами. В процессе нанесения слоя возможно было следить за его качеством и равномерностью его толщины. Поверх слоя копоти наносился слой окиси магния путем сжигания порошка магния. На подготовленную таким образом пластинку производился единичный впрыск топлива.

Полученные микрофотографии характерных мест на пластинке обрабатывались с экрана из матового стекла (о методике выбора характерных мест см. работу авторов [3]), помещенного между объективом проектора и экспериментатором при помощи полуавтоматического прибора для селективного подсчета и распределения капель по размерным группам.

Электрическая схема прибора приведена на рис. 1. Прибор состоит из четырех блоков: измерительного и счетного устройства, блока реле и питания.

Измерительное устройство служит для обмера увеличенных отпечатков капель и распределения капель по размерным группам. Измеритель имеет двадцать неподвижных контактов, насаженных на стержень штангенциркуля, и один подвижный контакт, установленный на каретке.

Счетное устройство, состоящее из двадцати параллельно включенных импульсных счетчиков, регистрирует результаты измерений, по которым можно построить кривую распределения отпечатков капель по размерам. В схеме применены электромагнитные счетчики типа РС с напряжением питания 12 В.

Измерительное и счетное устройства соединены гибким фалом с многоканальным кабелем. Все обмеренные отпечатки капель могут быть зафиксированы только в том случае, если ширина подвижного контакта измерителя будет несколько превышать размер щели между двумя соседними неподвижными контактами. Но в этом случае появляется реальная возможность в регистрации одного и того же результата двумя соседними счетчиками. Для исключения этого в схему введен блок реле, имеющих группу нормально замкнутых и нормально разомкнутых контактов. Группа нормально разомкнутых контактов включена в цепь питания счетчиков, а группа нормально замкнутых контактов находится в цепи питания обмотки реле. При этом реле включены так, что при работе прибора каждое из них разрывает цепь питания предыдущего реле и включает счетчик, в цепи которого в данный момент замкнуты контакты измерителя.

С помощью прибора возможно вести обработку поля впрыска как непосредственно под микроскопом, так и с экрана проектора. При обработке пластинки с отпечатками капель под микроскопом вместо измерительного устройства подключается пульт управления с группой переключателей, каждый из которых включен в цепь соответствующего счетчика.

Работает прибор от сети переменного тока напряжением 220 В.

На рис. 2 приведены дифференциальные (рис. 2, а) и интегральные (рис. 2, б) кривые распыливания для режимов  $g_{ц} = 120$  мг/цикл и  $g_{ц} = 75$  мг/цикл при  $n = 100$  об/мин;  $p = 175$  кгс/см<sup>2</sup>.

Из графиков следует, что капли размерами до 100 мкм по суммарному объему составляют не более 3—4% от впрыскиваемой порции топлива. Капли же с диаметром 200 мкм и выше по

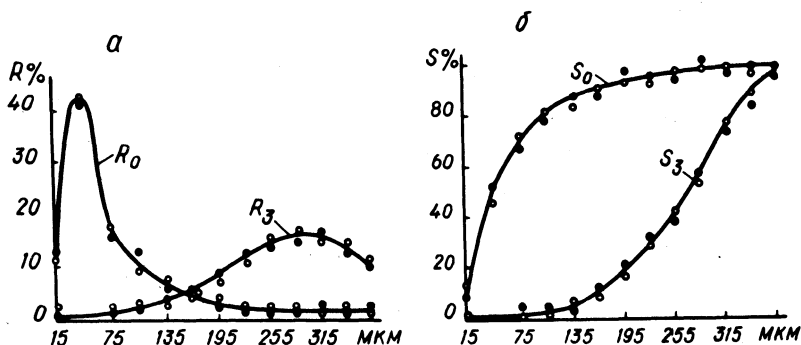


Рис. 2. Дифференциальные  $R$  и интегральные  $S$  кривые распыливания при  $n=100$  об/мин,  $p=175$  кгс/см<sup>2</sup>:  
 • —цикловая подача  $g = 120$  мг/цикл; ● — цикловая подача  $g = 75$  мг/цикл;  $R_0, S_0$  —относительная количественная кривая частот и сумм соответственно;  $R_3, S_3$  —относительная объемная кривая частот и сумм соответственно.

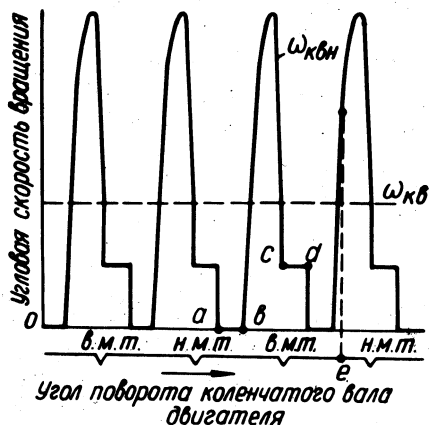
суммарному объему составляют около 80%. В условиях пуска холодного двигателя эта часть топлива не может принимать участия в горении.

Низкое процентное содержание мелких капель при впрыске затрудняет самовоспламеняемость топлива, а следовательно, успешный запуск. Дизель Д-240, как известно, имеет объемно-пленочное смесеобразование, при котором основная порция топлива, введенная в камеру сгорания, направляется на стенки камеры сгорания и лишь часть его перемешивается с воздухом и может быть эффективно использована при запуске двигателя.

Анализируя приведенные графики, необходимо также отметить, что увеличение цикловой подачи не оказывает заметного влияния на качество распыливания на режиме пуска. Отмеченные особенности, вытекающие из графиков на рис. 2, подтверждают предположение о грубом распыливании топлива при малых скоростях вращения вала двигателя.

С увеличением цикловой подачи соответственно возрастает суммарное количество мелких капель топлива, благодаря чему обеспечиваются лучшие условия для возникновения первых вспышек горючей смеси в цилиндре дизеля.

Рис. 3. Диаграмма изменения угловой скорости кулачкового вала при работе с ускорителем: в.м.т. и н.м.т.—верхняя и нижняя мертвые точки соответственно;  $\omega_{кв}$  — угловая скорость коленчатого вала во время пуска (условно принята постоянной);  $\omega_{квн}$  — угловая скорость кулачкового вала насоса.



Одним из путей улучшения пусковых свойств дизеля является применение ускорителя. С применением ускорителя отпадает необходимость в увеличении цикловой подачи при пуске двигателя, так как обеспечивается требуемая тонкость и дисперсность впрыскиваемого топлива.

Примерная диаграмма изменения угловой скорости кулачкового вала насоса при работе ускорителя приведена на рис. 3.

Такое неравномерное вращение кулачкового вала при запуске создается введением в привод насоса упругого элемента, который в период между очередными впрысками взводится путем стопорения кулачкового вала (участок диаграммы  $a - b$ ). После освобождения последнего в нужный момент (точка  $b$ ) сила деформированного упругого элемента сообщает кулачковому валу повышенную скорость, независящую от скорости вращения коленчатого вала  $\omega_{кв}$ . На участке  $c - d$  кулачковый вал вращается в соответствии со скоростью вращения коленчатого вала.

С началом самостоятельной работы двигателя прекращается стопорение кулачкового вала и он вращается в соответствии со скоростью вращения коленчатого вала.

### Л и т е р а т у р а

1. Кухарев Н.М. Исследование распыливания топлива применительно к быстроходным дизелям. — "Труды НАМИ", вып. 87, 1959.
2. Трусов В.И., Рябкин Л.М. Исследование влия-

ния характеристики впрыска на тонкость распыливания топлива форсункой закрытого типа. — В сб.: Автотракторные двигатели. М., 1968. З. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. Исследование качества распыливания топлива в тракторном дизеле при пуске. — В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып. 7.

И.П. Завадский, А.М. Иваненко

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ А-41 НА ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Известно, что внимание ряда исследователей, работающих в области автотракторных двигателей, направлено на изучение так называемых неустановившихся режимов их работы. Повышенный интерес к проблемам неустановившихся режимов обусловлен в основном многообразием противоречивых сведений по этим вопросам. Для тракторных дизелей, работающих в условиях эксплуатации на неустановившихся нагрузках, отмечается значительное падение мощности и ухудшение экономичности по сравнению со статическими режимами их работы [1]. Основная причина этого отрицательного явления — непрерывное колебание угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, возникающее под влиянием нестатичности нагрузки на двигатель. Некоторыми исследователями высказывается мнение, что ухудшение параметров двигателя связано в этих случаях с возможным снижением наполнения, так как колебания угловой скорости вызывают дополнительные колебания потока воздуха во впускном тракте двигателя и, следовательно, увеличивают гидравлические потери на впуске.

Цель настоящего исследования — получение зависимости колебаний угловой скорости, часового расхода топлива и коэффициента наполнения тракторного дизеля А-41 Алтайского моторного завода от параметров переменной нагрузки.

В проведенных исследованиях изменение нагрузки осуществлялось по гармоническому закону [1], для которого степень неравномерности момента сопротивления определяется выражением

$$\delta_{M_c} = \frac{M_{c_{\max}} - M_{c_{\min}}}{M_{c_{\text{ср}}}},$$

где  $M_{c_{\text{ср}}} = 0,75 M_{c_{\text{ном}}} = 29$  кгс – среднее значение момента

сопротивления, принятое на основании существующих норм загрузки двигателя при проектировании и комплектовании машинно-тракторных агрегатов.  $M_e$  – эффективный момент дви-

гателя при номинальной мощности, определенный из регуляторной характеристики, которая была получена при следующей регулировке топливного насоса:

Показатели	Номера секций			
	I	II	III	IV
Минутная производительность секции, $q$ , г/мин	77	76	76	78
Средняя производительность секций, $q_{\text{ср}} = \frac{\sum q_i}{i}$ , г/мин	76,75			
Степень неравномерности подачи насоса, $\delta = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{ср}}} \cdot 100\%$	2,6			

Исследования проводились на специальной установке, спроектированной и выполненной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Белорусского политехнического института [2].

Частота  $\nu$  изменения момента сопротивления задавалась по геометрической прогрессии  $\nu = 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,8$  Гц. Степень неравномерности момента сопротивления принималась равной 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6.

Оценка изменения наполнения и расхода топлива двигателем осуществлялась по их средним значениям. С этой целью двигатель периодически переводился на сравнительно длительное время работы с постоянным и переменным моментом сопротивления с разными степенью неравномерности и частотой. Рас-



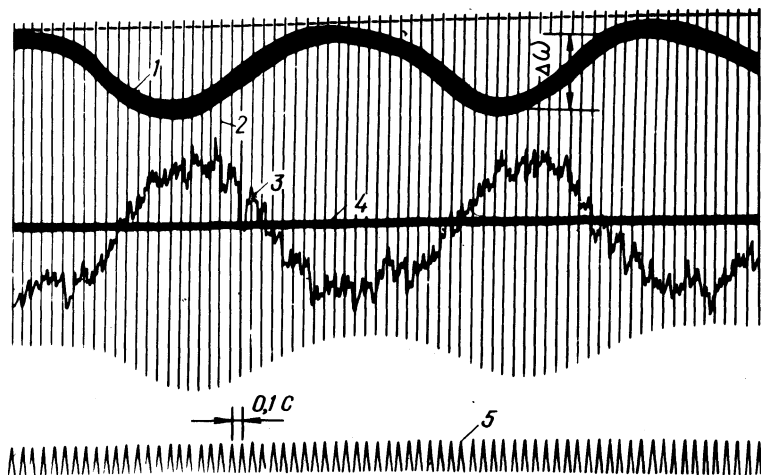


Рис. 1. Образец осциллограммы работы двигателя А-41 при переменном моменте сопротивления:

1—изменение угловой скорости вращения коленчатого вала; 2—изменение максимального давления цикла; 3—изменение положения рейки топливного насоса; 4—положение рейки топливного насоса при работе двигателя с постоянным моментом сопротивления, равным среднему значению переменного; 5—отметки времени.

ходы топлива и воздуха двигателем регистрировались специальным автоматическим устройством, позволяющим определять конечное число всасываний, количество воздуха и топлива, поступивших в двигатель за один и тот же промежуток времени. Регистрация выходных параметров двигателя на каждом режиме сопровождалась осциллографированием колебаний угловой скорости коленчатого вала  $\Delta \omega$ , рейки топливного насоса  $\Delta Z$  и максимальных давлений цикла  $p_z$  в четвертом цилиндре (рис. 1). Условия проведения испытаний поддерживались постоянными на всех режимах.

Анализ результатов испытаний показывает, что для данной динамической системы (двигатель А-41 — балансирующая машина МПБ -32,7/28 с приведенным моментом инерции  $I = 0,41 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ ) существует вполне определенный интервал частот, вызывающих некоторое увеличение часового расхода топлива с одновременным уменьшением коэффициента наполнения (рис. 2). В этом же интервале частот наблюдается и значительное колебание угло-

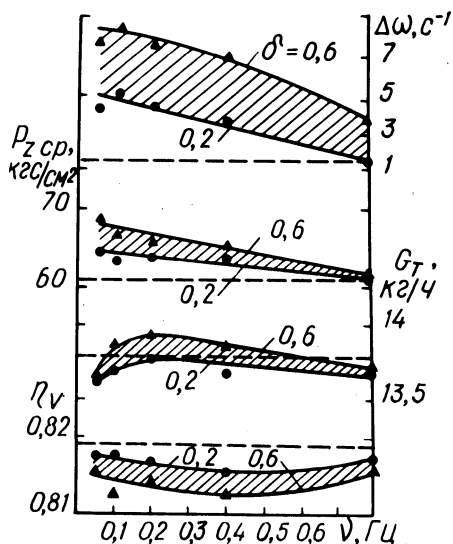


Рис. 2. Зависимость амплитуды колебания угловой скорости вращения коленчатого вала  $\Delta\omega$ , коэффициента наполнения  $\eta_v$ , часового расхода топлива  $G_T$  и среднего значения максимального давления цикла  $p_{z\text{ ср}}$  от частоты изменения момента сопротивления. Штриховая линия—значение параметров при работе двигателя с постоянным моментом сопротивления, равным среднему значению переменного.

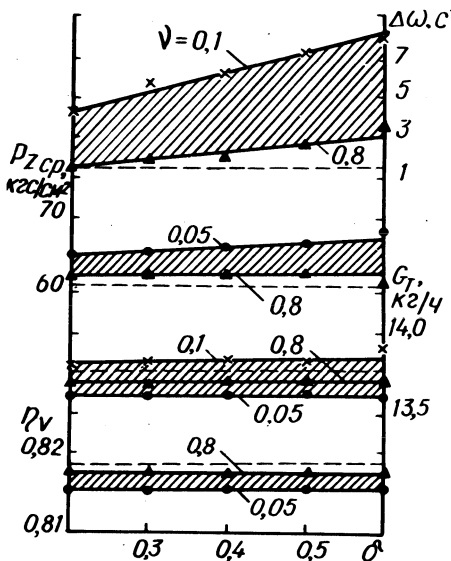


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебания угловой скорости вращения коленчатого вала  $\Delta\omega$ , коэффициента наполнения  $\eta_v$ , часового расхода топлива  $G_T$  и среднего значения максимального давления цикла  $p_{z\text{ ср}}$  от степени неравномерности момента сопротивления. Штриховая линия—значение параметров при работе двигателя с постоянным моментом сопротивления, равным среднему значению переменного.

вой скорости, причем, с увеличением степени неравномерности момента сопротивления амплитуда колебаний возрастает.

В процессе исследований проводились контрольные измерения на частотах, меньших 0,05 Гц и больших 0,8 Гц, которые показали, что частоты, меньшие 0,1 Гц, практически не вызывают изменения амплитуды колебаний угловой скорости. Откло-

нение частот в сторону увеличения от 0,8 Гц приводит к резкому уменьшению амплитуды колебаний угловой скорости и при частоте  $\nu = 1,2$  Гц для всех степеней неравномерности амплитуды колебаний одинаковы и близки к значениям, полученным при работе двигателя с постоянным моментом сопротивления, равным среднему значению переменного.

При обработке осциллограмм выявлено, что нестатичность нагрузки приводит к некоторому увеличению среднего значения максимального давления цикла.

Увеличение степени неравномерности момента сопротивления от 0,2 до 0,6 не влияет на изменение коэффициента наполнения и часового расхода топлива для всех исследованных частот, а также на средние значения максимального давления цикла в зоне высоких частот (рис. 3). Средние значения максимального давления цикла с уменьшением частот увеличиваются. Амплитуда колебания угловой скорости вращения коленчатого вала с увеличением степени неравномерности момента сопротивления возрастает, причем, более интенсивно на малых частотах.

### В ы в о д ы

1. Колебания угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя существенно зависят как от частоты, так и от степени неравномерности изменения момента сопротивления.

2. При работе тракторного двигателя на регуляторной ветви с постоянным и переменным моментом сопротивления значения расхода топлива и коэффициента наполнения практически одинаковы. Таким образом, результаты исследований тракторных двигателей, полученные на статических режимах, вполне достаточны для оценки их работы в полевых условиях.

### Л и т е р а т у р а

1. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. — В сб.: Механизация и электрификация сельского хозяйства в СССР. М., 1959. 2. Завадский И.П. Установка для исследования тракторных дизелей на неустановившихся режимах. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей. Минск, 1974, вып. 6.

## ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ ОТ РЕЖИМА РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

В настоящей статье приводятся результаты аналитического и экспериментального исследований зависимости температуры воды, а также перепадов температуры воды ( $\delta t_{\text{ж}}$ ) и воздуха ( $\delta t_{\text{в}}$ ) от характеристик системы охлаждения и количества тепла ( $Q$ ), подлежащего рассеиванию, при заданной температуре окружающего воздуха ( $t_{\text{в.х}}$ ).

Под характеристиками системы охлаждения и режима работы ее понимается активная поверхность радиатора ( $F$ ), коэффициент теплоотдачи его ( $K$ ), расход воды (жидкости) и ее теплоемкость ( $G_{\text{ж}}$  и  $c_{\text{ж}}$ ), расход воздуха и его теплоемкость при постоянном давлении ( $G_{\text{в}}$  и  $c_{\text{в}}$ ).

Температурный режим характеризуется температурой воды при входе в радиатор ( $t_{\text{ж.г}}$ ) и выходе из него ( $t_{\text{ж.х}}$ ), температурой воздуха при входе ( $t_{\text{в.г}}$ ) и выходе ( $t_{\text{в.х}}$ ) из радиатора и перепадами температур воды ( $\delta t_{\text{ж}} = t_{\text{ж.г}} - t_{\text{ж.х}}$ ) и воздуха ( $\delta t_{\text{в}} = t_{\text{в.г}} - t_{\text{в.х}}$ ) в радиаторе.

Исходными являются уравнение теплопередачи радиатора

$$Q = K F \Delta t \quad (1)$$

и уравнения теплового баланса системы охлаждения

$$Q = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} (t_{\text{ж.г}} - t_{\text{ж.х}}) = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \delta t_{\text{ж}}; \quad (2)$$

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{в.г}} - t_{\text{в.х}}) = G_{\text{в}} c_{\text{в}} \delta t_{\text{в}}. \quad (3)$$

Входящий в выражение (1) средний температурный напор  $\Delta t$  в большинстве инженерных расчетов принимается как средний арифметический

$$\Delta t = \frac{t_{\text{ж.г}} + t_{\text{ж.х}}}{2} - \frac{t_{\text{в.г}} + t_{\text{в.х}}}{2}. \quad (4)$$

Более точные результаты получаются с применением среднелогарифмического температурного напора, справедливого для теплообменника с противотоком теплоносителей. Применительно к радиатору с перекрестным током теплоносителей средний логарифмический напор берется с поправочным коэффициентом, ве-

личина которого, как показали вычисления, для условий работы радиаторов автотракторных двигателей близка к единице, поэтому в расчетах он опускался, принимался равным

$$\Delta t = \frac{(t_{ж.г} - t_{в.г}) - (t_{ж.х} - t_{в.х})}{\ln \frac{t_{ж.г} - t_{в.г}}{t_{ж.х} - t_{в.х}}} \quad (5)$$

Решим задачу, принимая усреднение  $\Delta t$  по закону среднего арифметического. На основании совместного решения уравнений (1), (2), (3) и (4) получаем

$$t_{ж.г} - t_{в.х} = \Delta t_M = Q \left( \frac{1}{KF} + \frac{1}{2 G_{ж} c_{ж}} + \frac{1}{2 G_{в} c_{р}} \right). \quad (6)$$

Здесь под  $\Delta t_M$  понимается максимальный температурный напор, через который удобно выражать решение задачи, учитывая, что  $t_{в.х}$  величина задаваемая.

Кроме того, из уравнений (2) и (3) следует

$$\delta t_{ж} = \frac{Q}{G_{ж} c_{ж}}; \quad (2a)$$

$$\delta t_{в} = \frac{Q}{G_{в} c_{р}}. \quad (3a)$$

Для решения задачи при усреднении  $\Delta t$  по логарифмическому закону преобразуем уравнение (5) и изменим в нем знаки числителя и знаменателя

$$\Delta t = \frac{\delta t_{в} - \delta t_{ж}}{\ln \frac{t_{ж.х} - t_{в.х}}{t_{ж.г} - t_{в.г}}}. \quad (6a)$$

Заменим в этом выражении  $\delta t_{ж}$  и  $\delta t_{в}$  на их значения из равенств (2a) и (3a), подставим после этого значение  $\Delta t$  в уравнение (1) и приравняем правые части равенств (1) и (2). Тогда после ряда преобразований получим

$$\ln \frac{t_{ж.х} - t_{в.х}}{t_{ж.г} - t_{в.г}} = \frac{KF}{G_{ж} c_{ж}} \left( \frac{G_{ж} c_{ж}}{G_{в} c_{р}} - 1 \right). \quad (7)$$

Если ввести обозначение безразмерных комплексов:

$$\frac{G_{ж}^c}{G_{в}^c} = n, \quad (8)$$

и

$$\frac{KF}{G_{ж}^c} (n-1) = r, \quad (9)$$

то на основании равенства (7) можно получить следующие решения:

$$\Delta t_M = \frac{Q}{G_{ж}^c} \frac{ne^r - 1}{e^r - 1}; \quad (10)$$

$$\delta t_{ж} = \frac{Q}{G_{ж}^c} = \Delta t_M \frac{e^r - 1}{ne^r - 1}; \quad (11)$$

$$\delta t_{в} = \frac{Q}{G_{в}^c} = \Delta t_M \frac{n(e^r - 1)}{ne^r - 1}. \quad (12)$$

Из анализа решений, полученных с усреднением температурного напора  $\Delta t$  по закону среднего арифметического (равенства (6), (2а) и (3а)), равно как и из решений для случая усреднения его по логарифмическому закону (равенства (10), (11) и (12)), вытекает, что значения величин  $\Delta t_M$ ,  $\delta t_{ж}$  и  $\delta t_{в}$  при неизменных характеристиках радиатора и режима его работы растут пропорционально количеству тепла, поступающего в систему охлаждения.

Так, например, если при температуре воздуха  $25^{\circ}\text{C}$  установившаяся температура воды на входе в радиатор составляла  $t_{ж,г} = 85^{\circ}\text{C}$  и перепад  $\delta t_{ж} = 8^{\circ}\text{C}$ , то при увеличении количества тепла, отводимого от двигателя на 50%, температура воды поднимается до  $115^{\circ}\text{C}$ , а перепад возрастает до  $12^{\circ}\text{C}$ .

Отсюда следует, что применение радиатора, рассчитанного на меньшую производительность по теплу, с целью повышения температурного уровня системы охлаждения не пригодно, так как одновременно с этим в такой же мере повышается и перепад температуры воды.

То же следует сказать и в отношении способа изменения температурного режима путем уменьшения расхода воды, так как, согласно равенству (2а), при этом также растет перепад температуры воды.

Управление температурным режимом воды в системе охлаждения путем изменения расхода воздуха не имеет этих ограничений, так как изменение перепада температуры воздуха может допускаться в сравнительно широких пределах. При этом учитывая, что расход мощности на привод вентилятора значительно больше расхода ее на привод водяного насоса, можно ожидать, что уменьшение подачи воздуха позволит заметно сократить расход мощности на охлаждение двигателя. К тому же изменение количества подаваемого воздуха может быть осуществлено с наименьшими переделками в системе охлаждения.

Зависимость температуры воды  $t_{ж,г}$  от расхода воздуха будем искать, пользуясь решениями выражений (6), (2а) и (3а), для случая усреднения температурного напора по среднеарифметическому закону. При этом предполагается, что для системы охлаждения при работе на нормальном температурном режиме известны показатели, характеризующие этот режим, а именно  $G_{ж}^н$ ,  $G_{в}^н$ ,  $t_{ж,г}^н$ ,  $\delta t_{в}^н$ . Здесь верхний индекс "н" относится к значениям соответствующих величин при нормальном температурном режиме.

Изменение расхода воздуха будем выражать значением относительной величины

$$g_{в} = \frac{G_{в}}{G_{в}^н} \quad (13)$$

В соответствии с этим и значения перепада температуры воздуха, и максимального температурного напора будем выражать в относительных величинах

$$\delta_{в} = \frac{\delta t_{в}}{\delta t_{в}^н}; \quad (14)$$

$$\Delta_{м} = \frac{\Delta t_{м}}{\Delta t_{м}^н} \quad (15)$$

Вычисление выполним для двигателя мощностью 1 л.с., для которого примем:  $Q = 700$  ккал/ч,  $F = 0,25$  м<sup>2</sup>,  $\delta t_{ж} = 7^{\circ}\text{C}$  (чему соответствует из равенства (2а)  $G_{ж} = 100$  кг/ч),  $\delta t_{в}^н = 20^{\circ}\text{C}$  (чему, согласно (3а), соответствует  $G_{в} = 140$  кг/ч, считая  $c_p \cong 0,25$  ккал/кг $\cdot^{\circ}\text{C}$ ) и  $t_{в,х} = 40^{\circ}\text{C}$ .

Коэффициент теплопередачи радиатора выбираем по опытным данным, представленным в виде графика [1]. Для нормального режима примем  $K^H = 90 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$ , что соответствует массовой скорости воздуха, отнесенной к единице поверхности радиатора,  $10 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$  и скорости воды  $0,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ . Для выбранных значений параметров системы охлаждения из уравнения (6) находим значение  $\Delta t_M = 44,5 \text{ °C}$ , и  $t_{ж.г} = 84,5 \text{ °C}$  (при  $t_{в.х} = 40 \text{ °C}$ ).

Задаваясь новыми значениями  $G_V$  и находя из графика [1] значения коэффициента теплопередачи  $K^B$  для соответствующих массовых скоростей воздуха, находим  $\Delta t_M$ , а затем и значения  $t_{ж.г}$ . По величине принятого значения  $G_V$  из уравнения (3а) находим  $t_{в.г}$  и  $\delta t_V$ , а затем и  $\delta_V$ . Результаты расчета сведены в таблицу.

$G_V$	$K$ ккал/м <sup>2</sup> ·с·°C	$\Delta_M$	$t_{ж.г}$ , °C	$t_{в.г}$ , °C	$\delta t_V$ , °C	$\delta_V$
1	90	1	84,5	60,0	20,0	1
1,2	95	0,98	81,2	56,7	16,7	0,83
0,8	77	1,18	92,5	65,0	25,0	1,25
0,7	70	1,30	97,7	68,6	28,6	1,43
0,6	65	1,43	103,6	73,4	33,4	1,67
0,5	60	1,57	110,0	80,0	40,0	2,0
0,4	54	1,81	120,5	90,0	50,0	2,5

Зависимости  $t_{ж.г}$ ,  $\Delta_M$  и  $\delta_V$  от  $G_V$  представлены на рис. 1.

Как следует из результатов расчета, повышение температуры воды, выходящей из двигателя, с  $84,5$  до  $120,5 \text{ °C}$  возможно при уменьшении расхода воздуха на 60%. При этом температура воздуха после радиатора достигает  $90 \text{ °C}$ .

Существенным недостатком изложенных методов аналитического расчета температурного режима системы охлаждения является сильная зависимость коэффициента теплопередачи от конструктивных особенностей радиатора, для определения которой требуется проведение опытных исследований.

Экспериментальное исследование теплорассеивающей способности радиатора проводилось на безмоторной установке (рис. 2), спроектированной и изготовленной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Белорусского политехнического института.



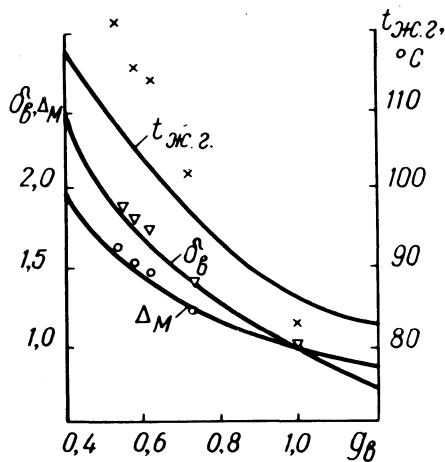


Рис. 1. Зависимость максимального температурного напора  $\Delta_M$ , перепада температуры воздуха  $\sigma$  и температуры воды на входе в радиатор  $t_{ж.г.}$  от расхода воздуха  $G_{в}$ . Кривые построены по данным аналитического расчета. Точками на график нанесены экспериментальные данные, полученные на безмоторной установке.

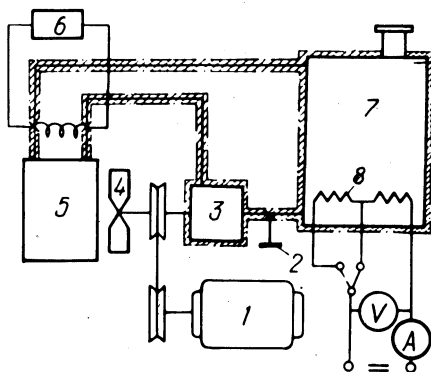


Рис. 2. Схема безмоторной установки для исследования теплорассеивающей способности радиатора:

- 1—электродвигатель; 2—пробковый кран; 3—насос; 4—вентилятор; 5—радиатор; 6—потенциометр; 7—водяной бак; 8—нагревательный элемент.

В качестве радиатора использовались два элемента от отопительной системы автомобиля "Москвич", установленные в одной плоскости. В цепь циркуляции воды включался только один из них для уменьшения количества рассеиваемого тепла. Мощность нагревателя, состоящего из двух электрических элементов, составляла около 1,5 квт. Питание производилось от сети постоянного тока. Измерение напряжения и силы тока осуществлялось приборами класса 0,5.

Все трубопроводы, водяной насос и бак тщательно теплоизолировались, что позволяло принимать количество тепла, рассеиваемого радиатором, равным количеству его, выделяемому нагревательным элементом.

Расход циркулирующей воды регулировался пробковым краном, а для изменения расхода воздуха использовался специально изготовленный набор решеток из перфорированной жести, различающихся между собой суммарной площадью проходных отверстий. Перепад температуры воды при входе и выходе из радиатора измерялся дифференциальной мультитермопарой. Температура воздуха при входе в радиатор измерялась одним, а при выходе из радиатора пятью термометрами с ценой деления  $0,1^\circ\text{C}$ . Расход теплоносителей определялся косвенным путем по количеству подводимого тепла и по температурному перепаду теплоносителя, согласно равенствам (2а) и (3а).

Опыты проведены с изменением расхода воздуха и воды, причем, изменение расхода воды проводилось при двух значениях количества рассеиваемого тепла (за счет включения одного или двух нагревательных элементов). За нормальный режим принимался режим работы радиатора с максимальными расходами воды и воздуха.

Наибольший интерес представляют данные по изменению  $\Delta_M$  и  $\delta_V$  в зависимости от  $g_V$ , так как изменение  $\Delta_M$  характеризует рост  $t_{ж.г}$ , а  $\delta_V$  — соответственно  $t_{в.г}$ .

Опыты с изменением расхода воды при неизменном расходе воздуха показали очень слабое изменение максимального температурного напора и, наоборот, сильную зависимость температурного перепада воды от расхода воды. Так при уменьшении расход воды на 38% максимальный температурный напор возрастает на 6%, а температурный перепад увеличивается на 60%, что свидетельствует о недопустимости регулирования температурного уровня системы охлаждения изменением расхода охлаждающей жидкости.

Опытные данные, полученные при изменении расхода воздуха, удовлетворительно совпадают с результатами, полученными аналитическим путем (рис. 1). Некоторое отклонение опытных точек от расчетной кривой для  $t_{ж.г}$  связано с тем, что расчет произведен при  $t_{в.х} = 40^\circ\text{C}$ , а в опытах  $t_{в.х} = 25^\circ\text{C}$ .

Нужно отметить, что максимальный температурный напор растет все же медленнее, чем температурный перепад воздуха. Это указывает на то, что при переходе на высокотемпературное охлаждение только за счет уменьшения расхода воздуха его температура может достичь недопустимого уровня с точки зрения нормальных условий для двигателя в подкапотном пространстве. Однако наиболее реальным вариантом повышения тем-

пературы охлаждающей жидкости на двигателе с существующей системой охлаждения все же следует считать снижение расхода воздуха, при котором достигается повышение температурного уровня с одновременным снижением расхода мощности на систему охлаждения.

### Л и т е р а т у р а

1. Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. Машиностроение. М., 1967.

### В.М. А дамов, А.Г. Латокурский, В.В. Шахов МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Тенденция к повышению поршневой мощности в современном моторостроении тесно связана с вопросом теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы двигателей. Существующие критерии оценки теплонапряженности не дают представления о температурных полях и не учитывают конструктивных факторов. Непосредственное измерение температур трудоемко и требует значительных затрат. Точное аналитическое решение невозможно или очень трудоемко и длительно. Поэтому все большее распространение при исследовании процессов теплопереноса получает метод электротепловой аналогии, основанный на формальном сходстве уравнения теплопроводности для стационарного двумерного поля,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

и уравнения, описывающего аналоговое электрическое поле,

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

Для моделирования температурных полей методом электро-тепловой аналогии изготавливаются дискретные модели и модели-сплошные среды. В первом случае модель выполняется в виде сетки сопротивлений, индуктивностей, емкостей. Модель-сплошная среда может быть электролитом, электропроводной бумагой, электропроводной краской, фольгой и т.п. Дискретные модели более точные, но значительно сложнее в изготовлении и требуют больше средств по сравнению с моделями-сплошными средами. Учитывая все вышеперечисленное, было решено выполнять модель из электропроводной бумаги, которая специально для целей моделирования изготавливается промышленностью девятнадцати сортов. Диапазон удельных сопротивлений различных сортов бумаги лежит в пределах 22--85000 Ом [1].

В настоящей работе приведены результаты моделирования температурных полей поршней двигателей Д-50 и Д-240 Минского моторного завода. При изготовлении моделей сделаны следующие допущения:

1) в теле поршня имеет место установившийся тепловой поток; 2) все тепло поступает в поршень от горячих газов к днищу, а отводится в зоне компрессионных колец; 3) коэффициент теплопроводности одинаков по всему сечению поршня; 4) коэффициент теплоотдачи от горячих газов к днищу одинаков для всех участков тепловоспринимающей поверхности.

Модели изготавливались следующим образом. Из листа электропроводной бумаги в масштабе 1:1 вырезалось поперечное сечение поршня. Для моделирования процесса теплоотдачи от горячих газов к днищу поршня подсоединялись полоски из электропроводной бумаги, ширина которых равна ширине пропусков, а длина рассчитывалась по формуле

$$l_1 = \frac{1}{2} \frac{\lambda_{\text{п}}}{(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}}}, \quad (3)$$

где  $l_1$  — длина полос, м;  $\lambda_{\text{п}}$  — коэффициент теплопроводности материала поршня, ккал/м·ч·град;  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}}$  — коэффициент теплоотдачи от горячих газов к поршню, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град.

Удельные сопротивления бумаги, из которой вырезались полоски, и бумаги, из которой вырезалась модель поршня, равны.

Для моделирования процесса теплопередачи в области компрессионных колец к модели подсоединялись полосы из электропроводной бумаги, длина которых рассчитывалась по формуле

$$l_2 = \delta_{\text{ц}} + \frac{\lambda_{\text{ц}}}{\alpha_{\text{в}}}, \quad (4)$$

где  $l_2$  — длина полос, м;  $\delta_{\text{ц}}$  — толщина стенки цилиндра, м;  $\lambda_{\text{ц}}$  — коэффициент теплопроводности материала цилиндра, ккал/м·ч·град;  $\alpha_{\text{в}}$  — коэффициент теплоотдачи от стенки цилиндра к охлаждающей жидкости, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град.

Для вычисления  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}}$  и  $(T_{\text{г}})_{\text{рез}}$  использовались формулы

$$(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha_{\text{г}} d\varphi; \quad (5)$$

$$(T_{\text{г}})_{\text{рез}} = \frac{1}{(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} 4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha_{\text{г}} T d\varphi. \quad (6)$$

Интегрирование производилось планиметрированием, для чего были построены графики

$$\alpha_{\text{г}} = f(\varphi_{\text{п.к.в}}) \quad \text{и} \quad \alpha_{\text{г}} T = f(\varphi_{\text{п.к.в}}).$$

Коэффициент теплоотдачи рассчитывался по формуле Эйхельберга

$$\alpha_{\text{г}} = 2,1 \sqrt{pT} \sqrt[3]{c_m}. \quad (7)$$

Готовая модель подключалась к интегратору, электрическая схема которого приведена на рис. 1.

Электрический потенциал в различных точках модели поршня определялся по следующей методике. Реостатами 9 и 10 (рис. 1) устанавливался определенный потенциал, измеряемый вольтметром 5. Перемещая шуп 2 по модели, находили точки, в которых показания гальванометра 4 равны нулю. Переход от электрического потенциала к температуре и наоборот осуществляется по формулам

$$t = t_{\text{min}} + \varphi (t_{\text{max}} - t_{\text{min}}); \quad (8)$$

$$\varphi = \frac{t - t_{\text{min}}}{t_{\text{max}} - t_{\text{min}}}. \quad (9)$$

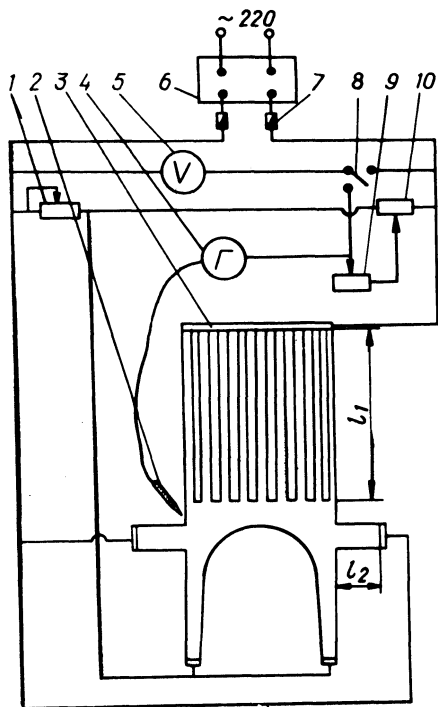


Рис. 1. Электрическая схема интегратора:  
 1—реостат; 2—шуп; 3—шина; 4—гальванометр; 5—вольтметр; 6—источник питания; 7—предохранитель; 8—переключатель; 9—реостат; 10—реостат.

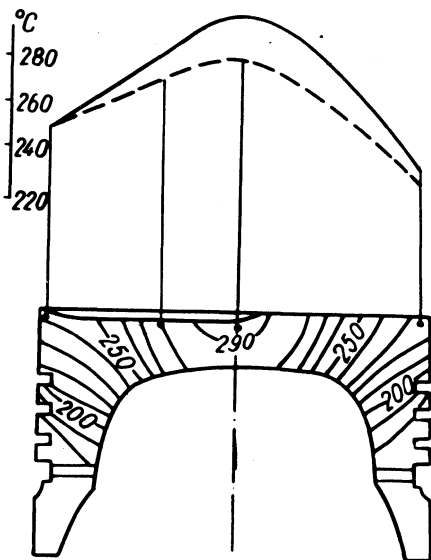


Рис. 2. Распределение температур в сечении поршня двигателя Д-50: сплошная—результаты моделирования; пунктир—результаты натурных испытаний.

Моделирование температурного поля поршня двигателя Д-50 проводилось на режиме  $p_e = 5,92 \text{ кгс/см}^2$  при  $n = 1600 \text{ об/мин}$ . Расчетные величины для определения размеров модели принимались следующие:  $\lambda_{\text{п}} = 150 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} = 210 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\delta_{\text{ц}} = 0,007 \text{ м}$ ;  $\lambda_{\text{д}} = 52 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $\alpha_{\text{в}} = 2500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ;  $(T_{\text{рез}})_{\text{рез}} = 819^\circ \text{C}$ . Результаты моделирования приведены на рис. 2. Здесь же для сравнения приведены температуры поршня, измеренные на работающем дви-

гателе [2]. Максимальная температура поршня, полученная моделированием и при измерении на работающем двигателе, находится в одной и той же точке — центре днища поршня. Однако абсолютное значение максимальной температуры, полученное при моделировании ( $290^{\circ}\text{C}$ ), на  $25^{\circ}\text{C}$  выше максимальной температуры поршня, полученной при натуральных испытаниях. Расхождение температур по мере приближения к краям днища поршня уменьшается. Как видно, результаты моделирования достаточно хорошо совпадают с замерами температур непосредственно на работающем двигателе. В то же время моделирование позволяет получить полную картину распределения температур в сечении поршня, а не значения температур в отдельных точках его, что очень важно при выявлении наиболее напряженных участков сечения поршня. Простота изготовления модели позволяет варьировать форму сечения поршня для выбора оптимального варианта с точки зрения теплонапряженности.

Моделирование температурных полей поршня двигателя Д-240 проводилось на режиме  $p = 6,46 \text{ кгс/см}^2$  при  $n = 2200 \text{ об/мин}$ . Расчетные величины приняты такими же, как и при моделировании температурного поля поршня двигателя Д-50, кроме  $(\alpha_{\text{г}})_{\text{ср}} = 262,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$  и  $(T_{\text{г}})_{\text{рез}} = 873^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 3 представлены результаты моделирования двух вариантов сечения поршня, отличающихся величиной радиуса пе-

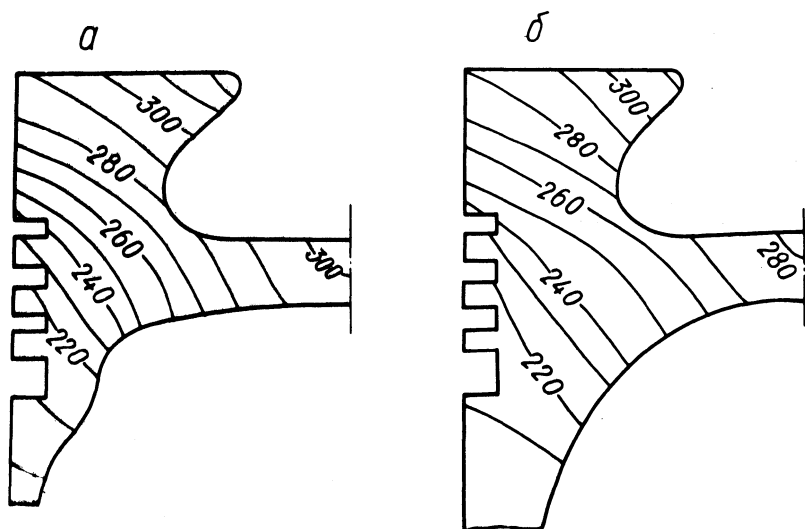


Рис. 3. Распределение температур в сечении поршня двигателя Д-240: а—исходный вариант поршня; б— опытный вариант.

рехода внутренней поверхности поршня от головки к юбке. Исходным вариантом является поршень, устанавливаемый в настоящее время на двигатель Д-240. В опытном варианте выполнен более плавный переход от днища к юбке поршня, что привело к снижению температуры днища поршня в среднем на  $15^{\circ}\text{C}$ . Наибольшее снижение температуры отмечено в центре камеры сгорания ( $22^{\circ}\text{C}$ ). Температура кромки камеры сгорания снизилась на  $12^{\circ}\text{C}$ , а температура в зоне верхнего компрессионного кольца — на  $8^{\circ}\text{C}$ . Такое перераспределение температур, а также повышение температуры юбки поршня под верхним маслосъемным кольцом объясняется увеличением теплового потока через юбку поршня.

### В ы в о д ы

1. Результаты моделирования вполне удовлетворительно согласуются с результатами измерения температуры поршня на работающем двигателе.

2. Моделирование позволяет получать температурные поля деталей и на этом основании выбирать оптимальную, с точки зрения распределения температур, конфигурацию детали.

3. Увеличение радиуса перехода внутренней поверхности от головки поршня к юбке снижает температуру днища поршня двигателя Д-240 в среднем на  $15^{\circ}\text{C}$ , в то же время несколько возрастает температура юбки под верхним маслосъемным кольцом, что свидетельствует об увеличении теплоотвода через юбку поршня.

### Л и т е р а т у р а

1. Фильчаков П.Ф., Панчишин В.И. Интеграторы ЭГДА. Моделирование потенциальных полей на электропроводной бумаге. Киев, 1961. 2. Адамов В.М., Латокурский А.Г. Исследование теплонапряженности цилиндро-поршневой группы тракторного двигателя Д-50. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. Минск, 1971.



## ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЛЬТРУЮЩЕЙ НАБИВКИ ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

В связи с форсированием двигателей по оборотам, повышением их удельных показателей, увеличением моторесурса все более важной становится проблема эффективности защиты деталей гильзо-поршневой группы от абразивного изнашивания.

Воздухоочистители с бумажными фильтрующими патронами (БФП) существенно снижают износ гильз и колец [1, 2] и практически обеспечивают работу двигателя на незапыленном воздухе [3]. Однако широкое использование таких воздухоочистителей на колесных универсальных тракторах сдерживается трудностями компоновки, поскольку габариты их больше, чем у инерционно-масляных фильтров аналогичной производительности. Поэтому воздухоочиститель с БФП, разработанный для двигателя Д-240 и отвечающий современным требованиям, не нашел применения на тракторе МТЗ-80.

Исследованиями двадцати двигателей Д-50, укомплектованных серийными воздухоочистителями со средним коэффициентом пропуска пыли  $\epsilon_{\text{ср}}$  1,5—1,8%, в условиях эксплуатации установлено, что при наработке от 3 до 4,6 тыс. моточасов технический ресурс гильз и колец расходуется на 30—40%. Это обстоятельство позволило использовать инерционно-масляный фильтр для двигателя Д-240.

Воздухоочиститель двигателя Д-240, разработанный на базе параметров серийного фильтра двигателя Д-50, имел  $\epsilon_{\text{ср}}$  около 1%, пылеемкость  $G_{\text{п}}$  3,6—4,3 кг. Опыт Минского моторного завода по эксплуатации двигателей с такими воздухоочистителями показал, что они обеспечивают надежную работу деталей гильзопоршневой группы до 6 тыс. моточасов. Дальнейшее увеличение моторесурса можно достигнуть в первую очередь, уменьшая количество пыли, поступающей в цилиндры двигателя.

Исследованиями решалась задача создания инерционно-масляного воздухоочистителя, обеспечивающего средний коэффициент пропуска пыли не более 0,5% при сохранении существующей периодичности обслуживания в условиях эксплуатации.

В связи с поставленной задачей были усовершенствованы как методика исследований, так и ряд агрегатов безмоторной установки. Это позволило повысить точность определения коэффициента пропуска, создать идентичные условия при сравнитель-

ных испытаниях фильтрующей набивки и обеспечить четкое фиксирование момента начала уноса масла из воздухоочистителя.

Схема усовершенствованной установки показана на рис. 1. Установка двухканальная, снабжена двумя вакуумными насосами РМК-3 и позволяет одновременно испытывать два воздухоочистителя.

Наиболее существенное изменение претерпела конструкция абсолютного фильтра. В качестве фильтрующей перегородки вместо ранее применявшегося стекловолокна использовался материал ФПП-15. Абсолютный фильтр снабжен устройством для фиксирования момента начала уноса масла из воздухоочистителя. Пыледозирующий механизм эжекционного типа обеспечивает равномерную подачу пыли в пределах  $0,4-1\text{г/м}^3$  воздуха. Камера для запыливания воздуха малогабаритная, безвихревого действия, имеет в нижней части разъем. Величина осадка пыли в ней не более 1,5%.

Испытаниям подвергалась фильтрующая набивка переменной плотности, включающая три равновеликие по габаритам кассеты

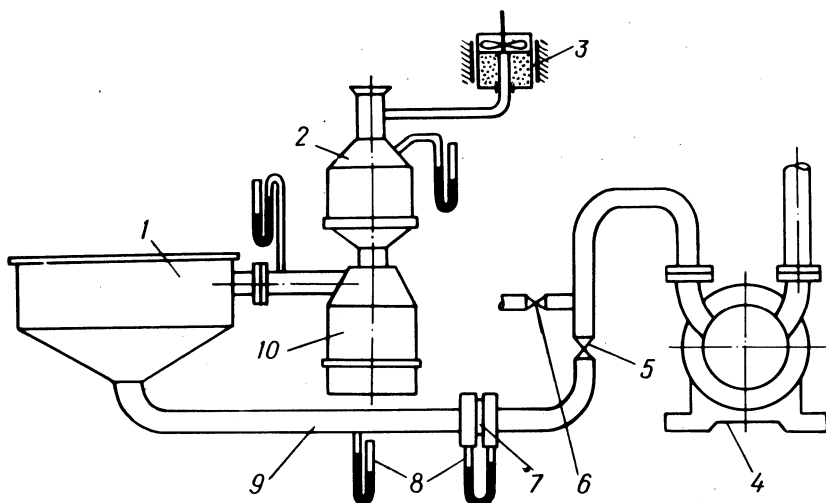


Рис. 1. Схема безмоторной установки для испытаний воздухоочистителей:

1—абсолютный фильтр; 2—камера для запыливания воздуха; 3—пыледозирующий механизм; 4—вакуумный насос; 5,6—краны для грубой и тонкой регулировки расхода воздуха; 7—диафрагма; 8—пьезометры; 9—воздухопроводы; 10—воздухоочиститель.

Таблица 1. Гидравлические радиусы вариантов фильтрующей набивки

Обозначение кассет	i						
	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8
r, мм							
в	0,31	0,31	0,31	-	0,31	-	-
ср	0,78	0,69	0,62	-	0,52	-	-
н	1,94	1,53	1,24	-	0,86	-	-
в	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	-
ср	0,86	0,78	0,70	0,64	0,58	0,50	-
н	2,19	1,73	1,40	1,16	0,97	0,71	-
в	-	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
ср	-	0,89	0,80	0,73	0,68	0,57	0,50
н	-	1,98	1,60	1,32	1,11	0,82	0,63
в	-	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
ср	-	1,02	0,92	0,84	0,77	0,66	0,58
н	-	2,27	1,84	1,52	1,28	0,94	0,72
в	-	-	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
ср	-	-	1,10	1,00	0,92	0,79	0,69
н	-	-	2,20	1,82	1,53	1,12	0,86

из капроновых нитей диаметром  $d_n$  0,2 (верхняя), 0,27 (средняя) и 0,4 мм (нижняя). В качестве основного параметра для характеристики набивки выбран гидравлический радиус  $r$  [5].

Различные по плотности варианты фильтрующей набивки задавались при помощи отношения гидравлических радиусов смежных кассет  $i$ . Для каждого варианта набивки это отношение было постоянным

$$i = \frac{r_v}{r_{cp}} = \frac{r_{cp}}{r_n} = \text{const},$$

где  $r_v$ ,  $r_{cp}$ ,  $r_n$  — соответственно гидравлические радиусы верхней, средней и нижней кассет.

Было изготовлено (табл. 1) и испытано 27 вариантов набивки, у которых верхние кассеты имели гидравлические радиусы 0,31—0,55 мм. Гидравлические радиусы средней и нижней кассет определялись величиной  $i$ , изменяющейся в пре-

делах 0,4--0,8. Применение отношения  $i$  для характеристики фильтрующей набивки позволило задать в определенном порядке плотность средней и нижней кассет в зависимости от плотности верхней кассеты.

Изготовление фильтрующей набивки с отношением  $i$  меньше 0,4 ограничивалось массой капроновых нитей нижней кассеты, минимально необходимой для фиксирования ее объемной структуры. Трудность укладки значительной массы капроновых нитей в объеме кассеты лимитировала создание фильтрующей набивки, у которой  $i$  более 0,8.

Фильтрующая набивка испытывалась в прозрачном воздухоочистителе без моноциклона на постоянном расходе воздуха  $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Для запыливания воздуха использовалась кварцевая пыль удельной поверхностью  $5600 \text{ см}^2/\text{г}$ , средняя запыленность воздуха на входе была  $0,8 \text{ г}/\text{м}^3$ . Воздухоочиститель засорялся до сопротивления 700 мм вод. ст. Оптимальный вариант набивки испытывался на частичных расходах. На кальке, наклеи-

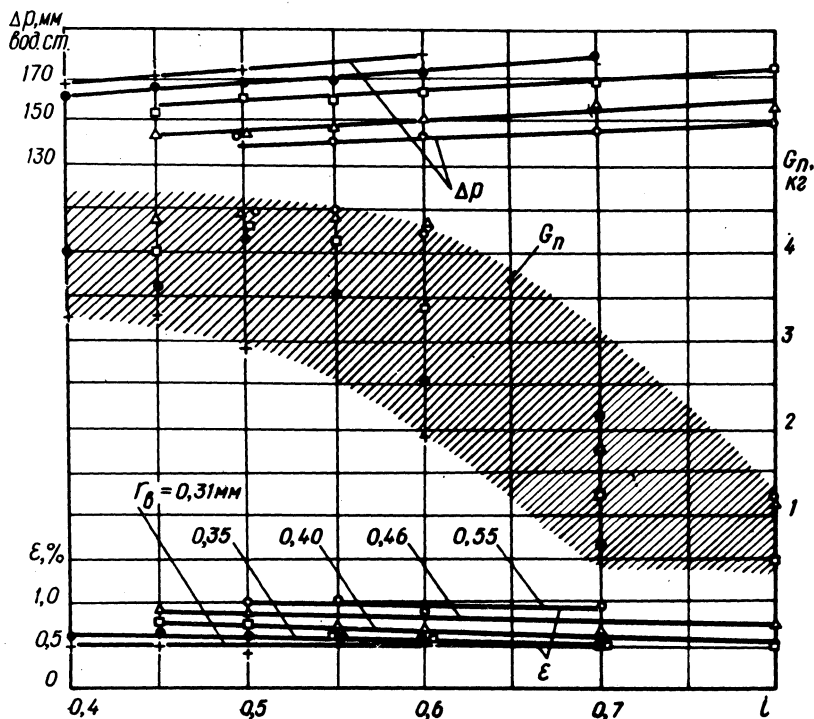


Рис. 2. Зависимость коэффициента пропуска, пылеемкости и сопротивления воздухоочистителя от  $i$ .

ваемой с наружной стороны корпуса фильтра, фиксировался уровень периферийного подъема масла по высоте набивки в зависимости от скорости фильтрации и времени работы с пылью.

Сопrotивление воздухоочистителя определялось замером статического давления воздуха в отводящем патрубке на расстоянии двух диаметров от головки фильтра. Расход воздуха определялся в соответствии с Правилами 28-64. В поддон воздухоочистителя заливалось дизельное масло.

Испытаниями установлено (рис. 2), что коэффициент пропуски имеет линейную зависимость от  $i$  и незначительно снижается с увеличением отношения гидравлических радиусов кассет. Фильтрующая набивка, у которой плотность верхней каскеты более  $0,12 \text{ г/см}^3$ , имеет средний коэффициент пропуски менее  $0,5\%$ . Эффективность очистки воздуха от пыли зависит главным образом от величины гидравлического радиуса верхней каскеты, а пылеемкость — от гидравлических радиусов средней и нижней кассет.

Наиболее высокую пылеемкость ( $3,6—4,45 \text{ кг}$ ) обеспечивает набивка, у которой плотность верхней каскеты и отношение  $i$  имеют меньшие значения. С увеличением  $i$  пылеемкость уменьшается и лимитируется уносом масла из набивки в пределах рабочих сопротивлений воздухоочистителя.

Сопrotивление незапыленного фильтра с испытанными вариантами набивки от  $i$  выражается прямыми линиями, угол наклона которых к оси абсцисс увеличивается с возрастанием плотности набивки.

Оптимальные показатели воздухоочистителя по эффективности очистки ( $\epsilon_{\text{ср}} = 0,5\%$ ) и пылеемкости ( $G = 4 \text{ кг}$ ) обеспечивает набивка, у которой  $i$  равно  $0,45—0,55$ , а плотность верхней каскеты —  $0,122 - 0,132 \text{ г/см}^3$ . Испытаниями воздухоочистителя, укомплектованного оптимальной набивкой, на частичных расходах воздуха установлено, что средний коэффициент пропуски пыли не превышает  $0,5\%$ .

Количество масла, поступающего в набивку, зависит от времени работы воздухоочистителя на запыленном воздухе и от скорости фильтрации. В начальный период работы фильтра масло поступает в нижнюю каскету, затем смачивается средняя, а верхняя каскета практически работает всухую.

В результате экспериментально-аналитического исследования влияния параметров фильтрующей набивки на показатели воздухоочистителя разработана номограмма (рис. 3), позволяющая определять плотность средней и нижней кассет, пылеемкость и средний коэффициент пропуски пыли в зависимости от плот-

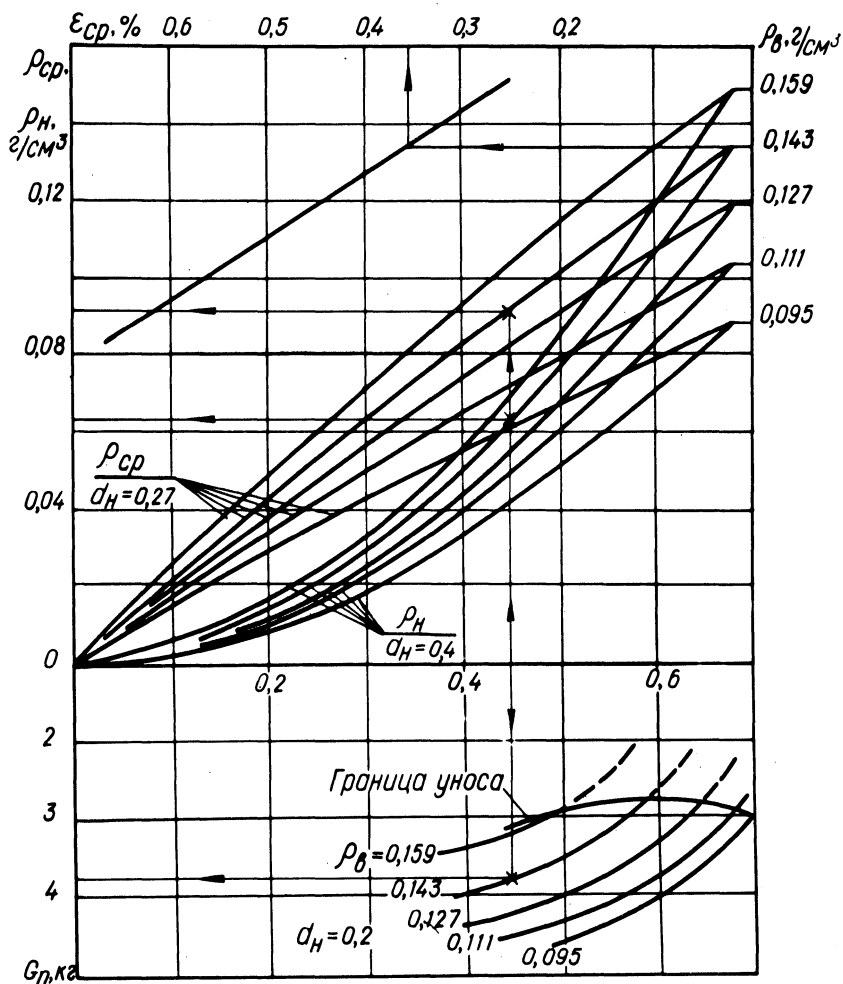


Рис. 3. Номограмма для определения параметров фильтрующей набивки, пылеемкости и среднего коэффициента пропускания воздухоочистителя от плотности верхней кассеты и отношения  $i$ .

ности верхней кассеты и отношения  $i$ . Например, плотность средней  $\rho_{ср}$  и нижней  $\rho_{н}$  кассет, а также показатели воздухоочистителя  $\epsilon_{ср}$  и  $G_{п.}$  укомплектованного фильтрующей набивкой, имеющей плотность верхней кассеты  $\rho_{в}$

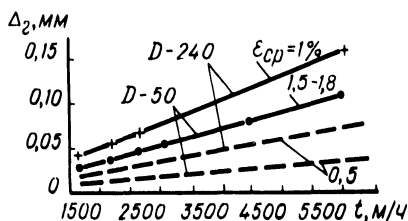


Рис. 4. Эксплуатационные и расчетные износы гильз двигателей Д-50 и Д-240.

$0,143 \text{ г/см}^3$  и отношение  $i = 0,45$ , указаны тонкими линиями, обозначенными стрелками.

На рис. 4 представлены эксплуатационные и расчетные [5] зависимости износа гильз двигателей Д-50 и Д-240 от времени работы в моточасах и эффективности применяемого фильтра. Из графика видно, что применение воздухоочистителя со средним коэффициентом пропускания 0,5% существенно снижает износ гильз цилиндров.

### В ы в о д ы

1. Для характеристики фильтрующей набивки введен новый параметр — отношение гидравлических радиусов смежных кассет  $i$ . Исследована зависимость основных характеристик воздухоочистителя от  $i$ .
2. Разработана номограмма для определения параметров трехкассетной фильтрующей набивки и показателей воздухоочистителя в зависимости от плотности верхней кассеты и параметра  $i$ .
3. Оптимальные показатели воздухоочистителя тракторного дизеля обеспечивает фильтрующая набивка, у которой  $i$  равно  $0,45—0,55$ , а плотность верхней кассеты —  $0,122—0,132 \text{ г/см}^3$ .
4. По рекомендациям исследований разработан и внедрен в массовое производство воздухоочиститель, применение которого на двигателях Д-50 и Д-240 существенно уменьшит износ деталей гильзопоршневой группы.

### Л и т е р а т у р а

1. Лахтин Ю.Б., Пустовалов И.В. Исследование влияния эффективности очистки воздуха на износ деталей двигателей. — "Тракторы и сельхозмашины", 1971, №11.
2. Air filter for larger engines. — "Diesel and Gas Turbine

Progress", November 1967, p. 58--59. 3. Gühne. Trockenluftfilter. -- KFT. 1970, Mai, p. 141--145. 4. Жаворонков Н.М. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. М., 1944. 5. Науменко В.Д. Исследование зависимости износостойкости деталей гильзопоршневой группы (гильза, кольцо) двигателя от эффективности применяемого на нем воздухоочистителя. Автореф. канд. дис. Минск, 1969.

В.С. Глушаков, Ю.Г. Коломиец, В.Д. Науменко

### ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА МТЗ-80

В связи с повышением номинальной мощности тракторных двигателей проблема надежности работы их систем охлаждения приобретает особую актуальность. Большинство современных исследований в этой области направлено на изыскание методов интенсификации теплоотвода от нагретых деталей двигателя в охлаждающую жидкость и оптимизации этих процессов [1]. В то же время изучению вопросов, определяющих надежность функционирования систем охлаждения, не уделено достаточного внимания, хотя перечень основных параметров, влияющих на этот показатель системы, весьма обширен. В настоящей статье описаны результаты исследований зависимости надежности работы системы охлаждения перспективного двигателя, предназначенного для установки на трактор МТЗ-80, от интенсивности циркуляции в ней жидкости.

В системе охлаждения двигателя Д-240, как и большинства двигателей современных сельскохозяйственных тракторов, в качестве теплоносителя используется вода. Возможным отказом системы, связанным с интенсивностью циркуляции жидкости, является закипание жидкости, приводящее к ее потере, разрушению соединительных деталей, узлов системы и в результате к аварии двигателя.

Как известно [2], зонами, где наиболее часто отмечается кипение жидкости, являются не только теплонапряженные детали блока и головки цилиндров, но также камеры водяных насосов и термостатов.



Для исследования надежности работы системы охлаждения целесообразно разделить ее на две части. Первая – от границы между паровой подушкой и жидкостью в верхней бачке радиатора до нагнетательной улитки водяного насоса. Эта часть включает каналы охлаждающих трубок радиаторов, нижний его бачок, отводящий патрубок, соединительную трубу, приемный патрубок, приемную камеру и роторную полость водяного насоса. Вторая – далее по тепловоспринимающему тракту в блоке, головке блока цилиндров, полости термостата до верхней бачка радиатора.

Направленность процессов теплообмена и уровень давлений в гидравлических трактах этих частей систем существенно отличаются.

Повышение температуры воды, нагреваемой в двигателе во второй части системы, зависит от количества тепла, выделенного рабочими камерами:

$$t_2 - t_1' = \frac{\beta q G_T}{Q C}, \quad (1)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – температура воды на входе и выходе из двигателя, °С;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий переданную в систему охлаждения часть тепла, выделенного введенным в рабочие камеры топливом (для тракторных дизелей 0,21–0,35);  $q$  – теплотворная способность топлива, ккал/кг;  $G_T$  – секундный расход топлива двигателя, кг/с;  $Q$  – количество циркулирующей в системе жидкости, кг/с;  $C$  – теплоемкость охлаждающей жидкости, ккал/кг·град.

Необходимо принять во внимание, что температура воды на выходе из двигателя контролируется и в эксплуатации поддерживается приблизительно постоянной, в то время как температура на входе в двигатель зависит от теплорассеивающей способности радиатора, эффективности вентилятора, направления теплообмена в соединительных трубах и насосе, а также от атмосферных условий.

Температура жидкости в приемном патрубке насоса зависит от теплорассеивающей способности системы охлаждения и тепловыделений двигателя:

$$t_1 = \frac{C Q t_2 - K F \Delta t_v}{C Q}, \quad (2)$$

где  $t_1$  – температура воды на входе в патрубок насоса, °С;  $K$  – коэффициент теплопередачи радиатора, ккал/м<sup>2</sup>·град·с;  $F$  –

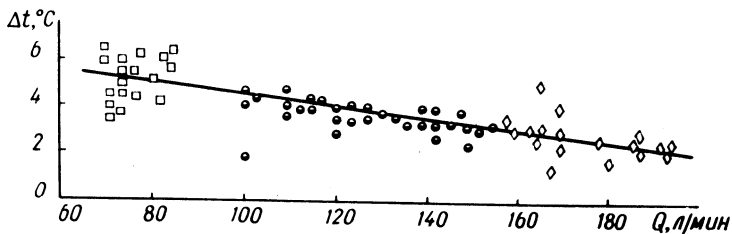


Рис. 1. Результаты исследования зависимости перепада температур жидкости в радиаторе от интенсивности циркуляции (расхода воды) в системе охлаждения трактора МТЗ-80.

площадь теплообменной поверхности радиатора,  $m^2$ ;  $\Delta t$  - перепад температуры между водой и воздухом в радиаторе системы охлаждения,  $^{\circ}C$ .

Из уравнения (2) следует, что снижение теплорассеивающей способности радиатора трактора приводит к росту температуры воды на входе в насос, снижает надежность работы системы охлаждения. Повышение расхода  $Q$  воды через радиатор (в знаменателе) может привести к снижению температуры  $t_1$ .

В теплотехнике часто пользуются повышением интенсивности циркуляции воды для повышения эффективности теплообменников. С ростом интенсивности циркуляции жидкости в системе ее теплорассеивающая способность увеличивается, однако, как установлено испытаниями на тракторах МТЗ-80, это не может существенно снизить температуру воды на входе в насос из-за уменьшения перепада температуры воды  $\Delta t$  в радиаторе (рис.1). Поэтому с ростом интенсивности циркуляции в системе охлаждения состояние воды в приемном патрубке и камере насоса приближается к точке кипения.

Рядом работ [3, 4] в области исследования систем охлаждения двигателей установлено, что наибольшие гидравлические потери в системах современных двигателей наблюдаются в соединительных трубах и регулирующих устройствах (например, термостатах). Анализ технических показателей тракторных двигателей позволяет обнаружить тенденцию к увеличению скорости жидкости в соединительных трубах системы охлаждения пропорционально росту литровой мощности двигателя. Высокие скорости воды в приемном патрубке водяного насоса приводят к снижению надежности работы системы в связи с закипанием

жидкости в нем. Состояние жидкости определяется давлением и температурой в полости патрубка.

Зависимость максимального давления в полости патрубка от основных геометрических параметров и соединительных патрубков системы охлаждения двигателя и интенсивности циркуляции воды описывается уравнением

$$p_{\text{вс}} = B + \Delta p_{\text{к}} + H - \frac{1}{2g} \left[ \xi_{\text{р}} \left( \frac{Q}{F_{\text{Т}}} \right)^2 + \xi_{\text{п}} \left( \frac{Q}{F_{\text{П}}} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где  $p_{\text{вс}}$  - давление жидкости во всасывающем патрубке,  $\text{кг/м}^2$ ;  $B$  - барометрическое давление,  $\text{кг/м}^2$ ;  $\Delta p_{\text{к}}$  - перепад давлений, поддерживаемый крышкой пробки радиатора,  $\text{кг/м}^2$ ;  $H$  - давление столба жидкости, созданного геометрическим превышением уровня воды в радиаторе над осью всасывающей камеры насоса,  $\text{кг/м}^2$ ;  $Q$  - секундная производительность насоса (секундная циркуляция),  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $F_{\text{Т}}$ ;  $F_{\text{П}}$  - площади живых се-

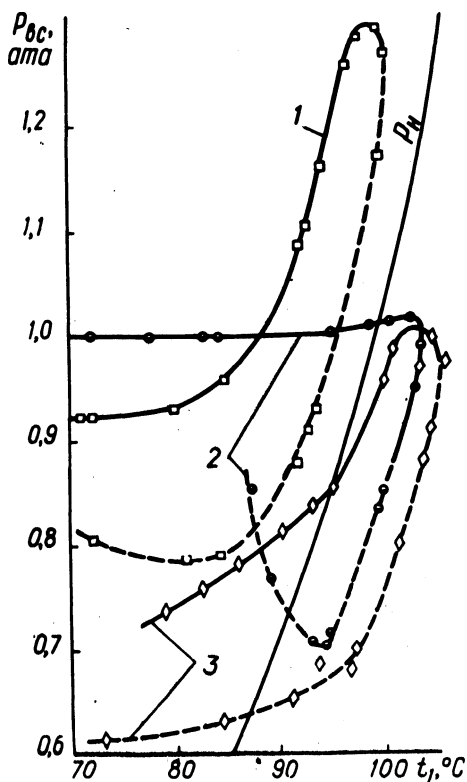
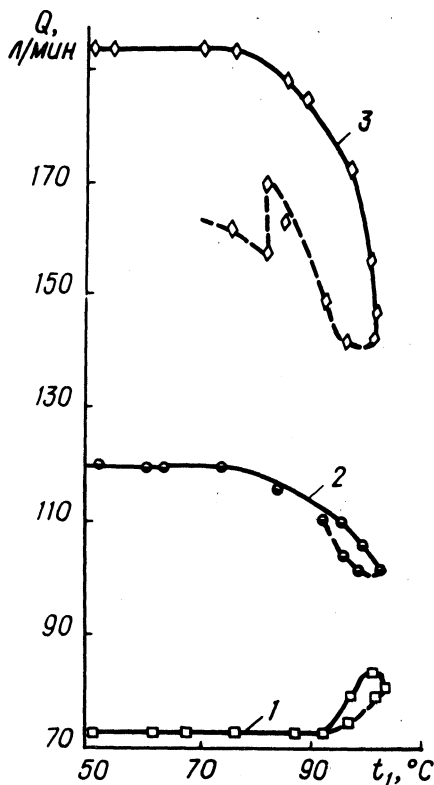


Рис. 2. Результаты исследования изменений состояния жидкости (воды) в приемном патрубке насоса системы охлаждения трактора МТЗ-80 при прогреве (—) и охлаждении (---) двигателя с насосами, имеющими разную исходную производительность:  
1—72 л/мин; 2—120 л/мин;  
3—216 л/мин.

чений трубок радиатора и приемного патрубка насоса,  $\text{м}^2$ ;  $\xi_{\text{п}}$ ;  $\xi_{\text{п}}$  - коэффициенты потерь напора при течении жидкости в радиаторных трубках и патрубке насоса;  $g$  - ускорение земного притяжения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\frac{\xi}{2g} \left(\frac{Q}{F}\right)^2$  - скоростная составляющая потери напора,  $\text{кг}/\text{м}^2$ , в канале с живым сечением  $F$ .

При диаметре канала (измеренного) патрубка водяного насоса 28 мм на тракторе МТЗ-80 зафиксирована работа системы в режиме испарения воды в приемной камере насоса с интенсивностью циркуляции  $Q$   $\text{м}^3/\text{с}$  (160 л/мин). Измерениями давлений и температуры воды во всасывающем патрубке в непосредственной близости от приемной камеры насоса определено, что при нагреве двигателя линия состояния воды (сплошная) пересекает (рис. 2) линию насыщения (по Вукаловичу) при температурах более  $95^\circ\text{C}$ . Более интенсивная циркуляция воды обуславливает ранее закипание в приемной камере насоса.

Рис. 3. Результаты измерений интенсивности циркуляции (действительной производительности насоса) в системе охлаждения трактора МТЗ-80 при прогреве и охлаждении двигателя, комплектуемого насосами с разной исходной производительностью (обозначения те же, что и на рис. 2).



Исследованиями на работающем двигателе установлено, что с приближением к состоянию кипения воды производительность насоса в системе уменьшается (рис. 3), снижается скорость воды в приемной трубке и камере насоса. Анализ уравнения (9) позволяет отметить, что частная производная  $\partial p / \partial Q$  имеет отрицательные значения. Следовательно, при уменьшении  $Q$  устойчивость работы системы охлаждения автоматически возрастает, однако при больших исходных значениях  $Q$  автоматической стабилизации состояния системы недостаточно, наблюдается выкипание воды.

Остывание двигателя (например, при снижении нагрузки) может вызвать быстрое закипание воды в приемной камере насоса и срыв процесса циркуляции (линия состояния воды - пунктирная на рис. 2 - располагается справа от линии насыщения  $p_H$ ). Это не влечет за собой аварийного состояния двигателя, так как при остывании динамика теплообмена в системе вследствие физических особенностей воды в достаточной степени обеспечивает сохранение безопасных температур деталей и давлений в полостях радиатора и трубопроводов.

Производительность насосов в системе при остывании до момента выравнивания давлений в верхнем бачке и атмосфере через клапан остается ниже исходной (рис. 3 - пунктирная линия). Разница между действительной и исходной производительностью насоса в системе пропорциональна приближению состояния воды (величине паросодержания) к линии насыщения.

## Выводы

1. Надежность работы системы охлаждения тракторных двигателей определяется удаленностью состояния охлаждающей жидкости в приемной камере циркуляционного насоса от насыщения.

2. Потеря производительности циркуляционного насоса системы пропорциональна величине паросодержания охлаждающей жидкости в его приемной камере. Системы с исходной производительностью насоса более 2 л/л.с. мин в номинальном режиме работы тракторного двигателя функционируют с циркуляцией на 20 - 30% ниже расчетной.

3. При заданных параметрах системы охлаждения двигателя в целях повышения надежности ее работы целесообразно увеличить живое сечение трубы, соединяющей насос с нижним бачком радиатора, и снижение циркуляционного расхода жидкости в

системе для обеспечения повышенного давления в приемной камере насоса относительно давления насыщения  $p_{вс} \geq 1,1 p_n$ .

### Л и т е р а т у р а

1. Минкин М.Л., Хмельницкий Э.Е., Шаевич А.Г., Каравиев В.И. Новые радиаторы для автомобилей ЗИЛ. - "Автомобильная промышленность", 1960, №9. 2. Иванченко Н. Н., Скуридин А.А., Никитин М.Д. Кавитационные разрушения в дизелях. Л., 1970. 3. Волкомирский И.И. Графоаналитический метод расчета системы охлаждения дизелей. - "Энергомашиностроение", 1974, №7. 4. Hoffman I.H. Some aspects of cooling system design for diesel engines. - In: Diesel Engine Users Association. London, 1950.

А.Н. Сарапин, В.А. Савело, Э.А. Рапницкий

### ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Обеспечение равнопрочности и равноизнашиваемости всех деталей и узлов двигателя внутреннего сгорания - один из сложных вопросов, обеспечивающих его долговечную работу.

Срок службы до первого капитального ремонта (его технический ресурс) определяется, прежде всего, долговечностью деталей кривошипно-шатунного механизма и некоторых деталей газораспределения.

Тракторные дизели постоянно совершенствуются как в части повышения их мощностных и экономических показателей, так и в части повышения надежности и долговечности.

С 1963 г. по настоящее время моторесурс тракторных дизелей увеличился в 1,6 - 2 раза и составляет 5 - 6 тыс. моточасов. Это достигнуто внедрением целого комплекса конструкторских и технологических мероприятий по увеличению прочности и износоустойчивости основных деталей, обладающих недостаточной долговечностью. Одними из таких деталей, имевших недостаточную долговечность были вкладыши подшипников

коленчатого вала. В то же время шейки коленчатого вала при длительной эксплуатации в 5 – 6 тыс. часов работы под нагрузкой имеют незначительные износы (0,02 – 0,04 мм) и вполне обеспечивают заданный моторесурс работы двигателя.

Основными направлениями по увеличению долговечности вкладышей являются: применение качественных материалов для антифрикционных сплавов, повышение точности изготовления сопрягаемых деталей, повышение качества и точности изготовления ленты для вкладышей, выбор оптимальных зазоров, улучшение условий эксплуатации.

В отечественных тракторных двигателях в качестве подшипников коленчатых валов получили применение биметаллические вкладыши с антифрикционным слоем толщиной 0,3 – 0,7 мм из алюминиевого сплава АСМ. Однако такие вкладыши уже не удовлетворяют возросшим требованиям тракторного двигателестроения, так как имеют недостаточный срок службы. Это вызвано тем, что подшипники дизельных двигателей испытывают большие удельные нагрузки (до 400 – 450 кг/см<sup>2</sup>), требующие высокой прочности антифрикционного слоя.

В настоящее время промышленностью освоены антифрикционные материалы вкладышей, обеспечивающие высокую долговечность подшипников дизельных двигателей: алюминиевый сплав АО-20 и свинцовистая бронза БрС-30.

К антифрикционным материалам подшипников скольжения предъявляются требования: а) высокое сопротивление усталостному выкрашиванию под действием переменных нагрузок – усталостная прочность сплава; б) высокие противозадирные свойства при контакте сплава с шейкой вала в случае разрыва масляной пленки; в) высокая износостойкость и быстрая прирабатываемость слоя к шейке вала; г) способность поглощать абразивные частицы, вносимые маслом в зазор подшипника; д) высокая коррозионная стойкость в среде окисленных смазочных масел при наличии воды в масле и при его высокой температуре.

На современных тракторных двигателях нашли применение сталеалюминиевые вкладыши, представляющие собой стальную ленту, плакированную антифрикционным сплавом АО-20 (около 20% – олова, 1% – меди, остальное – алюминий). Так как надежное соединение алюминиевого сплава со стальной лентой происходит только при температуре 400°С, превышающей температуру выплавки олова из сплава (232°С), применяется технология [1], по которой стальная лента путем прокатки со-

единяется сначала с алюминиевой фольгой, имеющей толщину 0,05 мм, а затем при температуре 200<sup>0</sup>С также прокаткой – с лентой высокооловянистого алюминиевого сплава. Толщина антифрикционного слоя после окончательной обработки 0,3 – 0,7 мм.

Антифрикционный сплав АО-20 обладает высокими противозадирными свойствами, так как подплавляющееся при нагреве олово в сплаве выступает на поверхность и выполняет роль смазки.

Эти вкладыши также обладают очень высокой коррозионной стойкостью – коррозия их в среде окисленных смазочных масел не происходит.

Усталостная прочность вкладышей с антифрикционным сплавом АО-20 значительно выше сплава АСМ.

Исследования, проведенные на Минском моторном заводе, показывают, что вкладыши с антифрикционным слоем из сплава АО-20 на дизеле Д-50 после 5 тыс. часов работы имеют незначительные износы (0,03 – 0,05 мм), удовлетворительное состояние и пригодны к дальнейшей эксплуатации, в то время как вкладыши с антифрикционным слоем из сплава АСМ после 3 тыс. часов работы имеют износы в два раза больше, сопровождаемые разрушением антифрикционного слоя.

На долговечность подшипников вала в значительной мере влияет точность изготовления сопрягаемых деталей: шейки коленчатого вала, расточки блока цилиндров, расточки шатуна, геометрия вкладышей.

Долговечность вкладышей определяется также точностью выполнения геометрии основных элементов вала, заданными техническими требованиями: эллипсность и конусность шеек, биение шеек и др.

Для коленчатых валов основных тракторных двигателей установлены следующие технические требования, определяющие нормальную работу подшипников коленчатого вала (табл. 1).

В процессе эксплуатации двигателей происходит изменение геометрических параметров коленчатого вала. Например, увеличение биения шеек до 0,10 – 0,15 мм нарушает нормальную работу подшипников. Как показали исследования, выполненные на Минском моторном заводе, причина этого – повышенное биение шеек при обработке, устраняемое технологическими правками на гидравлических прессах. При работе двигателя биение снова восстанавливалось. Этот недостаток устранен введением низкотемпературного отпуска после закалки шеек ТВЧ.



Таблица 1. Главные технические требования на изготовление подшипников основных тракторных двигателей

Показатели	Размеры, мм		
	Д-50	Д-37М	СМД-14
Диаметр коренных шеек	75 <sup>-0,080</sup> <sup>-0,095</sup>	70 <sup>-0,065</sup> <sup>-0,085</sup>	88 <sup>-0,12</sup> <sup>-0,115</sup>
Диаметр шатунных шеек	68 <sup>-0,075</sup> <sup>-0,090</sup>	65 <sup>-0,060</sup> <sup>-0,080</sup>	78 <sup>-0,095</sup> <sup>-0,110</sup>
Конусность коренных и шатунных шеек (на длине 100 мм)		не более 0,02	
Овальность коренных и шатунных шеек		не более 0,01	
Биение средней коренной шейки относительно крайних		не более 0,03	
Зазоры между вкладышами и коренной шейкой (новые)	0,07 - 0,134	0,055 - 0,113	0,104 - 0,160
Зазоры между вкладышами и шатунной шейкой (новые)	0,065 - 0,123	0,050 - 0,108	0,085 - 0,141
Поверхностная твердость шеек	56 - 62 HRC		

На долговечность вкладышей в равной мере влияет правильное выполнение геометрии постелей коренных подшипников и жесткость блока.

Для блоков тракторных двигателей установлены следующие технические требования по изготовлению расточек коренных подшипников: овальность и конусность расточки подшипника. не более 0,015 мм, биение средних отверстий относительно двух крайних не более 0,03 мм.

Нарушения технических требований изготовления расточек приводят к заклиниванию вала и выхода из строя подшипников. Стабилизация геометрии и одновременное упрочнение поверхностей расточек достигнуто на ММЗ путем применения импульсной раскатки их роликом.

Долговечность работы вкладышей также определяется жесткостью блока цилиндров и короблением блока во время работы. Для повышения жесткости блока увеличены ребрение перемычек, толщина стенок. Для предотвращения коробления блока во

время работы вводится искусственное старение блока, снимающее остаточные напряжения в отливке.

Долговечность подшипников коленчатого вала двигателей также во многом определялась принятой схемой системы смазки.

При существующей системе смазки дизелей Д-50 и Д-37М масло подводится к третьей коренной шейке и по каналам в щеках и шейках вала поступает к остальным подшипникам. Это приводит к повышенному износу третьего коренного подшипника и быстрому выходу его из строя и объясняется тем, что все неулавливаемые механические примеси проходят через этот подшипник. Кроме того, при этой схеме на крайних шейках наблюдается некоторое падение давления смазки. Этот недостаток устраняется подводом масла от главной магистрали в блоке к каждой коренной опоре. Такая система смазки применяется на основных тракторных дизелях и внедряется на новом дизеле Д-240 Минского моторного завода. Это дает равномерный и незначительный износ всех подшипников коленчатого вала.

Кроме конструктивных и технологических мероприятий, увеличивающих долговечность подшипников коленчатого вала, влияние оказывают условия эксплуатации и качество эксплуатационных материалов.

Основным мероприятием, обуславливающим долговечность подшипников в процессе эксплуатации, является рациональная научно обоснованная организация технического обслуживания. Назначение технического обслуживания состоит в том, чтобы своевременно предупредить интенсивное изнашивание деталей двигателя, в том числе и вкладышей, путем своевременного выполнения регулировочных, смазочных и крепежных работ.

Интенсивность износа подшипников зависит от качества моторного масла. Для тракторных дизелей применялись дизельное масло ДС-11 летом и ДС-8 зимой. В настоящее время рекомендуются моторные масла М-10В и М-10Г с комплексными многофункциональными присадками, сочетающими несколько функций: антиокислительные, противокоррозийные и моющие (противонагарные). Эти масла имеют хорошие смазывающие свойства и уменьшают износ подшипников. Картерное масло в дизелях загрязняется различными примесями при заправке, а также при работе продуктами износа. Поэтому одним из основных путей увеличения долговечности подшипников двигателей является защита их от абразивного износа.

Для увеличения долговечности подшипников вала необходимо тщательно очищать масло от механических примесей. В послед-

нее время на тракторных дизелях для фильтрации масла применяют полнопоточные центрифуги, применение которых снижает износ подшипников коленчатых валов в 1,5 - 2 раза [2, 3] .

### В ы в о д ы

Увеличение долговечности вкладышей подшипников коленчатого вала современных тракторных дизелей, обеспечивающих моторесурс 5 - 6 тыс. моточасов, достигнутых путем:

а) применения качественного материала для антифрикционного сплава (АО-20), обладающего высокой износостойкостью, имеющей высокую усталостную прочность, высокую коррозионную стойкость, хорошую прирабатываемость к шейке вала;

б) совершенствования технологии изготовления с целью стабильного обеспечения точности геометрии сопрягаемых деталей (шейки вала, блок, алюминиевая лента);

в) увеличения жесткости блока и устранения причин коробления блока и коленчатого вала во время работы;

г) изменения схемы системы смазки путем подвода масла к каждой коренной опоре;

д) применения качественных масел и улучшения очистки масла внедрением центробежного полнопоточного масляного фильтра.

### Л и т е р а т у р а

1. Шендерович Я. Применение высокооловянистых сталей-алюминиевых вкладышей. - "Автомобильный транспорт", 1970, №11.  
2. Сарапин А.Н., Кокин Г.М. Долговечность автотракторных двигателей. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. Минск, 1971.  
3. Савелов В.А., Рапницкий Э.А., Сарапин А.Н. Долговечность дизелей Д-50. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация машин. Минск, 1974, вып. 6.

Б.Е. Железко, Р.Я. Пармон

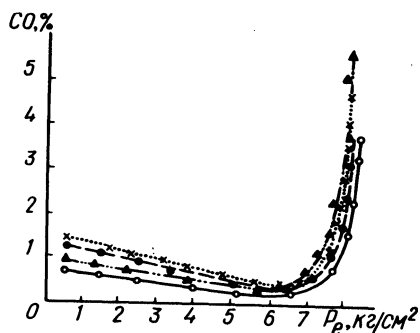
### ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ В КЛАПАННОМ МЕХАНИЗМЕ ДВИГАТЕЛЯ ГАЗ-24 НА СОДЕРЖАНИЕ ОКИСИ УГЛЕРОДА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ

Одним из наиболее вредных компонентов отработавших газов карбюраторных двигателей является окись углерода, содержание которой зависит от технического состояния двигателя.

При износе деталей привода клапанного механизма происходит изменение фаз газораспределения; влияющее на протекание

Рис. 1. Изменение содержания окиси углерода в зависимости от нагрузки двигателя при разных зазорах в клапанном механизме:

— зазор 0 мм; ● ---  
 ---● зазор 0,3 мм (номинальный); х . . . . х  
 зазор 0,5 мм; ▲ - - - - -▲  
 зазор 1 мм.



процесса сгорания в цилиндрах двигателя. В связи с этим исследовано влияние регулировки зазора в клапанном механизме двигателя ГАЗ-24 на содержание окиси углерода в отработавших газах.

Суммарный износ деталей клапанного механизма связан с изменением компенсационного зазора в приводе клапанов, который часто регулируется при эксплуатации двигателя. Поэтому опыты по определению содержания окиси углерода в отработавших газах при разных величинах зазора в приводе клапанов позволяют обнаружить влияние на содержание окиси углерода как суммарных износов деталей газораспределительного механизма, так и правильности регулировки величины зазоров.

При испытаниях зазоры в механизме привода клапанов изменялись от 0 до 1 мм с помощью регулировочного винта (для двигателя ГАЗ-24 номинальный зазор как для впускных, так и для выпускных клапанов равен 0,3 мм).

Содержание окиси углерода в отработавших газах измерялось двумя последовательно включенными газоанализаторами — ОА-2109. Шкалы измерений концентраций окиси углерода в обоих приборах — 0 — 10%. Перед работой приборы тарировались по эталонным газовым смесям.

На рис. 1 приведены графики зависимости содержания окиси углерода в отработавших газах от нагрузки двигателя (среднего эффективного давления), полученные при различных числах оборотов и разных зазорах в приводе клапанов. Из рисунка следует, что при небольших нагрузках двигателя влияние величины зазоров в клапанном механизме на содержание окиси углерода сравнительно невелико. Так, в области значений  $p_e = 3 - 7$  кгс/см<sup>2</sup> разница в содержании окиси углерода в отработавших газах не превышает 0,5%. В области максимальных

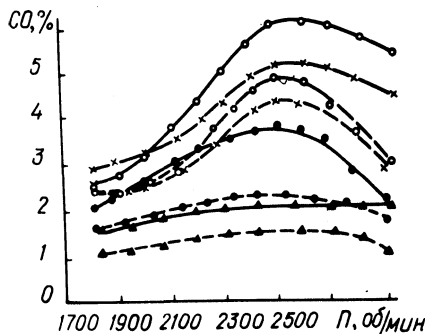


Рис. 2. Изменение содержания окиси углерода при работе двигателя по скоростным характеристикам в зависимости от величины зазоров в клапанном механизме:

— — — — — увеличенные зазоры; - - - - - номинальные зазоры; о - о - о - о - о  $\varphi = 90^\circ$ ; х - х - х - х - х  $\varphi = 85^\circ$ ; ● - ● - ● - ● - ●  $\varphi = 80^\circ$ ; ▲ - ▲ - ▲ - ▲ - ▲  $\varphi = 75^\circ$ .

нагрузок ( $p_e = 8 - 8,5$  кгс/см<sup>2</sup>) эта разница достигает 3 - 3,5%, что свидетельствует о существенном влиянии величины зазоров на содержание окиси углерода в отработавших газах. При нулевых зазорах наблюдается наименьшее содержание окиси углерода в отработавших газах на любых режимах работы двигателя. При номинальных зазорах оно несколько больше, а при увеличенных (свыше номинального) имеет место заметное увеличение концентрации окиси углерода.

На рис. 2 показаны графики изменения содержания окиси углерода в зависимости от числа оборотов коленчатого вала и положения дроссельной заслонки. Угол открытия  $\varphi$  дроссельной заслонки, равный  $90^\circ$ , соответствует ее полному открытию, а углы  $85^\circ$ ,  $80^\circ$  и  $75^\circ$  - соответственно прикрытию заслонки на 5, 10 и 15%. Из рис. 2 видно, насколько существенно влияет увеличение зазора в клапанном механизме на содержание окиси углерода, в особенности при повышении числа оборотов коленчатого вала двигателя.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что увеличение зазора в механизме привода клапанов, а значит и суммарного износа деталей механизма газораспределения выше номинального приводит к увеличению содержания окиси углерода в отработавших газах на 1 - 3%, особенно в области высоких нагрузок и скоростей двигателя.

Поэтому для снижения выброса окиси углерода с отработавшими газами при эксплуатации двигателя ГАЗ-24 следует обязательно осуществлять проверку и регулировку зазоров в клапанном механизме при любом техническом обслуживании.

## СО Д Е Р Ж А Н И Е

Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Бартош П.Р. Исследование динамических характеристик двухзвенной пневматической цепи тормозного привода . . . . .	3
Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Денисов А.Г., Капустин В.В. Исследование динамических характеристик контура гидравлической системы "электроклапан—тормозной цилиндр" . . . . .	10
Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Безверхий С.Ф. Инженерная методика расчета нагруженности трансмиссии при движении автомобиля по неровной дороге . . . . .	15
Лепешко И.И. Уравнение тягового баланса при криволинейном движении автомобиля . . . . .	21
Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Моделирование переходных процессов управления двигателем . . . . .	27
Бабук В.Я., Бомбешко А.П. Экспериментальные исследования работы гидропривода рулевых управлений с гидравлической и гидромеханической обратной связью . . . . .	34
Гришкевич А.И., Чечик В.И., Альгин В.Б. Исследование колебательных свойств трансмиссии грузовых автомобилей . . . . .	40
Таубес Л.Е. Применение современного спектрального анализа для оценки спектров нагружения трансмиссии трактора . . . . .	47
Фурунжиев Р.И., Бугай О.В. Сравнительный статистический анализ балансирных подвесок трехосных автомобилей . . . . .	53
Гришкевич А.И., Альгин В.Б., Чечик В.И. Нагрузки в трансмиссии автомобиля от неравномерной работы двигателя внутреннего сгорания . . . . .	59
Ревский В.Г., Бойко Ф.К. Метод определения по эмпирическим зависимостям параметров подшипников качения валов коробок передач грузовых автомобилей . . . . .	65
Выгонный А.Г., Ковальков А.Т., Сурков И.В. К исследованию распределения нагрузки по длине зубчатого (шлицевого) соединения с помощью аналоговых вычислительных машин . . . . .	68
Белов С.М., Бутусов Г.Ф. Распределение нагрузки между шлицами . . . . .	72
Войтиков А.В. Влияние поворота колес трактора на устойчивость его прямолинейного движения при работе на склоне . . . . .	76.

Атаманов Ю.Е., Бутько В.В. Распределение тягового усилия по ведущим осям трактора при криволинейном движении . . . . .	81
Бутько В.В., Васильев В.Т., Кабанов В.И. Экспериментальное исследование нагрузочных режимов на полуосях трактора МТЗ-82 . . . . .	85
Скойбеда А.Т. Об оценочном критерии параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов трактора . . . . .	92
Богдан Н.В., Грибко Г.П. Выбор установочных параметров регулятора тормозных сил для двухосного прицепа . . .	101
Ксенович И.П. К определению параметров перспективных машинно-тракторных агрегатов (МТА) . . . . .	105
Артемьев П.П. К методике по определению грузоподъемности и скоростей движения тракторных поездов . . . . .	113
Барташевич Л.В., Расолько А.М. Исследование работы регулятора давления пневматического привода к тормозам прицепа тракторного поезда на базе трактора класса 0,9 -- 1,4 тс . . . . .	118
Молош Г.А. Пневмогидравлическая подвеска заднего моста универсально-пропашных колесных тракторов кл. 9--14 кН. .	122
Гуськов В.В., Молош Г.А., Хилько А.Л., Стецко П.А., Дервинчик Р.П., Жук В.В. Экспериментальное исследование плавности хода колесного трактора МТЗ-80 . . . . .	129
Рубинштейн Ш.Я. Создание семейства двигателей для пропашных тракторов . . . . .	134
Кокин Г.М. Энергонасыщенность и производительность грузового автомобиля . . . . .	141
Кухаренок Г.М., Пинский Д.М., Рожанский В. А . Влияние некоторых параметров форсунки на показатели рабочего цикла дизеля Д-240 . . . . .	148
Хатянович В.И. Об особенностях безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизелей . . . . .	153
Волчок Л.Я., Цаюн Н.П., Прокашко П.В. О наивыгоднейшей величине цикловой подачи при пуске тракторного дизеля . . . . .	157
Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. К вопросу об исследовании мелкости распыливания топлива при запуске дизеля . . . . .	161
Завадский И.П., Иваненко А.М. Исследование работы двигателя А-41 на переменных нагрузках . . . . .	166
Волчок Л.Я., Мааруф А.Х., Латокурский А.Г. Зависимость температуры воды от режима работы системы охлаждения двигателя . . . . .	171

Адамов В.М., Латокурский А.Г., Шахов В.В. Моделирование температурных полей поршня тракторного дизеля . . .	178
Шиленков В.Л. Исследование фильтрующей набивки воздухоочистителя тракторного дизеля . . . . .	184
Глушаков В.С., Коломиец Ю.Г., Науменко В.Д. Исследование надежности системы охлаждения двигателя трактора МТЗ-80 . . . . .	191
Сарапин А.Н., <b>Савело В.А.</b> , Рапницкий Э.А. Повышение надежности и долговечности подшипников скольжения колчатого вала тракторного дизеля . . . . .	197
Железко Б.Е., Пармон Р.Я. Влияние зазоров в клапанном механизме двигателя ГАЗ-24 на содержание окиси углерода в отработавших газах . . . . .	202

## АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ. ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА И РЕЖИМЫ РАБОТЫ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТОРОВ И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ВЫПУСК 8

Редактор Л.Р. Дубровская  
Худ. редактор В.Т. Лапицкий  
Техн. редактор Л.И. Жук  
Корректоры З.Б. Боборыко, Т.П. Желтовская  
Операторы А.И. Маль, И.В. Прохорова  
График Н.В. Журавлева

АТ 11198. Подписано к печати 7/УЩ-1975 г. Бумага 60x90 1/16, иллюстр. Печ.л. 13,75 . Уч.-изд.л. 13,21 Изд. № 74--220 . Тип. зак. 6407. Тираж 800 экз. Цена 1р.32к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и заказной литературы. 220600. Минск, ул. Кирова, 24.

Типография "Победа" Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.



## РЕФЕРАТЫ

УДК 629.113-597.5

Исследование динамических характеристик двухзвенной пневматической цепи тормозного привода. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Бартош П.Р. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 3—9.

Рассмотрена динамика пневматической цепи, состоящей из двух емкостей постоянного объема и двух дросселей, получена система линейных дифференциальных уравнений, описывающих процессы наполнения и опоражнивания емкостей, получены зависимости для определения времени переходного процесса при наполнении и опоражнении глухой камеры, а также уравнения для определения текущих давлений в емкостях. Приведено сопоставление экспериментальных и расчетных динамических характеристик пневматической цепи. — Ил. 1. Библ. 3.

УДК 629.113

Исследование динамических характеристик контура гидравлической системы электроклапан — тормозной цилиндр. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Денисов А.Г., Капустин В.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 10—15.

Приводится методика экспериментального исследования, описываются спроектированные и изготовленные датчики и генератор электрических сигналов. Рассматривается работа электрогидроклапана с учетом его нелинейностей. Проведен анализ результатов экспериментальных исследований частотных характеристик гидравлического контура с различными диаметрами и длиной трубопроводов. Установлены диапазоны рабочих частот гидравлического контура. — Ил. 4. Библ. 2.

УДК 629.113-578 / -587.001.5

Инженерная методика расчета нагруженности трансмиссии при движении автомобиля по неровной дороге. Гришкевич А.И.,

Бусел Б.У., Безверхий С.Ф. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 15--21.

Изложена методика расчета на ЦВМ нагрузок в трансмиссии автомобиля при движении по дороге с твердой неровной поверхностью. Приведен алгоритм расчета. Результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными. -- Ил. 3, Библ. 2.

УДК 629.113.001.1

Уравнение тягового баланса при криволинейном движении автомобиля. Лепешко И.И. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 21--26.

Разработана методика определения тягового баланса при неустановившемся повороте автомобиля в предположении отсутствия увода шин. В основу методики положено уравнение баланса энергии и ее перераспределение при криволинейном движении. Выведены закономерности приведения сил и моментов, действующих на автомобиль, к точке приложения движущих сил. Доказано, что уравнения движения описываются суммой сил, приложенных к точке приведения, или суммой моментов относительно мгновенного центра поворота.

На примере переднеприводного автомобиля проанализировано влияние расположения привода на тяговый баланс. Установлено, что для переднеприводного автомобиля существует оптимальное расположение центра тяжести, при котором на ведущих колесах не возникает дополнительных тяговых сил, обусловленных перераспределением энергии. -- Ил. 1. Библ. 4.

УДК 621.431 - 50 (075.8)

Моделирование переходных процессов управления двигателем. Руктешель О.С., Таубес Л.Е. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 27--33.

Приведены математическое описание и блок-схема электронной модели процесса управления дизельным приводом.

Результаты расчета сопоставляются с данными эксперимента.

Предлагаемая электронная модель может быть использована для исследования динамических характеристик дизельного при-

вода при доводке и проектировании систем автоматического управления узлами трансмиссий транспортных машин.—Ил.3.Библ. 2.

УДК 621.869.4:629.114

Экспериментальные исследования работы гидропривода рулевых управлений с гидравлической и гидромеханической обратной связью. Бабук В.Я., Бомбешко А.П. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 34—40.

Анализируются типы гидроприводов рулевых управлений с гидромеханической и гидравлической обратной связью. Приводятся критерии для сравнительной оценки работы гидроприводов рулевых управлений, практически не зависящие от квалификации водителя. Дана методика ходовых испытаний гидроприводов рулевых управлений с различными типами обратной связи. Приведены результаты ходовых испытаний и численные значения оценочных критериев гидроприводов рулевых управлений с гидромеханической и гидравлической обратной связью. —Табл. 1. Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.113

Исследование колебательных свойств трансмиссий грузовых автомобилей. Гришкевич А.И., Чечик В.И., Алыгин В.Б. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 40—46.

Рассматриваются вопросы выбора расчетной динамической системы для трансмиссий грузовых автомобилей. Описывается универсальный алгоритм расчета частот и форм собственных колебаний динамических систем. Приводятся значения параметров и собственных частот трансмиссий отечественных грузовых автомобилей.

В качестве расчетной используется кольцевая динамическая система с межосевым дифференциалом и реактивными элементами. Показан способ сведения ее к более простым системам. На основании полученных результатов даются рекомендации по выбору рациональных динамических систем, описывающих колебательную систему трансмиссии грузового автомобиля при различных источниках возмущения. — Табл. 2. Ил. 1. Библ. 3.

УДК 613.001

Применение современного спектрального анализа для оценки спектров нагружения трансмиссии трактора. Таубес Л.Е. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 47—52.

Предлагается методика получения спектров мощности для реализации конечной длины, в частности, процесса нагружения элементов трансмиссии тракторов. Приведены примеры спектральных оценок нагрузок при пахоте на полуоси трактора с гидромеханической передачей. — Ил. 2. Библ. 3.

УДК 629.11.012.83

Сравнительный статистический анализ балансирных подвесок трехосных автомобилей. Фурунжиев Р.И., Бугай О.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 53—59.

Приводятся результаты корреляционно-спектрального анализа на ЦВМ колебаний трехосных автомобилей с различными схемами балансирной подвески задней тележки. — Ил. 3. Библ. 6.

УДК 629.113

Нагрузки в трансмиссии автомобиля от неравномерной работы двигателя внутреннего сгорания. Гришкевич А.И., Альгин В.Б., Чечик В.И. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 59—64.

Предлагается методика расчета нагрузочного режима трансмиссии от крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем с использованием аналоговой и цифровой электронных вычислительных машин.

Методика включает следующие этапы: спектральный анализ крутящего момента двигателя; определение коэффициентов демпфирования в узлах трансмиссии и линеаризацию сухого трения в демпфере сцепления; расчет квадрата модуля передаточной функции и определение дисперсии упругого момента на звеньях трансмиссии. В качестве примера дается расчет нагрузок в трансмиссии автомобиля МАЗ-500А. — Табл. 2. Ил. 4. Библ. 2.

УДК 629.114.4-233:621.821.6.001.2

Метод определения по эмпирическим зависимостям параметров подшипников качения валов коробок передач грузовых автомобилей. Ревский В.Г., Бойко Ф.К. "Авtotракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 65—68.

Предлагаемые эмпирические зависимости показывают связь между параметрами подшипников качения валов коробок передач и нагружающего их крутящего момента.

Зависимости могут быть использованы в процессе проектирования новых конструкций коробок передач или при анализе существующих конструкций.

Метод позволяет установить с помощью несложных расчетов динамическую грузоподъемность или размеры подшипников качения валов коробок передач в зависимости от максимального крутящего момента двигателя грузового автомобиля.— Ил. 2. Библ. 5.

УДК 621.824.44.001.5:681.3

К исследованию распределения нагрузки по длине зубчатого (шлицевого) соединения с помощью аналоговых вычислительных машин. Выгонный А.Г., Ковальков А.Т., Сурков И.В. "Авtotракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 68—72.

Излагается методика определения продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом (шлицевом) соединении на аналоговых вычислительных машинах. Анализируется отличие в разработанной блок-схеме решения уравнения совместной деформации вала и втулки при кручении от блок-схемы, предлагаемой другими авторами. Даются результаты определения коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом соединении в зависимости от соотношения длины к среднему диаметру соединения при различных крутящих моментах. — Ил. 4. Библ. 3.

УДК 621.824.44.001.5

Распределение нагрузки между шлицами. Белов С.М., Бутусов Г.Ф. "Авtotракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 72—76.

Рассматривается нагруженность шлицевого соединения с точки зрения распределения нагрузки между шлицами при условии точного изготовления. Выведена аналитическая зависимость, позволяющая определить величину передаваемой нагрузки каждым шлицем при работе сопряженных деталей с перекосом. — Ил. 1. Библ. 4.

УДК 629.11.073.23

Влияние подворота колес трактора на устойчивость его прямолинейного движения при работе на склоне. Войтиков А.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 76--80.

Рассмотрены вопросы устойчивости прямолинейного движения колесного трактора при работе на склоне, указан один из путей ее улучшения. Приведены формулы для определения углов бокового увода колес трактора при движении по слабodeформируемой поверхности склона. — Ил. 2. Библ. 2.

УДК 629.114.2:629.1.075

Распределение тягового усилия по ведущим осям трактора при криволинейном движении. Атаманов Ю.Е., Будько В.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 81--85.

Предлагается методика расчета распределения тяговых усилий по ведущим осям полноприводного трактора в общем случае движения. — Ил. 2. Библ. 3.

УДК 629.114.2.001.2

Экспериментальное исследование нагрузочных режимов на полуосях трактора МТЗ-82. Будько В.В., Васильев В.Т., Кабанов В.И. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 85--92.

Приводятся результаты экспериментальных исследований изменения величин крутящих моментов на полуосях трактора МТЗ-82 при работе на пахоте и транспорте. — Табл. 3. Ил.1. Библ. 2.

Об оценочном критерии параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов трактора. Скойбеда А.Т. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 92--101.

Изложена методика определения основных параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов (АБД) трактора. Определены основные параметры системы АБД для тракторов "Беларусь" со всеми ведущими колесами. Показана необходимость оценки основных параметров системы АБД с помощью коэффициента времени блокирования, в особенности при решении вопроса о применении блокировки при движении по твердой дороге на транспортных скоростях.--Табл. 1. Ил. 4. Библ. 4.

Выбор установочных параметров регулятора тормозных сил для двухосного прицепа. Богдан Н.В., Грибко Г.П. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 101--105.

Рассмотрены вопросы выбора установочных параметров регулятора тормозных сил двухосного прицепа. Расчетным путем получены начальный угол установки регулятора и длина рычага регулятора. -- Ил.1.

УДК 629.114.2.004.15.001.24

К определению параметров перспективных машинно-тракторных агрегатов (МТА). Ксенович И.П. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 105--113.

Теоретически установлена функциональная зависимость между коэффициентом использования времени смены и параметрами машинно-тракторного агрегата с учетом природно-производственных условий. Показано, что максимальной производительности соответствуют определенные параметры агрегатов и режимы их работы. -- Ил. 2. Библ. 3.

К методике по определению грузоподъемности и скоростей движения тракторных поездов. Артемьев П.П. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 113—117.

Предлагается графо-аналитический метод определения грузоподъемности и скоростей движения тракторных поездов класса 14 кН. В основу определения этих параметров положены материалы тягового расчета с последующим построением номограммы. Указано, каковы должны быть масса прицепного состава и скорости движения тракторных поездов, движущихся по полю, подготовленному под посев, а затем выезжающих на дороги с улучшенным покрытием. Результаты обобщены в выводах. — Ил. 1. Библ. 4.

УДК 629.114.3-592

Исследование работы регулятора давления пневматического привода к тормозам прицепа тракторного поезда на базе трактора кл. 0,9—1,4 тс. Барташевич Л.В., Расолько А.М. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып.8, с. 118—122.

Изложена методика и результаты лабораторных ресурсных испытаний регулятора давления пневматического привода к тормозам прицепа. Установлено, что стабильность пределов регулирования зависит от износостойкости атмосферного клапана регулятора. — Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.114.2

Пневмогидравлическая подвеска моста универсально-пропашных колесных тракторов кл. 0,9—1,4 кН. Молош Г.А. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 122—128.

Описана схема пневмогидравлической подвески заднего моста универсально-пропашных колесных тракторов кл. 0,9—1,4 кН. Приведены результаты экспериментальных исследований при переезде единичной неровности серийным и экспериментальным тракторами МТЗ-80 на холостом ходу и с плугом ПН-3-35 при различных скоростях движения. — Ил. 4. Табл. 1. Библ. 3.



Экспериментальное исследование плавности хода колесного трактора МТЗ-80. Гуськов В.В., Молош Г.А., Хилько А.Л., Стецко П.А., Дервинчик Р.П., Жук В.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 129--134.

Приведены некоторые результаты испытаний на плавность хода колесного трактора МТЗ-80 с различными вариантами подвесок передних колес. Описана методика испытаний и применяемая аппаратура. Экспериментально установлен интервал резонансных скоростей по вертикальным и угловым колебаниям остова. На основании анализа полученных данных приводятся рекомендации по выбору параметров подвески передних колес. — Ил. 4. Библ. 3.

УДК 631.37.699.114.2

Создание семейства двигателей для пропашных тракторов. Рубинштейн Ш.Я. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 134--141.

Рассматриваются вопросы создания оптимального семейства двигателей мощностью от 30 до 180 л.с. для пропашных тракторов класса 1,4--2,0 тс. Приводятся преимущества и недостатки двигателей воздушного охлаждения, оценивается технический уровень предлагаемого семейства двигателей. — Табл. 3.

УДК 621.431.73

Энергонасыщенность и производительность грузового автомобиля. Кокин Г.М. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 141--148.

Рассмотрены основные факторы, влияющие на транспортную производительность грузового автомобиля. Установлена взаимосвязь оптимальных значений максимальной скорости движения автомобиля, величины суммарного дорожного сопротивления движению и удельной мощности двигателя.

Для автомобилей группы "А" рекомендуется увеличить энергонасыщенность с доведением удельной мощности двигателей до 17--20 л.с./т, что позволит повысить их транспортную производительность на 20--30%. Табл. 2.

УДК 621.436-634.2

Влияние некоторых параметров форсунки на показатели рабочего цикла дизеля Д-240. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М., Рожанский В.А. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 148—153.

Приведены результаты исследования влияния эффективного проходного сечения распылителя и усилия затяжки пружины форсунки на показатели рабочего цикла дизеля Минского моторного завода Д-240. По этим результатам определены возможные пределы изменения указанных параметров, не влияющие на экономичность и другие показатели двигателя. -- Ил. 4. Библ. 2.

УДК 621.436.12-4

Об особенностях безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизелей. Хатянович В.И. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 153—156.

Излагаются методика и результаты исследования влияния некоторых факторов на повышение температуры топлива в баке стенда СДТА-1 и в головке насоса УТН-5 при безмоторных испытаниях.

Выполнен анализ результатов исследования, на основании которого предложено уточнение методики безмоторных испытаний топливоподающей аппаратуры дизелей. -- Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.432.013.8

О наивыгоднейшей величине цикловой подачи при пуске тракторного дизеля. Волчок Л.Я., Цаюн Н.П., Прокашко П.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 157—160.

Излагаются результаты экспериментальных исследований изменения величины цикловой подачи топлива при низких температурах окружающей среды и малых скоростях вращения вала. По результатам обработки осциллограмм приведены значения периода задержки воспламенения топлива при различных цикловых подачах и температурных условиях. — Ил. 3. Библ. 4.

К вопросу об исследовании мелкости распыливания топлива при запуске дизеля. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. "Авто - тракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с.161--166.

Проведено исследование мелкости распыливания топлива дизельной форсункой на режиме пуска. Экспериментально установлено, что величина цикловой подачи не оказывает существенного влияния на мелкость распыливания. С увеличением цикловой подачи возрастает суммарное количество мелких капель топлива, благодаря чему обеспечиваются лучшие условия для возникновения первых вспышек горючей смеси в цилиндре дизеля. Ил. 3. Библ. 3.

УДК 621.43.631.12

Исследование работы двигателя А-41 на переменных нагрузках. Завадский И.П., Иваненко А.М. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 166--170.

Приведены результаты исследований работы тракторного дизеля А-41 на переменных нагрузках. Получены зависимости коэффициента наполнения, часового расхода топлива, максимального давления цикла и амплитуда колебания скорости вращения коленчатого вала двигателя от частоты и степени неравномерности изменения момента сопротивления. — Табл. 1. Ил. 3. Библ. 2.

УДК 621.436

Зависимость температуры воды от режима работы системы охлаждения двигателя. Волчок Л.Я., Мааруф А.Х., Латорский А.Г. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 171--178.

Приведены результаты аналитического и экспериментального исследования зависимости температуры воды в системе охлаждения от расхода теплоносителей. Сделан вывод, что пере- водить автотракторные двигатели на высокотемпературное охлаждение без значительного изменения существующей системы охлаждения наиболее целесообразно за счет снижения расхода воздуха. — Табл. 1. Ил. 2. Библ. 1.

УДК 621.436.12

Моделирование температурных полей поршня тракторного дизеля. Адамов В.М., Латокурский А.Г., Шахов В.В. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 178--183.

Приведено описание метода изготовления модели поршня двигателя внутреннего сгорания из электропроводной бумаги и результаты моделирования температурных полей поршней тракторных дизелей Д-50 и Д-240. Проводится сопоставление температур, полученных моделированием, и температур, измеренных на работающем двигателе. Для двигателя Д-240 моделировалось два варианта поршня, отличающихся формой сечения. Выявлено, что при увеличении радиуса перехода внутренней поверхности поршня от днища к юбке температура днища снижается в среднем на  $15^{\circ}\text{C}$ . В то же время температура юбки под верхним маслосъемным кольцом несколько повышается. — Ил. 3. Библ. 2.

УДК 621.436.038.771

Исследование фильтрующей набивки воздухоочистителя тракторного дизеля. Шиленков В.Л. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 184--191.

Рассматриваются результаты исследований по повышению эффективности очистки воздуха инерционно-масляным воздухоочистителем за счет оптимизации параметров фильтрующей набивки. Для характеристики набивки введен новый параметр  $i$  — отношение гидравлических радиусов смежных кассет. Приведены зависимости изменения показателей воздухоочистителя от  $i$ , а также эксплуатационные и расчетные износы гильз двигателей Д-50 и Д-240, воздухоочистители которых имели средний коэффициент пропуска пыли 0,5--1,8%. — Табл.1. Ил.4. Библ.5.

УДК 621.431.73

Исследование надежности системы охлаждения двигателя трактора МТЗ-80. Глушаков В.С., Коломиец Ю.Г., Науменко В.Д. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 191--197.

Приводятся результаты исследований надежности работы системы охлаждения трактора МТЗ-80 при изменении основных параметров системы.

Определены условия возникновения нарушений циркуляции жидкости в системе, на основе применения теории и экспериментальных измерений параметров состояния пара и воды разработаны рекомендации по устранению срывов циркуляции вновь проектируемых систем охлаждения тракторных двигателей. -- Ил. 3. Библ. 4.

УДК 621.629.113.002.237

Повышение надежности и долговечности подшипников скольжения коленчатого вала тракторного дизеля. Сарапин А.Н., Савело В.А., Рапницкий Э.А. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 197--202.

Рассмотрены конструктивные мероприятия, проводимые промышленностью по повышению надежности и долговечности подшипников скольжения коленчатого вала тракторных дизелей: применяемые материалы, точность изготовления сопрягаемых деталей, влияние условий смазки.

Исследуются условия эксплуатации, являющиеся важным фактором, увеличивающим долговечность подшипников. -- Табл. 1. Библ. 3.

УДК 621.43.068.4

Влияние зазоров в клапанном механизме двигателя ГАЗ-24 на содержание окиси углерода в отработавших газах. Железко Б.Е., Пармон Р.Я. "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8, с. 202--204.

Приведены результаты экспериментального исследования влияния регулировки зазоров в механизме привода клапанов на содержание окиси углерода в отработавших газах двигателя ГАЗ-24. Даны графики зависимости содержания окиси углерода в отработавших газах от величины зазоров в клапанном механизме при работе двигателя по скоростным и нагрузочным характеристикам. -- Ил. 2.