ISSN 0134—4714

АВТОТРАКТОРО-СТРОЕНИЕ

Теория и конструирование мобильных машин

Вып. 13

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

ВЫПУСК 13

ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Минск, "Вышэйшая школа", 1979

Главный редактор
Н.Ф.Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:
А.Ф. Андреев, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Бутусов, М.С. Высоцкий, А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, В.В.Кацыгин, И.П.Ксеневич, Г.М.Кокин, А.Х.Лефаров, Г.И.Мамити, М.А. Разумовский, А.Т. Скойбеда, А.Ф. Тихонов, Р.И.Фурунжиев

Ответственный за выпуск С.Г.Луговцева

Статьи данного выпуска содержат материалы теоретических и экспериментальных исследований автомобилей, тракторов и их двигателей. Описаны методы и технические средства испытаний агрегатов автомобилей и тракторов. Рассматриваются вопросы устойчивости движения и тормозных качеств автомобилей и тракторов. Значительное место уделяется методам определения динамических характеристик систем управления и выбору оптимальных конструктивных параметров узлов и агрегатов автомобилей, тракторов и двигателей.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников заводов и научно-исследовательских лабораторий, преподавателей и аспирантов вузов.

А $\frac{31803 - 197}{М304(05) - 79}$ 110-79 3603030000

© Издательство "Вышэйшая школа", 1979.

УДК 629.113-585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич, А.В.Карпов

МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ НА АВМ

Среди большого количества типов центральных синхронизаторов особо выделяется система, в которой для разгона и замедления синхронизируемых элементов используется двигатель автомобиля в сочетании с выпускным тормозом, установленным на выхлопном коллекторе. Чтобы обеспечить работу такой системы, необходимо управлять следующими элементами трансмиссии автомобиля: сцеплением, педалью подачи топлива, заслонкой выпускного (моторного) тормоза, исполнительным механизмом коробки передач.

Результаты анализа порядка выполнения операций по управлению двигателем и трансмиссией в случае, когда двигатель автомобиля выполняет функции синхронизатора, представлены на рис. 1 в виде циклограмм. При переключении "вверх", т.е. с низшей передачи на высшую, после получения команды на переключение (конец времени t_0 на рис. 1,а) педаль подачи топлива переводится из положения, задаваемого водителем, в положение минимальной подачи. В то же время поступают команды на выключение сцепления, включение нейтрали в коробке передач и прикрытие заслонки моторного тормоза. Длительность времени срабатывания исполнительных механизмов $t'_{зап}$ определяется по сигналу от исполнительного механизма коробки передач. Как только будет получен сигнал о том, что в коробке передач включена нейтраль, включается сцепление, а педаль подачи топлива остается в положении минимальной подачи. Система сравнения определяет величину разности угловых скоростей ведущих и ведомых частей коробки передач и сравнивает ее с заданной. Длительность этого процесса определяется временем синхронизации – $t_{синхр.}$. В конце этого отрезка времени система сравнения выдает сигнал о том, что синхронизация окончена. По этому сигналу открывается заслонка моторного тормоза, включается нужная передача в трансмиссии и педаль подачи топлива возвращается в положение, задаваемое водителем. Спустя некоторое время $t''_{зап}$ процесс переключения полностью заканчивается.

При переключении "вниз", т.е. с высшей передачи на низшую, моторный тормоз в действие не вводится, а сразу после включения нейтрали в коробке передач (конец времени $t'_{зап}$ на

рис. 1,б) педаль подачи топлива переводится в положение максимальной подачи. В остальном процесс протекает аналогично переключению "вверх".

Подобные переключения необходимо выполнять и при моделировании на АВМ в схемах, моделирующих двигатель, трансмиссию автомобиля и систему управления.

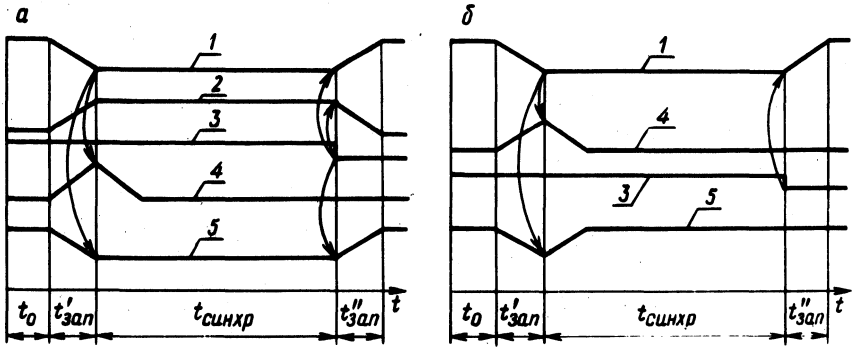


Рис. 1. Циклограммы последовательности работы элементов двигателя и трансмиссии автомобиля при переключениях:
а – с низшей передачи на высшую; б – с высшей передачи на низшую; 1 – нейтраль; 2 – моторный тормоз; 3 –система сравнения; 4 – сцепление; 5 – педаль подачи топлива.

Ниже приводится описание модели системы управления, выполняющей следующие функции:

определение знака разности частот вращения ведущих и ведомых элементов в коробке передач до переключения, т.е. определение направления переключения;

обеспечение нужной последовательности включений и выключений элементов двигателя и трансмиссии;

моделирование срабатывания исполнительных механизмов;

обеспечение необходимых блокировочных переключений;

определение абсолютной величины разности частот вращения ведущих и ведомых элементов в коробке передач, сравнение ее с заданной величиной и выдача сигнала в момент их равенства.

Общая блок-схема модели, которая набиралась на АВМ МН-14, представлена на рис. 2. Следует отметить, что в модели вводится два понятия: "нейтраль" и "передача". Если в коробке передач включена какая-либо передача, то имеется в виду, что "нейтраль" выключена, в противном случае – "нейтраль" включена. Понятие "передача" определяет, какая передача включена в данный момент. По этой команде в модели переключаются коэффициенты. По командам "педаль подачи топлива", "сце-

пление", "моторный тормоз" производится управление соответствующими элементами моделей двигателя и трансмиссии автомобиля.

Выполнение всех названных команд достгается с помощью операционных реле (ОПР), на первый вход которых подается разное для каждого опорное напряжение от задатчика опорных напряжений 1. На второй вход всех реле подается напряжение от задатчика управляющего напряжения 2. Каждое из операционных реле срабатывает тогда, когда управляющее напряжение по модулю превысит опорное. Таким образом, имеется возможность, изменяя определенным образом во времени управляющее напряжение обеспечить нужную последовательность работы всех элементов модели.

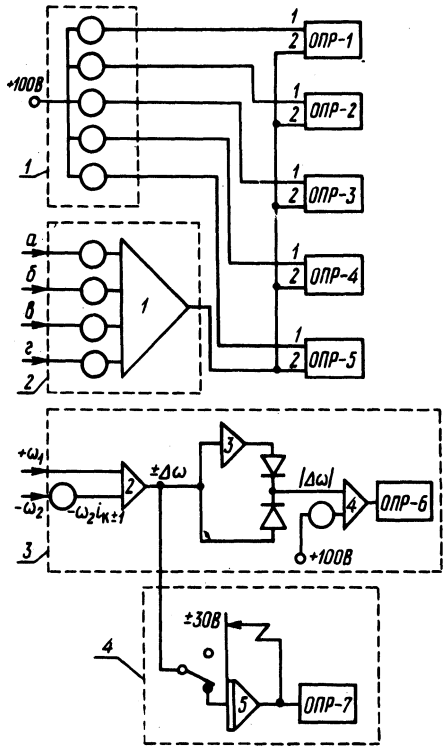


Рис. 2. Общая блок-схема электронной модели управления системой центральной синхронизации:
1 – задатчик опорных напряжений;
2 – задатчик управляющего напряжения;
3 – система сравнения; 4 - система определения направления переключения.

Управляющее напряжение меняется под действием блокировочных сигналов, обозначенных на рис. 2 буквами а,б,в,г. Это такие сигналы, как разрешение на переключение ("пуск") ; сигнал о том, что предыдущая передача выключилась; сигнал об окончании процесса синхронизации.

При таком принципе построения модели системы управления можно не только быстро, не перестраивая модель, переходить от процесса переключения "вверх" к переключению "вниз", но и исследовать работу системы по другим алгоритмам. Это может быть, например, выключение передачи без выключения сцепления или работа без моторного тормоза.

Как указывалось выше, в модель входят система сравнения 3 и система для определения направления переключения 4.

На вход сумматора 2 подается напряжение, соответствующее частоте вращения входного вала коробки передач ω_1, и напряжение, соответствующее приведенной к входному валу на включаемой передаче частоте вращения выходного вала $\omega_2{}^{i}{}_{к+1}$ с разными знаками. Абсолютное значение их алгебраической суммы подается на вход сумматора 4, сюда же подается и заданная величина $\Delta\omega$. Как только эти величины сравняются, операционное реле (ОПР-6) выдаст сигнал о том, что синхронизация окончена.

Для определения направления переключения величина $\Delta\omega$ со своим знаком с выхода сумматора 2 через нормально замкнутые контакты подается на вход интегратора 5, имеющего ограничение выходной величины. Как только начинается процесс переключения, контакты размыкаются и интегратор "запоминает" исходную величину и знак напряжения. Реле ОПР-7 производит нужные переключения в схеме модели в зависимости от знака напряжения.

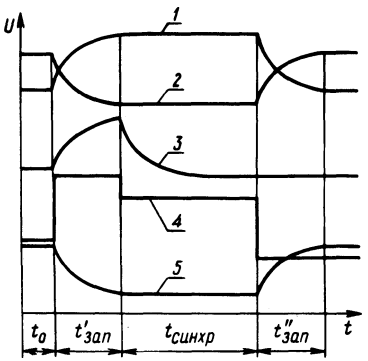


Рис 3. Образец осциллограммы последовательности работы элементов моделей двигателя и трансмиссии и сигнал управления:
1 – моторный тормоз; 2 – нейтраль; 3 – сцепление; 4 – сигнал управления; 5 – педаль подачи топлива.

На рис. 3 представлен образец осциллограммы последовательности работы элементов моделей двигателя и трансмиссии и сигнал управления для случая переключения с низшей передачи на высшую, полученной на описанной модели.

В течение времени t_o величина управляющего напряжения (сигнал "а" на рис. 2) находится на таком уровне, при котором во включенном состоянии находится только реле ОПР-4. Это соответствует движению на исходной передаче. После получения сигнала, разрешающего переключение (сигнал "б" на рис. 2), управляющее напряжение ступенчато возрастает до своего

максимума. В этом случае включаются все операционные реле. Это соответствует выключению сцепления, перемещению педали подачи топлива в положение минимальной подачи, выключению передачи и прикрытию заслонки моторного тормоза. Спустя некоторое время $t'_{зап}$, соответствующее времени срабатывания исполнительных механизмов в принятом масштабе времени, по сигналу, свидетельствующему о включении нейтрали в коробке передач (сигнал "в" на рис. 2), величина управляющего напряжения снижается настолько, что выключается только ОПР-2. Начинается процесс синхронизации при включенном сцеплении и прикрытой заслонке моторного тормоза. Когда он закончится, система сравнения выдаст сигнал "г" (рис. 2), по которому управляющее напряжение ступенчато снизится до своего минимума. Все операционные реле выключаются. По истечении времени $t''_{зап}$ модель трансмиссии автомобиля будет работать в режиме движения на высшей передаче. Процесс переключения окончен.

После отладки с помощью описанной модели решались задачи, связанные с работой двигателя внутреннего сгорания в качестве центрального синхронизатора.

УДК 629.113-597.5

П.Р.Бартош, В.П.Автушко, Н.Ф.Метлюк

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА АВМ КОРРЕКТИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Современные автопоезда оборудованы пневматическими тормозными приводами, в которых магистрали управления имеют большую длину, а суммарный объем рабочих полостей исполнительных органов достигает 10^{-2} м^3 и более. Требуемое быстродействие (в пределах 0,6 с) и синхронность работы таких систем не всегда достигаются, что отрицательно сказывается на величине тормозного пути. При запаздывании срабатывания тормозного привода прицепа при экстренном торможении происходят мощные удары в сцепках, что ведет к "складыванию" автопоезда и нередко к авариям. Поэтому проблеме повышения быстродействия пневматических тормозных приводов уделяется большое внимание.

Один из способов повышения быстродействия пневмоприводов - применение в их схемах различных видов корректирующих устройств (КУ), обеспечивающих снижение времени срабатыва-

ния тормозных систем при определенных темпах перемещения тормозной педали [1].

С целью исследования потенциальных возможностей одного из КУ, выполненного в виде гибкой положительной обратной связи в воздухораспределительном клапане прицепа, воспользуемся аналоговой вычислительной машиной (АВМ), которой особенно удобно пользоваться при аналитическом исследовании качественных переходных характеристик приводов [2].

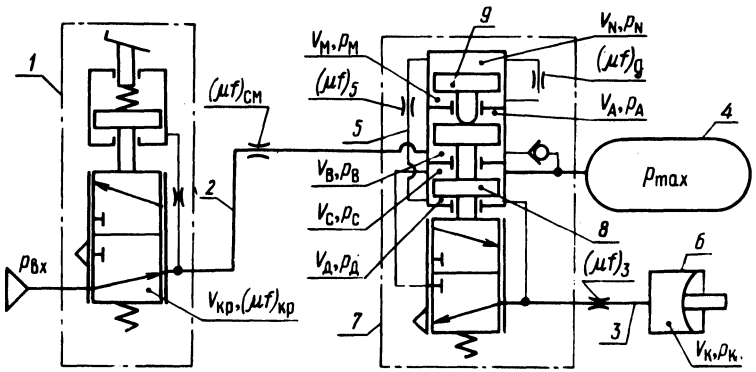


Рис. 1. Расчетная схема пневматического тормозного привода.

Исследуемый воздухораспределительный клапан, оснащенный КУ в виде гибкой положительной обратной связи, включен в тормозной привод прицепа (рис. 1). Конструктивное выполнение этого воздухораспределителя показано в работе [2].

Данное КУ в воздухораспределительном клапане 7 работает следующим образом. Когда давление в полости V_B, соединительной магистрали 2 и полости $V_{кр}$ тормозного крана 1 падает, то открывается клапан воздухораспределителя и воздух проходит из ресивера 4 через трубопровод 3 в тормозные камеры 6, которые подключены к полости $V_Д$ воздухораспределительного клапана. Одновременно сжатый воздух из полости $V_Д$ поступает по трубопроводу 5 в полость V_N и через дроссель с эффективной площадью $(\mu f)_д$ в камеру V_M.

При служебном торможении давления в полостях $V_Д$ и V_N нарастают медленно, поэтому камеры V_N и V_M заполняются сжатым воздухом почти одновременно. В этом случае поршень 9 КУ не воздействует на поршневую систему 8 воздухораспределителя 7.

При экстренном торможении давления в полостях $V_Д$ и V_N увеличиваются интенсивно. Сжатый воздух заполняет камеру

V_M с некоторой задержкой по времени. Давление в полости V_N воздействует на поршень 9, передвигая его вниз, который в свою очередь нажимает на поршневую систему 8 воздухораспределителя 7 и способствует в некотором промежутке времени быстрейшему открытию клапана воздухораспределителя на полную величину. Как только давления в полостях V_N и V_M выравниваются, поршень 9 возвращается в исходное верхнее положение и действие КУ исключается.

При исследовании переходных процессов таких пневмосистем с помощью АВМ целесообразно пользоваться при математическом описании линеаризованной газодинамической функцией расхода воздуха [1]. Математическая модель пневмоприводов, составленная с применением этой функции, как правило, не требует при наборе задачи на АВМ блоков умножения, что придает простоту блок-схеме и позволяет сравнительно легко и точно проводить необходимые исследования.

При составлении математической модели были приняты допущения: давление воздуха в ресивере не изменяется за время течения переходного процесса и равно p_{max}; давление в полости V_C воздухораспределительного клапана поддерживается постоянным и равным $p_C = p_{max}$; отсутствуют утечки в системе; температура воздуха в ресивере и в камерах пневматических аппаратов не изменяется; камеры пневмоаппаратов имеют постоянные объемы; объем полости тормозного крана не учитывается ввиду его малости; силы сопротивления движению подвижных частей воздухораспределителя приняты постоянными и равными $P_{сопр}$; воздухораспределитель имеет необходимую удельную проходимость; усилие пружины в воздухораспределителе принято постоянным и равным $P_{пр}$.

Математическая модель однопроводного привода (рис. 1), составленная с учетом этих допущений, имеет следующий вид:

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{(\mu f)_{пр}\, v_{кр}}{V_B}\left(p_{вх} - \alpha_{пр} p_B\right);$$

$$P_Д = \frac{1}{F_Д}\left(p_N F_N + p_C F_C + p_A F_A - p_M F_M - p_B F_B - P_{сопр}\right) \text{ при } p_N > \frac{1}{F_N}\left(F_M p_M + P_{пр}\right);$$

$$p_Д = \frac{1}{F_Д}\left(F_A p_A + F_C p_C - F_B p_B - P_{сопр}\right)$$

при $p_N \leq \frac{1}{F_N}(F_M p_M + P_{пр})$;

$$(\mu f)_{пр} = \frac{(\mu f)_{кр} \; (\mu f)_{см}}{\sqrt{(\mu f)^2_{кр} + (\mu f)^2_{см}}},$$

если $p_Д < p_a$, то $p_K = p_M = p_N = p_a$; если $p_Д \geq p_a$,

то $$\frac{dp_K}{dt} = \frac{(\mu f)_3 v_{кр}}{V_K}(\alpha_3 p_Д - p_K);$$

$$\frac{dp_N}{dt} = \frac{v_{кр}}{V_N}\left[(\mu f)_5 \alpha_5 p_Д + (\mu f)_д \; p_M - (\mu f)_5 p_N - (\mu f)_д \; \alpha_д \; p_N\right];$$

$$\frac{dp_M}{dt} = \frac{(\mu f)_д \; v_{кр}}{V_M}(\alpha_д \; p_N - p_M);$$

$$p_a \leq (p_N, p_M, p_B, p_Д, p_K) \leq p_{max};$$

$$p_A = p_a; \; p_C = p_{max},$$

где V_i – объем i-й камеры пневмоаппаратов привода (V_A, V_B и т.д.); p_i – давление в камере (узле); $(\mu f)_i$ –эффективная площадь трубопровода (дросселя); α_i – коэффициент аппроксимации; F_i – рабочая площадь поршня пневмоаппарата; $v_{кр}$ – критическая скорость течения воздуха.

Согласно этим уравнениям составлена блок-схема (рис. 2) и проведены исследования на АВМ переходных характеристик привода без КУ и с КУ (рис. 1).

Исследования показали, что на быстродействие привода при экстренном торможении большое влияние оказывают параметры КУ; величины эффективных площадей $(\mu f)_д$ и $(\mu f)_5$; объемы камер V_N и V_M. Так как трубопровод, сообщающий между собой $V_Д$ и V_M, имеет большую эффективную площадь $(\mu f)_5$ и оказывает незначительное сопротивление перетеканию через него воздуха, а изменение объемов V_N и V_M практически не

всегда возможно, потому что это связано с изменением размеров воздухораспределителя, то наибольшее внимание при исследовании уделялось влиянию $(\mu f)_д$ на переходные характеристики привода.

Исследования показали, что при определенных величинах V_N, V_M, $(\mu f)_д$ тормозной привод прицепа (полуприцепа) может потерять следящее действие при служебных торможениях автопоезда и любое торможение будет осуществляться как экстренное. В связи с тем, что тормозная система должна обладать высоким быстродействием при экстренном торможении и обеспечивать хорошее следящее действие на всех режимах служебного торможения и оттормаживания, проведена оценка следящего действия привода.

На основании [2] задавались времена протекания переходного процесса на выходе тормозного крана при экстренном (0,2с) и служебном (2,2 с) торможениях, причем величины давлений на входе в соединительную магистраль изменялись соответственно до максимального давления p_{max} в системе и до значения 0,5 p_{max}. В блок-схеме предусмотрены интегратор 1 (рис. 2) и сумматор 2, позволяющие получить на АВМ падение давления на входе в соединительную магистраль в заданном темпе, чем осуществлялась реализация экстренного и служебного торможений. С помощью самописца типа "endim 620. 01" записывались давления в камерах (узлах) пневмопривода. При этом давления в тормозной камере регистрировались для приводов без КУ ($p_к$) и с КУ ($p'_к$), причем величина $(\mu f)_д$ в КУ менялась. Оценка следящего действия осуществлялась по оценочному показателю ε [2] для момента протекания переходного процесса, когда давления $p_к$ и $p'_к$ имели максимальное расхождение. Величина ε определяется отношением разности давлений $p'_к - p_к$ к p_{max} в процентах и не должна превышать 15-18%.

Исследования показали, что для каждого тормозного привода прицепа необходимо определять величину дросселя (эффективную площадь $(\mu f)_д$) в КУ в зависимости от геометрических параметров привода. Для исследуемого привода (рис. 1) оптимальная величина $(\mu f)_д$ определяется с помощью блок-схемы (рис. 2) на АВМ.

Установлено, что эффект использования КУ в виде гибкой положительной обратной связи в ВРК для тормозных пневматических приводов прицепов с длинными магистралями управления выше, чем с короткими. Если приводы оборудованы такими КУ,

Рис. 2. Блок-схема для исследования на АВМ переходных характеристик тормозного привода, оснащенного КУ.

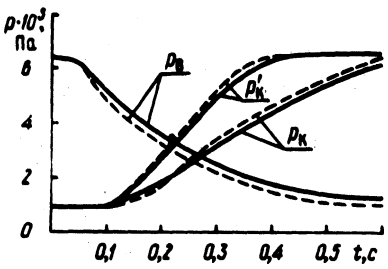


Рис. 3. Переходные характеристики тормозного привода:

——— — экспериментальные кривые;

- - - — расчетные кривые.

то быстродействие их при экстренном торможении увеличивается в 1,2–1,7 раза.

На рис. 3 показаны расчетные и экспериментальные переходные характеристики для давлений в тормозной камере ($p_к$) и в полости В воздухораспределителя ($p_В$). Эти характеристики получены при экстренном торможении автопоезда для тормозного привода прицепа (рис. 1) с $V_к = 4{,}4 \cdot 10^{-3}$ м^3, $l_{см}$ = = 18,5 м, $l_з$ = 1,5 м (Ø 14 x 1) и диаметром дросселя в КУ, $d_{др} = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$ м.

Проводилось также исследование переходных характеристик двухпроводного привода, оборудованного таким же КУ. Математическая модель и блок-схема незначительно отличаются от приведенных, поэтому в данной работе не описываются.

Выводы. 1. Разработанные математическая модель и блок-схема позволяют исследовать переходные характеристики тормозных приводов с корректирующими устройствами в виде гибкой положительной обратной связи в воздухораспределителе прицепа.

2. Аналитически установлено и экспериментально подтверждено, что корректирующее устройство в виде гибкой положительной обратной связи в воздухораспределителе значительно (в 1,2–1,7 раза) повышает быстродействие пневматического тормозного привода прицепа (полуприцепа) при экстренном торможении автопоезда и позволяет в ряде случаев решить проблему снижения времени срабатывания пневматических приводов.

Литература

1. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. – Минск, 1973. 2. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов. Канд. дис. – Минск, 1977.

УДК 629.113.001.4

Б.У.Бусел, А.И.Гришкевич, В.И.Чечик

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Авторами разработана методика расчета характеристик нагрузочного режима деталей трансмиссии, учитывающая основные возмущающие воздействия и режимы работы трансмиссии. За-

дача решается методом математического моделирования взаимосвязанной динамической системы "автомобиль – дорога – водитель" с использованием аппарата теории случайных процессов и математической статистики. Исходными данными для расчета являются конструктивные параметры автомобиля, двигателя, трансмиссии и ходовой части, характеристики условий движения и статистические параметры, определяющие процесс управления автомобиля водителями. Кроме того, задаются показатели степени кривых усталости для зубчатых колес, подшипников и валов. Процесс решения для заданных условий движения включает в себя следующие основные этапы:

расчет режима движения автомобиля;

расчет нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач;

расчет характеристик нагруженности трансмиссии на установившихся режимах;

расчет сопоставимых величин накопления усталостных повреждений в базовых деталях трансмиссии на 1 км пробега автомобиля для заданных условий движения.

1. Расчет режима движения автомобиля. Цель этого расчета – получить информацию о весовых долях характерных частных режимов нагружения трансмиссии.

В основу модели для расчета параметров режима движения положено уравнение тягового баланса автомобиля [1]. Дорога и условия движения характеризуются сопротивлением качению, продольным профилем и уровнем неровностей микропрофиля дороги, шириной проезжей части. Ограничения, накладываемые на скорость движения, обусловливаются регулированием движения (дорожные знаки, перекрестки, зоны ограниченной видимости), воздействием неровностей микропрофиля и взаимодействием автомобиля с другими единицами транспортного потока. Указанные исходные данные используются при моделировании динамики автомобиля и действий водителя по управлению (переключение передач, торможение и т.п.).

На каждом шаге решения (по пути) фиксируются: а) передача, на которой движется автомобиль; б) скорость автомобиля; в) значение среднего момента в трансмиссии.

В результате расчета и сортировки названных параметров получаем

относительные пробеги автомобиля на передачах КП S_1, S_2, ..., S_k,..., S_p;

Таблица 1

$\bar{M}$ \ v_a	v_1	...	v_i	...	v_n	
$\bar{M}_1$	p_{11}	...	p_{1i}	...	p_{1n}	$p_{\bar{M}_1}$
...	...	...	...	...	...	...
$\bar{M}_j$	p_{j1}	...	p_{ji}	...	p_{jn}	$p_{\bar{M}_j}$
...	...	...	...	...	...	...
$\bar{M}_m$	p_{m1}	...	p_{mi}	...	p_{mn}	$p_{\bar{M}_m}$
	p_{v_1}	...	p_{v_i}	...	p_{v_n}	

число включений каждой передачи на 1 км пути (отдельно при включении передачи "снизу" и "сверху") $B^н_1$, $B^н_2$,..., $B^н_к$,..., $B^н_p$, $B^в_1$, $B^в_2$,..., $B^в_к$,..., $B^в_p$;

двумерные распределения среднего момента в трансмиссии $\bar{M}$ и скорости движения автомобиля v_a на каждой из передач в виде корреляционной таблицы (табл. 1).

В табл. 1 $\bar{M}_1$,..., $\bar{M}_j$,..., $\bar{M}_m$; v_1,..., v_i,..., v_n – уровни квантования среднего момента трансмиссии, приведенные к карданному валу, и скорости автомобиля соответственно; p_{ji} – вероятность режима работы трансмиссии на k-й передаче с $\bar{M}_j$ и v_i ; $p_{\bar{M}_j}$ – вероятность режима работы трансмиссии на k-й передаче с $\bar{M}_j$; p_{v_i} – вероятность режима работы трансмиссии на k -й передаче с v_i .

$$\sum_{i=1}^{n} p_{ji} = p_{\bar{M}_j}; \quad \sum_{j=1}^{m} p_{ji} = p_{v_i}; \quad \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} p_{ji} = 1.$$

2. Расчет нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач. Выделение режимов переключения передач в качестве отдельной составляющей нагрузочного

режима связано с тем, что уровень нагруженности трансмиссии на этих режимах высокий и, несмотря на то что доля таких режимов в общем пробеге автомобиля невелика, накопление усталостных повреждений в деталях трансимиссии на них значительно. Характер нагружения на рассматриваемых режимах практически одинаков для основных звеньев трансмиссии.

Исследования показали, что процесс нагружения трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач при заданных конструктивных параметрах автомобиля определяется в основном временем полного включения сцепления $t_{сц}$ и моментом сопротивления движению M_c. Особенность предложенной расчетной модели в том, что в ней величины $t_{сц}$ и M_c рассматриваются как случайные, описываемые определенными распределениями. Более подробно математическая модель для расчета нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передачи описана в [2].

Распределение момента в трансмиссии $M_{тр}$ при включении k-й передачи (отдельно "снизу" и "сверху") определяется в результате суммирования распределений $M_{тр}^{ij}$ для конкретных значений $t_{сц}^{i}$ и M_c^{j} из области изменения $t_{сц}$ и M_c с учетом весовых значений каждого сочетания. Полученные распределения совместно с информацией о числе включений каждой передачи позволяют рассчитать распределение момента в трансмиссии для режимов переключения передач $M_{тр}^{n}$.

3. Расчет характеристик нагруженности трансмиссии на установившихся режимах. В качестве исходных данных используются относительные пробеги на передачах и двумерные распределения среднего момента в трансмиссии и скорости движения автомобиля. В математической модели принято, что динамическое нагружение трансмиссии осуществляется совместным воздействием неравномерности работы двигателя и микронеровностей дороги. При этом предполагается, что распределение момента в звеньях трансмиссии от суммарного воздействия этих источников для выбранного значения среднего момента $\overline{M}_j$ из корреляционной таблицы подчинено нормальному закону с математическим ожиданием $\overline{M}_j$. Последовательность расчета для k-й передачи следующая:

3.1. Задается значение среднего момента $\overline{M}_j$ из корреляционной таблицы.

3.2. Для этого значения $\overline{M}_j$ вычисляется распределение скоростей движения автомобиля v_i

$$p^j_{v_1} = \frac{p_{j1}}{p_{\overline{M}_j}}, \ldots, p^j_{v_i} = \frac{p_{ji}}{p_{\overline{M}_j}}, \ldots, p^j_{v_n} = \frac{p_{jn}}{p_{\overline{M}_j}}. \qquad (1)$$

3.3. Для каждой скорости движения автомобиля v_i рассчитываются:

а) дисперсия колебаний момента от всех k мажорных гармоник кривой суммарного индикаторного момента двигателя $\sum_k D^1_{двi}$ на следующих звеньях трансмиссии: демпфере сцепления, коробке передач, карданном валу, полуосях. В основу этого расчета положено нахождение передаточных функций от двигателя к выбранным звеньям трансмиссии линеаризованной динамической системы машинного агрегата автомобиля по методике, изложенной в [3]. Величины $\sum_k D^1_{двi}$ определяются номером включенной передачи, значением среднего момента $\overline{M}_j$ и скоростью движения v_i. При этом от номера включенной передачи зависят параметры расчетной динамической системы, $\overline{M}_j$ определяет среднее индикаторное давление двигателя $\overline{p}_i$ (амплитуды гармоник от газовых сил пропорциональны $\overline{p}_i$ [4]), по значению v_i находится соответствующая частота вращения двигателя $n_д$ ($n_д$ определяет частоты, при которых вычисляются значения передаточных функций, кроме того, амплитуды гармоник от инерционных сил пропорциональны $n^2_д$ [4]).

На этом этапе вычисляются также дисперсии первой и второй производной процесса колебаний момента, вызванных неравномерной работой двигателя $\sum_k D^1_{двi}\omega^2_k$, $\sum_k D^1_{двi}\omega^4_k$;

б) дисперсия и дисперсия первой и второй производной процесса колебаний момента от воздействия дорожных микронеровностей. При этом используется методика расчета спектральных плотностей колебаний момента, изложенная в [5]:

$$D^{дор}_i = \sum_0^{\omega_{max}} S_M(\omega)\Delta\omega;$$
$$\dot{D}^{дор}_i = \sum_0^{\omega_{max}} S_M(\omega)\,\omega^2\Delta\omega; \qquad (2)$$
$$\ddot{D}^{дор}_i = \sum_0^{\omega_{max}} S_M(\omega)\,\omega^4\Delta\omega.$$

Эти величины приняты равными для основных звеньев трансмиссии и для конкретного автомобиля при движении по дороге

с заданной спектральной плотностью микропрофиля, определяются номером включенной передачи и скоростью движения v_i ;

в) общая дисперсия и дисперсия первой и второй производной процесса колебаний момента на каждом из выбранных звеньев трансмиссии для скорости v_i . При этом предполагается отсутствие корреляционной связи между колебаниями, возникающими вследствие неравномерной работы двигателя, и колебаниями, возбуждаемыми дорожными микронеровностями,

$$D_i^l = \sum_k D_{\text{дв}i}^l + D_i^{\text{дор}} ;$$

$$\dot{D}_i^l = \sum_k D_{\text{дв}i}^l \omega_k^2 + \dot{D}_i^{\text{дор}} ; \qquad (3)$$

$$\ddot{D}_i^l = \sum_k D_{\text{дв}i}^l \omega_k^4 + \ddot{D}_i^{\text{дор}} .$$

3.4 Полученные в п. 3.3. величины суммируются с учетом весовых долей каждой скорости при выбранном значении $\overline{M}_j$:

$$D_j^l = \sum_{i=1}^{n} p_{v_i}^j D_i^l ;$$

$$\dot{D}_j^l = \sum_{i=1}^{n} p_{v_i}^j \dot{D}_i^l ; \qquad (4)$$

$$\ddot{D}_j^l = \sum_{i=1}^{n} p_{v_i}^j \ddot{D}_i^l .$$

3.5. Величины D_j^l , $\dot{D}_j^l$, $\ddot{D}_j^l$ позволяют рассчитать следующие характеристики спектра процесса колебаний момента для выбранных звеньев трансмиссии [6]:

а) среднее квадратическое отклонение $\sigma_j^l = \sqrt{D_j^l}$; (5)

б) эффективную частоту $\omega_{ej}^l = \sqrt{\dfrac{\dot{D}_j^l}{D_j^l}}$; (6)

в) параметр широкополостности $\beta_j^l = \dfrac{\sqrt{\ddot{D}_j^l D_j^l}}{\dot{D}_j^l}$. (7)

3.6. Расчет числа максимумов процесса на 1 км пробега автомобиля

$$N^{j}_{max} = \frac{1000}{2\pi v^{j}_{cp}} \beta^{1}_{j} \omega^{1}_{ej} . \qquad (8)$$

Здесь v^{j}_{cp} – средняя скорость движения автомобиля при выбранном значении $\overline{M}_{j}$.

$$v^{j}_{cp} = \sum_{i=1}^{n} p^{j}_{v_i} v_i . \qquad (9)$$

Вычисления по пунктам 3.1–3.6 выполняются для всех $\overline{M}_{j}$ из табл. 1.

3.7. Расчет распределений момента на выбранных звеньях трансмиссии для k-й передачи

$$f^{1}_{k}(M) = \sum_{j=1}^{m} p_{\overline{M}_j} f^{1}_{j}(M) . \qquad (10)$$

Здесь M – текущее значение момента;

$$f^{1}_{j}(M) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma^{1}_{j}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{M - \overline{M}j}{\sigma^{1}_{j}}\right)^{2}} \qquad (11)$$

В эти распределения включаются распределение момента при включении k-й передачи для режимов переключения передач (разд. 2).

Аналогично рассчитываются распределения момента на других передачах.

Распределение для заданных условий движения определяется по выражению

$$f^{1}(M) = \sum_{k=1}^{p} f^{1}_{k}(M) S_k . \qquad (12)$$

4. Расчет сопоставимых величин накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии на 1 км пробега автомобиля. В основу этого расчета положена линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений. Принципы расчета сопоставимых величин накопления усталостных повреждений для основных деталей трансмиссии следующие.

Для зубчатых колес и подшипников действующее напряжение пропорционально крутящему моменту в соответствующем звене

трансмиссии. Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений рассчитываются по формулам:

для зубчатых колес

$$R_1^{ш} = N_ц \sum_{M^y}^{M^{max}} M^m f^1(M) \Delta M \qquad (13)$$

Здесь M^y – уровень момента, соответствующий минимальным напряжениям, которые оказывают повреждающее воздействие на деталь: m – показатель степени кривой усталости; $N_ц$ – число циклов нагружения на 1 км пробега автомобиля; ΔM – шаг счета.

$N_ц$ вычисляется по выражению

$$N_ц = \frac{1000}{2\pi r_к} a i_з , \qquad (14)$$

где $r_к$ – радиус качения ведущих колес автомобиля, м; a – число циклов нагружения зуба в течение одного оборота зубчатого колеса; $i_з$ – передаточное число от вала зубчатого колеса к ведущим колесам автомобиля;

для подшипников

$$R_1^n = \sum_{M_{min}}^{M^{max}} |M|^m f(M) \Delta M . \qquad (15)$$

Для валов сопоставимые величины накопления усталостных повреждений определяются при каждом $\overline{M}_j$. В качестве величины, пропорциональной повреждающим напряжениям, используются максимумы процесса колебания момента M_{max} с учетом асимметрии нагружения. Распределение максимума рассчитывается по формуле Райса [6].

$$p(M_{max})_j^1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\beta_j^1 \sigma_j^1} \left\{ \sqrt{(\beta_j^1)^2 - 1} \exp\left[-\frac{(\beta_j^1)^2 (M_{max} - \psi \overline{M}_j)^2}{2(\beta_j^1 - 1)(\sigma_j^1)^2} \right] + \right.$$

$$\left. + \sqrt{2\pi} \frac{(M_{max} - \psi \overline{M}_j)}{\sigma_j^1} \exp\left(-\frac{(M_{max} - \psi \overline{M}_j)^2}{2(\sigma_j^1)^2}\right) \Phi\left(\frac{M_{max} - \psi \overline{M}_j}{\sqrt{(\beta_j^1)^2 - 1}\,\sigma_j^1}\right) \right\}, \qquad (16)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий асимметрию нагружения; Φ – интегральная функция Лапласа.

Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений при $\overline{M}_j$ на 1 км пробега рассчитываются по выражению

$$R_1^{jв}=N_{max}^j \sum_{M^у}^{M_{max}^{max}} M_{max}^m p(M_{max})_j^1 \Delta M_{max}. \qquad (17)$$

Здесь ΔM_{max} – шаг вычислений по выражению (16). Для k-й передачи

$$R_1^{kв} = \sum_{j=1}^{m} p_{\overline{M}_j} R_1^{jв}. \qquad (18)$$

Для заданных условий движения

$$R_1^{в} = \sum_{k=1}^{p} R_1^{kв} S_k. \qquad (19)$$

Для выполнения всей приведенной выше последовательности расчетов разработан комплекс программ для ЭЦВМ на Фортране.

Расчеты по программам выполняются для всех характерных режимов эксплуатации автомобиля и затем, исходя из распределения общего пробега по видам дорог и условий движения, определяются обобщенные значения сопоставимых величин накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии на 1 км пробега автомобиля. Эти величины могут быть использованы для оценки эксплуатационной долговечности деталей трансмиссии.

Литература

1. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. – Минск, 1975. 2. Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика определения характеристик нагруженности трансмиссии автомобиля на режимах трогания с места и переключения передач. – Реферативный журнал "Автомобильный и городской транспорт", – М., 1977, №9. 3. Гришкевич А.И., Альгин В.Б., Чечик В.И. Нагрузки в трансмиссии автомобиля от неравномерной работы двигателя внутреннего сгорания. – В сб.: Автотракторостроение. – Минск, 1976, вып. 8. 4. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М., 1970. 5. Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Безверхий С.Ф. Инженерная методика расчета нагруженности трансмиссии при движении авто-

мобиля по неровной дороге. – В сб.: Автотракторостроение. – Минск, 1976, вып. 8. 6. Болотин В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. – М., 1971.

УДК 629.113

Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Л.Е.Лаптев, А.К.Дручинин

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЕЙ

Современные требования эргономики обусловили два направления в создании тормозных гидроприводов легковых и малых грузовых автомобилей:

1) сочетание энергии водителя с энергией другого источника, например двигателя, которая используется посредством различного рода усилителей;

2) рациональное использование только энергии водителя, что характерно для гидроприводов с переменным передаточным отношением (ППО).

В результате развития первого направления широкое применение получили гидроприводы с вакуумным усилителем. Однако они не в состоянии полностью удовлетворить современным требованиям. В работе [1] представлен гидропривод с ППО, который обладает потенциальными возможностями удовлетворения этим требованиям, а исследованиями [2, 3] установлена его практическая работоспособность.

Поскольку гидропривод с ППО не является источником энергии, а лишь перераспределяет параметры энергозатрат, необходимо рассмотреть вопрос целесообразности применения этого привода в тормозных системах автомобилей с точки зрения энергозатрат водителя при торможении. В связи с чем требуется установить количественную оценку затрат энергии на торможение, обусловливаемых применяемыми гидравлическими тормозными системами, и сравнить их с допускаемыми требованиями стандартов и эргономики.

Величину энергозатрат, допускаемых стандартами и эргономикой, в первом приближении можно установить из следующих данных. Максимально допустимый ход тормозной педали составляет для легковых автомобилей – 150 мм, для грузовых – 180

мм. Согласно эксплуатационным требованиям, тормозная система считается исправной, если эффективное торможение достигается при ходе педали, не превышающем 2/3 максимального. Исходя из этого, при определении допустимых энергозатрат принят ход педали: для легковых автомобилей – 100 мм, для грузовых – 120 мм. Согласно требованиям стандартов, усилие на педали допускается в пределах 15...50 кгс для легковых и и 20...70 кгс для грузовых автомобилей и автобусов. Принимая в первом приближении линейную зависимость нарастания усилия на педали от ее хода, находим, что допустимые энергозатраты водителя на торможение составляют: для легковых автомобилей около 0,325 Н·м, для грузовых и автобусов – 0,54 Н·м.

Количественную оценку энергозатрат при торможении, обусловливаемых применяемыми тормозными системами, можно установить, используя характеристику тормозных механизмов по усилию, которая представляет собой нелинейную зависимость усилия Q от суммарного перемещения поршней колесных цилиндров [4]. Для решения задач по оценке энергозатрат на торможение удобно использовать комплексную характеристику, в которой перемещение z поршней колесных цилиндров учитывает приведенную к поршню податливость тормозного механизма и податливость элементов гидравлической цепи, приходящейся на этот тормозной механизм. Указанные характеристики из-за сложности происходящих процессов и большого количества влияющих на них факторов можно определять экспериментально. В настоящее время в литературе отсутствуют данные по таким характеристикам для основных марок отечественных автомобилей. Нами были экспериментально определены комплексные характеристики Q (z) для ряда автомобилей с гидроприводом тормозов (рис. 1).

Полученные характеристики аппроксимировались:

а) для барабанных тормозных механизмов автомобилей ГАЗ-53, ГАЗ-24, ГАЗ-66, МЗМА-412, автопогрузчика модели 4014 и дисковых тормозных механизмов автомобилей ВАЗ-2101 линейно-параболической функцией с тремя участками – линейным, параболическим и линейным

$$Q(z) = \begin{cases} c_1 z & \text{при } 0 < z \le z_1; \\ c_1 z_1 + c_2 (z - z_1)^2 & \text{при } z_1 < z \le z_2; \\ c_1 z_1 + c_2 (z_2 - z_1)^2 + c_3 (z - z_2) & \text{при } z_2 < z \le z_{max}; \end{cases} \qquad (1)$$

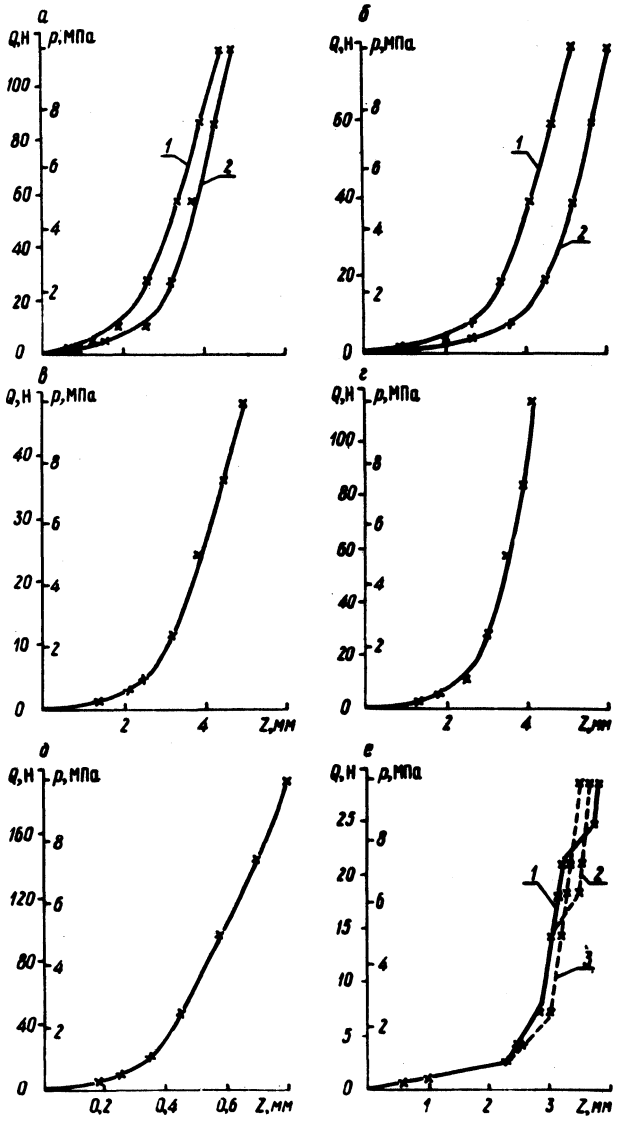


Рис. 1. Комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов различных типов автомобилей:

а — задние механизмы ГАЗ-53 (1 — неприработавшиеся, 2 — приработавшиеся) ; б — задние механизмы ГАЗ- 24 (кривая 1) и ГАЗ-66 (кривая 2) ; в - задние механизмы МЗМА-412; г — задние механизмы автопогрузчика модели 4014; д — передние механизмы (дисковые) ВАЗ-2101; е — задние механизмы (барабанные) ВАЗ-2101 (1 — с нагрузкой 22 Н, 2 — без нагрузки, 3 — кузов поднят) .

б) для барабанных тормозных механизмов автомобилей ВАЗ-2101 кусочно-линейной функцией с тремя линейными участками

$$Q(z)=\begin{cases} c_1 z & \text{при } 0<z\le z_1; \\ c_1 z_1+c_2(z-z_1) & \text{при } z_1<z\le z_2; \\ c_1 z_1+c_2(z_2-z_1)+c_3(z-z_2) & \text{при } z_2<z\le z_{max}; \end{cases} \qquad (2)$$

где $Q(z)$ – усилие, приложенное к поршням рабочего тормозного цилиндра (РТЦ); z_i – перемещение поршней на соответствующих участках; c_i – жесткости этих участков.

Значения параметров z_i и c_i, полученных на основании экспериментальных зависимостей $Q(z)$ для различных тормозных механизмов автомобилей с гидроприводом, приведены в табл. 1.

Следует отметить, что полученные характеристики не могут быть использованы при исследовании влияния параметров гидропривода (длины и диаметра магистрали, параметров шлангов и цилиндров) на динамику тормозного привода. В этом случае необходимо иметь отдельные зависимости, которые дифференцированно учитывают податливость элементов гидроцепи и тор-

Таблица 1. Значения параметров c_i и z_i для комплексных характеристик $Q(z)$

Марка автомобиля, тип и состояние тормозных механизмов	c_1, Н/мм	c_2, Н/мм^2	c_3, Н/мм	z_1, Н/мм	z_2, мм	z_{max}, мм
ГАЗ-53, БН	4,5	13,7	54,5	1,3	3,3	4,4
ГАЗ-53, БП	3,5	27,5	54,5	2,2	3,2	4,7
ГАЗ-66, БП	1,5	4,7	38,0	2,6	4,6	6,1
ГАЗ-24, БП	1,75	7,7	32,0	2,0	3,3	5,3
МЗМА-412, БП	1,06	7,6	20,2	2,0	3,2	5,0
Автопогрузчик 4014, БП	3,15	15,8	11,3	2,2	3,2	4,7
ВАЗ-2101, ДП	31,7	1085	378	0,25	0,41	0,80
ВАЗ-2101, БП	1,23	8,2	28,0	2,3	2,75	3,55

Примечание. БН – барабанные неприработавшиеся; БП – барабанные приработавшиеся; ДП – дисковые приработавшиеся.

мозного механизма [4]. Кроме того, эти характеристики получены только для режима торможения и не могут применяться при исследовании циклического режима работы тормозной системы (при наличии противоблокировочных устройств).

Энергозатраты водителя на торможение (без учета усилителя) определяются так:

$$A = \int_{z_i}^{z_{i+1}} Q(z)\, dz ,$$

где z_i и z_{i+1} – начало и конец i-го участка характеристики $Q(z)$.

Интегрируя на каждом участке зависимости $Q(z)$, найдем энергозатраты на торможение. В табл. 2 приведены рассчитанные с использованием зависимостей (1) – (3) значения энергозатрат по участкам A_i и общих энергозатрат на торможение A с учетом количества тормозных механизмов, а также их

Таблица 2. Распределение энергозатрат и величин выбираемых зазоров по участкам характеристики тормозных механизмов для различных автомобилей

Параметры	ГАЗ-53	ГАЗ-66	ГАЗ-24	МЗМА-412	ВАЗ-2101		
					для автомобиля	дисковые	барабанные
A, Н·м	0,525	0,370	0,340	0,260	0,140	0,093	0,047
A_1, Н·м	0,036	0,021	0,016	0,010	0,008	0,002	0,006
δ_{A_1},%	7	6	5	4	6	2	13
A_2, Н·м	0,064	0,049	0,044	0,030	0,018	0,011	0,004
δ_{A_2},%	12	13	13	11	13	12	9
A_3, Н·м	0,425	0,300	0,280	0,220	0,114	0,080	0,037
δ_{A_3},%	81	81	82	85	81	86	78
δ_{z_1} %	47	42	38	40	45	31	65
δ_{z_2} %	21	33	25	24	17	20	13
δ_{z_3} %	32	25	37	36	38	49	22

относительные величины δ_{A_i} в процентах. Здесь же приведены относительные длины в процентах δ_{z_i} участков.

Из приведенных результатов расчета видно, что на первый и второй участки характеристик $Q(z)$ приходится около 70% перемещения педали и менее 20% энергозатрат, а на третий участок – около 30% хода педали и свыше 80% энергозатрат. Для легковых автомобилей энергозатраты на торможение составляют 0,2...0,37 Н·м, а для ГАЗ-53 и автопогрузчика модели 4014 – около 0,525 Н·м. Сравнение этих энергозатрат с допустимыми показывает, что по энергозатратам гидравлические тормозные системы легковых и малых грузовых автомобилей удовлетворяют требованиям стандартов.

Рассмотрим количественную сторону параметров энергозатрат (усилие и ход педали) в приводах без усилителей. В табл.

Таблица 3. Характеристики тормозных гидроприводов автомобилей

Параметры	ГАЗ-53	ГАЗ-66	ГАЗ-24	МЗМА-412	ВАЗ-2101
Площадь поршня ГТЦ, м^2	$8{,}04\cdot10^{-4}$	$8{,}04\cdot10^{-4}$	$8{,}04\cdot10^{-4}$	$4{,}91\cdot10^{-4}$	$2{,}84\cdot10^{-4}$
Усилие на поршне в конце участков, Н					
1-го	5,6	4,0	4,0	2,5	3,0
2-го	20,1	20,1	20,1	12,3	5,6
3-го	80,4	80,4	80,4	49,1	28,4
Усилие на педали в конце участков, Н					
1-го	1,0	0,80	0,80	0,55	0,65
2-го	3,6	4,0	4,0	2,67	1,22
3-го	20,3	17,5	17,5	10,7	6,2
Допустимое усилие на педали, Н	7,0	5,0	5,0	5,0	3,5
Необходимое передаточное отношение привода на 3-м участке	2,9	3,5	3,5	2,1	1,8

3 приведены расчетные значения усилия на педали в конце каждого участка характеристики Q (z), подсчитанные по формуле

$$P_п = F\, p_{max}/i_{пп} \qquad (4)$$

где $P_п$ – усилие на педали; p_{max} – давление в тормозной системе, обеспечивающее юз колес на дороге с коэффициентом сцепления 0,8 (при расчете принято равным 10 МПа); F – площадь поршня главного тормозного цилиндра; $i_{пп}$ – передаточное отношение рычага педального привода.

Анализ этих данных показывает, что по усилиям на педали тормозные системы на первом и втором участках характеристик Q (z) удовлетворяют требованиям стандартов, а на третьем участке в несколько раз превосходят допустимые. В то же время при торможении практически используется только половина хода педали. Следовательно, чтобы системы удовлетворяли требованиям стандартов, необходимо на третьем участке увеличить передаточное отношение привода в $i_п$ раз, оставив на первом и втором участках его неизменным. Это можно осуществить посредством гидропривода с ППО.

Таким образом, с точки зрения энергозатрат водителя на торможение представляется целесообразным применять гидропривод с ППО в гидравлических тормозных системах легковых и малых грузовых автомобилей.

Литература

1. Лаптев Л.Е. Современные требования к приводам тормозных систем автомобилей и пути их реализации. – Труды Фрунз. политехн. ин-та. – Фрунзе, 1973, вып. 61. 2. Лаптев Л.Е., Дручинин А.К. О выборе оптимальных параметров тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением. – Труды Фрунз. политехн. ин-та. – Фрунзе, 1975, вып. 85. 3. Дручинин А.К., Лаптев Л.Е. О работе тормозного гидропривода с переменным передаточным отношением при различной интенсивности приложения нагрузки к педали. – Там. же. 4. Автушко В.П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов. Канд.дис. – Минск, 1972.

УДК 629.113/117

Л.А.Молибошко

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

На трансмиссию автомобиля, которую можно представить в виде динамической системы, действует ряд возмущений: со стороны дороги, двигателя, водителя и т.д. В результате в трансмиссии возникают переменные нагрузки различной частоты. Поскольку частотный спектр возмущений весьма широк, то для их компенсации применяют различные конструктивные мероприятия.

Нагрузки от воздействия макропрофиля дороги низкочастотны и в трансмиссии при этом не возникают заметные колебания масс, т.е. эти нагрузки можно считать статическими. Они практически не зависят от параметров динамической системы. Наличие микронеровностей поверхности дороги (микропрофиль дороги) вызывает колебания масс трансмиссии и как следствие переменные нагрузки в упругих звеньях трансмиссии (в частотном диапазоне 1...20 Гц). Величины этих нагрузок зависят не только от микропрофиля дороги и скорости движения автомобиля, но и от параметров динамической системы.

Нагрузки, возникающие вследствие неравномерной работы двигателя, относятся к высокочастотным. Они накладываются на низкочастотные и обычно компенсируются установкой демпферов.

Нагрузки от воздействия водителя на органы управления являются для трансмиссии, в основном, статическими. Исключение составляет режим интенсивного трогания с места при резком отпускании педали сцепления. Однако такие случаи, во-первых, достаточно редки и, во-вторых, принятие соответствующих конструктивных мероприятий практически устраняет эти нагрузки.

Таким образом, переменные нагрузки в трансмиссии, связанные с колебаниями масс системы, обусловлены в основном микропрофилем дороги. При проектировании автомобиля следует выбрать такие параметры трансмиссии, чтобы получить наиболее благоприятный с точки зрения долговечности деталей спектр этих нагрузок.

Совершенство конструкции при этом целесообразно оценивать критерием, который должен учитывать дорожные условия работы автомобиля, его пробег на различных передачах, величины эквивалентных напряжений в деталях и их дисперсию, т.е.

критерий должен учитывать факторы, влияющие на долговечность работы деталей, Кроме того, желательно, чтобы этот оценочный критерий не зависел от размерностей деталей, следовательно, в него не должны входить в прямом виде значения напряжений.

С учетом сказанного предлагается оценивать динамическую систему трансмиссии следующим критерием:

$$K = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{t} \delta_i a_j \int_{\omega_0}^{\omega_M} S_{ij}^{0,5m} \, \omega \, d\omega . \qquad (1)$$

Коэффициент δ_i определяет относительный ресурс работы трансмиссии на i-й передаче, а коэффициент a_j – пробег автомобиля по определенному типу дороги. Значения коэффициентов δ_i можно найти согласно рекомендациям по выбору нагрузочного режима трансмиссии автомобиля [1, 2]. Для этой цели необходимо в первую очередь знать пробег автомобиля на различных передачах.

Распределение пробега в процентах по передачам для грузовых автомобилей общего назначения (типа МАЗ-500) приведено в табл. 1 и принято на основании обработки и анализа литературных данных [1...4].

В этой же таблице указаны рассчитанные по методике [2] эквивалентные пробеги зубчатых колес трансмиссии $S_{эк}$ и $S_{эп}$, работающих на всех передачах. Расчеты показывают (а опытные данные подтверждают), что долговечность трансмиссии, как правило, лимитируется контактными напряжениями. В связи с этим при оценке динамической системы трансмиссии коэффици -

Таблица 1. Распределение эквивалентного пробега для грузовых автомобилей

Пробег	Передачи				
	I	II	III	IУ	У
$S_{эк} \cdot 10^3$, км	33,5	111	72,0	63,8	67,8
$S_{эп} \cdot 10^3$, км	9,5	1,2	0,02	0,0007	0,0002
δ_i, %	9,6	31,9	20,7	18,3	19,5
Пробег, %	0,5	3,5	10	30	56

ент δ_i (в процентах) рассчитан на основании значений пробега $S_{эк}$ исходя из контактных напряжений, а показатель $m = 3$ в формуле (1).

Для нахождения коэффициентов a_j использованы ГОСТ - - 6875-54 и ОН 025 318-68, определяющие распределение пробега автомобилей и прицепов по дорогам различного типа при проверке прочности, надежности и износостойкости агрегатов и деталей в пределах пробегов длительных испытаний. На основании этих материалов в табл. 2 приведено принятое распределение в процентах пробега a_j автомобиля по различным дорогам. Там же в скобках указана средняя скорость движения, принятая с учетом рекомендаций.

Спектральные плотности моментов S_{ij} в упругих звеньях трансмиссии при известной спектральной плотности S_ψ момента сопротивления движению равны

$$S_{ij} = S_\psi W_i^2 , \qquad (2)$$

где W_i^2 - квадрат модуля амплитудной частотной характеристики (АЧХ) между дорогой и упругим звеном трансмиссии на i-й передаче.

Таблица 2. Распределение пробега автомобилей по дорогам

Категория дороги	Передачи				
	I	II	III	IУ	У
Дороги I, II и III категорий с асфальтобетонным покрытием	-	-	-	10(12,5)	40(17)
Булыжник или щебенка в удовлетворительном состоянии	-	-	2,5(7)	10(12,5)	10(17)
Булыжник или щебенка в разбитом состоянии	-	1,5(4)	3,5(5,3)	-	-
Грунтовые дороги (неровные, с камнями и ухабами)	0,5(2)	-	-	-	-
Городские условия	-	-	-	4(12,5)	6(17)
Грунтовые дороги (в удовлетворительном состоянии)	-	2(4)	4(7)	6(12,5)	-

В дальнейших расчетах принято, что $S_\varphi = S_\alpha$, где S_α – спектральная плотность дорожных уклонов,

$$S_\alpha = \omega^2 S_q . \qquad (3)$$

Спектральные плотности высот неровностей S_q микропрофиля дороги представляют собой убывающую функцию, которую можно представить в виде

$$S_q = \frac{b_o}{V\omega^2} \frac{\omega^2+b_1^2V^2}{\omega^2+b_2^2V^2} \frac{\omega^2+b_3^2V^2}{\omega^2+b_4^2V^2} , \qquad (4)$$

где b_i – коэффициенты, зависящие от типа дороги; обычно задаются для единичной скорости движения $V = 1$ м/с.

Следовательно,

$$S_\alpha = \frac{b_o}{V} \frac{\omega^2+b_1^2V^2}{\omega^2+b_2^2V^2} \frac{\omega^2+b_3^2V^2}{\omega^2+b_4^2V^2} . \qquad (5)$$

Значения коэффициентов b_i для различных дорог приведены в литературе, например [5].

Для определения АЧХ в качестве расчетной принята трехмассовая динамическая система [6], к массе I_2 которой (колеса автомобиля) приложена переменная составляющая момента сил сопротивления M_φ. Ее параметры целесообразно привести к карданному валу. В этом случае на разных передачах изменяется только момент инерции двигателя J_1

$$J_1 = J_{10} / i^2_{кп} ,$$

где J_{10} – собственный момент инерции двигателя; $i_{кп}$ – передаточное число коробки передач.

Расчет оценочного критерия К в рассматриваемом частотном диапазоне по трехмассовой и по более сложным динамическим системам приводит практически к одному результату. Это связано с тем, что и квадрат модуля АЧХ, и спектральная плотность момента сопротивления движению с увеличением частоты ω представляют собой убывающие функции.

Анализ слагаемых, входящих в оценочный коэффициент (1), показывает, что в расчет можно принимать только члены, соответствующие трем низшим передачам, так как сумма остальных членов не превышает 5% от общей суммы.

Для расчета квадратов модулей АЧХ трансмиссии автомобиля на различных передачах удобно воспользоваться зависимостями, приведенными в работе [7].

После подстановки численных значений и простейших преобразований оценочный критерий для автомобилей типа МАЗ-500 принимает вид

$$K=h(7{,}2\int_{\omega_o}^{\omega_м}(W_1^2)^{1,5}dx+0{,}62\int_{\omega_o}^{\omega_м}(\frac{x+1600}{x+64}W_2^2)^{1,5}\cdot dx+$$

$$+0{,}056\int_{\omega_o}^{\omega_м}(\frac{x+400}{x+2{,}56}W_2^2)^{1,5}dx+1{,}54\int_{\omega_o}^{\omega_м}(\frac{x+5}{x+0{,}5}\cdot\frac{x+1225}{x+19600}W_3^2)^{1,5}\times$$

$$\times dx+0{,}61\int_{\omega_o}^{\omega_м}(\frac{x+2809}{x+112{,}4}W_3^2)^{1,5}dx+0{,}031\int_{\omega_o}^{\omega_м}(\frac{x+1225}{x+7{,}84}W_3^2)^{1,5}dx);$$

$$x=\omega^2, \qquad (6)$$

где ω_o и $\omega_м$ – нижняя и верхняя границы рассматриваемого частотного диапазона; h – коэффициент пропорциональности.

Для получения оптимального спектра нагрузок на деталях трансмиссии следует выбрать параметры системы таким образом, чтобы обеспечить минимум оценочного критерия K (конечно, с учетом наложенных ограничений на диапазон изменяемых параметров). На рис. 1 показана блок-схема решения поставленной задачи с помощью ЦВМ.

После пуска и ввода исходных данных машина начинает работать в цикле. При этом вычисляется некоторое значение K_i, счетчик циклов j увеличивается на единицу и осуществляется проверка, не превышает ли j заданного числа шагов поиска $j_м$. В зависимости от результатов проверки ЦВМ переходит к окончанию выполнения программы или к проверке условия $K_i < K_{i-1}$. При соблюдении этого условия последующее значение K_i присваивается предыдущему K_{i-1}, а счетчик циклов приравнивается нулю. После этого машина печатает полученное значение K_i и соответствующие значения параметров системы. Затем ЦВМ переходит к определению новых значений варьируемых параметров и цикл повторяется снова. Если шаг был неудачен, то машина сразу после проверки условия $K_i < K_{i-1}$ переходит к нахождению новых значений варьируемых параметров.

При выполнении первого цикла находится первое значение K_1, которое сравнивается с начальным $K_н$, вводимым вместе с исходными данными. При необходимости печати K_1 принимается $K_н >> K_1$.

В ходе решения задачи было принято случайное изменение варьируемых параметров с законом распределения, близким к нормальному. Для этого был реализован алгоритм генерирования случайных (точнее, псевдослучайных) чисел. Известно много таких алгоритмов [8].

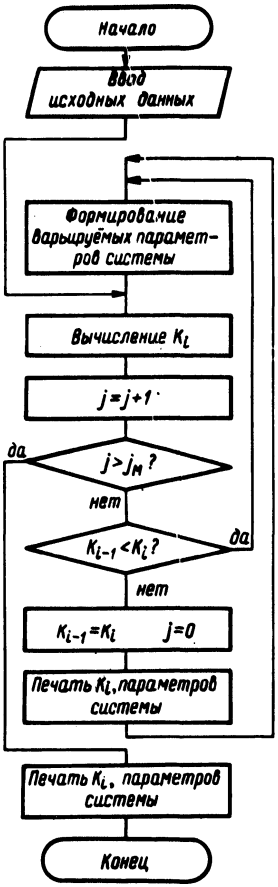


Рис.1. Блок-схема выбора параметров динамической системы трансмиссии автомобиля.

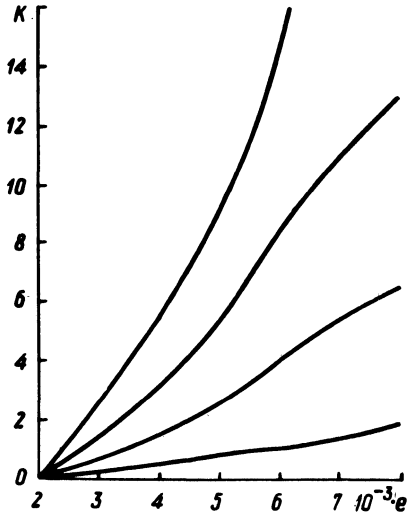


Рис. 2. Зависимость оценочного коэффициента К от общей податливости трансмиссии е при различных отношениях податливости трансмиссии к податливости шин.

Некоторые результаты расчета (на примере МАЗ-500) показаны на рис. 2, из которого видно, что для оптимизации оценочного критерия К следует, во-первых, уменьшать суммарную податливость системы в целом и, во-вторых, уменьшать подат-

ливость трансмиссии при неизменной податливости шин. Эти мероприятия приводят к смещению АЧХ системы в зону более высоких частот и как следствие к уменьшению значений спектральной плотности момента в трансмиссии автомобиля.

На элементах трансмиссии, работающих не на всех передачах (детали коробки передач, раздаточной коробки и др.), при уменьшении значения оценочного критерия также формируется более благоприятный спектр нагрузок.

Литература

1. Дымшиц И.И., Геккер М.М. Методика расчета на прочность шестерен автомобильных коробок передач. – Труды НАМИ. – М., 1960. 2. Проектирование и расчет зубчатых колес автомобилей и тракторов. – Минск, 1966. 3. Основы прочности и долговечности автомобиля / Под ред. Б.В.Гольда. – М., 1967. 4. Прочность и долговечность автомобиля / Под ред. Б.В.Гольда. – М., 1975. 5. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. – Минск, 1975. 6. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М., 1974. 7. Молибошко Л.А., Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. – Минск, 1977. 8. Хемминг Р.В. Численные методы. – М., 1968.

УДК 629.113-597.5

Б.С.Фалькевич, Б.И.Морозов, С.С.Волкус,
Ю.Ф.Козлов, А.Ф.Майоров

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

При расчетном исследовании гидравлического тормозного привода (ТП) необходимо иметь значения его некоторых параметров, влияющих на динамические свойства. К таким параметрам можно отнести: 1) содержание воздуха в рабочей жидкости; 2) податливость шлангов, деталей рабочих цилиндров и трубопроводов.

Определение содержания воздуха в тормозной жидкости и податливости элементов привода по статическим характеристикам затруднительно. Наряду с техническими трудностями при таком методе определения не раскрывается характер распреде-

ления воздуха в тормозном приводе, что сказывается на динамических свойствах ТП. Привод с одинаковыми статическими характеристиками может обладать различными динамическими свойствами. Для определения содержания воздуха в тормозном приводе, а также для выявления характера его распределения было проведено экспериментальное исследование тормозного привода частотными методами, включая исследование в резонансной зоне. Колебания давления жидкости создавались электрогидравлической следящей системой, включающей исполнительный орган противоблокировочного устройства. Для уменьшения числа параметров, влияющих на динамику привода, гибкие шланги были заменены жесткими трубопроводами.

Регистрация давлений на входе в исследуемый трубопровод и в колесном тормозном цилиндре производилась шлейфовым осциллографом Н-105. Использовались индуктивные датчики давления ДД-10 с усилительно-преобразовательной аппаратурой ИД-2и. При эксперименте варьировалось математическое ожидание входного давления (т.е. входной сигнал не был центрированным). Частота гармонической составляющей сигнала изменялась в диапазоне 0...70 Гц, для упрощения идентификации ее амплитуда выбиралась небольшой (3...5 ати.).

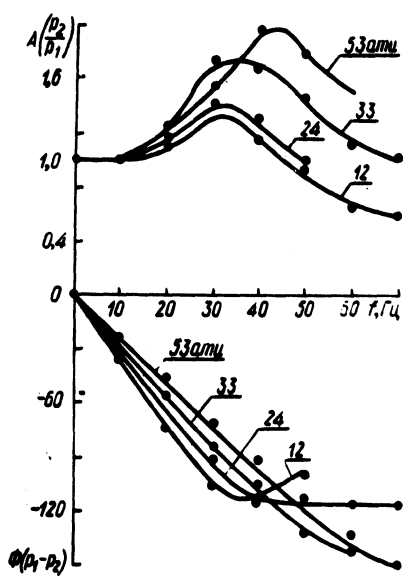


Рис. 1. Экспериментальные частотные характеристики.

Характер распределения воздуха вначале выявлялся исследованием тормозного механизма с подсоединенным к нему прямым наклонным трубопроводом, длина которого равна длине реального трубопровода, используемого на автомобиле. Такой прием был обусловлен тем, что в прямом наклонном трубопроводе воздушные пузыри не образуются и поэтому различие частотных характеристик ТП с реальной тормозной магистралью и магистралью той же длины, но заведомо не содержащей воздушных пробок, укажет на наличие их в реальном тормозном трубопроводе. Экспериментальные частотные характеристики, полученные для серийного тормозного механизма с наклонным трубопроводом длиной 255 см и внутренним диаметром 0,4см

при различных величинах математического ожидания входного давления, представлены рис. 1 (величины математических ожиданий давления приведены у соответствующих кривых).

Воздух, находящийся в тормозном приводе, может быть или растворенным в жидкости (такой воздух мало сказывается на величине модуля объемной упругости жидкости) или быть в виде воздушных пузырей [1]. В этом случае сжатие жидкости, содержащей воздух, складывается из двух процессов – сжатия воздушного пузыря и сжатия жидкости.

Рассмотрим случай нахождения нерастворенного воздуха в колесном тормозном цилиндре привода. Уравнения, описывающие процессы в тормозном приводе, будут иметь вид [2]:

$$\left.\begin{aligned} \dot{P}_2 &= \frac{E_{пр} Q_т}{V_o + c_п E_{пр}}; \\ \dot{Q}_т &= \frac{S_т^2}{m}(p_1 - p_2 - k_л Q_т); \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где p_1 – давление на входе в трубопровод; p_2 – давление в колесном цилиндре; $V_o = V_в + V_ж$ – начальный объем жидкости и воздуха в тормозном приводе; $V_в$ – объем воздуха в колесном цилиндре; $V_ж$ – объем жидкости, находящейся в тормозном приводе; l, d, $S_т$ – длина, диаметр и площадь поперечного сечения трубопровода; $c_ш$, $c_{тм}$ – жесткость шлангов и тормозного механизма; $c_д = c_{тм} + c_ш$ – жесткость тормозного привода; E_o – модуль объемной упругости жидкости, не содержащей воздух; ν, ρ – кинематическая вязкость и плотность жидкости; $m = \rho l S_т$ – масса жидкости;

$k_г = \frac{V_в}{V_ж}$ – коэффициент содержания газа в жидкости при атмосферном давлении; $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости жидкости, равный в случае изотермического процесса сжатия воздушного пузыря [1],

$$E_{пр} = E_o \frac{p_2(p_2 + k_г)}{p_2^2 + E_o k_г};$$

$k_л$ -- коэффициент пропорциональности, при ламинарном режиме течения жидкости равный

$$k_л = 128 \frac{\rho l \nu}{\varkappa d^4}.$$

Система уравнений (1) нелинейна за счет нелинейной зависимости $E_{пр}$ от P_2. Линеаризуем систему разложением нелинейной функции в ряд Тейлора. В равновесном состоянии $\dot{p}_1 = 0$; $\dot{p}_2 = 0$; $p_{10} = p_{20}$; здесь p_{10} и p_{20} – значения давлений p_1 и p_2 в равновесном состоянии. После линеаризации и преобразования система уравнений (1) будет иметь вид

$$p_1 = p_2\left[\frac{m(V_o + c_п E_{пр})}{S_т^2 E_{пр}} S^2 + \frac{k_л (V_o + c_п E_{пр})}{E_{пр}} S + 1\right], \qquad (2)$$

где S – алгебраизированный оператор дифференцирования.

Уравнение (2) удовлетворительно описывает установившиеся давления жидкости небольших амплитуд. Передаточная функция будет иметь вид

$$W\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{1}{T^2 S^2 + 2\xi T S + 1}, \qquad (3)$$

где

$$T = \sqrt{\frac{\rho l (V_o + c_п E_{пр})}{E_{пр} S_т}}; \quad \xi = \frac{k_л}{2}\sqrt{\frac{(V_o + c_п E_{пр}) S_т}{\rho l E_{пр}}}$$

Передаточная функция (3) соответствует колебательному звену с динамическими параметрами T и ξ. Отсюда при $\xi \leq 0{,}2$ определим круговую частоту резонанса колебательного звена:

$$\omega_p = \frac{1}{T} = \sqrt{\frac{S_т E_o p_{20}(p_{20} + k_г)}{\rho l\left[V_o(p_{20}^2 + E_o k_г) + E_o p_{20}(p_{20} + k_г) c_п\right]}}. \qquad (4)$$

Используя уравнение (4) при $c_п = c_{тм}$, можно представить $k_г$ функцией ω_p и математического ожидания давления p_{20}:

$$k_г = \frac{S_т E_o p_{20}^2 - \omega_{рез}^2 \rho l p_{20}^2 (V_o + c_{тм} E_o)}{\omega_{рез}^2 E_o \rho l (V_o + c_{тм} p_{20}) - S_т E_o p_{20}}. \qquad (5)$$

Чтобы определить величину $k_г$ по формуле (5), нужно знать величину эквивалентной жесткости тормозного механизма, зависящей от податливости манжет и других элементов рабочего тормозного цилиндра. Эти величины легко определить, пользуясь тем, что величина модуля упругости жидкости, содержащей воздух, зависит от давления. Кривые полученные в результате расчета и выражающие зависимость $E_{пр}$ от давления при раз-

ных $k_г$, показаны на рис. 2 (величины $k_г$ приведены у соответствующих этим значениям кривых). При математических ожиданиях давления $p_{20} > 60$ ати мы видим, что $E_o \approx E_{пр}$. Ошибка, допускаемая при этом в реальном диапазоне изменения $k_г$, не превышает 6%. С учетом изложенного, из выражения(5) для $p_{20} > 60$ ати получим:

$$C_{тм} = \frac{S_т E_o - \rho l V_o \omega_p^2}{E_o l \rho \omega_p^2 p_{20}} . \qquad (6)$$

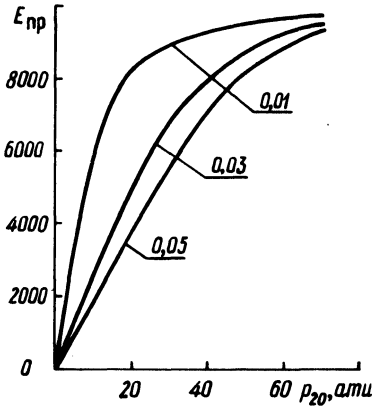


Рис. 2. Зависимость приведенного модуля упругости жидкости от давления.

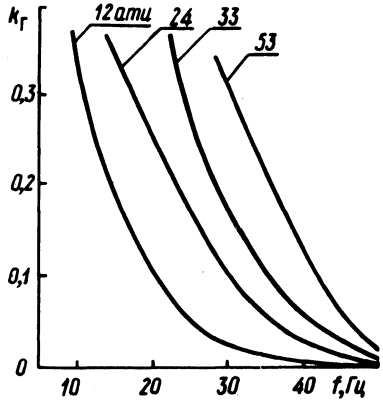


Рис. 3. Зависимость коэффициента содержания газа в жидкости от частоты.

Таким образом, экспериментально определив частоту резонанса при $p_{20} \approx 60$ ати, легко вычислить эквивалентную жесткость рабочего тормозного цилиндра. Этот же метод годится и для определения жесткости тормозных шлангов. Ошибка определения жесткости серийного тормозного шланга по данному методу составила 8%.

На рис. 3 показана зависимость $k_г$ от ω_p для привода, имеющего следующие параметры: $E_o = 10^4$ кгс/см^2; $c_{тм}$ = = 0,00279 см^3/ати; $\rho = 97 \cdot 10^{-8}$ кгс·с^2/см^4; l = 255 см; V_o = = 30 см^3; d = 0,4 см (величины математических ожиданий давления указаны у соответствующих кривых).

Описанный расчетно-экспериментальный метод, использующий относительно простую аналитическую базу, позволяет с допустимой погрешностью (не более 10%) определять жесткость

шлангов, содержание воздуха, модуль упругости жидкости, а также выявлять место сосредоточения воздуха в гидравдическом тормозном приводе.

Литература

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. -М., 1972. 2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. - М., 1972.

УДК 629.113-585.1-752

Л.А.Барминова

К ВОПРОСУ ВЫБОРА РАСЧЕТНЫХ СХЕМ ДЛЯ АНАЛИЗА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Большинство работ, посвященных динамическому анализу колебательных процессов в трансмиссии, использует в качестве расчетных схем приведенные рядные динамические системы, состоящие из сосредоточенных масс, соединенных участками безынерционного вала.Реальные же крутильные системы трансмиссий отличаются значительной сложностью: они содержат большое число элементов с сосредоточенными и распределенными параметрами, разветвления, кольцевые участки и т.п. По-видимому, по сравнению с линейной дискретной схемой, более близкой к реальной механической системе моделью может служить динамическая схема, содержащая, кроме сосредоточенных масс и упругих безынерционных звеньев, участки с распреде - ленными параметрами. Применение ЭВМ при этом дает возможность получить достаточно хорошее приближение для значений не только низших, но и высших частот, а также оценить изменение крутящего момента.

Метод расчета изложим, взяв в качестве модели машинного агрегата автомобиля динамическую схему, приведенную на рис. 1. На схеме приняты следующие обозначения: I_1 - момент инерции маховика двигателя и диска сцепления; I_2 - момент инерции половины карданного вала, ручного тормоза и коробки передач; I_3 - момент инерции половины карданного вала, деталей главной передачи, половина момента инерции полуосей; I_4 - момент инерции ведущих колес с барабанами и дисками в сборе и половина момента инерции полуосей; I_5 - момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля; e_1 - суммарная податливость валов коробки передач; e_2 - податливость карданного

вала; e_3 – суммарная податливость зубьев шестерен, дифферен – циала заднего моста, полуосей и шин ведущих колес.

Все параметры приведены к первичному валу коробки передач по методу Ривина (на основании равенства кинетической и потенциальной энергий до приведения и после приведения).

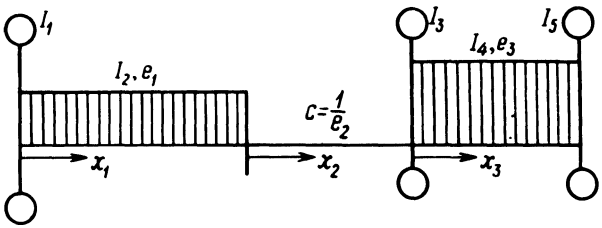


Рис. 1. Пример двузвенной динамической приведенной расчетной схемы, содержащей сосредоточенные и распределенные параметры.

Уравнение свободных крутильных колебаний рассматриваемой системы имеет вид

$$\frac{\partial^2\theta}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2\theta}{\partial x^2}, \qquad (1)$$

где $a=\sqrt{\frac{G}{\rho}}$ – скорость распространения деформации; G – модуль сдвига; ρ – плотность однородного вала.

Граничные условия для выбранной схемы получим, учитывая, что на левом конце вала крутящий момент уравновешивается моментом силы инерции маховика I_1, на правом $-I_5$:

$$GI_p \frac{\partial\theta}{\partial x}\Big|_{x=0} = I_1 \frac{\partial^2\theta}{\partial t^2}\Big|_{x=0}; \qquad (2)$$

$$GI_p \frac{\partial\theta}{\partial x}\Big|_{x=1} = -I_5 \frac{\partial^2\theta}{\partial t^2}\Big|_{x=1}. \qquad (3)$$

Заметим, что собственные функции рассматриваемой краевой задачи неортогональны, поэтому применим метод Фурье, как в [1], не для нахождения общего решения, а для вывода частотного уравнения и для получения выражений амплитудного значения крутящего момента по участкам вала:

$$\theta(x, t) = \theta(x)T(t); \qquad (4)$$

$$\theta(x)\ddot{T}(t) = a^2\theta''(x)T(t); \qquad (5)$$

$$a^2 \frac{\theta''(x)}{\theta(x)} = \frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = -\lambda^2; \tag{6}$$

$$\ddot{T} + \lambda^2 T = 0; \tag{7}$$

$$\theta'' + \frac{\lambda^2}{a^2}\theta = 0; \tag{8}$$

$$T(t) = \sin(\lambda t + \varphi); \tag{9}$$

$$\theta(x) = C_1 \cos\frac{\lambda x}{a} + C_2 \sin\frac{\lambda x}{a}. \tag{10}$$

Таким образом, крутящий момент

$$M(x,t) = M(x)T(t) = GI_p\theta\ F(x)T(t); \tag{11}$$

$$M(x) = GI_p\left(C_2\frac{\lambda}{a}\cos\frac{\lambda x}{a} - C_1\frac{\lambda}{a}\sin\frac{\lambda x}{a}\right). \tag{12}$$

Воспользуемся линейностью уравнения, положим $\theta(0)=1$, тогда с помощью условия (2) можно определить C_1 и C_2. Формулы для амплитудных значений угла поворота и крутящего момента в любом сечении вала на участке $0 < x_1 < l_1$:

$$\theta(x_1) = \cos\frac{\lambda x_1}{a} - \frac{\lambda a}{l_1} e_1 I_1 \sin\frac{\lambda x_1}{a}; \tag{13}$$

$$M(x_1) = -I_1\lambda^2\cos\frac{\lambda x_1}{a} - \frac{\lambda l_1}{a e_1}\sin\frac{\lambda x_1}{a}. \tag{14}$$

На участке $0 < x_2 < l_2$:

$$\theta(l_1) < \theta(x_2) < \theta(l_1) + M(l_1)e_2; \tag{15}$$

$$M(x_2) = M(l_1). \tag{16}$$

На участке $0 < x_3 < l_3$:

$$\theta(x_3) = \theta(l_2)\cos\frac{\lambda x_3}{a} + \frac{a e_3}{\lambda l_3}(M(l_1) -$$

$$-\lambda^2 I_3\theta(l_2))\sin\frac{\lambda x_3}{a}; \tag{17}$$

$$M(x_3)=(M(l_1)-\lambda^2 I_3\theta(l_2))\cos\frac{\lambda x_3}{a}-$$

$$-\frac{\lambda l_3}{a e_3}\,\theta(l_2)\sin\frac{\lambda x_3}{a}\,. \qquad (18)$$

Используем граничное условие (3) на правом конце вала, тогда получим частотное уравнение

$$\frac{I_1 p\,\mathrm{ctg}\,p + I_2}{I_1 p - I_2\,\mathrm{ctg}\,p}=\frac{I_4}{mI_2}\left(I_4+(I_3+I_5)mp\,\mathrm{ctg}(mp)-\frac{I_3 I_5}{I_4}(mp)^2\right):$$

$$:\left(I_5 mp-I_4\,\mathrm{ctg}(mp)-mp\frac{e_2}{e_3}\left(I_4+(I_3+I_5)mp\,\mathrm{ctg}(mp)-\right.\right.$$

$$\left.\left.-\frac{I_3 I_5}{I_4}(mp)^2\right)\right);\quad p=\frac{\lambda l_1}{a};\quad m=\frac{l_3}{l_1}. \qquad (19)$$

Аналогичным методом были получены частотные уравнения для различных расчетных схем, содержащих как сосредоточенные, так и распределенные параметры (для однозвенных, двузвенных, трехзвенных систем).

В численных расчетах на ЭВМ, согласно рекомендации В.П. Терских [2], для ликвидации несоизмеримого различия между значениями основных параметров использовалась безразмерная система:

$$I_{кб}=\frac{I_k}{I_o},\qquad I_o=10\ \text{кгс}\cdot\text{см}\cdot\text{с}^2,$$

$$e_{кб}=\frac{e_k}{e_o}\qquad e_o=10^{-5}\ \text{кг}^{-1}\,\text{см}^{-1}.$$

Литература

1. Расчеты на прочность в машиностроении / С.Д.Пономарев, В.Л.Бидерман, К.К.Лихарев и др. - М., 1959, т. 3. 2. Терских В.П. Метод цепных дробей. - Л., 1955.

УДК 621.888.4-272.41.001.2

В.Ф.Калачев

К РАСЧЕТУ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПРУЖИН

В ряде узлов автомобилей и тракторов используются тарельчатые пружины. Их применение позволяет создавать весьма компактные, с хорошим пространственным расположением конструкции. При других упругих элементах подобные узлы получаются более сложными, громоздкими и дорогими.

Обычно тарельчатые пружины подбирают по ГОСТ 3057-54. Однако стандартные пружины не всегда удовлетворяют потребителей или по размерам, или по нагрузочным характеристикам. В таких случаях приходится проектировать и изготовлять их в условиях собственного производства. При этом часто возникают затруднения, связанные с выбором геометрических соотношений проектируемой пружины, конструированием смежных деталей и т.д. Кроме того, ни в ГОСТ 3057-54, ни в существующих расчетах совсем не рассматриваются вопросы долговечности таких пружин.

В данной статье излагаются некоторые рекомендации для разрешения этих вопросов применительно к пружинам большой жесткости (при $f/S \leq 0{,}6$, рис. 1), нормальной точности изготовления, обработанных дробеструйным наклепом.

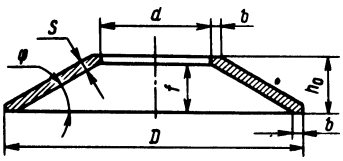


Рис. 1. Пружина тарельчатая.

Исследования [1, 2] показали, что бóльшей работоспособностью обладают пружины с отношениями $1{,}8 \leq D/d \leq 2{,}4$ и $8 \leq d/S \leq 11$. В них более равномерно распределяются напряжения, обеспечивается лучшее энергетическое использование объема, занимаемого пружинами, реже наблюдаются смещения их в направлении, перпендикулярном к оси пружины. Поэтому при проектировании новой пружины рекомендуется придерживаться именно этих соотношений.

Весьма важно правильно выбрать угол подъема пружины φ. С ним связана величина напряжений, которая в тарельчатых пружинах, даже при нормальных условиях нагружения, обычно велика и часто превосходит предел текучести материала. Это вызывает значительные остаточные деформации и приводит к

нестабильности нагрузочных характеристик. На практике такие явления устраняют операцией "заневоливания", т.е. сжатие пружины до полного сплющивания и выдерживанием ее в таком состоянии в течение 12 ч. Нагрузочная характеристика "заневоленной" пружины стабильная, пластические деформации при рабочих нагружениях не наблюдаются. Кроме того, возникшие в процессе "заневоливания" остаточные напряжения повышают прочность пружины. Если к тому же учесть, что "заневоливание" – как бы косвенный контроль качества термической обработки пружины, то понятна важность и необходимость этой операции.

Однако, если остаточные растягивающие напряжения будут превышать некоторое предельное значение [2], в пружине на выпуклой поверхности у отверстия могут появляться трещины. Чтобы этого не случилось, угол подъема проектируемой пружины не должен превышать значений, приведенных на рис.2.

Угол подъема до "заневоливания" должен быть больше приблизительно в 1,3 раза для пружин с $m = d/S = 8$ и $c = D/d = 2,4$ и в 1,4 раза при $m = d/S = 11$ и $c = D/d = 1,8$.

Более точное определение величины остаточной деформации при "заневоливании" пружин приведено в работе [3].

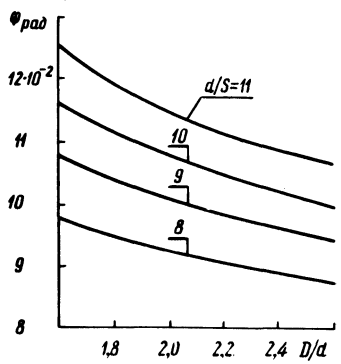


Рис. 2. График предельных углов подъема тарельчатых пружин.

На работоспособность пружин, нагружаемых переменной нагрузкой, существенно влияет твердость центрирующей оправки. При недостаточной твердости на ней появляются задиры, иногда даже вырабатываются серповидные канавки. Условия передачи усилия при этом резко меняются, долговечность пружин падает. Поэтому твердость материала центрирующей справки должна быть обязательно выше твердости пружин. Износ от истирания самих пружин практически не влияет на их долговечность.

Из-за трения между пружинами, а также между оправкой и пружинами нагруженность последних по высоте пакета неодинакова: больше нагружены первые 7...8 пружин со стороны подвижного конца. В первом приближении эту неравномерность можно учесть коэффициентом $K = 1 + 0{,}01\,n$, где n – количество пружин в пакете.

Разрушение пружин при переменных нагрузках носит усталостный характер [1]. На вогнутой поверхности, чаще у отверстия, появляются трещины, которые быстро разрастаются в радиальном направлении, вызывая поломку пружины.

Напряжения (σ, Н/мм^2) для этого места определяются [3] по формуле

$$\sigma = -\gamma \varphi E\left[\varphi(1-0{,}5\gamma)\left(\frac{c-1}{\ln c} - 1\right) - \frac{1}{m}\right], \qquad (1)$$

где $\gamma = \frac{w}{f}$ – относительный прогиб; w – прогиб пружины под действием силы F, Н; $E = 2{,}08 \cdot 10^5$ Н/мм^2 – модуль упругости.

Если число пружин в пакете более 10, следует учесть неравномерность их нагружения и ввести коэффициент K. Тогда формула (1) примет вид

$$\sigma = -\gamma K \varphi E\left[\varphi(1-0{,}5\gamma K)\left(\frac{c-1}{\ln c} - 1\right) - \frac{1}{m}\right]. \qquad (1а)$$

Расчет рекомендуется вести в такой последовательности. Исходные данные: рабочая нагрузка F, Н, ход h, мм, наружный (внутренний) диаметр D (d), мм, желаемая долговечность N, циклов.

1. По нагрузке определяется толщина стенки пружины (в мм)

$$S \approx 0{,}0284\sqrt{F_{0,65}}, \qquad (2)$$

где $F_{0,65}$ – нагрузка при прогибе, равном $w = 0{,}65f$.

Если нагрузка соответствует другому прогибу, ее следует пересчитать по формуле

$$F_{0,65} = \frac{0{,}65}{\gamma} F.$$

Заметим, что предельный прогиб при переменной нагрузке равен $0{,}65f$, при статической – $0{,}8f$. Величина S округляется до стандартного значения по ГОСТ 19904-74.

2. Согласно вышеприведенным рекомендациям задаются отношениями $c = D/d$ и $m = d/S$ и определяются размеры пружины, причем диаметры D и d округляются до значений, регламентированных ГОСТ 6636-69. Уточняются значения c и

m. При выборе отношения D/d следует учитывать требования конструкции.

3. По рис. 2 определяется предельный угол подъема φ "заневоленной" пружины, определяются и уточняются высота внутреннего конуса f и угол φ по формуле

$$f = 0{,}5\varphi(D - d) . \qquad (3)$$

4. Определяется нагрузка при прогибе $w = \gamma_2 f$ (в Н)

$$F \approx 2{,}8 \cdot 10^5 \gamma_2 \frac{S^2 \varphi \ln c}{m(c-1)} . \qquad (4)$$

5. Количество пружин в пакете

$$n = \frac{h}{f(\gamma_2 - \gamma_1)} , \qquad (5)$$

где γ_1 и γ_2 - относительные прогибы от предварительной (обычно $\gamma_1 = 0{,}3$) и рабочей нагрузок.

6. По формулам (1) или (1а) определяются напряжения $\sigma_1 = \sigma_{min}$ и $\sigma_2 = \sigma_{max}$ от предварительного и рабочего прогибов соответственно.

7. По напряжениям σ_{min} и σ_{max} на рис. 3 определяется долговечность пружины.

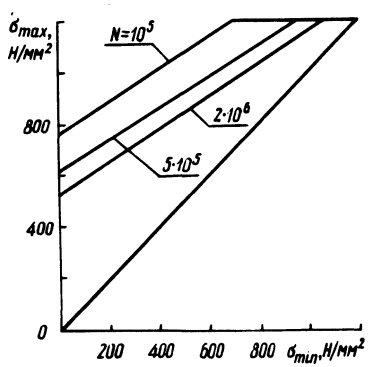


Рис. 3. Диаграмма предельных напряжений для тарельчатых пружин при вероятности неразрушения P = 90%.

8. Масса комплекта тарельчатых пружин (в г)

$$G = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S \rho n, \qquad (6)$$

где ρ, г/мм^3 - плотность материала пружин.

9. Объем, занимаемый пружинами (в мм^3),

$$W = \frac{\pi D^2}{4} h_o n,$$

где $h_o = S + f$ – высота пружины.

Если нет каких-либо специфических требований к проектируемому узлу, на этом расчет пружин заканчивается.

Литература

1. Калачев В.Ф. О выносливости тарельчатых пружин большой жесткости. – Станки и инструмент, 1974, №4. 2. Его же. Расчет углов заневоленных тарельчатых пружин большой жесткости. – В сб.: Прогрессивная технология машиностроения.– Минск, 1971, вып. 2. 3. Расчеты на прочность в машиностроении. / С.Д.Пономарев, В.Л.Бидерман, К.К.Лихарев и др. – М., 1956, т. I, 1958, т. II.

УДК 629.114.3

Г.И.Мамити

НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ КОЛЕСНЫХ И ТРАНСМИССИОННЫХ БАРАБАННЫХ ТОРМОЗОВ

При расчете тормозных механизмов автомобиля особое внимание следует уделить тормозному барабану и колодкам, в результате взаимодействия которых создается тормозной момент. Однако вопросы расчета тормозного барабана на жесткость и прочность – самой тяжелонагруженной детали автомобиля – до сих пор не нашли должного отражения ни в отечественной, ни в зарубежной технической литературе. Это частично можно объяснить сложностью явлений, имеющих место в тормозном механизме [1].

Приступая к расчету барабана и других деталей тормоза, необходимо прежде всего исследовать нагрузочные режимы тормозов и сделать обоснованный выбор расчетных режимов торможения и расчетной схемы.

Нагрузочные режимы колесных и трансмиссионных (стояночных) тормозов сильно различаются, поэтому обсудим их раздельно.

При расчете на прочность барабана и других деталей (колодки и их опоры, привод к разжимным устройствам и пр.) колесного тормоза необходимо рассмотреть следующие нагрузочные режимы.

1. Экстренное торможение с максимально возможной интенсивностью. Здесь расчет ведется на воздействие максимальных механических нагрузок, приложенных к со-

ответствующим деталям, определяются механические напряже - ния в тормозном барабане, вызываемые прижатием к нему колодок.

2. Длительное торможение при затяжном спуске с интенсивностью, не превышающей 30% от интенсивности экстренного торможения. Здесь определяются температурные напряжения, возникающие в тормозном барабане в результате его неравномерного нагрева.

Напряженно-деформированное состояние барабана трансмиссионного тормоза складывается из воздействия центробежных сил инерции и сил давления со стороны колодок, вызывающих возникновение сил трения и нагрев во время тормо - жения (аварийного). Отличие условий работы барабанов колесных и трансмиссионных тормозов заключается в том, что последние вращаются с большими скоростями, вследствие чего подвергаются воздействию значительных по величине центробе - жных сил инерции. Кроме того, в случае торможения трансмиссионным тормозом, когда им необходимо погасить всю кинетическую энергию поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, высокоскоростной режим торможения сопровожда - ется выделением большого количества тепла в сравнительно короткое время, что ведет к перегреву барабана и интенсивному износу накладок, потере тормозного момента и пр.

Как установлено теоретически и подтверждено эксперимен - тельно [2], центробежные силы инерции превосходят по величине и продолжительности воздействия все прочие механические нагрузки, действующие на барабан стояночного тормоза при нормальном режиме его работы. Под последним понимается прижатие колодок к неподвижному барабану или свободное вращение барабана, когда на него воздействуют только центробежные силы инерции. Это видно из исследований трансмиссионного тормоза автомобиля БелАЗ-540. Так, максимальные окружные относительные деформации барабана, вызванные прижатием колодок к неподвижному барабану, равны 0,00016, к вращаю - щемуся - 0,000255; вызванные центробежными силами инерции при 3200 об/мин равны 0,000237, а при нагреве до 600°С - 0,0066.

Таким образом, для трансмиссионного тормоза нужно рассмотреть следующие нагрузочные режимы:

1. Прижатие колодок к неподвижному барабану. На возникающие при этом механические нагрузки следует рассчитывать колодки и их опоры, привод к режимным устройствам и пр. - все, кроме барабана.

2. Свободное вращение барабана при максимальной скорости движения автомобиля. Здесь определяется напряженно-деформированное состояние барабана под воздействием инерционной нагрузки. При этом учитываются только центробежные силы инерции.

3. Аварийное торможение в случае отказа основной тормозной системы. Возникающие при этом температурные напряжения приводят к растрескиванию барабана и выходу его из строя. Этот режим торможения считаем недопустимым. После аварийного торможения барабан трансмиссионного тормоза следует тщательно осмотреть и в случае обнаружения макротрещин заменить.

Известно, что уже при первом торможении поверхность трения барабана покрывается сеткой термических трещин. Приведут ли они к разрушению тормозного барабана, зависит от величин окружных и меридиональных напряжений вызванных, механической нагрузкой, и температурных напряжений, вызванных нагревом тормозного барабана. Температурные напряжения в тормозном барабане возникают из-за неравномерного нагрева по толщине, длине и окружности барабана во время торможения и из-за закрепления, препятствующего свободному расширению барабана. В результате нагрева диаметр рабочей (цилиндрической) части тормозного барабана значительно увеличивается, вследствие чего во фланце возникают дополнительные изгибающие и нормальные напряжения.

Разрушение колесных тормозных барабанов автомобиля БелАЗ-540 на стенде происходит путем распространения сквозных радиальных трещин, образующихся в отверстиях закрепления, на цилиндическую часть и вследствие отрыва цилиндрической части барабана от фланца вблизи закреплений.

Описанный характер разрушений барабанов свидетельствует о решающей роли температурного расширения цилиндрической части в формировании напряженно-деформированного состояния тормозного барабана в местах закрепления.

Исследование прочности тормозного барабана начинается не только с выбора расчетного режима, но и с выбора расчетной схемы.

Экспериментально установлено [1], что распределение давления по длине накладок может быть синусоидальным, равномерным и косинусоидальным в зависимости от степени приработанности накладок, жесткостей барабана и колодок, силового режима торможения, температурных условий и конструктивных па-

раметров. Нашими исследованиями, проведенными на Белорусском автозаводе, также подтверждено, что жесткость барабана, силовой режим и продолжительность торможения, от чего зависит температурное расширение барабана, решающим образом определяют закон распределения давления по длине накладок.

Исследователи, рассматривавшие вопросы нагружения тормозного барабана, принимали его радиально (нормально) нагруженным [3]. Решив задачи расчета плоских колец, дискретно нагруженных симметричными радиальными и кососимметричными тангенциальными синусоидально, равномерно и косинусоидально распределенными усилиями [4] и анализируя их результаты, мы пришли к выводу, что реальной картине нагружения более соответствует расчетная схема, на которой распределенные усилия, действующие на тормозной барабан со стороны колодок, параллельны.

Возникает также вопрос, какой закон распределения давления по длине тормозных накладок принять за расчетный? Это будет зависеть от жесткости барабана и того, какой расчет предполагается производить – функциональный или прочностный.

Если производится функциональный расчет тормозов,под которым понимается определение момента трения, создаваемого в тормозном механизме при известных геометрических параметрах его и исполнительного органа и давлении воздуха (жидкости) или приводных усилий, следует принимать синусоидальное распределение давления по длине накладок как закон, при котором момент трения тормоза минимален. Однако, чтобы знать возможный диапазон изменения момента трения, необходимо просчитать его и для других законов распределения нагрузки.

В основу же расчета тормозного барабана на жесткость и прочность должен быть положен косинусоидальный закон распределения давления по длине накладок как соответствующий максимальному силовому режиму торможения.

Выводы. 1. Для барабана колесного тормоза механические напряжения играют решающую роль при кратковременных, температурные – при длительных торможениях.

2. Для барабана трансмиссионного тормоза в качестве расчетного режима должно быть принято свободное вращение барабана с частотой, соответствующей максимальной скорости движения автомобиля, при котором в барабане возникают механические напряжения, вызванные центробежными силами инерции.

3. При функциональном расчете барабанных тормозов следует принимать синусоидальный закон распределения давления по

длине накладок как закон, при котором момент трения тормоза минимален.

4. При прочностном расчете тормозов должен быть принят косинусоидальный закон распределения давления по длине накладок как закон, соответствующий максимальному силовому режиму торможения.

Литература

1. Гадолин В.Л. Исследование колодочных тормозов. – В сб.: Расчеты и исследования некоторых деталей машин. – М., 1955. 2. Мамити Г.И. Исследование напряженно-деформированного состояния барабана и колодок тормозного механизма. – В сб.: Проектирование, строительство и эксплуатация лесовозных дорог. Мат-лы Всесоюз. науч. конф. – Минск, 1972. 3. Fazekas G.A.G. Temperature Gradients ahd Heat Stresses in Brake Drums. - SAE Transactions,v.61, 1953,p.279. 4. Мамити Г.И. Расчет колец, дискретно нагруженных симметричными и кососимметричными распределенными нагрузками.–Тез.докл.республ.науч.–техн. конф. Науч. – техн. прогресс и повышение эффективности производства автомоб. техники". – Минск, 1974.

УДК 621.833.6

О.Н.Цитович

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ САТЕЛЛИТОВ В ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В настоящее время известно несколько довольно простых методов подбора чисел зубьев колес для планетарных зубчатых передач по заданной величине передаточного отношения [1. . .3] .

Однако если выбор чисел зубьев колес, которые могут обеспечить заданную величину передаточного отношения, достаточно прост и надежен, то для оценки выбранных значений на выполнение условия сборки рекомендуются сложные зависимости [4... 6] . Сложность эта состоит в том, что фактически под условием сборки понимают их два – это условие сборки и условие взаимозаменяемости.

В действительности сборка планетарной передачи возможна при любых значениях чисел зубьев колес, удовлетворяющих условию соосности, и при любом числе сателлитов, удовлетворя-

ющих условию соседства. Но двух- или многовенцовые сателлиты (блоки сателлитов) в таких передачах могут иметь различное относительное расположение зубчатых венцов, т.е. они могут оказаться невзаимозаменяемыми или сложными по конструкции, с устройствами, при помощи которых необходимо будет регулировать в процессе сборки положение зубчатых венцов [5].

Образование планетарных передач с зубчатыми колесами, расположенными в двух параллельных плоскостях, т.е. двухрядных передач 4К - Н (а), 3К-Н (b, c) и 2К-Н (B, C, D) (рис. 1), можно представить как соединение двух полных или неполных (без одного центрального колеса) однорядных передач 2К-Н тип А. При таком соединении сателлиты 2 и 5 образуют общий двухвенцовый блок.

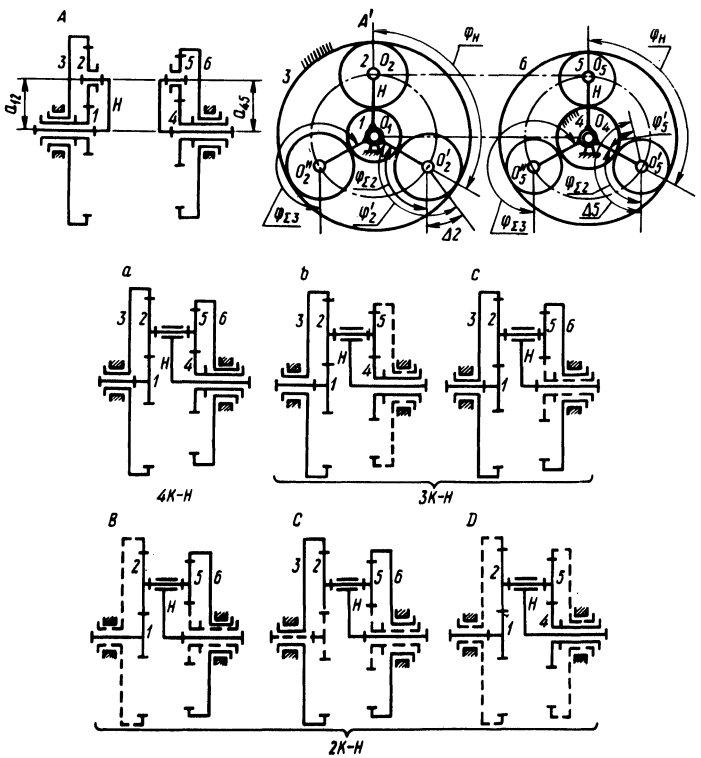


Рис. 1

При этом должны соблюдаться условия:

1) межосевые расстояния a_{12} и a_{45} должны быть равны между собою;

2) число сателлитов k у обоих механизмов одинаковое, и углы между объединяемыми сателлитами попарно равны.

При таком способе образования двухрядных (или многорядных) планетарных передач положение зубчатых венцов может оказаться произвольным, так как сателлиты, объединяемые в блок, занимают такие положения, которые определяются положением центральных колес соединяемых механизмов и положением их водил.

Условие сборки передачи А описывается зависимостью вида

$$z_1 + z_3 = k\,\gamma, \tag{1}$$

где k – число сателлитов, равномерно распределенных по углу 2π; γ – некоторое целое число. Условие соосности для этой же передачи

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 = z_\Sigma \tag{2}$$

где z_Σ – "суммарное" число зубьев – аналог межосевого расстояния.

Условие сборки (1) с учетом условия соосности (2) можно привести у виду [7]

$$\frac{z_\Sigma}{k} = \frac{\gamma}{2}. \tag{3}$$

Уравнение (3) является условием сборки всех типов передач 2К-Н, 3К-Н и 4К-Н.

Если в передаче А и в передачах 3К-Н и 4К-Н число γ должно быть только целым, то в передачах 2К-Н – В, С и D оно может быть также и дробным [6].

Для вывода условия взаимозаменяемости рассмотрим передачу 4К-Н (а), образованную соединением двух передач 2К-Н типа А, содержащих зубчатые колеса одного модуля. Равенство модулей приводит к равенству суммарных чисел зубьев. А это в свою очередь приводит к автоматическому выполнению условия сборки во втором механизме, если оно выполнено в первом. Результаты исследования уравнения (3) для различных значений γ приведены в табл. 1.

Из схем планетарных передач (рис. 1) видно, что связующим звеном двух однорядных передач А в одну двухрядную является двухвенцовый сателлит 2-5.

Таблица 1

Число $\gamma = \frac{2z_\Sigma}{k}$	Число блоков k	Числа зубьев в блоке 2–5	Корни уравнения взаимозаменяемости (целые числа)	Пределы значений корней X и У	Выполнение взаимозаменяемости
Четное	Любое	Любые	$X=У=\frac{\gamma}{2}$		Обеспечена при целых X и У
Дробное	Любое	Только удовлетворяющая условию (3)	$X=\frac{z_\Sigma \pm z_2}{k}$ $У=\frac{z_\Sigma \pm}{k} \pm \frac{z_5}{N}$	$\frac{z_2}{N} \geq X \geq -\frac{z_2}{N}$ $\frac{z_5}{N} \geq У \geq -\frac{z_5}{N}$	
Нечетное	Четное	Оба нечетные	$X=\frac{\gamma \pm z_2}{2}$ $У=\frac{\gamma \pm z_5}{2}$	$z_2 \geq X \geq -z_2$ $z_5 \geq У \geq -z_5$	
»	»	Четные, не кратные 4	$X=\frac{2\gamma \pm z_2}{4}$ $Y=\frac{2\gamma \pm z_2}{4}$		
»	»	Четные, одно или оба кратны 4	» »	Дробные оба или одно	Попарно взаимозаменяемые (через 1 блок)

Выясним, при каких числах зубьев z_2 и z_5 и при каком числе сателлитов k двухвенцовые сателлиты будут взаимозаменяемыми? Рассмотрим симметричные взаимозаменяемые блоки. За плоскость симметрии блока примем плоскость, совпадающую с плоскостями впадин двух зубчатых венцов, образующих блок. В однорядных передачах А, из которых образуется двухрядная передача 4К-Н (рис. 1, А), контрольные плоскости симметрии венцов совместим с межосевыми прямыми O_1O_2 и O_4O_5, т.е. примем угол, определяющий положение плоскости симметрии первого блока по отношению к водилу равным нулю: $\varphi_{\Sigma 1} = 0$. Если блоки равномерно распределены по углу 2π, то угол между осями двух соседних блоков будет

$$\varphi_н = \frac{2\pi}{k}. \qquad (4)$$

Для определения положения контрольной плоскости второго сателлита z'_2, удаленного от первого на угол $\varphi_н$, повернем водило Н на этот угол и определим относительный угол поворота при неподвижном колесе[3]:

$$\varphi'_2 = \varphi_2 - \varphi_H = (\varphi_1 - \varphi_H)\, i'_{21} = -\varphi_H \frac{z_3}{z_2},$$

где $\varphi_1 = \varphi_H \; i_{1H}$.

С учетом зависимостей (2), (3), (4) последнее выражение примет вид

$$\varphi'_2 = -\tau_2 \frac{\gamma}{2} - \varphi_H, \qquad (5)$$

где $\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}$ – угловой шаг сателлита 2.

Аналогично – угол поворота сателлита 5 при неподвижном колесе 4

$$\varphi'_5 = +\tau_5 \frac{\gamma}{2} - \varphi_H. \qquad (6)$$

Допустим, что плоскость симметрии блока удалена от контрольной плоскости второго венца на Х угловых шагов, а у пятого – на У: $\Delta 2 = \tau_2 X$ и $\Delta 5 = \tau_5 У$. Обозначим угол,

определяющий положение плоскости симметрии второго блока по отношению к водилу $\varphi_{\Sigma 2}$ (рис. 1, А'):

$$\varphi_{\Sigma 2} = \varphi'_2 + \Delta 2 = \tau_2 (X - \frac{\gamma}{2}) - \varphi_H; \qquad (7)$$

$$\varphi_{\Sigma 2} = \varphi'_5 + \Delta 5 = \tau_5 (У + \frac{\gamma}{2}) - \varphi_H . \qquad (8)$$

Эти углы отсчитываются от межосевой прямой O_1O_2 в новом ее положении – $O_1O'_2$. Приравняв выражения (7) и (8), получим

$$\frac{(X \pm \frac{\gamma}{2})\ N}{z_2} = \frac{(У \pm \frac{\gamma}{2})\ N}{z_5}, \qquad (9)$$

где N – общий множитель z_2 и z_5.

Знаки в уравнении (9) можно получить противоположными по сравнению со знаками в зависимостях (7) и (8), если колесо 2 перекатывать по неподвижному колесу 1, а колесо 5 по неподвижному колесу 6.

Выведенное автором уравнение (9) является условием взаимозаменяемости двухвенцовых сателлитов (блоков).

Значения корней X и У уравнения (9), их пределы и исследования самого уравнения приведено в табл. 1.

Из анализа можно заметить, что условие взаимозаменяемости имеет несколько решений, соответствующих четным, нечетным и дробным значениям γ. При нахождении корней следует помнить, что для двухрядной передачи с разноименными зацеплениями (тип В) корни X и У должны иметь разные знаки, а для передач с одноименными зацеплениями (типы С и D) – одинаковые.

Выводы. Взаимозаменяемость двухвенцовых сателлитов (блоков) в планетарных передачах будет обеспечена, когда значения чисел зубьев колес подчиняются одному из перечисленных ниже условий:

1) при четном γ венцы блока могут иметь любые числа зубьев;

2) при нечетном γ числа зубьев венцов блока должны быть либо оба нечетными, либо оба четными, но не кратными 4;

3) дробное γ относится лишь к двухрядным передачам 2К-Н (В,С или D) [6] , когда числа зубьев центральных колес (при $N = 1$) или их аналоги (при $N \neq 1$) кратны числу сателлитов.

Литература

1. Гавриленко В.А. Теория механизмов. - М., 1973. 2. Добровольский В.В. Подбор шестерен для соосных редукторов. - Вестн. инженеров и техников, 1936, №1. 3. Петров Э.В. Метод подбора чисел зубьев в двухрядных планетарных передачах. - Вестн. машиностроения, 1970, №9. 4. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. - М., 1966. 5. Ткаченко В.А. Проектирование многосателлитных планетарных передач.- Харьков, 1961. 6. Шитиков Б.В., Шепетильников В. А. О числе сателлитов в планетарных редукторах. - Труды семинара по ТММ. - М., 1949, вып. 21, с.50-68. 7. Цитович О.Н. Графоаналитический (тангенсный) метод подбора чисел зубьев колес планетарных передач. - Мат-лы республ. семинара по общетехн. дисциплинам. - Минск, 1975, с.11-17.

УДК 629.114.02.001

А.Ф.Андреев, А.Х.Лефаров

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГООСНОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрим методику расчета радиуса поворота R и смещения X полюса поворота автомобиля относительно его задней оси при движении по кругу с поступательной скоростью $U = const$.

На рис. 1 многоосный автомобиль представлен в виде одномассовой плоской модели, у которой оба колеса каждой оси заменены одним, расположенным на середине оси. Силы, действующие на колеса i -й оси, приводятся к боковой силе S_i , касательной силе тяги P_i и силе сопротивления качению F_i, приложенным к середине оси. При этом углы бокового увода наружного и внутреннего колес i -й оси принимаются равными углу увода φ_i середины оси

$$\varphi_i = tg\,\alpha_i - \frac{l_i - X}{R}, \qquad (1)$$

где α_i - средний угол поворота i -й оси автомобиля; l_i - расстояние от задней оси до i -й оси многоосной машины.

Введем угол увода автомобиля

$$\psi_a = \frac{b - X}{R}, \qquad (2)$$

где b – расстояние от задней оси до центра тяжести автомобиля.

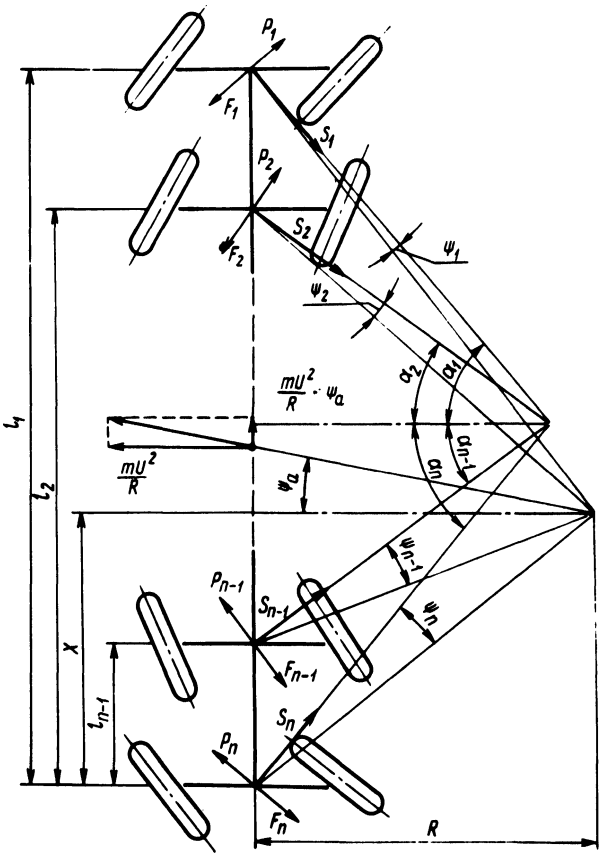


Рис. 1. Расчетная схема поворота многоосного автомобиля со всеми управляемыми колесами.

Из условия равновесия машины записываем

$$\sum^{n} (P_i \cos\alpha_i - F_i \cos\alpha_i - S_i \sin\alpha_i) =$$

$$= -\psi_a \frac{m U^2}{R} ; \qquad (3)$$

$$\sum^{n} (P_i \sin\alpha_i - F_i \sin\alpha_i + S_i \cos\alpha_i) = \frac{m U^2}{R}; \qquad (4)$$

$$\sum^{n} \left[P_i (l_i - b) \sin\alpha_i - F_i (l_i - b) \sin\alpha_i + S_i (l_i - b) \cos\alpha_i \right] = 0,$$

где m – масса автомобиля.

При анализе движения автомобиля с большими углами поворота управляемых колес необходимо использовать нелинейные характеристики шин: $P_i = f_x(\delta_i)$ и $S_i = f_y(\varphi_i)$: где δ – коэффициент буксования.

Если производная

$$K_{xi} = \frac{\partial f_x(\delta_{io})}{\partial \delta_i}$$

в точке (δ_{io} , P_{io}) не обращается в нуль или в бесконечность, то можно заменить в окрестности точки ($\delta_{i,o}$, P_{io}) кривую $P_i = f_x(\delta_i)$ прямой

$$P_i = C_{xi} + K_{xi} \delta_i , \qquad (6)$$

где $C_{xi} = f_x(\delta_{io}) - K_{xi} \delta_{io}$.

Аналогично получим в окрестности точки (ψ_{io}, S_{io})

$$S_i = C_{yi} + K_{yi} \psi_i , \qquad (7)$$

где $$K_{yi} = \frac{\xi_i \partial f_y (\psi_{io})}{\partial \psi_i} ;$$

$$C_{yi} = \xi_i f_y(\psi_{io}) - K_{yi} \psi_{io} .$$

Здесь ξ_i – коэффициент, учитывающий влияние касательной силы тяги на характеристику увода,

$$\xi_i = \sqrt{1 - \left(\frac{P_i}{\varphi G_i}\right)^2}, \qquad (8)$$

где φ – коэффициент сцепления; G_i – нагрузка на ось.

Принимая во внимание равенство (1), преобразуем уравнение (7)

$$S_i = C_{yi} + K_{yi}\left(\operatorname{tg}\alpha_i - \frac{l_i - X}{R}\right). \qquad (9)$$

Полагая одинаковыми радиусы качения колес в ведомом режиме и учитывая уравнение (6), из плана скоростей получим соотношение между касательными силами тяги осей, машины с блокированным приводом

$$\frac{P_n - C_{xn}}{K_{xn}}\cos\alpha_n - \frac{P_i - C_{xi}}{K_{xi}}\cos\alpha_i =$$

$$= \cos\alpha_n - \cos\alpha_i. \qquad (10)$$

Решая совместно уравнения (5) и (10), найдем

$$P_i = \frac{K_{xi}\sec\alpha_i}{\sum^n K_{xi}}\left[\sum^n (S_i\sin\alpha_i + F_i\cos\alpha_i) - \right.$$

$$\left. - \sum^n (K_{xi} + C_{xi})\cos\alpha_i - \psi_a\frac{m\,U^2}{R}\right] +$$

$$+ K_{xi} + C_{xi}. \qquad (11)$$

Подставляя найденные значения S_i из уравнения (9) и P_i из уравнения (11) в уравнения (4) и (5), получим систему (12)

$$\left.\begin{aligned} a_{11} R + a_{12} X &= a_1 ; \\ a_{21} R + a_{22} X &= a_2 , \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

где $a_{11} = \sum^{n} (C_{yi} + K_{yi} tg\,\alpha_i)(\cos\alpha_i + A\sin\alpha_i) - \sum^{n} (C_{xi} + K_{xi} - F_i)(A\cos\alpha_i - \sin\alpha_i)$;

$$a_{12} = \sum^{n} K_{yi}(\cos\alpha_i + A\sin\alpha_i);$$

$$a_1 = \sum^{n} K_{yi}\, l_i(\cos\alpha_i + A\sin\alpha_i) + mU^2(1 + \varphi_a A);$$

$$a_{21} = \sum^{n} (C_{yi} + K_{yi}\, tg\alpha_i)\left[(l_i - b)\cos\alpha_i + B\sin\alpha_i\right] - \sum^{n} (C_{xi} + K_{xi} - F_i)\left[B\cos\alpha_i - (l_i - b)\sin\alpha_i\right];$$

$$a_{22} = \sum^{n} K_{yi}\left[(l_i - b)\cos\alpha_i + B\sin\alpha_i\right];$$

$$a_2 = \sum^{n} K_{yi}\, l_i\left[(l_i - b)\cos\alpha_i + B\sin\alpha_i\right] + \varphi_a m U^2 B;$$

$$A = \frac{\sum^{n} K_{xi}\, tg\,\alpha_i}{\sum^{n} K_{xi}}; \quad B = \frac{\sum^{n} K_{xi}(l_i - b)\, tg\alpha_i}{\sum^{n} K_{xi}}.$$

Решение системы (12) производится методом последовательных приближений. При первом расчетном шаге коэффициенты системы (12) вычисляются в предположении, что

$$C_{yi} = 0, \quad C_{xi} = 0, \qquad K_{xi} = K_{xoi} \quad \text{и} \quad K_{yi} = K_{yoi},$$

где $$K_{xoi} = \frac{\partial f_x(0)}{\partial \delta_i} \; ; \quad K_{yoi} = \frac{\partial f_y(0)}{\partial \psi_i}.$$

Затем решая систему, находим в первом приближении R и X и далее из уравнений (1), (2), (7), (11) и (6) соответственно величины ψ_i, ψ_a, S_i, P_i и δ_i, рассчитываем корректирующие коэффициенты ξ_i по формуле (8) и новые значения коэффициентов K_{xi}, C_{xi}, K_{yi} и C_{yi}. Вновь вычисляем коэффициенты системы (12) и следующие приближенные значения R, X, ψ_i, ψ_a, S_i, P_i и δ_i. Если найденное значение R отличается от предыдущего на величину больше заданной, то выполняется следующий расчетный шаг и так далее до достижения заданной точности.

УДК 629.114

Ю.Е.Атаманов, В.А.Ким, Г.А.Таяновский

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Для механических систем с неголономными связями, какими являются колесные тракторы с упругими шинами, однозначно определить их положение на плоскости путем интегрирования только динамических уравнений невозможно. Поэтому на механическую систему накладываются дополнительные кинематические условия – отсутствие бокового скольжения осей трактора в направлениях, нормальных векторам действительных скоростей.

Движение плоской модели трактора (рис. 1) описывается следующей системой уравнений [1] :

$$m\ddot{x}_c = (P_{к1} - P_{f1})\left[\cos(\alpha+\beta) + \psi_1 \sin(\alpha+\beta)\right] +$$
$$+ (P_{к2} - P_{f2})(\cos\beta - \psi_2 \sin\beta) - P_{кр}\cos(\gamma+\beta) -$$
$$- k_{y1}\psi_1\left[\sin(\alpha+\beta) - \psi_1\cos(\alpha+\beta)\right] -$$
$$- k_{y2}\psi_2(\sin\beta + \psi_2\cos\beta);$$

$$m\ddot{y}_c = (P_{к1} - P_{f1})\left[\sin(\alpha+\beta) - \psi_1\cos(\alpha+\beta)\right] +$$
$$+ (P_{к2} - P_{f2})(\sin\beta + \psi_2\cos\beta) - P_{кр}\sin(\gamma+\beta) +$$
$$+ k_{y1}\psi_1\left[\cos(\alpha+\beta) + \psi_1\sin(\alpha+\beta)\right] +$$
$$+ k_{y2}\psi_2(\cos\beta - \psi_2\sin\beta);$$

$$I\ddot{\beta} = a(P_{к1} - P_{f1})(\sin\alpha - \psi_1\cos\beta) - b(P_{к2} -$$
$$- P_{f2})\psi_2 - P_{кр}(l_{кр} + b)\sin\gamma - ak_{y1}\psi_1(\cos\alpha +$$
$$+ \psi_1\sin\alpha) - bk_{y2}\psi_2 - \sum_{1}^{4} M_c .$$

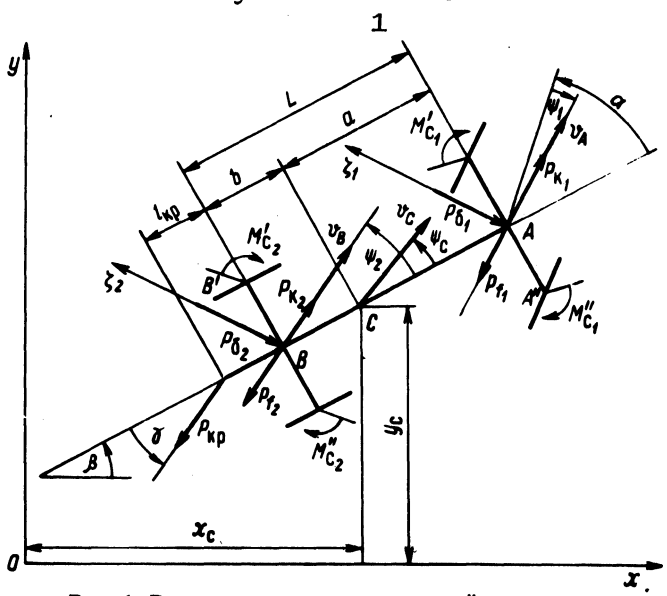


Рис. 1. Расчетная схема криволинейного движения трактора.

Для получения уравнений кинематических связей напишем выражения для скоростей точек А и В (рис.1) в проекциях на оси координат. Затем, спроектировав скорость точки А на направление ξ_1, а скорость точки В – на ξ_2 и приняв $\sin\psi = \psi$, $\cos\psi = 1$, после преобразований получим уравнения кинематических связей

$$\dot{x}_c\left[\sin(\alpha+\beta) - \psi_1\cos(\alpha+\beta)\right] - \dot{y}_c\left[\cos(\alpha + \beta) + \psi_1\sin(\alpha+\beta)\right] - a\dot{\beta}\left[\cos\alpha + \psi_1\sin\alpha\right] = 0;$$

$$\dot{x}_c\left[\sin\beta + \psi_2\cos\beta\right] - \dot{y}_c\left[\cos\beta - \psi_2\sin\beta\right] + b\dot{\beta} = 0. \qquad (2)$$

Далее рассмотрим реакции и моменты, входящие в систему уравнений (1). Силы сопротивления качению колес определяются выражением $P_{fi} = f G_{ki}$, где f – коэффициент сопротивления качению; G_{ki} – вес, приходящийся на колесо. Значения моментов сопротивления повороту колес трактора, возникающих в результате криволинейного качения, изучены недостаточно. Для их определения воспользуемся выражением [2]

$$M_c = \mu \chi l G_{ki}, \qquad (3)$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту, зависящий от кривизны траектории колеса К (при $K = \infty$, т.е. при повороте на месте, для дорог с твердым покрытием $\mu_{max} = \varphi_{max}$, для $K=5\,м^{-1}$ μ отличается от μ_{max} меньше чем на 5%, для $K = (0 \ldots 5)\,м^{-1}$ может быть принята линейная зависимость μ от кривизны); $\chi = 0{,}25 \ldots 0{,}33$ – коэффициент, учитывающий форму пятна контакта; l – длина контакта.

Для определения касательных сил тяги ведущих осей $P_{к1}$ и $P_{к2}$ рассмотрим динамическую систему тракторного агрегата (рис. 2), все элементы которой приведены к коленвалу двигателя. На рисунке обозначены: I_1 – момент инерции двигателя и ведущих частей муфты сцепления; I_2 – момент инер-

ции ведомых частей муфты сцепления; I_3 – момент инерции деталей трансмиссии; I_4 – момент инерции передних ведущих колес с приводом; I_5 – момент инерции задних ведущих колес с их приводом; I_6 – момент инерции, соответствующий поступательно движущейся массе агрегата; e_{23} – податливость трансмиссии; e_{34} – податливость привода к передним колесам; e_{35} – податливость привода к задним колесам; $e_{ш1}$ – податливость шин передних колес; $e_{ш2}$ – податливость шин задних колес; $Ф_0$ – муфта сцепления; $Ф_1$ и $Ф_2$ – фрикционы, имитирующие буксование передних и задних колес трактора.

Движение масс этой динамической системы описывается следующей системой уравнений:

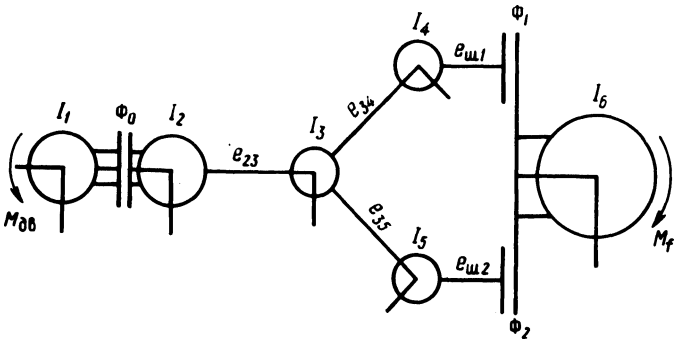


Рис. 2. Динамическая система тракторного агрегата.

при $\omega_1 > \omega_2$

$$I_1 \dot{\omega}_1 = M_{дв} - M_{ф0}$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = M_{ф0} - M_{23};$$

при $\omega_1 = \omega_2$

$$(I_1 + I_2)\dot{\omega}_1 = M_{дв} - M_{23};$$

$$\begin{aligned} & e_{i,i+1} \dot{M}_{i,i+1} = \omega_i - \omega_{i+1}; \\ & I_i \dot{\omega}_i = M_{i-1,i} - M_{i,i+1}; \\ & I_6 \dot{\omega}_6 = M_{ш1} + M_{ш2} - M_f; \\ & i = 2, 3, 4, 5 \end{aligned} \qquad (4)$$

Чтобы этой системой уравнений можно было пользоваться и при криволинейном движении, рассмотрим последнее уравнение системы (4). Оно описывает движение агрегата в направлении скорости центра масс v_c (рис. 1). Спроектировав все силы на это направление и учитывая, что $\cos\psi_c = 1$, получим

$$m\dot{v}_c = (P_{к1} - P_{f1})(\cos\alpha + \psi_1 \sin\alpha) + (P_{к2} - P_{f2}) + $$
$$+ P_{б1}(\sin\alpha + \psi_1 \cos\alpha) + P_{б2}\psi_2 - P_{кр}\cos\gamma \ .$$

Умножив левую и правую части этого выражения на радиус качения колес и разделив обе части на передаточное число трансмиссии, получим последнее уравнение системы (4) с учетом движения трактора на повороте

$$I_6 \dot{\omega}_6 = M_{ш1}(\cos\alpha + \psi_1 \sin\alpha) + M_{ш2} -$$
$$- \left\{ \frac{r_{ок}}{i} \left[P_{f1}(\cos\alpha + \psi_1 \sin\alpha + P_{f2} + P_{кр} \cos\gamma - \right.\right.$$
$$\left.\left. - P_{б1}(\sin\alpha + \psi_1 \cos\alpha) - P_{б2}\psi_2 \right] \right\} \qquad (5)$$

Выражение в фигурных скобках – момент сопротивления повороту при криволинейном движении. Касательную силу тяги ведущих осей найдем по выражению

$$P_{кi} = M_{шi} / r^{o}_{кi} \ , \qquad (6)$$

Угловая скорость, соответствующая поступательной скорости центра масс агрегата, связана с угловыми скоростями ведущих колес ω_4 и ω_5 зависимостью

$$\omega_6 = \omega_i \ (1 - \delta_i). \qquad (7)$$

Перестроив кривые буксования (момент на ведущем колесе в функции буксования), аппроксимируем их выражением

$$\delta_i = e^{-k(M_{max} - M)} \qquad (8)$$

где $k = 5 / r^0_{ki} G_{ki}$; r^0_{ki} - -радиус качения колеса в ведомом режиме на твердой опорной поверхности; φ - коэффициент сцепления; M_{max} - максимальный крутящий момент на колесе по сцеплению; M - текущее значение крутящего момента.

При численном интегрировании систем (1), (2) и (4) с учетом выражений (3), (5), (6), (7) и (8) определим все неизвестные, характеризующие криволинейное движение тракторного агрегата. Коридор его движения определяется траекториями двух крайних точек A'' и B' (рис. 1). Коридор движения определяет устойчивость и управляемость агрегата. Координаты крайних точек связаны с координатами центра масс агрегата и углом поворота остова трактора соотношениями

$$x_{A''} = x_c + (a\cos\beta + 0{,}5B_1\sin\beta); \quad y_{A''} = y_c - (0{,}5B_1\cos\beta - a\sin\beta);$$

$$x_{B'} = x_c - (b\cos\beta + 0{,}5B_2\sin\beta); \quad y_{B'} = y_c + (0{,}5B_2\cos\beta - b\sin\beta).$$

Радиусы кривизны, описываемые крайними точками, определяются выражением:

$$R_{A''} = \frac{(\dot{x}^2_{A''} + \dot{y}^2_{A''})\sqrt{\dot{x}^2_{A''} + \dot{y}^2_{A''}}}{\ddot{y}_{A''}\dot{x}_{A''} + \ddot{x}_{A''}\dot{y}_{A''}};$$

$$R_{B'} = \frac{(\dot{x}^2_{B'} + \dot{y}^2_{B'})\sqrt{\dot{x}^2_{B'} + \dot{y}^2_{B'}}}{\ddot{y}_{B'}\dot{x}_{B'} + \ddot{x}_{B'}\dot{y}_{B'}}.$$

Таким образом, полученные системы уравнений позволяют исследовать параметры криволинейного движения тракторного агрегата с учетом характеристик двигателя, трансмиссии, шин, а также процессы разгона, торможения агрегата и нагруженность трансмиссии трактора как при прямолинейном, так и при криволинейном движении.

Литература

1. Ким В.А. Уравнения движения тракторного поезда для исследования устойчивости его движения по траектории. - В сб.: Автотракторостроение. - Минск, 1975, вып. 7. 2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. - М., 1971.

УДК 629.114.2.017

Н.В.Богдан, Г.П.Грибко, А.М.Расолько

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СООТНОШЕНИЯ МАСС ЗВЕНЬЕВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА КАЧЕСТВО ТОРМОЖЕНИЯ

Торможение колесных тракторов класса 9 . . .14 кН с прицепами, вес которых достигает до 120 кН, сопровождается взаимодействием звеньев поезда, вследствие чего в тягово-сцепных устройствах возникают знакопеременные силы. Взаимодействие звеньев тракторного поезда происходит по ряду причин, основные из которых: асинхронное торможение трактора и прицепов; отсутствие тормозных механизмов на передней оси трактора.

Результаты исследований показывают [1], что колебания усилий в тягово-сцепных устройствах наблюдаются только в начальный период торможения, а затем затухают и движение звеньев тракторного поезда приближается к стационарному. В этом случае усилия в тягово-сцепных устройствах трактора $F_т$ и прицепов $F_п$ равны

$$F_т = \frac{m_1 m_2(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + m_1 m_3(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1)}{m_1 + m_2 + m_3}; \qquad (1)$$

$$F_п = \frac{m_1 m_3(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_1) + m_2 m_3(\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2)}{m_1 + m_2 + m_3},$$

где m_1, m_2, m_3 - приведенные массы трактора, первого и второго прицепов; $\ddot{x}_1$, $\ddot{x}_2$ и $\ddot{x}_3$ - парциальные замедления трактора, первого и второго прицепов.

Если трактор агрегатируется с прицепами, имеющими одинаковые конструктивные и весовые параметры, то при установившемся режиме торможения справедливы равенства $\ddot{x}_2$ =

$= \ddot{x}_3$; $m_2 = m_3$. Усилия в тягово-сцепных устройствах в этом случае имеют вид

$$F_т = \frac{2 \Delta \ddot{x} m_1 m_2}{m_1 + 2m_2}; \qquad F_п = \frac{\Delta \ddot{x} m_1 m_2}{m_1 + 2 m_2}, \quad (2)$$

где $\Delta \ddot{x} = \ddot{x}_2 - \ddot{x}_1$ – разница парциальных замедлений прицепа и трактора.

Приведенные на рис. 1 графические зависимости усилий в тягово-сцепных устройствах от $\Delta \ddot{x}$ применительно к тракторному поезду, состоящему из трактора МТЗ-80 и двух прицепов 2ПТС-4, показывают, что разница парциальных замедлений звеньев тракторного поезда существенно влияет на величину усилий в тягово-сцепных устройствах. Так, при $\Delta \ddot{x} = 5$ м/с^2, что соответствует торможению тракторного поезда только тормозами прицепов, усилие растяжения может достигнуть 14 кН, а прицепов – 7 кН.

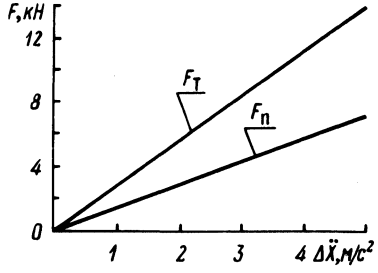


Рис. 1. Зависимость усилий в сцепках тракторного поезда от разности порциальных замедлений.

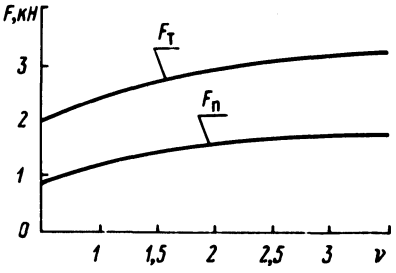


Рис. 2. Зависимость усилий в сцепках от соотношения масс трактора и прицепа.

При торможении поезда только трактором ($\Delta \ddot{x}$ находится в пределах 3...4 м/с^2) усилие сжатия в сцепных устройствах трактора будет 10 кН, а прицепов – 5 кН.

На величину усилий в тягово-сцепных устройствах влияет также соотношение масс трактора и прицепа

$$F_т = \frac{2 \Delta \ddot{x} \nu}{1 - 2\nu} m_1; \qquad F_п = \frac{\Delta \ddot{x} \nu}{1 - 2\nu} m_1, \quad (3)$$

где $\nu = m_2 / m_1$ – коэффициент соотношения масс прицепа и трактора.

На основе расчетов выражений (3) построены графические зависимости (рис. 2), которые показывают, что при $\Delta\ddot{x} = 1$ м/с^2 увеличение ν от 0,5 до 3,5, т.е. в пределах, возможных при эксплуатации тракторного поезда, приводит к возрастанию усилий в тягово-сцепных устройствах, причем более интенсивно для трактора. При увеличении разницы парциальных замедлений звеньев поезда $\Delta\ddot{x}$ влияние соотношения масс прицепа и трактора на $F_т$ и $F_п$ повышается.

Определение усилий в тягово-сцепных устройствах через парциальные замедления звеньев тракторного поезда не требует вычисления тормозных сил. Вместе с тем определение тормозных сил на колесах звеньев по известным тормозным моментам имеет свои особенности и при стационарном режиме торможения.

Тормозная сила с учетом углового замедления колеса выражается следующей зависимостью:

$$P_{ji} = \frac{M_{ji}(t)}{r_{ji}} + \frac{J_{ji}}{r_{ji}^2} \frac{1}{\sum\limits_{j=1}^{N} m_j} \sum_{j=1}^{N} \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{ji}(t)}{r_{ji}}, \quad (4)$$

где M_{ji} – тормозной момент; r_{ji} – радиус качения колеса; J_{ji} – момент инерции колеса.

В общем случае тормозная сила на колесе тракторного поезда определяется не только тормозным моментом, приложенным к этому колесу, но зависит также от моментов на других колесах. При этом от сочетания величин, входящих в выражение (4), возможны случаи, когда $P_{ji} = 0$ или $P_{ji} > 0$, т.е. несмотря на то, что к колесу приложен тормозной момент, оно может катиться в свободном или даже в ведущем режимах.

Суммарные тормозные силы на колесах трактора P_1 и прицепа P_2, определяемые через парциальные замедления звеньев трехзвенного тракторного поезда при условии, что $\ddot{x}_2 > \ddot{x}_1$ и $\ddot{x}_2 = \ddot{x}_3$, равны

$$P_1 = -m_1\ddot{x}_1 + \sum_{i=1}^{n} \frac{J_{1i}}{r_{1i}^2} \cdot \frac{m_2 + m_3}{m_1 + m_2 + m_3} \Delta\ddot{x};$$

$$P_2 = - m_2\ddot{x}_2 - \sum_{i=1}^{n} \frac{J_{2i}}{r_{2i}^2} \frac{m_1}{m_1 + m_2 + m_3} \Delta\ddot{x}. \qquad (5)$$

Из выражений (5) следует, что если $\ddot{x}_2 > \ddot{x}_1$, т.е. при большей эффективности торможения прицепов по сравнению с трактором, суммарная тормозная сила трактора уменьшается, а прицепов увеличивается. При этом величина изменения тормозных сил зависит от соотношения масс трактора и прицепов, с одной стороны, и моментов инерции колес, с другой. Выражения (5) справедливы только в том случае, если все звенья при торможении в составе поезда имеют одинаковое действительное замедление, хотя их парциальные замедления могут быть различными. Следовательно, при строгом подходе в определении тормозных сил на колесах тракторного поезда необходимо рассматривать не абстрактное отдельное колесо, а систему тракторного поезда в целом.

Литература

1. Повышение безопасности движения тракторных поездов путем совершенствования тормозных систем / Н.В.Богдан, Г.П.Грибко, А.М.Рассолько, Е.А.Романчик. -Экспресс-информация. Сер. Сельск. хоз-во. - Минск, 1978.

УДК 629.11.073.23

А.В.Войтиков

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК ПО КОЛЕСАМ ТРАКТОРА НА ЕГО КУРСОВУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОПЕРЕК СКЛОНА

Основное влияние на курсовую устойчивость трактора при движении поперек склона оказывает боковой увод шин. Сопротивляемость шины боковому уводу характеризуется коэффициентом k_y, который для каждого типоразмера шин зависит в основном от нормальной нагрузки и давления воздуха в шине. Боковая составляющая веса трактора $G\sin\alpha$ вызывает перераспределение нормальных нагрузок по его колесам, а также смещает точки приложения равнодействующих реакций почвы R_i, действующих в пятне контакта каждого колеса на величину e_i вверх по склону (рис. 1).

Так как движение трактора строго вдоль горизонталей склона практически невозможно, то его продольная ось будет составлять с заданным направлением некоторый постоянно меняющийся угол φ. Это создаст дополнительно перераспределение нагрузок между передними и задними колесами на величину

$$\Delta R_n = \frac{h_c}{L} G \sin\alpha \sin\varphi , \qquad (1)$$

где h_c – вертикальная координата центра тяжести трактора; L – продольная база трактора; α – крутизна склона.

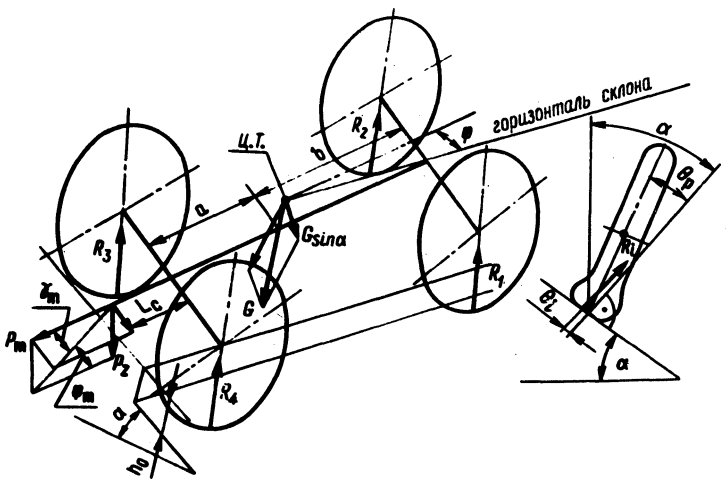


Рис. 1. Схема к определению нормальных нагрузок на колесах трактора, движущегося поперек склона.

Работа трактора с навесной сельхозмашиной приводит к разгрузке его передних ($\Delta R_{1м}$; $\Delta R_{2м}$) и догрузке задних ($\Delta R_{3м}$; $\Delta R_{4м}$) колес.

Указанные приращения нагрузок определяются из выражений [1] :

$$\Delta R_{1м} = \Delta R_{2м} = -0{,}5(c_1 P_z + c_2 P_т);$$

$$\Delta R_{3м} = c_3 P_z + c_4 P_т; \qquad (2)$$

$$\Delta R_{4м} = c_5 P_z + c_6 P_т ,$$

где P_z и $P_т$ – соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие тягового усилия.

Значения коэффицеентов $c_1 \ldots c_6$, входящих в формулы (2), определяются (для случая, когда колея опорного колеса сельскохозяйственной машины совпадает с колеей левого колеса трактора и ее центр тяжести находится в продольно-вертикальной плоскости симметрии трактора) по следующим зависимостям:

$$c_1 = 0;\ c_2 = \frac{\operatorname{tg}\varphi_т}{\cos\gamma_т}\ \frac{L_c}{L};\quad c_3 = -c_5 = -0{,}5;$$
$$c_4 = c_6 = 0{,}5\ \frac{\operatorname{tg}\varphi_т}{\cos\gamma_т}\left(1 + \frac{L_c}{L}\right), \qquad (3)$$

где $\varphi_т$ и $\gamma_т$ – углы между вектором результирующей тягового усилия и соответственно горизонтальной и продольно-вертикальной плоскостью; L_c – расстояние от оси задних колес до точки приложения равнодействующей тягового усилия.

Работа трактора на пахоте увеличивает его поперечный наклон на величину $\operatorname{arctg} h_o/B$, где h_o – глубина пахоты; B – колея трактора.

Обобщая вышеизложенное, получим следующие выражения для определения текущих значений нормальных нагрузок на каждом из колес трактора:

$$\begin{cases} R_1 = \dfrac{Ga}{2L}\left[\cos\alpha_o\left(1 + \dfrac{e_1}{0{,}5B}\right) + \dfrac{h_c}{0{,}5B}\sin(\alpha_o - \theta_{p1}) - \right. \\ \left. - \dfrac{h_c}{a}\sin\alpha_o \sin\varphi\right] - 0{,}5\,(c_1 P_z + c_2 P_т); \\ R_2 = \dfrac{Ga}{2L}\left[\cos\alpha_o\left(1 - \dfrac{e_2}{0{,}5B}\right) - \dfrac{h_c}{0{,}5B}\sin(\alpha_o - \right. \\ \left. - \theta_{p2}) - \dfrac{h_c}{a}\sin\alpha \sin\varphi\right] - 0{,}5(c_1 P_z + c_2 P_т); \qquad (4) \\ R_3 = \dfrac{Gb}{2L}\left[\cos\alpha_o\left(1 - \dfrac{e_3}{0{,}5B}\right) - \dfrac{h_c}{0{,}5B}\sin(\alpha_o - \right. \end{cases}$$

$$- \theta_{p3}) + \frac{h_c}{b} \sin\alpha_o \sin\varphi \Big] + c_3 P_z + c_4 P_т ;$$

$$R_4 = \frac{Gb}{2L} \Big[\cos\alpha_o \Big(1 + \frac{e_4}{0{,}5B}\Big) + \frac{h_c}{0{,}5B} \sin(\alpha_o -$$

$$- \theta_{p4}) + \frac{h_c}{b} \sin\alpha_o \sin\varphi \Big] + c_5 P_z + c_6 P_т ,$$

где $\alpha_o = \alpha + \operatorname{arctg} \frac{h_o}{B}$; a и b – координаты ц.т. трактора; θ_{pi} – угол между продольной плоскостью вращения колеса и плоскостью, перпендикулярной опорной поверхности.

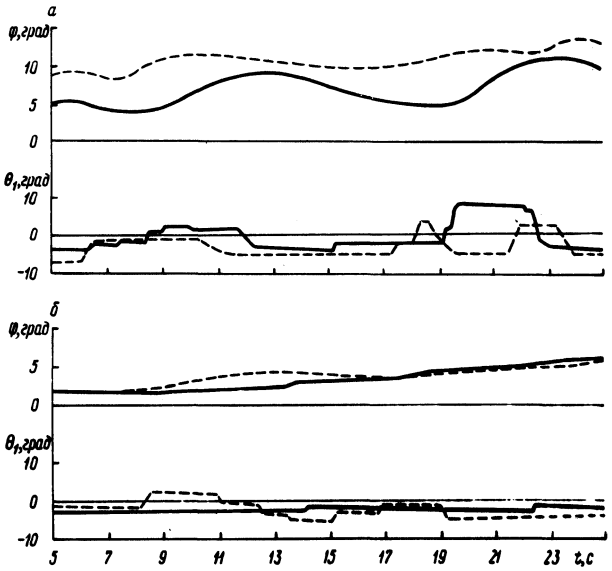


Рис. 2. Изменение во времени положения продольной оси трактора φ и угла поворота его передних колес θ_1 при движении по склону 10° вдоль заданного направления:

—— $P_т$=4 кН; --- $P_т$ = 12 кН; а – САС выключена; б – САС включена.

Анализ формул (4) показывает, что для трактора с системой автоматической стабилизации остова (САС) перераспределение нормальных нагрузок по колесам меньше, чем у трак-

тора без такой системы. Это обусловлено тем, что в первом случае $\theta_{pi} = \alpha_o$, во втором $\theta_{pi} = 0$, а также тем, что значения φ и e_i для трактора с САС тоже меньшие.

Перераспределение нормальных нагрузок приводит к изменению коэффициента сопротивления уводу шин, боковой составляющей веса и силы сопротивления качению каждого колеса. В процессе движения обычно задние колеса догружаются, а передние разгружаются и может наступить момент, когда R_i станет меньше некоторой минимальной нагрузки, при которой k_y принимает нулевое значение. В этом случае произойдет проскальзывание колеса вниз по склону. Различие нормальных нагрузок приводит к тому, что даже для колес одной оси углы увода шин будут разными. С ростом тягового усилия значения углов увода задних колес возрастают, а так как обычно эти колеса не управляемы, то, следовательно, курсовая устойчивость трактора будет ухудшаться.

Указанные теоретические предпосылки были подтверждены экспериментально. Установлено, что курсовая устойчивость трактора с ростом тягового усилия ухудшается, причем более интенсивно для трактора без системы стабилизации остова (рис. 2). Это обусловлено перераспределением нормальных нагрузок по колесам трактора, а также ростом буксования колес, приводящим к продольному и поперечному проскальзыванию контактного отпечатка шины относительно опорной поверхности.

Выводы. При исследовании курсовой устойчивости колесного трактора на склоне необходимо учитывать изменение нормальных реакций на каждом из его колес. С ростом тяговой нагрузки курсовая устойчивость трактора ухудшается.

Литература

1. Прицкер П.Я. Основы теории корректирования силового воздействия навесных машин на колесный трактор. Автореф. канд. дис.—Минск, 1974.

УДК 629.114.2.017

Ю.М. Жуковский

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РАЗЛИЧНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ-80/82

Тракторы МТЗ-80/82 оборудованы сухими дисковыми тормозными механизмами с механическим приводом, которые установлены на ведущих шестернях конечных передач с правой и левой сторон заднего моста. Каждый тормозной механизм имеет два фрикционных диска (четыре пары трения). При работе тормозных механизмов используется эффект самоусиления, достигаемый посредством самозаклинивающихся шариков, расположенных в лунках нажимных дисков [1].

Нажимные диски тормозных механизмов изготавливаются из чугуна КЧ 35-10 (ГОСТ 1215-59), крышки стаканов - из чугуна СЧ 18-36 (ГОСТ 1412-70). Испытаниям подвергались фрикционные материалы следующих марок: 1) серийные фрикционные накладки шифра 41-132-67с (НСФ-6); 2) накладки шифра 41-132-67, выполненные с пониженной твердостью; 3) накладки шифра 41-131-77с; 4) накладки НСФ3 (Барнаульского завода АТИ); 5) накладки условного шифра В-1; 6) накладки условного шифра В-2; 7) накладки условного шифра В-3; 8) накладки условного шифра В-4; 9) накладки условного шифра В-5 (НСФ-1).

Было испытано по одному экземпляру каждой комплектации. Испытания проводились до появления одного из признаков ненормальной работы тормозного механизма (недопустимого уменьшения эффективности торможения, нарушения кинематики тормозного механизма вследствие предельного износа пар трения). Фрикционные накладки в каждой комплектации были приклеены к стальным дискам клеем ВС-10Т по серийной технологии склеивания.

Испытания проводились на тормозном стенде инерционного типа. Принцип испытаний заключался в периодических разгонах маховых масс стенда до угловой скорости 68 1/с, что соответствует частоте вращения вала тормоза на тракторе при скорости последнего 9,27м/с, с последующей их остановкой испытуемым тормозным механизмом. В процессе испытаний повторение торможений осуществлялось автоматически с интервалом 120с. При этом тормозной механизм обдувался венти-

лятором таким образом, чтобы его температура не превышала 150...165°С. Температура в тормозном механизме измерялась хромель-копелевой термопарой с использованием прибора МР- 64-02 в соответствии с регламентированными принципами [2].

Значения коэффициента трения μ в тормозном механизме определялись по следующей формуле:

$$= \frac{tg\alpha}{2} + \sqrt{\left(\frac{tg\alpha}{2}\right)^2 + \frac{M_m \, tg\alpha}{4R_{cp}(G+\Delta G_{в.р} - \Delta G_{с.п})\, i_{пр}\, \eta_M}},$$

где α - угол подъема лунок нажимных дисков; M - тормозной момент, развиваемый механизмом (определяется по значению времени торможения); R_{cp} - средний радиус трения; G - вес задающего груза. Вес задающего груза определяется по усилию на сдвоенных тормозных педалях тракторов МТЗ-80/82, которое не должно превышать 400 Н [3], с учетом силового передаточного отношения тормозных приводов трактора и стенда; $\Delta G_{в.р.}$ - вес тормозного рычага, приведенный к точке подвеса задающего груза; $\Delta G_{с.п}$ - усилие сопротивления стяжных пружин нажимных дисков, приведенное к точке подвеса задающего груза (определяется из графоаналитического анализа кинематики рычажной системы стенда); $i_{пр}$ - кинематическое передаточное число привода (также определяется из графоаналитического анализа кинематики рычажной системы стенда); η_M - механический КПД рычажной системы стенда.

Методика расчета величины тормозного момента по значению времени торможения t основана на том, что при постоянном приводном усилии в течение одного цикла торможения величина тормозного момента является постоянной и вызывает линейное изменение угловой скорости вала тормозного механизма с находящимися на нем маховыми массами:

$$M_m = \frac{W}{\omega_{cp}\, t} - \Delta M,$$

где W - кинетическая энергия маховых масс, поглощаемая тормозным механизмом; ω_{cp} - средняя угловая скорость вала тормозного механизма за цикл торможения; t - время торможения. Измерение времени торможения производилсоь десятикратно, а его величина определялась как среднеарифметическое значение от десяти замеров; ΔM - среднее значение момента потерь от трения вне тормозного механизма.

Значение ΔM определено методом выбега

$$\Delta M = \frac{W}{\omega_{ср} \; t_{выб}},$$

где $t_{выб.}$ – время выбега, т.е. время свободного вращения маховых масс стенда после отключения приводного электродвигателя.

Зависимости коэффициента трения от числа циклов торможений для фрикционных материалов, указанных выше марок, изображены на рис. 1. Номера кривых соответствуют номерам перечня.

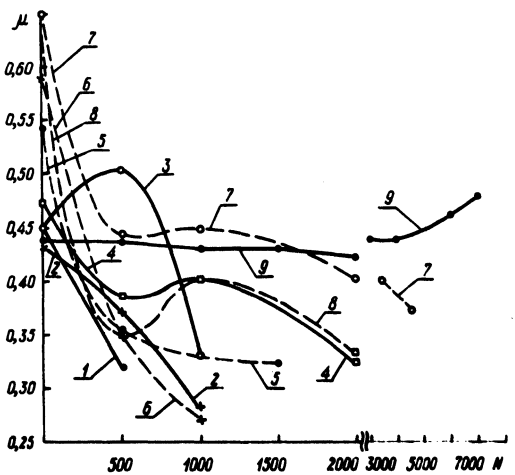


Рис. 1. Изменение коэффициентов трения фрикционных материалов в зависимости от числа циклов торможений.

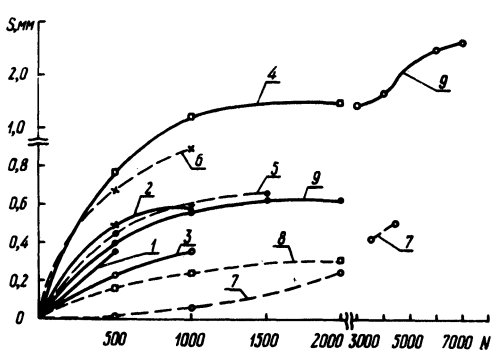


Рис. 2. Износ фрикционных накладок в зависимости от числа циклов торможений.

Износ фрикционных накладок определялся микрометражом при периодических разборках тормозных механизмов. Зависимости износов фрикционных накладок S от числа циклов торможений представлены на рис. 2.

По причинам прекращения испытаний исследованные фрикционные материалы можно разделить на две группы:

1-я группа (фрикционные материалы №1...8)- это материалы, испытания которых были прекращены из-за потери эффективности торможения при частичном износе накладок. Эффективность торможения определялась по условному тормозному пути, величина которого не должна превышать 10м при начальной скорости торможения 30км/ч [3] . Специфическая особенность материалов этой группы заключается в том, что по мере увеличения числа циклов торможений на рабочих поверхностях фрикционных накладок образуется твердая блестящая корка, резко снижающая коэффициент трения. Эта корка более интенсивно образуется на рабочих поверхностях, контактирующих с нажимными дисками, т.е. там, где ухудшен теплоотвод. Таким образом, тормозные механизмы, содержащие фрикционные материалы первой группы, выходят из строя из-за снижения коэффициента трения при реализации небольшой доли запаса на износ фрикционных накладок. При этом экспериментально установлено, что попытки восстановить эффективность этих тормозных механизмов методами промывки или механической очистки фрикционных накладок с целью снятия корки не дают положительных результатов. Это свидетельствует о том, что снижение эффективности торможения связано не только с образованием корки, но и с изменениями структуры фрикционной накладки на некоторой глубине.

2-я группа (фрикционный материал №9, т.е. В-5 (НСФ-1) имеет ту характерную особенность, что по мере роста числа циклов торможений на рабочих поверхностях фрикционных накладок упомянутая выше блестящая корка не образуется, а фрикционная накладка нормально изнашивается, и коэффициент трения по мере приработки рабочих поверхностей несколько возрастает (см. рис. 1). При этом предельный суммарный износ в тормозном механизме (его величина обусловлена предельным положением тяг в горловине кожуха) достигается после 7000 циклов торможений, что эквивалентно 3850 моточасам работы трактора в эксплуатационных условиях.

Результаты исследования работы фрикционных материалов в тормозных механизмах представлены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний фрикционных материалов

№ комплектации тормозных механизмов	Число торможений на стенде, после которого закончены испытания	Долговечность в моточасах	μ -коэффициент трения в начале испытаний	$S_{усл}$ - условный тормозной путь в начале испытаний, м	μ - коэффициент трения в конце испытаний	$S_{усл}$ - условный тормозной путь в конце испытаний, м	Суммарный износ фрикционных накладок, мм
1	500	275	0,45	7,9	0,32	12,8	0,36
2	1000	550	0,43	8,3	0,28	14,7	0,46
3	1000	550	0,45	7,8	0,33	12,4	0,18
4	2000	1100	0,47	7,3	0,32	13,9	1,41
5	1500	825	0,55	5,8	0,32	13,1	0,68
6	1000	550	0,59	5,2	0,27	16,2	0,88
7	4500	2480	0,67	4,1	0,37	10,7	0,50
8	2000	1100	0,67	4,1	0,33	11,6	0,33
9	7000	3850	0,44	8,95	0,48	10,0	2,59

Выводы. 1. Наиболее перспективным материалом для фрикционных накладок тормозных механизмов тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82 является материал НСФ-1 (ГОСТ 1786-74).

2. Долговечность тормозных механизмов с фрикционными накладками из материала НСФ-1 может быть увеличена за счет: укорачивания тяг нажимных дисков; изготовления запасных лунок на нажимных дисках, имеющих меньшую глубину, чем глубина основных лунок; применения на тракторах МТЗ-80/82 тормозных механизмов прямого действия, обладающих меньшей чувствительностью к износам, чем тормозные механизмы, использующие эффект самоусиления.

Литература

1. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Минск, 1977. 2. ГОСТ 1786-74. Накладки сцепления фрик-

ционные асбестовые. - Взамен ГОСТ 1786-66. - Введ. 01.01.75; Срок действия до 01.01.80. 3. Единые требования к конструкции тракторов и сельхозмашин по гигиене труда и технике безопасности. ЕТ-1У-М., 1976.

УДК 629.114.3 - 0,73

П.В.Зеленый

К ВОПРОСУ МЕХАНИКИ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

При описании движения механических систем в первую очередь необходимо составить уравнения наложенных на систему связей, так как характер последних определяет не только вид траектории движения системы, но и выбор приемов для его изучения. К одним из основных при решении прикладных задач по устойчивости движения транспортных средств, в частности крутосклонных, относят ограничения, налагаемые опорной поверхностью на движение системы,тесно связанные с ее физико-механическими характеристиками и особенностями ходовой части.

В соответствии с терминологией Герца все кинематические связи в классической механике разбивают на голономные и неголономные [1]. Неголономность обычно имеет место в системах с контактами качения. Условием качения является равенство мгновенных скоростей двух частиц принадлежащих соприкасающимся телам в точке контакта [2],

$$\omega_{У} = r_{Д}\dot{\gamma} , \qquad (1)$$

где $\omega_{У}$ - проекция скорости качения колеса на ось, расположенную в плоскости его вращения; $r_{Д}$ - динамический радиус колеса (рис. 1, а и б); $\dot{\gamma}$ - угловая скорость колеса.

Это утверждение не подлежит сомнению, когда речь идет о моделировании движения пневматического колеса по недеформируемой поверхности, характеризуемого отсутствием проскальзывания в пятне контакта (качение колеса автомобиля по асфальту или бетону). Однако типичным режимом работы тракторных шин, особенно на склоне, является качение при наличии буксования порядка 15...20% вследствие деформируемости опорной поверхности и значительного касательного усилия, развиваемого колесом. Иными словами, имеет место не-

равенство мгновенных скоростей двух частиц, принадлежащих шине и грунту, в пятне контакта. Тем не менее и в этом случае система является неголономной, так как, согласно [2], ее конфигурацию невозможно описать с помощью обобщенных координат q_p ($p = 1, 2, \ldots, n$) и времени t, которые могли бы свободно и независимо изменяться. Действительно, положение колеса в плоскости его вращения может быть задано двумя обобщенными координатами У и γ, где У – положение оси; γ – угол поворота колеса вокруг оси (рис. 1, б). А так как поверхность качения шероховата (она допускает лишь частичное скольжение колеса, а не полное, которым характеризуются идеально гладкие поверхности), то изменение любой обобщенной координаты У или γ непременно повлечет изменение второй, т.е. соответственно γ или У.

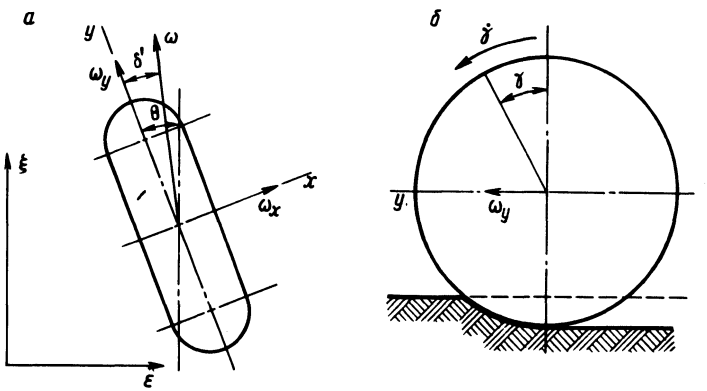


Рис. 1. Механика качения колеса.

Исходя из приведенных рассуждений, условие неголономности (1) для качения колеса с буксованием

$$\omega_У = r_д \dot{\gamma} \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \qquad (2)$$

где δ – буксование колеса, %.

Введем обозначение $\dot{\gamma}' = \dot{\gamma}\left(1 - \frac{\delta}{100}\right)$, где $\dot{\gamma}'$ назовем условной угловой скоростью вращения колеса, которая при отсутствии проскальзывания в пятне контакта обеспечит такую же скорость его качения, как и действительная угловая скорость $\dot{\gamma}$ при наличии проскальзывания. Тогда γ' будет представлять собой угловую обобщенную координату.

Откуда условие неголономности (2) примет вид

$$\omega_y = r_д \dot{\gamma}' . \qquad (3)$$

Очевидно, что при полном (100%) буксовании колеса, причиной которого могут послужить недостаточные сцепные качества и большое сопротивление качению, рассматриваемая система превратится в голономную, а уравнение (3) потеряет силу, так как в этом случае обобщенные координаты окажутся независимыми, т.е. их можно произвольно изменять, не нарушая связей. Нарушение неголономности рассматриваемой связи по выражению (3) свидетельствует о приобретении системой дополнительной степени свободы.

Для абсолютно жесткого в осевом направлении колеса (жесткий диск) условие второй неголономной связи заключается в равенстве нулю боковой скорости [2,3] (рис. 1,а)

$$\omega_x = 0, \qquad (4)$$

где ω_x – проекция скорости качения колеса на ось, перпендикулярную плоскости его вращения. Это же условие для движения эластичного колеса [3, 4] имеет следующий вид:

$$\omega_x = \delta'_y \omega_y . \qquad (5)$$

Здесь под δ'_y понимается так называемый "чистый" увод или, по Рокару, псевдоскольжение, причина которому – упругая деформация шины в поперечной плоскости при отсутствии проскальзывания пятна контакта в деформации опорной поверхности.

Связь, налагаемая опорной поверхностью на перемещение колеса в осевом направлении, неголономна и при наличии поперечной деформации опорной поверхности, так как и в этом случае ее уравнение также неинтегрируемо

$$\omega_x = \delta' \omega_y , \qquad (6)$$

где δ' – суммарный угол отклонения траектории движения колеса вследствие боковой деформации шины и грунта.

Последнее заключение справедливо лишь в случае, когда в первом приближении можно пренебречь свободными боковыми смещениями колеса, т.е. считать, что ω_x строго связано с

ω_y и δ'. Условие связи при таком допущении, очевидно, состоит в том, что вектор скорости середины геометрической оси колеса составляет с плоскостью его вращения угол δ', или $\omega_x/\omega_y = \mathrm{tg}\,\delta'$, что при малых значениях δ' и дает условие неголономности на основе выражения (6).

Рассмотренная связь так же, как и первая, сохраняет неголономность до тех пор, пока не произойдет срыв почвы и не наступит скольжение колеса под действием постоянной силы. Как только это произойдет, условие неголономности связи (6) будет нарушено и система приобретет еще одну дополнительную степень свободы, т.е. сможет совершать свободные боковые перемещения.

При отсутствии связей колесо, как и всякое твердое тело, обладает шестью степенями свободы, а его положение в пространстве может быть однозначно задано шестью обобщенными координатами, например, тремя координатами центра тяжести и тремя углами Эйлера. Появление же связей обусловлено установкой колеса на остове транспортного средства и введением его во взаимодействие с опорной поверхностью. При этом система получает две голономные, а при отсутствии полного скольжения колеса дополнительно и две неголономные (3) и (6) связи, первые две из которых уменьшают число ее обобщенных координат, а две оставшиеся – число степеней свободы на две, переводя систему одновременно в разряд неголономных. Тогда число степеней свободы колеса, установленного на остове транспортного средства, при наличии пробуксовывания и поперечной деформации почвы так же, как и при их отсутствии, равно двум, а число обобщенных координат – четырем. Это –y, x, γ' и угол θ поворота колеса в горизонтальной плоскости (рис. 1, а).

Литература

1. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. – Л. – М., 1948, ч. II. 2. Синг Дж.Л. Классическая динамика. – М., 1963. 3. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. – М., 1967. 4. Рокар И. Неустойчивость в механике. – М., 1959.

УДК 629.114.2.001.4

И.П.Ксеневич, В.Я.Рубенчик, А.В.Антонов

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИЙ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАБИНЫ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ ТРАКТОРА

Безопасная кабина - неотъемлемая часть современных тракторов. Она защищает тракториста от серьезных травм при опрокидывании трактора. Защитные свойства кабины характеризуются способностью ее силовых элементов (стержней, рам) противостоять нагрузкам. Пределом допустимых деформаций кабины служит зона безопасности, которая регламентируется ГОСТ 7057-73. Энергия удара, по которой ведут расчет и испытания кабины, также определяется ГОСТ 7057-73.

При сопоставлении нормативов на геометрические параметры внутреннего пространства кабин и зоны безопасности устанавливается величина допускаемых перемещений (порядка 250...300 мм), которая определяет работу силовых элементов кабины за пределами упругой зоны при значительной пластической деформации материала.

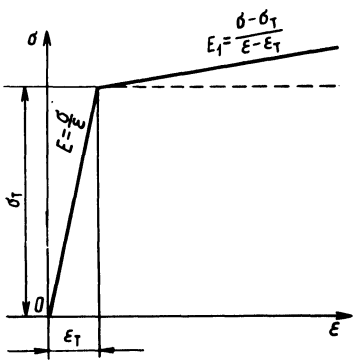


Рис. 1. Диаграмма растяжения.

В настоящей статье рассмотрена задача расчета на ЭВМ плоских рам при нагрузке в своей плоскости с учетом пластических деформаций. Общая задача для кабины является пространственной, однако выделение и анализ плоских рам в сочетании с экспериментальными исследованиями позволяют выбрать оптимальные пропорции и размеры сечения стержней.

Построение теории и организация расчетов связаны со схематизацией диаграммы растяжения (рис. 1).Для пластичных прокатных материалов обычно принимают схему идеальной пластичности (пунктирная линия). Однако схема идеальной пластичности применительно к расчету плоских рам приводит к

противоречию. Так, понятие точечного пластического шарнира, используемого в строительной механике, при ближайшем рассмотрении оказывается некорректным. Хотя кривизна в одной точке (шарнире) стремится к бесконечности, интеграл от кривизны, выражающий деформацию, остается ограниченным и малым, соизмеримым с деформацией упругого изгиба. Задача становится принципиально неразрешимой.

При схематизации диаграммы растяжения можно использовать степенные или более сложные зависимости [1]. В данном случае для прокатных материалов, идущих на изготовление силовых элементов кабины, была принята, как наиболее простая, схема пластичности с линейным упрочнением (сплошная линия). Зависимость между напряжением σ и относительным удлинением ε представляется в виде

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon \text{ при } \varepsilon \leq \varepsilon_т ; \\ \sigma_т + E_1(\varepsilon - \varepsilon_т) \text{ при } \varepsilon \geq \varepsilon_т, \end{cases} \qquad (1)$$

где E – модуль упругости, E_1 – модуль упрочнения, $\sigma_т$ –предел текучести; $\varepsilon_т = \frac{\sigma_т}{E}$ – относительное удлинение, соответствующее пределу текучести.

Для выполнения расчетов нужно располагать численным значением модуля упрочнения E_1. В справочной литературе численные характеристики упрочнения для малоуглеродистых сталей, идущих на изготовление силовых элементов кабины, отсутствуют. Чтобы определить значения E_1, был выполнен эксперимент.

С целью обработки результатов эксперимента была проведена серия расчетов с применением ЭВМ (по излагаемой в статье методике) с варьированием модуля упрочнения. Сопоставление расчетных кривых с экспериментальной, во-первых, подтвердило возможность применения в расчетах спрямленной диаграммы растяжения и, во-вторых, позволило выявить значения модуля упрочнения, а именно:

для малоуглеродистых качественных сталей (сталь 20) $E_1 = 7350$ МН/м^2, $E_1/E = 0{,}035$;

для неупрочненных алюминиевых сплавов (сплав 1915) $E_1 = 2100$ МН/м^2, $E_1/E = 0{,}01$.

Возможность применения спрямленной диаграммы для испытанных материалов подтверждается также данными, приведен-

ными для легированных сталей, $E_1 / E = 0{,}025...0{,}07$ [1], [2].

В соответствии с общими положениями теории упругопластического изгиба стержней [3] используем гипотезу плоских сечений. Для простоты ограничимся случаем симметричного поперечного сечения стержня. В решении задачи применяется параметр η – расстояние от нейтральной оси до границы между зонами упругости и пластичности. Кривизна (вторая производная прогиба) выразится следующим образом:

$$K = \pm \frac{\sigma_т}{E\,\eta} \tag{2}$$

(знак кривизны соответствует знаку изгибающего момента).

Напряжения изгиба на стороне растяжения представляются в виде

$$\sigma = \begin{cases} \sigma_т + \dfrac{E_1}{E}\,\sigma_т\left(\dfrac{y}{\eta} - 1\right) & \text{при } y > \eta\ ; \\[2ex] \sigma_т\,\dfrac{y}{\eta} & \text{при } y < \eta\ , \end{cases} \tag{3}$$

где y – ордината точки сечения.

Изгибающий момент выражается как удвоенный интеграл по площади половины сечения (для симметричного сечения)

$$M = 2\int_F \sigma y\, dF. \tag{4}$$

Для коробчатого сечения (рис. 2) можно получить при $0 < \eta < y_1$

$$M = M_2 - A\,\eta^2 + \frac{B}{\eta} \tag{5}$$

$$M_2 = \sigma_т\left(1 - \frac{E_1}{E}\right)\left[b\,(y_2^2 - y_1^2) + 2\delta y_1^2\right]\ ;$$

$$A = \frac{2}{3}\sigma_т\left(1 - \frac{E_1}{E}\right)\delta\ ;$$

$$B = \frac{2}{3}\,\sigma_т\,\frac{E_т}{E}\left[b\,(y_2^3 - y_1^3) + 2\,\delta\, y_1^3\right].$$

Уравнение (5) является кубическим относительно параметра η, а именно:

$$\eta^3 - 3p\eta - 2q = 0, \qquad (6)$$

где $p = \dfrac{M_2 - M}{3A}$, $q = \dfrac{B}{2A}$.

Решение уравнения (6) определяет действительный положительный корень однозначно:

$$\eta = \begin{cases} \sqrt[3]{q + \sqrt{q^2 - p^3}} - \sqrt[3]{-q + \sqrt{q^2 - p^3}} \text{ при } q^2 - p^3 > 0; \\ \\ 2\sqrt{p}\cos\left(\dfrac{1}{3}\arccos\dfrac{q}{\sqrt{p^3}}\right) \text{ при } q^2 - p^3 < 0. \end{cases} \qquad (7)$$

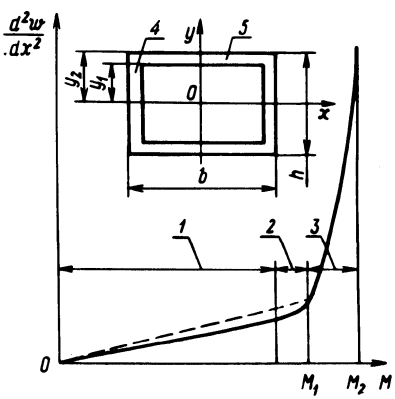


Рис. 2. Зависимости кривизны стержня $\dfrac{d^2w}{dx^2}$ от изгибающего момента M:

1 – зона упругой деформации; 2 – зона упруго-пластических деформаций полок; 3 – зона упруго-пластических деформаций стоек; 4 – стойка; 5 – полка.

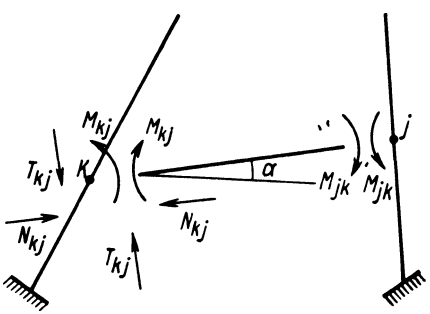


Рис. 3. Стержневая система.

Решение, как отмечалось, имеет место при $0 < \eta < y_1$. При $y_1 < \eta < y_2$ может быть получено аналогичное решение.

Однако на этом участке кривая зависимости кривизны от изгибающего момента (рис. 2) незначительно отклоняется от прямой, соответствующей чисто упругой деформации. Поэтому было допущено следующее упрощение (показано пунктиром): при $M < M_1$

$$K = \frac{\sigma_T}{E\ y_1} \quad \frac{M}{M_1}, \tag{8}$$

где $M_1 = M_2 - Ay_1^2 + \frac{B}{y_1}$.

Решение задачи упругопластического изгиба стержней рамы сводится к определению перемещения узлов.

Для отдельно взятого стержня с узлами k и j (рис. 3) длиной l изгибающий момент M в сечении выражается как функция ординаты x вдоль стержня.

$$M = M_{kj} + T_{kj}\ x, \tag{9}$$

где $T_{kj} = T_{jk} = -\frac{1}{l}(M_{kj} + M_{jk})$ – поперечная сила.

В соответствии с предыдущим установлена кривизна K, а интегрирование по длине стержня позволяет определить соотношения между угловыми γ_k, γ_j и тангенциальными w_k, w_j перемещениями узлов

$$\gamma_j = \gamma_k + \int_0^l K\,dx$$

$$w_j = w_k + \gamma_k l + \int_0^l dx \int_0^x k\,dx = \tag{10}$$

$$= w_k + \gamma_k l + \int_0^l (l - x)\,K\,dx.$$

Выражения для относительных перемещений примут вид

$$\gamma_{kj} = \int_0^l K\,dx = \gamma_j - \gamma_k;$$

$$w_{kj} = \int_0^l \left(\frac{l}{2} - x \right) K dx = w_j - w_k - \frac{l}{2} (\gamma_k - \gamma_j). \qquad (11)$$

Интегралы от кривизны определяют соотношения между перемещениями (углами поворота и прогибами) концевых сечений одного из отдельно взятых стержней рамы. Были введены специальные функции перемещений, обеспечивающие симметрию расчетных формул.

Численное дифференцирование позволяет определить частные производные функций перемещений по концевым изгибающим моментам стержней, т.е. получить матрицу жесткости и путем ее обращения матрицу податливости.

В итоге получены формулы для приращений (дифференциалов) функций перемещения в зависимости от приращений концевых моментов.

Кроме изгиба, будем учитывать растяжение-сжатие стержней. Применение ЭВМ способствует, в отличие от ручного счета, упрощению учета растяжения-сжатия. Учет растяжения необходим для построения полной системы уравнений.

Продольные деформации стержней будем считать упругими и не будем учитывать их влияние на приведенное выше решение задачи упругопластического изгиба (так же, как и влияние сдвигов).

Для растяжения-сжатия имеем

$$S_{kj} = \frac{N_{kj}\, l}{E\, F} = S_j - S_k, \quad \frac{d N_{kj}}{d S_{kj}} = \frac{E\, F}{l}, \qquad (12)$$

где N_{kj} – растягивающая сила; S_{kj} – удлинение стержня; F – площадь сечения; S_j и S_k – продольное перемещение узлов.

Таким образом, имеем полное описание зависимостей между упругопластическими деформациями и нагрузкой для отдельно рассматриваемого стержня.

При переходе к общей для рамы системе отсчета, в которой рассматриваемый стержень наклонен под углом α (рис.3), выражения для относительных перемещений (11) и (12) примут следующий вид:

$$\gamma_{kj} = \gamma_j - \gamma_k ;$$

$$w_{kj} = (v_j - v_k)\cos\alpha - (u_j - u_k)\sin\alpha - \frac{1}{2}(\gamma_k - \gamma_j) ;$$

$$s_{kj} = (u_j - u_k)\cos\alpha + (v_j - v_k)\sin\alpha ,$$

где v_k, v_j – вертикальные, а u_j, u_k – горизонтальные сме-смещения узлов.

Индекс kj применительно к углу α условимся не ставить (так же, как к параметрам l, F и т.д.), однако будем иметь в виду, что при перемене начала отсчета угол α изменяется на 180° ($\alpha_{jk} = \alpha_{kj} + \pi$), так что $\sin\alpha$ и $\cos\alpha$ изменят знак.

Уравнения равновесия k -го узла имеют вид

$$\begin{cases} \sum\limits^{j} M_{kj} + M_k = 0; \\ \sum\limits^{j} (N_{kj}\cos\alpha + T_{kj}\sin\alpha) + X_k = 0; \\ \sum\limits^{j} (N_{kj}\sin\alpha - T_{kj}\cos\alpha) + Y_k = 0; \end{cases} \qquad (14)$$

Суммирование ведется по узлам, соединенным с k-ым узлом стержнями. К узлу может быть приложена внешняя нагрузка, она обозначена через M_k, X_k, Y_k (момент, горизонтальная и вертикальная силы).

При расчете каркаса на удар внешняя нагрузка будет приложена лишь к одному узлу.

Уравнения (14), будучи повторены для всех незакрепленных узлов рамы, в неявном виде представляют собой систему для определения перемещений узлов γ_k, u_k, v_k, где $k = 1, 2, 3 \ldots n$.

Для закрепленных узлов, применяя выражение (13), следует полагать $\gamma_j = u_j = v_j = 0$.

Решение системы в связи с ее нелинейностью при учете пластичности имеет шаговый характер. На каждом шаге внешняя нагрузка увеличивается на малые величины δM_k, δX_k, δY_k и с использованием аппарата частных производных система приводится к линейной системе относительно приращения перемещений $\delta\gamma_k$, δu_k, δv_k.

Выражая полные дифференциалы левых частей уравнений (14) и заменяя дифференциалы переменных малыми конечными приращениями, составляем систему уравнений, решая которую находим перемещения γ_k, u_k, v_k для незакрепленных узлов, в том числе узла, к которому приложена нагрузка.

Составленная программа на языке "Фортран" для ЭВМ, ЕС-1020 предназначена для расчета плоской стержневой системы (рама, ферма) произвольной конструкции (при нагрузке в своей плоскости). При этом определяются перемещения узлов, изгибающие моменты, энергия деформации.

Выполненные расчеты различных вариантов конструкций силовых элементов кабины трактора "Беларусь" показали, что применение стальных силовых элементов в каркасе тракторной кабины с сечениями 55 x 90 x 2,5мм позволит выдержать энергию удара при опрокидывании тракторов МТЗ-80/82 при максимальных деформациях, равных 165мм, что оградит зону безопасности от вхождения в нее жестких элементов кабины.

Исследование деформаций плоских рам, входящих в пространственную конструкцию каркаса, при статическом нагружении позволяет сделать вывод: применяемый метод расчета плоских рам с учетом значительных пластических деформаций может быть использован при расчете конструкций кабин тракторов, самоходных шасси и других транспортных средств.

Литература

1. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. - М., 1975. 2. Серенсен С.В., Когаев В.П. Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие. - М., 1975. 3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов, 5-е изд. - М., 1970.

УДК 621 - 82 - 19

О.П.Лапотко, В.В.Арсенов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА МТЗ-80Б

Определение надежности рабочей жидкости основано на рассмотрении изменения ее функциональных свойств в эксплуатации. В гидроприводах сельхозмашин одной из наиболее важных функций применяемой жидкости является ее противоизносное свой-

ство [1]. В качестве критерия отказа рабочей жидкости принимается выход значений ее функционального свойства или нескольких свойств из поля допуска. Функциональное противоизносное свойство рабочей жидкости гидротрансмиссии в большинстве случаев определяется постепенными отказами, распределенными по нормальному закону. Его основная особенность заключается в том, что он является предельным законом, к которому приближаются суммы большого числа независимых (или слабозависимых) случайных величин, распределенных по любым законам, и имеющих сравнительно близкие дисперсии. Поэтому было принято нормальное распределение функциональных свойств рабочих жидкостей, зависящих от большого числа ее физико-химических констант и параметров режима эксплуатации.

Линейная реализация процесса ухудшения функционального противоизносного свойства жидкости гидропривода со случайными нормально распределенными величинами начального значения параметра ω_0 и скорости накопления повреждения а может быть представлена как

$$\omega(t) = \omega_0 + dt .$$

Распределение времени наработки до отказа определяется дисперсионным распределением Бернштейна, которое отличается от нормального тем, что его дисперсия зависит от времени t [2]. Модель постепенного отказа с линейными реализациями показана на рис. 1.

Основным показателем надежности рабочей жидкости гидроприводов машин принят показатель безотказности в соответствии с ГОСТ 13377-75.

Вероятность безотказной работы относительно постепенных отказов определяется выражением

$$P(t) = \prod_{j=1}^{n} [1 - Q_j(t)] , \qquad (1)$$

где $Q_j(t)$ - вероятность отказа по j -му функциональному свойству.

Функцию работоспособности $\varphi_j(t)$ рабочей жидкости по предельно допустимому значению $\omega_j(t)$ функционального свойства можно представить в виде [3]

$$\varphi_j(t) = \omega_{jд} - \omega_j(t) > 0.$$

Тогда вероятность отказа $Q_j(t)$

$$Q_j(t) = \int_{\omega}^{\infty} f[\omega_j(t)]\, d\,\omega_j(t) =$$

$$= \int_{\omega_д}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma_{\varphi_j}(t)}\, e^{-\frac{[\omega_j(t)-\bar{\omega}_j(t)]^2}{2(\sigma_{\varphi_j})^2}}\, d\omega(t) \quad (2)$$

Среднеквадратичное отклонение j -й функции работоспособности σ_{φ_j} определяется известными методами математической статистики. Для удобства выкладок можно произвести замену переменной

$$\frac{\omega_j(t) - \bar{\omega}_j(t)}{\sigma_{\varphi_j}(t)} = Z. \quad (3)$$

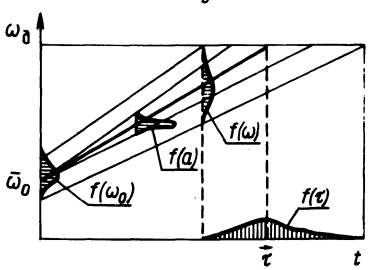


Рис. 1. Модель постепенного отказа с линейными реализациями.

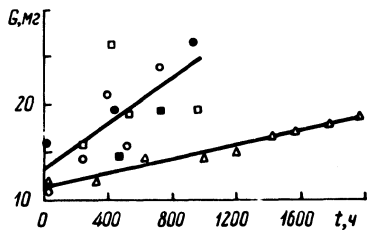


Рис. 2. Определение долговечности масла М10Г при испытании в объемной гидротрансмиссии (ОГТ):
△ – стендовые испытания ОГТ; ○ – полевые испытания трактора № 374 с ОГТ, цикл 1 (● – цикл 2); □ – полевые испытания трактора № 375 с ОГТ, цикл 1 (■ – цикл 2).

С учетом выражений (1...3) вероятность безотказной работы жидкости можно определить по формуле

$$P_j(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{0}^{\frac{\varphi_j(t)}{\sigma_{\varphi_j}(t)}} e^{-\frac{z^2}{2}}\, dz\,. \quad (4)$$

На примере эксплуатации двух тракторов "Беларусь" МТЗ-80Б с объемной трансмиссией в КубНИИТИМе проведено ис-

следование по определению вероятности безотказной работы дизельного масла М10Г, примененного в качестве рабочей жидкости гидротрансмиссии трактора. Полевые испытания каждого трактора проведены в два цикла по 928...967 моточасов с полной заменой рабочей жидкости объемной гидротрансмиссией после отработки каждого цикла. При эксплуатации тракторов через определенный период наработки из гидросистемы отбирались пробы масел М10Г и определялось изменение функционального противоизносного свойства на установке МП-1 [1]. Результаты полевых испытаний двух тракторов "Беларусь" МТЗ-80 Б и стендовых испытаний гидропередачи МТЗ-80Б приведены на рис. 2. Значение функционального свойства масла М10Г при отработке назначенного ресурса, выраженное значением весового износа G пластин насоса установки МП-1, приведено в табл. 1.

По результатам предварительных испытаний предельно допустимое значение $\omega_д$ функционального противоизносного свойства назначено равным 25мг износа пластин, что означает снижение противоизносного свойства масла М10Г при эксплуатации примерно в 2 раза.

Определено значение вероятности безотказной работы $P(t)$ рабочей жидкости по функциональному противоизносному свойству по выражению (4), которое равно 0,72. Изменение противоизносных свойств обусловлено прежде всего накоплением механических примесей в рабочей жидкости от 0,0054% для свежих масел до 0,0392% на предельной наработке. Изменение других физико-химических свойств масла М10Г при полевых испытаниях тракторов незначительно. Стендовые испытания объемной гидропередачи МТЗ-80Б показали, что после

Таблица 1. Значения функционального противоизносного свойства масла М10Г при испытании по методу МП-1, мг

№ испытания	Трактор №374		Трактор №375	
	Цикл		Цикл	
	1	2	1	2
1	23,4	26,8	22,3	19,0
2	27,9	21,2	18,1	24,5

2000ч испытаний при принятом предельно допустимом значении $\omega_д$ функционального противоизносного свойства рабочую жидкость следует считать пригодной к дальнейшему применению.

Литература

1. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Методы оценки противоизносных свойств рабочих жидкостей гидроприводов машин. - Мат-лы науч.-техн. семинара "Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах". - Минск, 1976. 2.Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. - М., 1966. 3.Методика расчета надежности изделий с учетом постепенных отказов. - М., 1976.

УДК 658.511.8:629.114.2

А.М.Матюшкин

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С ПОЛНОПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Тяговая характеристика позволяет наглядно продемонстрировать влияние конструктивных параметров ходовой части, трансмиссии и показателей установленного двигателя на тягово-сцепные и экономические показатели трактора. Однако для перспективных тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, оснащаемых полнопоточными гидрообъемными приводами ходовой части, вопросы тягового расчета и построения теоретической тяговой характеристики нуждаются в доработке.

Тягово-экономические показатели проектируемого трактора с бесступенчатой полнопоточной гидрообъемной передачей во многом определяются типом, конструкцией и параметрами применяемых гидромашин (насос - гидродвигатель), способом их соединения, видом регулирования, а также основными параметрами режима (частотами вращения насоса и гидродвигателя, вязкостно-температурным состоянием рабочей жидкости, давлением в гидросистеме, диапазонами объемного и скоростного регулирования гидромашин).

Известны методики расчета и построения теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией [1], [2], [3], которые основаны на расчете параметров режима работы гидромашин при работе трактора в режиме максимальной постоянной мощности двигателя.

На основании вычисленных параметров режима по универсальным характеристикам гидромашин находятся соответствующие значения КПД. Указанные методики просты и обеспечивают достаточную точность расчетов, однако их применение на практике затруднено, так как требует обязательного наличия универсальных характеристик, применяемых в приводе гидромашин во всем диапазоне их регулирования. В паспортных же данных выпускаемых промышленностью гидромашин обычно указываются только их номинальные параметры, т.е. показатели такого режима эксплуатации, при котором обеспечивается длительная работа с максимальным, гарантируемым заводом-изготовителем КПД. В связи с указанным возникла необходимость в создании простой методики расчета и построения теоретической тяговой характеристики, лишенной отмеченного недостатка.

Предлагаемая методика расчета теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной передачей привода ходовой части использует методы расчета гидроэнергетических характеристик силовых гидравлических приводов, автором которого является О.Н.Дубровский [4]. В работе [4] подробно рассматриваются вопросы связи основных параметров режима работы гидропередачи с особенностями конструкции гидромашины и делается вывод, что закономерности изменения объемных потерь в гидромашинах можно более точно, чем другими известными способами, выразить элементарными показательными функциями параметров режима. Поэтому выбор показателей при соответствующих параметрах режима (n, p, r, ν), а также основных выражений для расчета гидроэнергетических характеристик полнопоточной гидрообъемной передачи приводится по рекомендациям, изложенным в [4].

Согласно предлагаемой методике расчета, первым этапом является расчет коэффициентов пропорциональности K_V и K_m, которые для выбранных гидромашин постоянны и определяются геометрией их рабочих узлов, конструктивными особенностями, а также величинами относительных потерь и основными параметрами режима. Эти коэффициенты рассчитываются по параметрам одного режима работы гидромашин, в качестве которого берутся номинальные режимы работы и параметры гидромашин.

Считаем, что основным режимом работы трактора, обеспечивающим наибольшую производительность, является режим постоянной максимальной мощности двигателя. К моменту построения

теоретической тяговой характеристики нам известны такие показатели проектируемого трактора, как диапазон рабочих скоростей, эксплуатационный вес, пределы тяговых усилий, мощность и частота вращения вала двигателя, его часовой и удельный расход топлива, схема гидропередачи, количество и вид применяемых гидромашин, закон регулирования. В таком случае можно записать, что

$$N_e = \frac{P_к \quad v_т}{\eta_{тр}} = Const , \qquad (1)$$

где N_e – мощность двигателя, кВт; $P_к$ – касательная сила тяги трактора; кН; $V_т$ – теоретическая скорость движения трактора, м/с; $\eta_{тр}$ – КПД трасмиссии трактора с учетом гидрообъемной передачи.

КПД трансмиссии трактора можно представить в следующем виде:

$$\eta_{тр} = \eta_{с.р.} \; \eta_{г.п.} \; \eta_{м.п.}$$

где $\eta_{с.р.}$ – КПД согласующего редуктора, установленного между двигателем и насосом гидропередачи; $\eta_{г.п.} = \eta_н \eta_м$ – КПД гидрообъемной передачи, где $\eta_н$, $\eta_м$ – соответственно КПД насоса и гидродвигателя; $\eta_{м.п.}$ – КПД механической передачи, связывающей вал гидродвигателя с ведущими колесами трактора. Из выражения (1) выразим теоретическую скорость движения трактора

$$v_т = \frac{N_e \; \eta_{тр}}{P_к} .$$

Зная кинематическую схему трансмиссии, а также паспортные данные КПД гидромашин, мы можем приблизительно рассчитать КПД трансмиссии трактора. Затем, задаваясь значениям $P_к$, зная $\eta'_{тр}$, N_e, определяем

$$v'_т = \frac{N_e \; \eta'_{тр}}{P_к} ,$$

где $v_т'$ – приблизительное значение теоретической скорости движения трактора, м/с; $\eta_{тр}'$ – ориентировочное значение КПД трансмиссии.

Зная $v_т'$ трактора в зависимости от $P_к$, мы можем рассчитывать частоту вращения вала гидродвигателя

$$n_м = \frac{v_т' \; i}{2\pi \; r_к},$$

где i – передаточное отношение механической передачи, связывающей вал гидродвигателя с ведущими колесами; $r_к$ – динамический радиус качения ведущего колеса, м.

Момент на валу гидродвигателя получаем из выражения

$$M_м = \frac{M_к}{i} = \frac{P_к \; r_к}{i \; \eta_{м.п.} \; \eta^c_{т.м.}},$$

где $M_к$ – крутящий момент на ведущем колесе, кН·м.

Далее определяем параметры регулирования насоса и гидродвигателя согласно заданному закону управления по выражениям

$$r_н = \frac{n_м}{\frac{q_н}{q_м} \eta^c_{v_н} \eta^c_{v_м} n_н};$$

$$r_м = \frac{\frac{q_н}{q_м} \eta^c_{v_н} \eta^c_{v_м} n_н}{n_м},$$

где $q_н$ и $q_м$ – объемные постоянные насоса и гидродвигателя; $\eta^c_н$ $\eta^c_{v_м}$ – сертификатные (паспортные) значения объемного КПД насоса и гидродвигателя; $n_н$ – частота вращения вала насоса, $с^{-1}$.

Задаваясь определенной температурой рабочей жидкости, т.е. ее вязкостью, уточняем значения частоты вращения вала гидродвигателя с учетом потерь в гидрообъемной передаче:

$$n'_м = n_н \frac{q_н}{q_м} \frac{r_н}{r_м} \left[1 - C_{v_н} \frac{M_м}{r_м r_н n_н^{\alpha_{2н}} \sqrt{\nu}} - \right.$$

$$\left. - C'_{v_м} \frac{M_м}{r_м^2} \left(\frac{r_м}{r_н n_н} \right)^{\alpha_{2м}} \frac{1}{\sqrt{\nu}} \right]$$

где $C_{v_н} = \dfrac{K_{v_н}}{1{,}59 q_м \eta^c_{m_м}}$ – постоянная;

$$C'_{v_м} = \frac{K_{v_м}}{1{,}59 q_м \eta^c_{m_н}} \left(\frac{q_м}{q_н \eta^c_{v_н}} \right)^{\alpha_{2м}} \text{ постоянная;}$$

$K_{v_н}$ и $K_{v_м}$ – коэффициенты пропорциональности объемных потерь соответственно насоса и гидродвигателя; $\eta^c_{m_н}$ и $\eta^c_{m_м}$ – паспортные значения механических КПД насоса и гидродвигателя; ν – вязкость рабочей жидкости при данной температуре, $1 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

КПД гидрообъемной передачи рассчитываем по формуле

$$\eta_{г.п.} = 1 - C_{v_н} \frac{M_м}{r_м r_н n_н^{\alpha_{2н}} \sqrt{\nu}} - C'_{v_м} \frac{M_м}{r_м^2} \left(\frac{r_м}{r_н n_н} \right)^{\alpha_{2м}} \times$$

$$\times \frac{1}{\sqrt{\nu}} - C_m \left(\frac{r}{M_м} \right)^{\beta_{3н}} \sqrt{\frac{n_н \nu}{r_н}} -$$

$$- C'_{m_м} \left(n_н \frac{r_н}{r_м} \right)^{\beta_{3м}} \sqrt{\frac{\nu}{M_м}},$$

где $C_{m_н} = K_{m_н} (1{,}59 q_м = \eta^c_{m_м})^{\beta_{3н}}$ – постоянная;

$$C'_{m_м} = K_{m_м} \sqrt{1{,}59 q_м \eta_{m_м}} = \left(\frac{q_н}{q_м} \eta^c_{v_н} \eta^c_{v_м} \right)^{\beta_{2м}} -$$

постоянная; $K_{m_н}$ и $K_{m_м}$ – коэффициенты пропорциональности механических потерь насоса и гидродвигателя; $\alpha_{2_м}$ и $\beta_{2_м}$ – показатели параметров режима гидродвигателя; $\beta_{3_н}$ – показатель параметра режима насоса.

По полученным данным уточняем теоретическую скорость движения трактора

$$v_т = \frac{\pi n'_м r_к}{i}.$$

Затем по общеизвестным зависимостям рассчитываем коэффициент сопротивления перекатыванию η_f, коэффициент буксования η_δ, тяговый КПД трактора $\eta_т$, крюковую мощность $N_{кр.д.}$, действительную скорость движения трактора $v_д$, часовой и крюковой расход топлива $G_т$, $g_{кр}$.

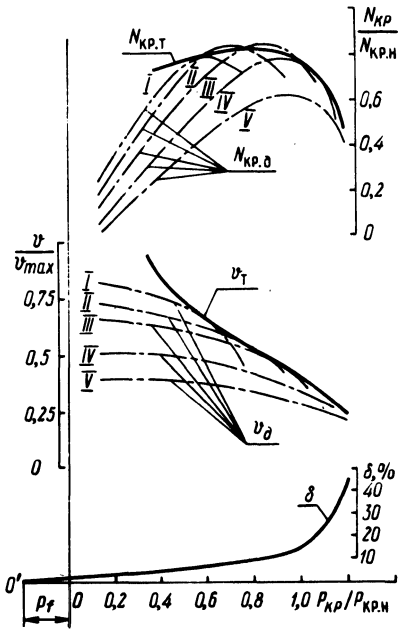


Рис. 1. Тяговая характеристика трактора с бесступенчатой гидрообъемной передачей привода ходовой части:

$V_т$ – расчетная скорость движения трактора; $V_д$ – действительная скорость движения трактора на условных рабочих передачах (I, II, III, IУ, У); $N_{кр.т}$ – расчетная крюковая мощность трактора; $N_{кр.д}$ – действительная крюковая мощность трактора на условных рабочих передачах (1, П, III, IУ, У); δ – буксование ведущих колес трактора; P_f – сопротивление перекатыванию трактора.

Для оценки возможностей, которые дает конструктору предлагаемая методика, была рассчитана тяговая характеристика экспериментального трактора с гидрообъемной приводом ведущих колес с колесной формулой 4 х 2. На прилагаемом графике (рис. 1) приведены расчетные и действительные относительные показатели скоростей движения v/v_{max} и мощности на крюке $N_{кр}/N_{кр.н}$ трактора с бесступенчатой гидрообъемной

передачей. Для расчета была использована экспериментально полученная зависимость буксования ведущих колес от силы тяги. Причем, так как реальный трактор не имел автомата постоянной загрузки двигателя, то снятие тяговой характеристики проводилось торможением трактора на условных рабочих передачах. Достигалось это путем закрепления рукоятки управления гидрообъемной передачи в определенном положении с последующим торможением трактора при помощи загрузочного устройства. На графике приведены кривые изменения действительной скорости движения трактора и его крюковой мощности на пяти условных передачах, там же нанесены кривые изменения этих параметров, полученные теоретически.

Выводы. Разработанная методика позволяет производить расчет параметров, необходимых для построения теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной передачей привода ходовой части. Наибольшие расхождения между экспериментальными и расчетными данными не превышают 10%.

Литература

1. Гуськов В.В., Королькевич А.В., Матюшкин А. М. Методика построения теоретической тяговой характеристики трактора с гидрообъемной передачей. - Тракторы и сельхозмашины, 1974, №1. 2. Гуськов В.В. Тракторы. - Минск, 1977, ч.2. 3. Glaser F.J., Nikolaus H. Auslegung hydrostatischer Fahrantriebe für Arbeitsmaschi - nen. - Olhydraulik und pneumatic, 17(1973), N.5 4. Дубровский О.Н. Гидроэнергетические расчеты судовых силовых гидравлических приводов и систем. - Л., 1974.

УДК 629.113.592.

В.И.Миркитанов, Е.И.Габа, Е.А.Романчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ПОЛУНАВЕСНЫМ ПРИЦЕПОМ

Один из путей повышения производительности тракторных поездов - увеличение грузоподъемности прицепов. Учитывая, что тракторные поезда используются в тяжелых дорожных условиях, часто тягово-сцепных качеств трактора бывает недостаточно для транспортировки большегрузных прицепов. Следовательно, при увеличении энергонасыщенности тракторов должен быть решен

вопрос рационального способа догрузки заднего моста трактора и оптимального комплектования тракторных поездов. В связи с этим разработан и проходит испытания трехосный полунавесной прицеп ЗПТСП-14,5, предназначенный для агрегатирования с тракторами К-700, К-701 и Т-150К. Часть веса прицепа передается через тяговый рычаг на заднюю ось трактора. Весьма актуальным для такого состава тракторного поезда является исследование распределения тормозных сил по осям трактора и полунавесного прицепа с целью разработки рекомендаций, направленных на повышение устойчивости движения тракторного поезда при торможении.

На рис. 1 приведена общая схема сил, действующих на звенья тракторного поезда при торможении. На основе того, что при торможении полунавесного прицепа перераспределение нормальных реакций между колесами балансирной тележки незначительно (при параллельных рычагах) [1], будем считать

$$N_5' = N_5'' = \frac{N_5}{2}; \quad F_5' = F_5'' = \frac{F_5}{2},$$

где N_5 и F_5 – вертикальная реакция и тормозная сила, приходящиеся на балансирную тележку полунавесного прицепа; N_5', N_5'' и F_5', F_5'' – соответственно вертикальные реакции и тормозные силы, действующие на передние и задние колеса балансирной тележки.

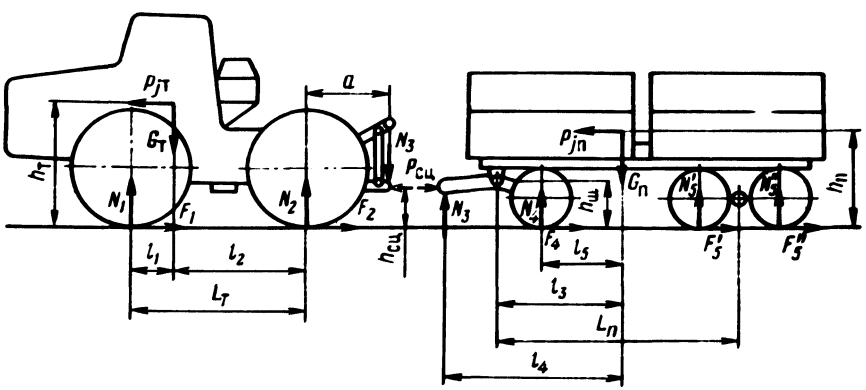


Рис. 1. Общая схема сил, действующих на звенья тракторного поезда при торможении.

Для определения нормальных реакций, действующих на оси звеньев тракторного поезда при торможении, заменим действие связей на их реакции с учетом полного использования сцепного веса. Выражение для определения нормальной реакции,

приходящейся на передние колеса полунавесного прицепа при торможении, имеет следующий вид:

$$N_4 = G_п (1 - A) B , \qquad (1)$$

где $G_п$ – вес полунавесного прицепа.

Коэффициенты A и B определяются следующими зависимостями:

$$A = \frac{l_3 - \varphi (h_п - h_ш)}{L_п + \varphi h_ш} ;$$

$$B = \frac{l_4 - l_3 + \varphi (h_{сц} - h_ш)}{\varphi h_{сц} + l_4 - l_5} ,$$

где l_3 – расстояние от центра тяжести прицепа до оси шарниров дышла; φ – коэффициент сцепления; $h_{сц}$, $h_ш$ $h_п$ – высота соответственно буксирного устройства, оси шарниров дышла, центра тяжести прицепа; $L_п$ – расстояние от оси балансирной тележки до оси шарниров дышла; l_4 – расстояние от центра тяжести прицепа до сцепной петли дышла; l_5 – расстояние от центра тяжести прицепа до его передней оси.

Суммарная нормальная реакция, приходящаяся при торможении на балансирную тележку полунавесного прицепа, определяется из выражения

$$N_5 = G_п A. \qquad (2)$$

Нормальные реакции на осях трактора при торможении с полунавесным прицепом равны

$$N_1 = \frac{G_т (\varphi h_т + l_2)}{L_т} + G_п (1-A)(1-B) \frac{\varphi h_{сц} - a}{L_т} ; \qquad (3)$$

$$N_2 = \frac{G_т (l_1 - \varphi h_т)}{L_т} + G_п (1-A)(1-B)\left(1 - \frac{\varphi h_{сц} - a}{L_т}\right),$$

где $G_т$ – вес трактора; $h_т$ – вертикальная координата центра тяжести трактора; l_1 и l_2 – расстояние от центра тяжести трактора до осей передних и задних колес; $L_т$ – база трактора; a – расстояние от оси задних колес трактора до буксирного устройства.

8 Зак. 6567

При торможении полунавесного прицепа в составе поезда происходит перераспределение веса не только на его переднюю ось, но и на гидрокрюк трактора. Величина вертикальной составляющей усилия в сцепке определяется из выражения

$$N_3 = G_п (1-A)(1-B). \qquad (4)$$

Кроме вертикальной реакции, действующей на гидрокрюк в процессе торможения, возникают горизонтальные (продольные) усилия вследствие неодинаковых парциальных замедлений трактора и полунавесного прицепа

$$P_{сц} = G_п (1-A)(1-B)\varphi. \qquad (5)$$

Характер изменения нормальных реакций на осях трактора К-700 и полунавесного прицепа ЗПТСП-14,5 по результатам расчета выражений (1)...(3) в зависимости от эффективности торможения приведен на рис. 2, а, б. На передней оси трактора при торможении как с порожним, так и с максимально загруженным полунавесным прицепом закон изменения нормальных реакций практически одинаков. При этом величина нормальной реакции при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,8$ возрастает по сравнению со статическим весом при торможении как с порожним, так и груженым полунавесным прицепом на 45... 50%. На задней оси трактора в этом случае происходит уменьшение нормальной реакции у порожнего полунавесного прицепа на 55%, а у груженого на 11%.

Величина нормальной реакции на передней оси порожнего и груженого полунавесного прицепа изменяется в зависимости от эффективности торможения незначительно. Однако статический вес при максимальной загрузке увеличивается почти в 3 раза. На задней оси полунавесного прицепа статический вес при его максимальной загрузке также увеличивается примерно в 3 раза, а нормальная реакция уменьшается с увеличением эффективности торможения.

При торможении трактора с полунавесным прицепом в тягово-сцепном устройстве возникают вертикальная и горизонтальная силы (рис. 3), зависящие от загрузки полунавесного прицепа и эффективности торможения тракторного поезда. Вертикальная реакция N_3 с увеличением эффективности торможения возрастает при агрегатировании трактора с порожним полунавесным прицепом от 7 до 12 кН, с груженым - от 20 до

46кН. Горизонтальные усилия сжатия, действующие в тягово-сцепном устройстве трактора, в зависимости от эффективности торможения имеют параболический характер и изменяются у порожнего полунавесного прицепа от 0 до 10кН, груженого – от 0 до 37 кН.

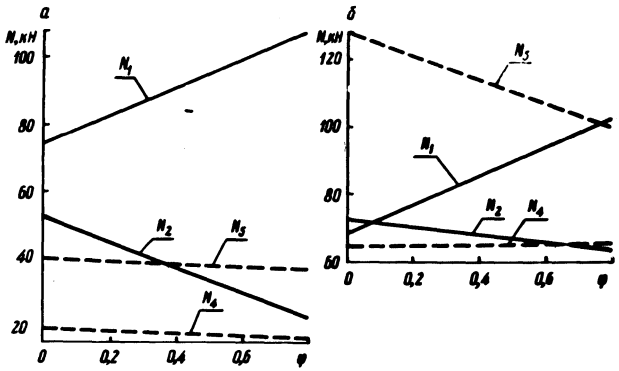


Рис. 2. Изменение нормальных реакций на осях тракторного поезда в составе:
а – трактора К-700 и порожнего полунавесного прицепа ЗПТСП 14,5; б – трактора К-700 и груженого полунавесного прицепа ЗПТСП-14,5.

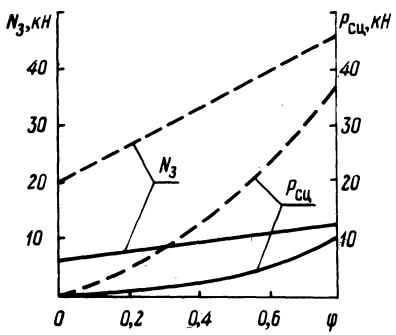


Рис. 3. Изменение вертикальных (N_3) и горизонтальных ($P_{сц}$) усилий в сцепке в зависимости от эффективности торможения тракторного поезда в составе трактора К-700 и полунавесного прицепа ЗПТСП-14,5:
---------- порожнего; – – – – груженого.

Анализируя графические зависимости (рис. 2.3), можно сделать вывод о том, что на передней оси полунавесного прицепа вследствие того, что динамическая составляющая нормальной реакции изменяется при торможении незначительно, целесообразно использовать статический регулятор тормозных сил. На задней оси при торможении происходит уменьшение нормальной реакции, особенно у полунавесного прицепа с максимальной загрузкой. Поэтому более предпочтительно в данном случае ис-

пользовать динамическое регулирование, которое осуществляется регулятором, изменяющим тормозные силы в зависимости от величины нормальной реакции.

Литература

1. Фурунжиев Р.И., Бугай О.В. Исследование динамики торможения автомобилей с учетом влияния типа подвески. – Автомобильная промышленность, 1976, №3.

УДК 629.11.012.52

А.Т.Скойбеда

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАССОГЛАСОВАНИЯ КОЛЕС МНОГООСНЫХ МАШИН

Исследование тяговых качеств многоосных транспортных средств, как правило, приводит к необходимости обеспечить равенство буксований колес различных ведущих осей [1]. Однако это условие может быть выполнено только при постоянстве кинематических параметров колес и одинаковых характеристиках опорных поверхностей под колесами различных осей.

Работа машин сопровождается изменением деформаций и радиусов качения шин, а при движении колес одного борта по одному следу физико-механические свойства почвы под колесами различных осей существенно отличаются. Это значит, что условие равенства буксований колес различных осей допустимо только в частном случае движения машин с постоянной скоростью без крюковой нагрузки по горизонтальной поверхности. При этом колеса и опорная поверхность принимаются абсолютно жесткими.

В данной работе тяговые качества многоосных систем исследованы на основании гипотезы о необходимости обеспечения равенства касательных напряжений в контактах колес различных ведущих осей.

Многоосные колесные системы при их взаимодействии с опорной поверхностью представляют собой замкнутые силовые потоки, обладающие упругими свойствами. Кинематика движения таких систем имеет общую закономерность, характерную для замкнутых силовых элементов и подчиняющуюся условию неразрывности сплошных сред [2]:

$$m = \rho F v = const, \qquad (1)$$

где m – секундная масса потока; F – поперечное сечение потока; v – скорость потока; ρ – плотность потока.

В уравнении (1) $\rho = dM/dV$, где M – масса; V – объем.

Уравнение Кретца–Жуковского, связывающее скорости тела в нормальных к потоку сплошной среды сечениях, имеет вид [3]:

$$\frac{v_1}{1+\varepsilon_1} = \frac{v_2}{1+\varepsilon_2} = \ldots = \frac{v_i}{1+\varepsilon_i} = v_д = const, \qquad (2)$$

где $v_д$ – средняя скорость в недеформированном сечении (участок l_o на рис. 1).

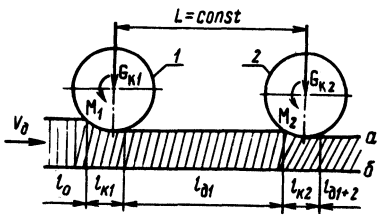


Рис. 1. Схема к применению принципа неразрывности механики сплошных сред к ходовым системам машин: 1,2 – соответственно передние и задние колеса; а, б – поверхности качения и относительного покоя.

В обращенном движении, т.е. при неподвижной ходовой системе и подвижном опорном слое аб, поверхности а и б (см. рис. 1) имеют различные скорости. Поверхность б имеет скорость, равную действительной скорости движения ($v_б = v_д$). На поверхности а скорости различных участков отличаются друг от друга:

$$\text{на участке } l_{к1} \quad v_{к1} = v_д(1+\varepsilon_1);$$
$$\text{на участке } l_{к2} \quad v_{к2} = v_д(1+\varepsilon_2), \qquad (3)$$

где $v_{к1}$, $v_{к2}$ – окружные скорости колес; ε_1, ε_2 – буксования (сжатия опорной поверхности).

Уравнения (3) показывают, что условие неразрывности (1) может быть выполнено только при равенстве параметров ρ, F, ε для всех колес многоосной ходовой системы. При одинаковых размерах колес равенство сечений потока обеспечивается равенством площадей поперечных сечений эпюр их давлений на опорную поверхность, что может быть получено при различной весовой нагрузке передних и задних колес, если они

катятся по поверхностям, имеющим различную плотность. Плотности потоков в контактах колес также различны вследствие неодинаковых уплотнений почвы колесами различных ведущих осей.

Если шины и весовые нагрузки осей подобраны таким образом, что плотности и сечения силовых потоков равны, тогда для выполнения условия неразрывности необходимо обеспечить равенство буксований колес многоосных ходовых систем. В случае невыполнения этого условия соотношения между буксованиями колес (сжатиями опорной поверхности) определяются следующими зависимостями:

$$\varepsilon_1 = \frac{\rho_2 F_2}{\rho_1 F_1} (1+\varepsilon_2) - 1; \qquad (4)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\rho_1 F_1}{\rho_2 F_2} (1+\varepsilon_1) - 1.$$

Если допустить, что $\rho = k/g$, где k – коэффициент объемного смятия, кг/см^3; g – ускорение свободного падения, м/с^2, тогда

$$\varepsilon_1 = \frac{k_2}{k_1} \frac{F_2}{F_1} (1+\varepsilon_2) - 1. \qquad (5)$$

При выборе параметров шин, как правило, обеспечивают равенство F_1 и F_2.

Профессор В.В.Кацыгин получил зависимость между напряжением смятия и деформацией сжатия почвы, которая хорошо согласуется с экспериментальными кривыми (напряжение – сжатие) [4],

$$P = p_o \, \mathrm{th} \frac{k}{p_o} h, \qquad (6)$$

где p_o – предельная несущая способность почвы, кг/см^2.

С учетом зависимости (6) при условии, что $F_1 \approx F_2$, получим

$$\varepsilon_1 = \frac{p_{02} \operatorname{Arth} \frac{p_2}{p_{02}} h_1}{p_{01} \operatorname{Arth} \frac{p_2}{p_{01}} h_2} (1+\varepsilon_2) - 1. \qquad (7)$$

Так как $\frac{P_1}{P_{o1}} \approx \frac{P_2}{P_{o2}}$, то можно допустить, что

$$\varepsilon_1 \approx \frac{p_{o2} h_1}{p_{o1} h_2} (1+\varepsilon_2) - 1, \qquad (8)$$

т.е. в реальных условиях движения, когда $p_{o1} \neq p_{o2}$ и $h_1 \neq h_2$, колеса многоосных систем должны вращаться с различными угловыми скоростями, чтобы обеспечить различные буксования (сжатия почвы) ε_1 и ε_2.

Величина кинематического рассогласования осей определяется по известной зависимости

$$K_н = \frac{1-\delta_1}{1-\delta_2}, \qquad (9)$$

где δ_1, δ_2 – буксование соответственно отстающей и забегающей осей.

По аналогии с зависимостью (9) получим

$$K_н = \frac{p_{o2} h_1}{p_{o1} h_2} = \frac{k_2}{k_1}, \qquad (10)$$

т.е. для выполнения условия неразрывности замкнутого силового потока необходимо обеспечить рассогласование угловых скоростей колес различных осей, равное произведению отношений несущих способностей и деформаций почвы (глубин колеи). При этом передние колеса должны забегать, если они катятся по недеформированной поверхности, а задние – по их следу. Для обеспечения кинематического соответствия параметры шин дол-

жны быть выбраны так, чтобы отношение p_{o2} и p_{o1} изменялось обратно пропорционально отношению h_1 и h_2, т.е. глубина колеи от передних колес должна быть значительно меньше, чем от задних.

На основании зависимости (10) можно сделать важный для практики вывод: в общем случае параметры многоосной ходовой системы можно считать удовлетворительными, если коэффициенты объемного сжатия почвы k_1 и k_2 в контактах колес различных осей равны между собой. В этом случае обеспечивается силовое (динамическое) соответствие колес различных осей.

Литература

1. Лефаров А.Х., Кабанов В.И. К вопросу о КПД колесного движителя многоприводного автомобиля. – Автомобильная промышленность, 1976, № 12. 2. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. – М., 1975, с. 44 – 52. 3. Ишлинский А.Ю. Теория сопротивления перекатыванию (трения качения) и смежных явлений . – В кн.: Всесоюз.конф.по трению и износу в машинах. М. – Л., 1940. т. 2. 4. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. – В кн.: Вопр. с.-х.механики. Минск, 1964, т. XIII.

УДК 629.113:621.43.018.2

А.Т.Скойбеда

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Вопросы взаимодействия ведущих колес многоосных транспортных систем имеют важное значение, так как силовое (динамическое) и кинематическое несоответствие их вызывает перераспределение тяговых сил между мостами и перегрузку приводов отдельных осей, повышает сопротивление движению и эксплуатационный расход топлива, ухудшает управляемость [1, 2].

При исследовании тяговых качеств полноприводных машин некоторые авторы приходят к выводу, что одним из важнейших требований к ходовым системам является равенство бук-

сований колес различных осей [3]. Однако это справедливо для частного случая движения по недеформируемой поверхности, когда кинематические параметры и весовые нагрузки колес различных осей отличаются незначительно.

Рассмотрим общий случай движения, когда колеса ведущих осей катятся по поверхностям, имеющим различные несущие способности. В этом случае касательные силы тяги отдельных колес определяются зависимостями [4]

$$P_к = \mu G_к + \sigma F_в , \qquad (1)$$

где μ – коэффициент трения опорной поверхности баллона о почву; $G_к$ – нагрузка на колесо с учетом веса самого колеса; σ – горизонтальное напряжение почвы; $F_в$ – сумма вертикальных проекций почвозацепов, находящихся в контакте с почвой.

Используя эмпирическую зависимость Г.М.Беккера между сдвигом и напряжением сдвига, а также экспоненциальную зависимость коэффициента трения от величины скольжения [5], получим

$$P_к = G_к \mu_{max} \left(1 - e^{-\frac{\alpha \delta}{\mu_{max}}}\right) + F_в \sigma_{max} \left(1 - e^{-\frac{l \delta}{K}}\right), \qquad (2)$$

где μ_{max} – предельное значение коэффициента трения; α – константа, зависящая от характеристики почвы; δ – коэффициент буксования; l – длина участка контакта; к – модуль деформации кривой "напряжение – сдвиг".

Зависимость между минимальным напряжением сдвига σ_{max} и нормальным давлением q на почву будет [5]

$$\sigma_{max} = q \operatorname{tg} \Psi + c, \qquad (3)$$

где c и $\operatorname{tg} \Psi$ – контакты, зависящие от свойства почвы.

Если учесть равенство $G_к = qF$, где F – площадь опорной поверхности колеса, тогда

$$P_к = q\left[F\mu_{max}\left(1-e^{-\frac{\alpha\delta}{\mu_{max}}}\right)+F_в(tg\psi+c)\left(1-e^{-\frac{l\delta}{к}}\right)\right]. \quad (4)$$

Коэффициент сцепления колеса с почвой

$$\varphi = \frac{P_к}{G_к} = \left[\mu_{max}\left(1-e^{-\frac{\alpha\delta}{\mu_{max}}}\right)+\frac{F_в}{F}(tg\psi+c)\left(1-e^{-\frac{l\delta}{k}}\right)\right]. \quad (5)$$

Касательная сила тяги полноприводных многоосных машин определяется суммой

$$\Sigma P_к = \sum_{i=1}^{n} G_{кi}\varphi_i, \quad i=1,2,\ldots,n, \quad (6)$$

где n – количество ведущих осей; $G_{кi}$ – весовая нагрузка ведущей оси; φ_i – среднее значение коэффициента сцепления колес оси с опорной поверхностью.

Для машин с двумя ведущими осями

$$\Sigma P_к = G_{к1}\left[\mu_{max}\left(1-e^{-\frac{\alpha_1\delta_1}{\mu_{max}}}\right)+\frac{F_{в1}}{F_1}(tg\psi+c)\times\right.$$
$$\left.\times\left(1-e^{-\frac{l_1\delta_1}{k_1}}\right)\right]+G_{k_2}\left[\mu_{max}\left(1-e^{-\frac{\alpha_2\delta_2}{\mu_{max}}}\right)+\frac{F_{в2}}{F_2}(tg\psi+\right.$$
$$\left.+c)\left(1-e^{-\frac{l_2\delta_2}{2}}\right)\right]. \quad (7)$$

Из условия равенства поступательных скоростей передней и задней ведущих осей уравнение, связывающее их буксования, будет

$$v_{т1}(1-\delta_1) = v_{т2}(1-\delta_2),$$

откуда найдем

$$\delta_1 = 1 - \frac{1}{K_н}(1 - \delta_2);$$

$$\delta_2 = 1 - K_н (1 - \delta_1), \qquad (8)$$

где $K_н = r_{к1} i_2 / r_{к2} i_1$ – коэффициент, характеризующий согласование угловых скоростей колес передней и задней ведущих осей: $r_{к1}$, $r_{к2}$ – радиусы качения соответственно забегающей и отстающей осей; i_1, i_2 –передаточные числа трансмиссии к колесам забегающей и отстающей осей

Приравняв первую производную выражения $\Sigma P_к$ с учетом зависимости (8) по параметру $K_н$ к нулю и решив полученное уравнение относительно $K_н$, найдем оптимальные его значения, при которых суммарная касательная сила тяги будет максимальной:

$$G_{к1}\alpha_1 e^{-\frac{\alpha_1 \delta_1}{\mu_{max}}} \frac{\partial \delta_1}{\partial K_н} + \frac{F_{в1}}{F_1} l_1 \frac{\partial \delta_1}{\partial K_н} e^{-\frac{\delta_1 l_1}{K_1}} +$$

$$+ G_{к2}\alpha_2 \left(1 - K_н \frac{\partial \delta_1}{\partial K_н} + \delta_1\right) + \frac{F_{в2}}{F_2} l_2 \left(1 - K_н \frac{\partial \delta_1}{\partial K_н} + \right.$$

$$\left. + \delta_1\right) e^{-\frac{l_2 [1 - K_н (1 - \delta_1)]}{K_2}} = 0. \qquad (9)$$

Значения частных производных $\partial \delta_1 / \partial K_н$ найдем, построив графики зависимости $\delta_1 = f(K_н)$, как тангенсы углов их наклона к оси $K_н$.

Графические зависимости (рис.1), построенные на основании формулы (8), показывают, что значения $\partial \delta_1 / \partial K_н$ не постоянны для различных величин δ_2 и изменяются в пределах от 0,8 до 0,7 при δ_2, равном 0,1 и 0,2.

После преобразования зависимости (9) получим

$$K_{н\ опт} = \frac{1 - N\delta_1 - M}{1 - \delta_1},$$

где

$$N = \frac{K_2}{K_1}\,\frac{K_1\alpha_1 + l_1\mu_{max}}{K_2\alpha_2 + l_2\mu_{max}}\;; \qquad (10)$$

$$M = \frac{K_2\mu_{max}}{K_2 l_2 + l_2\mu_{max}}\ln\left[\frac{G_{к1}\alpha_1\left(\frac{\partial\delta_1}{\partial K_н}\right)^2 l_1\,\frac{F_{в1}}{F_1}}{G_{к2}\alpha_2\delta_2^2\,\frac{F_{в2}}{F_2}}\right].$$

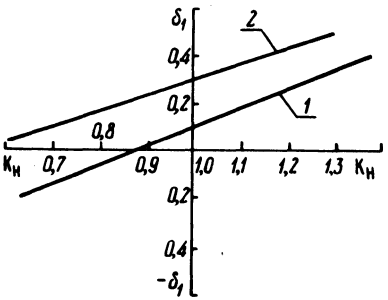


Рис. 1. Графические зависимости буксования δ от кинематического рассогласования $K_н$: 1 — δ_2 = 0,1; 2 — δ_2 = 0,3.

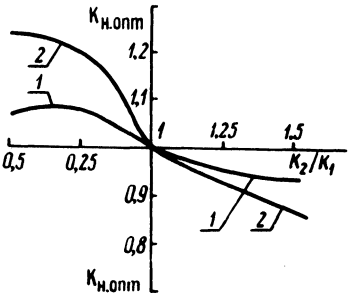


Рис. 2. Зависимость оптимальных значений коэффициентов кинематического рассогласования от коэффициентов объемного смятия почвы в контактах передних k_1 и задних k_2 колес: 1 — δ_2 = 0,1; 2 — δ_2 = 0,2.

Для приближенных расчетов можно допустить, что выражение M в формуле (10) стремится к нулю, а $(K_1\alpha_1 + l_1\mu_{max})/(K_2\alpha_2 + l_2\mu_{max}) \approx 1$, тогда оптимальные значения коэффициентов кинематического рассогласования будут

$$K_{н.опт} = \frac{1 - \frac{K_2}{K_1}\,\delta_{1(2)}}{1 - \delta_{1(2)}}\,. \qquad (11)$$

Применительно к трактору "Беларусь" МТЗ-82, у которого забегающей является задняя ось, при движении по минеральной почве, подготовленной под посев, для задних колес, катящихся по следу передних, $к_2$= 0,325 см, а $к_1$ = 0,265 см. Тогда при буксовании задних колес δ_2=0,1 оптимальное кинемати - ческое рассогласование $К_{н.опт}$ = 0,975, т.е. передние колеса должны быть забегающими. Буксвоание забегающих колес будет

$$\delta_1 = \frac{1 - К_{н.опт}}{(к_2/к_1) - к_{н.опт}} . \qquad (12)$$

После подстановки приведенных выше данных получим δ_1 = = 16,5%, т.е. для достижения максимальной тяги буксование передних колес должно быть выше, чем задних, если $к_2 > к_1$.

Значения оптимальных коэффициентов рассогласования в зависимости от отношения $к_2/к_1$ представлены на рис. 2 и показывают, что равенство буксований колес двух ведущих осей соответствует максимальным тяговым качествам только в одном случае - при $к_2=к_1$. При этом соблюдается как силовое, так и кинематическое согласование ведущих осей.

Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля,Избр.труды, - М., 1956, т. 1. 2. Влияние типа силового привода трехосного автомобиля на расход топлива при движении по твердой опорной поверхности/А.В.Филюшкин, Н.Ф.Бочаров, П.П.Пугин, В.М. Семенов. - Автомобильная промышленность, 1966, № 1. 3. Лефаров А.Х., Кабанов В.И. К вопросу о КПД колесного движителя многоприводного автомобиля. - Автомобильная промышленность, 1976, № 12. 4. Львов Е.Д. Теория трактора. -М., 1960, с. 38-43. 5. Беккер Г.М. Введение в теорию систем местность - машина. - М., 1973.

УДК 631.372:531.3

И.С.Сазонов

УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ФРОНТАЛЬНЫМ ПОЛУНАВЕСНЫМ ОРУДИЕМ

В связи с недостаточной изученностью устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов (МТА) отсутствуют данные о надежных способах повышения устойчивости. Это создает затруднения в выборе рациональных скоростей движения и в эффективном использовании их при выполнении сельскохозяйственных работ. Таким образом, исследование данной проблемы особенно актуально.

В нашей работе исследуется движение колесного тракторного агрегата с фронтальным полунавесным орудием. Расчетная схема агрегата представлена на рис. 1. С целью упрощения задачи принимаются следующие допущения. Рассматривается абсолютно жесткая система агрегата с закрепленным рулевым управлением трактора. Причем орудие не может совершать перемещения относительно трактора в горизонтальной плоскости. Агрегат равномерно движется вдоль оси ОУ и отклоняется от прямолинейного движения на малый угол β. Исследование движения такой плоской одномассовой модели агрегата позволяет получить интересные выводы и дать практические рекомендации.

Координаты центров пятен контактов шин найдем по выражениям, приняв $\sin\beta \approx \beta$, $\cos\beta \approx 1$:

$$\begin{aligned} x_1 &= x_c + (a_1 + a_2)\beta - B_1; & x_4 &= x_c + a_2\beta + B_2; \\ x_2 &= x_c + (a_1 + a_2)\beta + B_1; & x_5 &= x_c - a_3\beta - B_3; \\ x_3 &= x_c + a_2\beta - B_2; & x_6 &= x_c - a_3\beta + B_3. \end{aligned} \qquad (1)$$

Выразим углы бокового увода ψ_i колес через обобщенные координаты x_c и β

$$\psi_i = \frac{dx_i - \beta\, dy_c}{v dt}, \qquad (2)$$

где v – скорость движения агрегата.

С учетом выражений (1)

$$\psi_1 = \psi_2 = \frac{1}{v}\left(\dot{x}_c + (a_1 + a_2)\dot{\beta}\right) - \beta;$$

$$\psi_3 = \psi_4 = \frac{1}{v}\left(\dot{x}_c + a_2\dot{\beta}\right) - \beta; \qquad (3)$$

$$\psi_5 = \psi_6 = \frac{1}{v}\left(\dot{x}_c - a_3\dot{\beta}\right) - \beta.$$

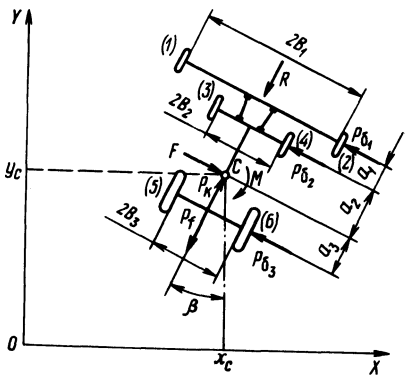


Рис. 1. Расчетная схема агрегата.

Уравнения движения агрегата при действии на него возмущающей силы F и момента M имеют вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = F - P_{б1} - P_{б2} - P_{б3}; \\ I\ddot{\beta} = M + P_{б3}a_3 - P_{б1}(a_1 + a_2) - P_{б2}a_2. \end{cases} \qquad (4)$$

С учетом выражений (3) и того, что $P_{бi} = k_i \psi_i$ [2], где k_i – коэффициент сопротивления уводу колес, система (4) примет вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c + \frac{2}{v}(k_1 + k_2 + k_3)\dot{x}_c - 2(k_1 + k_2 + k_3)\beta + \\ + \frac{2}{v}\left(k_1(a_1 + a_2) + k_2a_2 - k_3a_3\right)\dot{\beta} = F; \\ I\ddot{\beta} + \frac{2}{v}\left(k_1(a_1 + a_2)^2 + k_2a_2^2 + k_3a_3^2\right)\dot{\beta} - 2\left(k_1(a_1 + a_2) + \right. \\ \left. + k_2a_2 - k_3a_3\right)\beta + \frac{2}{v}\left(k_1(a_1 + a_2) + k_2a_2 - k_3a_3\right)\dot{x}_c = M. \end{cases} \qquad (5)$$

Решение системы (5) будем искать в виде $x_c = e^{pt}$, $\beta = e^{pt}$, положив также $I = m\rho^2$; $\lambda = x_c/\rho$, где ρ – радиус инерции; λ – безразмерная переменная.

Написав и развернув определитель системы уравнений (5) относительно p, получим характеристическое уравнение

$$p^2 + \frac{2}{mv}\left(k_1\left(1+\frac{(a_1+a_2)^2}{\rho^2}\right)+k_2\left(1+\frac{a_2^2}{\rho^2}\right)+k_3\left(1+\frac{a_3^2}{\rho^2}\right)\right)p+$$
$$+\left(\frac{4(k_1k_2a_1^2+k_1k_3(a_1+a_2+a_3)^2+k_2k_3(a_2+a_3)^2)}{m^2\rho^2v^2}-\right.$$
$$\left.-\frac{2(k_1(a_1+a_2)+k_2a_2-k_3a_3)}{m\rho^2}\right)=0. \qquad (6)$$

Движение агрегата будет устойчивым, если все действительные корни или вещественные части комплексных корней характеристического уравнения (6) будут отрицательными, что произойдет, когда все члены уравнения положительны. Коэффициент при p всегда положителен. Тогда по критерию Гурвица движение агрегата устойчиво, если свободный член уравнения (6) также положителен, т.е.

$$k_3a_3 > k_1(a_1+a_2)+k_2a_2. \qquad (7)$$

Если условие (7) не выполняется, то определяем критическую скорость движения агрегата из условия, чтобы свободный член уравнения (6) был положителен:

$$v_{кр} = \sqrt{2\frac{k_1k_2a_1^2+k_1k_3(a_1+a_2+a_3)^2+k_2k_3(a_2+a_3)^2}{m(k_1(a_1+a_2)+k_2a_2-k_3a_3)}}. \qquad (8)$$

Выражения (7) и (8) по структуре аналогичны формулам в работе [1] для условий устойчивости движения и определения критической скорости трехосного автомобиля, хотя имеются значительные конструктивные отличия от тракторного агрегата и условий эксплуатации.

Таким образом, чтобы тракторный агрегат обладал устойчивостью движения, необходимо выполнение условия (7), которое можно обеспечить, увеличив коэффициент сопротивления уводу шин задней оси трактора. Этого можно добиться, например, установкой сдвоенных шин на задней оси.

Литература

1. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М., 1970. 2. Рокар И. Неустойчивость в механике.-М.,1959.

УДК 629.114.2.012.8

А.Л.Хилько, В.П.Бойков,
С.И.Стригунов

СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ПЕРЕДНЕЙ ОСИ ТРАКТОРА МТЗ-80 С СЕРИЙНОЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ПОДВЕСКАМИ

Современные методы изучения динамики МТА требуют знания спектров мощности нагрузок на различных узлах и деталях трактора. В связи с этим получение статистических характеристик исследуемых процессов для проведения спектрального анализа весьма важно.

В предлагаемой работе рассматривается лишь один аспект этого вопроса - динамическая нагруженность передней оси трактора МТЗ-80 в зависимости от типа подвески. В результате сравнительных дорожно-полевых испытаний трактора с серийной подвеской и экспериментальной, основные параметры которой рассчитывались методом статистического моделирования [1], были получены реализации вертикальных изгибающих усилий,действующих на трубы выдвижных кулаков трактора,по которым и оценивалась динамическая нагруженность оси. Методика проведения испытаний и некоторые результаты изложены в работе [2]. Для определения спектров нагруженности передней оси была проведена дискретизация полученных реализаций с шагом $t = 0,05$ с и центрирование массивов. По специально разработанным программам на ЭЦВМ "Наири-К" рассчитывались корреляционные функции исследуемого процесса, по значениям которых были установлены спектральные плотности нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 при движении по грунтовой дороге с прицепом 2ПТС-4 и на пахоте стерни (рис. 1, 2).

При движении трактора с прицепом кривые спектральных плотностей на скорости $v = 3{,}85$ м/с имеют по два максимума как с серийной подвеской, так и с экспериментальной (рис. 1, а, кривые 1), которые приходятся на частоты 12,5 и 18 рад/с. На скоростях 4,76; 6,06; 7,62 м/с кривые спектральных плотностей имеют один ярко выраженный максимум (рис. 1, а, кривые 2; рис. 1,б), приходящийся на частоту 15...16 рад/с. На пахоте протекание спектральных плотностей имеет более сложный вид, характеризующийся несколькими пиками. Максимальное значение $S(\omega)$ приходится на частоту 14...15 рад/с (рис. 2).

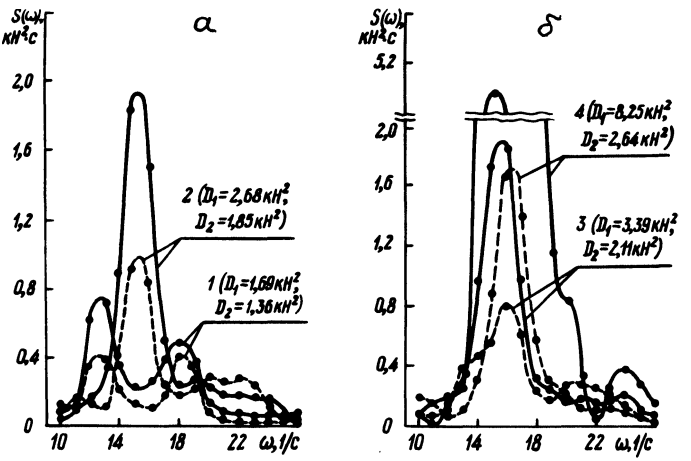


Рис. 1. Спектральные плотности нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 при движении по грунтовой дороге (σ = 0,011 м) с прицепом 2ПТС-4:
1 – V = 3,85 м/с; 2 – V = 4,76 м/с; 3 – V = 6,06 м/с; 4 – V = = 7,62 м/с; ——— серийная подвеска; – – – экспериментальная; D_1 – дисперсия нагрузки на переднюю ось с серийной подвеской; D_2 – с экспериментальной.

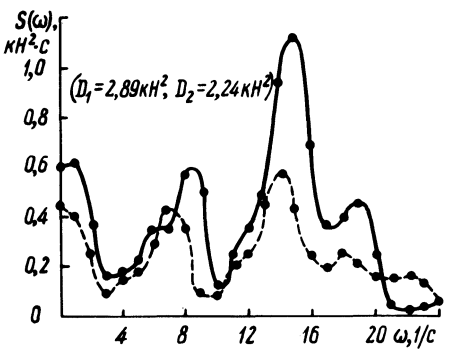


Рис. 2. Спектральные плотности нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 на пахоте стерни (σ = 0,031 м; v = = 2,45 м/с; глубина пахоты h= = 0,2 м). Условные обозначения и обозначения дисперсий см. подпись к рис. 1.

При движении трактора с прицепом положительное влияние экспериментальной подвески проявляется в снижении максимумов спектральных плотностей; смещения максимумов в зону низших частот не происходит. На пахоте экспериментальная подвеска позволяет уменьшить максимумы спектральных плотностей, а также несколько сместить их в зону низших частот.

По графикам спектральных плотностей можно судить о дисперсии нагрузок на переднюю ось: так видно, что дисперсия нагрузок на ось с экспериментальной подвеской меньше, чем с серийной (площади, ограниченные пунктирными линиями, меньше площадей, ограниченных сплошными линиями, для одинаковых скоростей).

Выводы. 1. Спектр нагруженности передней оси с двумя вариантами подвески охватывает частоты: при движении трактора с прицепом 2ПТС-4 - 10...22 рад/с, на пахоте - 0 ... ... 20 рад/с.

2. Экспериментальная подвеска снижает максимум спектральной плотности нагруженности передней оси при движении с прицепом на 45...65%, на пахоте - на 50%.

3. Полученные значения спектральных плотностей нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 могут быть использованы для выбора режима ускоренных испытаний передней оси, а также для расчета элементов подвески на долговечность.

Литература

1. Выбор оптимальных параметров подвески передних колес трактора МТЗ-80 с помощью аналоговых вычислительных машин (АВМ)/ В.М.Беляев, Г.А.Молош, А.Л.Хилько, В.В.Жук - В сб.: Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. - Минск, 1977, вып. 9. 2. Исследование влияния параметров подвески на динамическую нагруженность деталей переднего моста трактора МТЗ-80/ Г.А.Молош, Ю.М.Жуковский, А.Л. Хилько, В.П.Бойков - В сб.: Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. - Минск, 1978, вып. 11.

УДК 621.432

В.М.Адамов, А.Т.Гринюк,
В.Е.Шаройко, В.В.Шахов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ДИЗЕЛЕЙ Д-240 И Д-240 Т

Применение турбонаддува позволяет повысить мощностные показатели дизеля при сравнительно небольших изменениях его конструкции. Однако с повышением параметров рабочего тела (p и T) увеличиваются тепловые и механические нагрузки деталей, образующих камеру сгорания дизеля.

Выпускной клапан – наиболее нагретая деталь, работающая в тяжелых условиях (температуры выпускных клапанов составляют 600...800°С), причем термические нагрузки зачастую являются определяющими, ограничивающими дальнейшее форсирование двигателя [1, 2].

В настоящей статье приводятся результаты измерения средних температур выпускных клапанов двигателей Д-240 и Д-240 Т с турбокомпрессором ТКР-8,5. Испытания проведены в лаборатории Минского моторного завода на полноразмерных двигателях. Места установки термопар в выпускном клапане

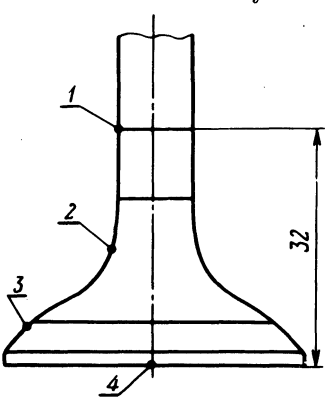


Рис. 1. Места установки термопар в выпускном клапане: 1,2,3,4.

третьего цилиндра двигателя показаны на рис. 1. Хромель-алюмелевые термопары соединялись с автоматическим потенциометром КСП-4 через токосъемное устройство, обеспечивающее постоянную связь с измерительным прибором. Для предотвращения обрыва проводов при проворачивании клапана последний фиксировался с возможностью перемещения вдоль направляющей втулки. Результаты измерений средних темпера-

тур клапанов при работе двигателей по нагрузочной характеристике, представленные на рис. 2, позволяют сделать следующие выводы:

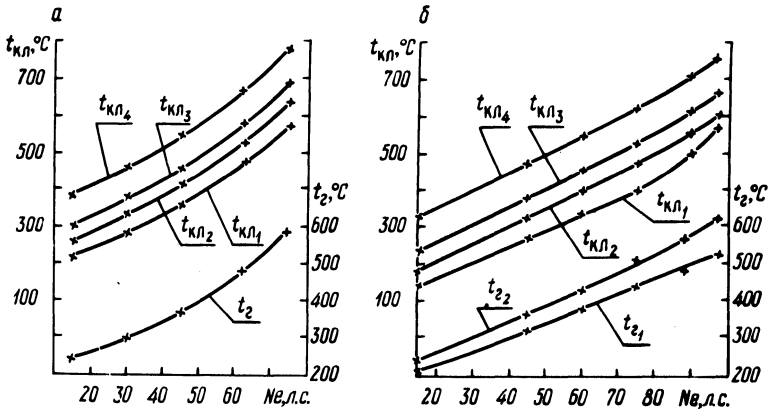


Рис. 2. Температуры выпускного клапана:
а – двигателя Д-240 при работе его по нагрузочной характеристике при $n = 2200$ мин$^{-1}$; б – двигателя Д-240 Т при работе его по нагрузочной характеристике при $n = 2200$ мин$^{-1}$.

1) максимальная температура клапана зарегистрирована в центре тарелки клапана и на номинальном режиме работы двигателя Д-240, равна 769°С;

2) темп роста температур при увеличении нагрузки в различных точках поршня практически одинаков;

3) температуры выпускного клапана при работе дизеля по нагрузочной характеристике изменяются прямо пропорционально температуре выпускных газов;

4) применение турбонаддува повышает максимальную температуру клапана до 848°С и наиболее значительно сказывается на температуре центра тарелки клапана;

5) на температуру стержня клапана, помимо выпускных пазов, значительное влияние оказывает тепловое состояние головки цилиндров дизеля, в частности направляющей втулки.

Литература

1. Розенблит Г.Б., Горелик Я.И. Теплообмен между клапаном и газом в цилиндре дизеля. – Вестн.ВНИИ ж.-д.транспорта, 1970, № 2. 2. Страдомский М.В., Васильев Е.П. Теплопередача в выпускном клапане двигателя внутреннего сгорания. – В сб.: Вопр.техн.теплофизики. – Киев, 1969, вып.2.

УДК 621.43.01

Г.А.Вершина, Р.Я.Пармон

ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПО СОСТАВУ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

В практике расчетов двигателей внутреннего сгорания приходится использовать формулы, связывающие между собой ряд параметров, в том числе коэффициент избытка воздуха α.

В связи с тем что при исследовании состава отработавших газов двигателей широко применяются газоанализаторы α на окись углерода и двуокись углерода, оказалось возможным вычислять значение α, используя результаты газового анализа. Так, одно из простейших выражений для дизельных двигателей имеет вид

$$\alpha = \frac{1}{1-3{,}76\dfrac{O_2-\dfrac{CO}{2}}{N_2}},$$

или при CO = 0

$$\alpha = \frac{1}{1-3{,}76\dfrac{O_2}{N_2}}.$$

Для карбюраторных двигателей было получено следующее выражение:

$$\alpha = \frac{0{,}145(1-CO)}{CO+CO_2+0{,}00187\,C_{C_nH_m}} + 0{,}02,$$

или с допущениями [1]

$$\alpha = \frac{0{,}145(1-CO)}{CO+CO_2} + 0{,}02.$$

Допуская, что в процессе сгорания углерод топлива окисляется полностью и превращается при этом в окись (CO) или двуокись (CO_2) углерода, как это принято в классическом тепловом расчете, предлагается еще одна формула, связываю-

щая α, CO и CO_2, которая выведена в результате преобразований известных выражений, описывающих процесс окисления углерода топлива:

$$G_{CO} = \frac{7}{3}\left[2(1-\alpha)(g_c + 3g_н)\right];$$

$$G_{CO_2} = \frac{11}{3}\left[g_c(2\alpha - 1) + 6g_н(\alpha - 1)\right].$$

В итоге получаем

$$\alpha = \frac{154 - 55\ CO - 28\ CO_2}{154 - 44\ CO - 28\ CO_2}.$$

Эта формула удобна тем, что в ней присутствуют только значения содержания окиси и двуокиси углерода, определяемые современными газоанализаторами быстро и точно.

Литература

1. Андреев В.И., Черняк Б.Я. Определение состава горючей смеси по содержанию углерода в продуктах сгорания. - Автомобильная промышленность, 1972. № 12.

УДК 621.431.73 - 713

Б.Е.Железко, Б.Е.Пышкин

К РАСЧЕТУ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ РЕЖИМАМ

Тепловое состояние автомобильного двигателя в эксплуатации определяется режимами его работы, температурой окружающего воздуха и эффективностью системы охлаждения.

Требуемая эффективность системы охлаждения определяется, как правило, исходя из условий работы двигателя на максимальной мощности и при максимально возможной температуре окружающей среды. Обычно ее принимают равной 40°С. Если двигатель предназначен для работы в условиях повышен-

ной температуры окружающей среды, то для расчета принимают температуру 50°С.

Эксплуатационные режимы и условия работы автомобильного двигателя, как показывают опытные данные, значительно отличаются от расчетных, в связи с этим расчетная эффективность системы охлаждения в эксплуатации практически не используется.

Различают степень загрузки двигателя по мощности

$$K_N = \frac{N_e}{N_{max}};$$

по крутящему моменту

$$K_M = \frac{M_e}{M_{max}};$$

и по скоростному режиму

$$K_n = \frac{n}{n_{max}};$$

где N_e;M_e; n - эксплуатационные показатели, соответственно мощности, крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

Из различных скоростных и нагрузочных режимов работы автомобильного двигателя в эксплуатации: разгон, установившийся режим, торможение, холостой ход - для работы системы охлаждения интерес представляет установившийся режим.

Автомобильные двигатели значительное время работают на частичных скоростных и нагрузочных режимах.

Дорожные испытания показывают [1, 2, 3], что при движении автомобиля МАЗ-500 с полной нагрузкой по городу максимальный крутящий момент и номинальная мощность двигателя не используются вообще, скоростной диапазон его работы 53% времени находится в пределах K_n=46...65%, а работа в режиме "разгон- торможение" составила 34% времени. Двигатель автомобиля ГАЗ-53 с нагрузкой 3 т при движении в городских условиях 83% времени работы под нагрузкой работает при K_N = 56% и K_n = 34%. Данные испытаний ав-

томобиля М-21 "Волга" свидетельствуют, что режим холостого хода составляет 30% времени, а работа при K_n =15... ...45% и K_N=0,..47% составляет 64% времени работы двигателя под нагрузкой.

Эксплуатация автомобиля по асфальтированному шоссе в пределах пригородной зоны и за городом характерна большей степенью загрузки двигателя по мощности и крутящему моменту [1,3,4,5]. Так, при движении автомобиля МАЗ-500 по шоссе 38% времени двигатель работал при K_M=90...100% и K_n =46...100%.

На нагрузочный и скоростной режимы работы автомобильного двигателя влияют интенсивность движения на дороге и погодные условия. Большей интенсивности движения и худшим погодным условиям соответствует меньшая загрузка двигателя. Так, двигатель автомобиля ЗИЛ-131, испытываемого на асфальтированной дороге с интенсивностью движения 450 . . . . . 600 автомобилей в час, работал при K_N= 24% и K_n = = 61%, а с интенсивностью движения менее 50 автомобилей в час — при K_N = 78% и K_n = 88%. Испытания двигателя легкового автомобиля в тех же условиях зарегистрировали степень загрузки соответственно: K_N = 0... 88%, K_n =15...75 % и K_N =88%; K_n = 60...100% в течение 67% времени работы под нагрузкой.

В случае движения автомобиля по мокрой дороге или по дороге, покрытой снегом, режим работы двигателя мало зависит от интенсивности движения и определяется условиями безопасности. Так, при движении автомобиля ЗИЛ-131 по шоссе, покрытому снегом, степень загрузки двигателя составила K_N= 49%, K_n= 60%. Эксплуатация автомобилей на грунтовых дорогах, на дорогах с булыжным покрытием также показала низкую загрузку двигателя [2,5,6].

Например, двигатель автомобиля МАЗ-509, эксплуатируемого на лесозаготовках, работал со степенями загрузки K_N= = 69% и K_n= 73%. Загрузка двигателя автомобиля ЗИЛ-131 при эксплуатации по грунтовым дорогам составила K_N=52 ... ...60% и K_n= 50...52%. В таких же условиях двигатель автомобиля ГАЗ-53 имел загрузку K_N= 48...55% и K_n=27 ... ...32%.

Работа автомобильного двигателя на частичных нагрузках приводит к тому, что максимальная потребность в действии вентилятора системы охлаждения не превышает 60% летом и 2% времени зимой для умеренного климата; 95% двигателей легковых автомобилей 90% времени переохлаждаются [7]. По-

следние цифры свидетельствуют о сильном влиянии климатических условий на потребную эффективность системы охлаждения. Приведенные в работе [8] данные показывают, что температуры окружающей среды, достигающие -20°, встречаются почти на всей территории СССР (96,2%). Температуры воздуха до 25° наблюдаются на 42,6% территории страны. Такие низкие температуры, как $-40...-45^{\circ}$ имеют место почти на 10% территории СССР.

В то же время, температуры свыше $+30^{\circ}$ наблюдаются лишь на 19% территории страны, а свыше $+35^{\circ}$ – только на 4,5%. На большей части территории страны в летний период температура воздуха не превышает 25°.

Таким образом, существующий метод расчета требуемой эффективности системы охлаждения автомобильного двигателя исходя из условий его эксплуатации при наибольшей нагрузке и температуре окружающей среды, близкой к максимально возможной, дает завышенные результаты. Это приводит к неоправданным производственным и эксплуатационным затратам.

Автоматическое регулирование температуры в системе охлаждения с помощью термостатов улучшает тепловой режим работы двигателя и поддерживает его в заданных пределах, но не снижает затрат мощности (а значит, и расхода топлива) на систему охлаждения. Применение регулируемого привода вентилятора уменьшает эксплуатационные затраты на систему охлаждения, однако при этом повышаются производственные затраты.

Применение различных дополнительных устройств, улучшающих характеристику системы охлаждения, в то же время усложняет ее конструкцию и технический уход в эксплуатации, снижает надежность.

Учитывая изложенное, целесообразно более обоснованно подходить к выбору расчетного режима работы двигателя и условий его эксплуатации при расчете и конструировании системы охлаждения. Очевидно, более правильно было бы определять требуемую эффективность системы охлаждения исходя из наиболее вероятных в эксплуатации нагрузочных режимов двигателя и температур окружающей среды. Расчет по наиболее вероятным эксплуатационным режимам может дать значительный экономический эффект как в производстве, так и в эксплуатации.

Расчет системы охлаждения по эксплуатационным режимам может привести к перегреву двигателя в процессе работы на

возможных максимальных режимах. Такие условия встречаются редко, однако система охлаждения должна гарантировать безотказность и надежность работы двигателя. Поэтому расчет должен быть согласован с вероятной длительностью работы на максимальных режимах и высоких температурах воздуха, а также с темпом прогрева двигателя с учетом теплоемкости как системы охлаждения, так и двигателя в целом. Вероятность и время работы двигателя на различных нагрузочных режимах должны основываться на статистических данных испытаний однотипных автомобилей в предполагаемых эксплуатационных условиях. Темп прогрева может быть установлен по данным испытаний двигателя на стенде.

Литература

1. Великанов Д.П., Бернацкий В.И. Изучение эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. – Автомобильный транспорт, 1960, № 4. 2. Лавров Л.Г. Испытание тяговой динамики автомобиля в эксплуатационных условиях. Методика и аппаратура. Автореф.канд.дис.–Горький, 1969. 3. Терещук А.Г., Сорокин В.П. Метод исследования режимов работы автомобильного дизеля в условиях эксплуатации. – В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. – Ярославль, 1975. 4. Бодров В.А. Влияние дорожных условий на режимы работы автомобильного двигателя. – В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. – Ярославль, 1973. 5. Платонов В.Ф., Устименко В.С., Назаров С.К. О режимах движения автомобилей в различных дорожных условиях. – Автомобильная промышленность, 1977, № 11. 6. Бондаренко С.И. Исследование эксплуатационных качеств лесовозного автопоезда МАЗ и пути их повышения. Автореф.канд.дис. – Л., 1973. 7. Автомобильные двигатели/ Под ред. М.С.Ховаха. – М., 1977. 8. Гольнев В.С., Макаров В.И. Расчетные параметры окружающей среды для проектирования системы охлаждения тракторного двигателя. – Труды НАТИ, 1971, вып. 211.

10 Зак. 6567

УДК 621.431.73.001.24

Б.Е.Железко

ФОРМУЛЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ ОППОЗИТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Оппозитные поршневые двигатели внутреннего сгорания широко используются в автомобилях, мотоциклах и других машинах. Основное преимущество таких двигателей – уменьшенные габариты по высоте. Это преимущество выгодно отличает их от двухрядных двигателей других конструкций, например У-образных, и позволяет при компоновке автомобиля лучше использовать его базу для основных целей. Так, применение оппозитных двигателей для автобусов дает возможность при тех же общих габаритах сделать больше посадочных мест. Однако для автобусов различной вместимости, также как и для грузовых автомобилей различной грузоподъемности, целесообразно производство ряда (семейства) двигателей одинаковой размерности, отличающихся лишь числом цилиндров. Создание семейства двухрядных оппозитных двигателей требует тщательного анализа их уравновешенности от сил инерции. В связи с этим предлагаются следующие формулы для определения неуравновешенных сил и моментов в оппозитных двигателях. Они получены из общих формул анализа уравновешенности любых конструктивных схем двухрядных поршневых двигателей как частный случай, когда угол между рядами цилиндров равен π ($\gamma=\pi$) [1].

Анализ уравновешенности двухрядных оппозитных двигателей по предлагаемым формулам заключается в определении величин главных векторов систем сил инерции первого и второго порядка и центробежных сил инерции и их направлений, а также главных моментов этих же сил и плоскостей их действия по проекциям векторов на оси прямоугольных координат (рис.1).

Результирующая сила инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI} = \Sigma P_{jI(x)} = m_j R\omega^2 \sum_{i=1}^{n_л+n_п} \cos(\alpha+\delta_i).$$

Результирующая сила инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII} = \Sigma P_{jII(x)} = m_j R\omega^2 \lambda \left[\sum_{i=1}^{n_л} \cos 2(\alpha+\delta_i) - \sum_{i=1}^{n_п} \cos 2(\alpha+\delta_i) \right].$$

Результирующий момент от сил инерции первого порядка, действующий в плоскости осей цилиндров,

$$\Sigma M_{jI}=\Sigma M_{jI(y)}=m_j R\omega^2\Big[\sum_{i=1}^{n_л} h_{iл}\cos(\alpha+\delta_i)+\sum_{i=1}^{n_п} h_{iп}\cos(\alpha+\delta_i)\Big].$$

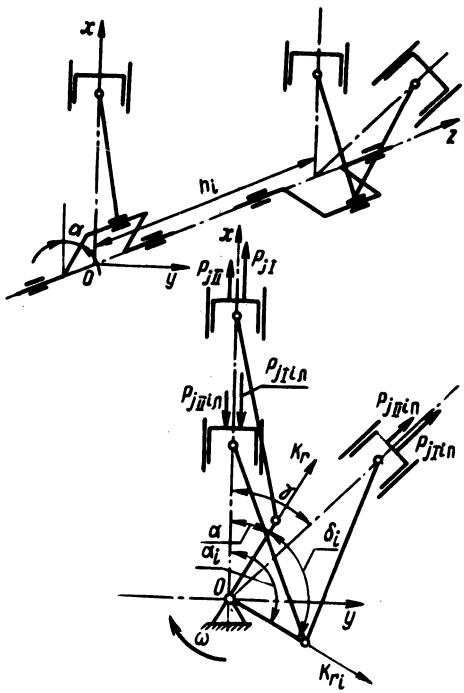


Рис. 1. Общая конструктивная схема двухрядного поршневого двигателя.

Результирующий момент от сил инерции второго порядка, действующий в плоскости осей цилиндров,

$$\Sigma M_{jII}=\Sigma M_{jII(y)}=m_j R\omega^2\lambda\Big[\sum_{i=1}^{n_л} h_{iл}\cos 2(\alpha+\delta_i)-\sum_{i=1}^{n_п} h_{iп}\cos 2(\alpha+\delta_i)\Big].$$

Проекция на ось ox результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_{r(x)}=m_r R\omega^2\sum_{i=1}^{n_{кр}}\cos(\alpha+\delta_i).$$

Проекция на ось oy (на направление, перпендикулярное плоскости осей цилиндров) результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_{r(y)} = m_r R\omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \sin(\alpha + \delta_i).$$

Величина результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_{r(x)}]^2 + [\Sigma K_{r(y)}]^2}$$

Суммарный момент центробежных сил инерции относительно оси ox, представляющий собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента центробежных сил для всего двигателя,

$$\Sigma M_{r(x)} = -m_r R\omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \sin(\alpha + \delta_i).$$

Суммарный момент центробежных сил инерции относительно оси oy, представляющий собой проекцию на эту ось векторов результирующего момента центробежных сил для всего двигателя,

$$\Sigma M_{r(y)} = -m_r R\omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \cos(\alpha + \delta_i).$$

Величина результирующего момента от центробежных сил

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_{r(x)}]^2 + [\Sigma M_{r(y)}]^2}.$$

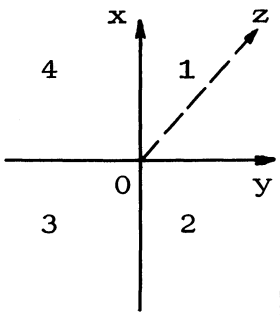
Векторы результирующей центробежной силы и результирующего момента от этих сил находятся в плоскости, параллельной плоскости xoy, поскольку их проекции на ось oz равны нулю. Расположение векторов в этой плоскости определяется направляющими косинусами относительно осей ox и oy.

Острые углы между линиями действия векторов и осью ox определяются по формулам

$$\cos\varphi_{r.отн} = \frac{|\Sigma K_{r(x)}|}{\Sigma K_r};$$

$$\cos\psi_{r\,отн} = \frac{|\Sigma M_{r(x)}|}{\Sigma M_r}.$$

Квадранты расположения векторов результирующих центробежных сил и моментов определяются по знакам их проекций на оси ox и oy с помощью следующей таблицы:



Квадрант расположения вектора	Знаки проекций вектора на оси	
	ox	oy
1	+	+
2	-	+
3	-	-
4	+	-

Для найденного квадранта абсолютный угол опережения оси ox соответствующим вектором результирующей центробежной силы (или вектором результирующего центробежного момента) определяется по формулам

1-й квадрант: $\varphi = \varphi_{отн}$; $\psi = \psi_{отн}$;

2- " $\varphi = \pi - \varphi_{отн}$; $\psi = \pi - \psi_{отн}$;

3- " $\varphi = \pi + \varphi_{отн}$; $\psi = \pi + \psi_{отн}$;

4- " $\varphi = 2\pi - \varphi_{отн}$; $\psi = 2\pi - \psi_{отн}$.

Положение плоскости действия результирующего момента от центробежных сил, проходящей через ось oz, находится как перпендикулярное к его вектору.

Проводя анализ уравновешенности двигателей по изложенным формулам, следует помнить, что главный вектор (результирующая) какой-либо системы сил не зависит, а главный (результирующий) момент той же системы сил - зависит от выбора точки приведения, т.е. от выбора начала координат. В связи с этим наличие не равных нулю результирующих моментов сил инерции при не равных нулю результирующих силах еще не свидетельствует о неуравновешенности моментов. Например, если результирующая центробежная сила инерции равна нулю, а результирующий центробежный момент не равен нулю,

то система центробежных сил приводится к паре. Если же и результирующая сила и результирующий момент системы центробежных сил инерции двигателя не равны нулю, то необходимо проверить, не приводится ли рассматриваемая система сил только к равнодействующей (результирующей) силе. Условием приведения системы сил только к равнодействующей, по которому и производится проверка, является:

$$\Sigma K_{r(x)} \Sigma M_{r(x)} + \Sigma K_{r(y)} \Sigma M_{(y)} = 0.$$

Обозначения величин, входящих в формулы

R – радиус кривошипа коленчатого вала;

λ – безразмерный параметр кривошипно-шатунного механизма (к.ш.м.);

ω – угловая скорость коленчатого вала;

α – угол поворота коленчатого вала (отсчитывается по первому кривошипу);

δ_i – угол расположения i-го кривошипа относительно первого, отсчитывается в направлении вращения коленчатого вала;

m_j – масса к.ш.м., совершающая возвратно-поступательное движение;

m_r – неуравновешенная масса к.ш.м., совершающая вращательное движение;

$n_л$ – число цилиндров левого ряда;

$n_п$ – число цилиндров правого ряда (так как обычно в двигателях $n_л = n_п$, можно заменить $n_л$ и $n_п$ на $n_ц$ – число цилиндров в одном ряду);

$n_{кр}$ – число кривошипов на коленчатом валу;

$h_{iл}$ – расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат (от оси первого цилиндра левого ряда) до оси i-го цилиндра левого ряда;

$h_{iп}$ – расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до оси i-го цилиндра правого ряда; обычно: $h_{iп} = h_{iл} + b$, где b – смешение рядов цилиндров;

h_i -расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до i-го кривошипа.

Литература

1. Железко Б.Е., Тарасик В.П. Анализ уравновешенности поршневых автотракторных двигателей. - Минск, 1976.

УДК - 621.431.73

Г.М.Кокин, С.И.Захарков

ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Легковые автомобили в основном предназначаются для индивидуального пользования, их транспортная производительность определяется вместимостью (числом пассажиров включая водителя) и средней эксплуатационной скоростью движения.

В настоящее время принято классифицировать легковые автомобили с учетом сочетания двух параметров - рабочего объема двигателя и общей массы автомобиля, включая пассажиров. В соответствии с рекомендуемой классификацией рассмотрены автомобили: особо малого класса, с рабочим объемом двигателя до 1,2 л, числом пассажиров - 4; малого класса, с рабочим объемом двигателя до 1,8 л, числом пассажиров 4-5; среднего класса, с рабочим объемом двигателя до 3,5 л, числом пассажиров 5-6; большого и высшего класса, с рабочим объемом двигателя свыше 3,5 л, числом пассажиров 6-7. Исходя из индивидуальных потребностей населения в ближайшее время изменение вместимости легковых автомобилей не ожидается, снижение общей массы за счет снижения собственной массы автомобиля возможно, но оно не окажет решающего влияния на скоростные качества автомобиля.

Рабочий объем двигателя определяет мощность и долговечность двигателя, а основным фактором, влияющим на скоростные качества автомобиля, является мощность двигателя.

На среднюю эксплуатационную скорость влияют дорожные условия, организация и безопасность движения.

Основной определяющий фактор - средняя техническая скорость. Дальнейшее повышение транспортной производительности

легкового автомобиля возможно за счет повышения средней технической скорости, которая в заданных дорожных условиях обусловлена тягово-динамическими показателями автомобиля, зависящими от мощности установленного на автомобиле двигателя, и принятыми скоростными данными на основных передачах трансмиссии.

Удобным относительным показателем энергонасыщенности автомобиля, определяющим его скоростные качества, является отношение максимальной мощности двигателя к общей массе автомобиля. Из 150 автомобилей наиболее известных советских и зарубежных фирм к исследованию было принято 25 моделей, характерных для каждого класса машин.

Для получения сопоставимых результатов исследования велись аналитическим путем. Расчеты с построением графиков проводились по каждой машине. Сопоставление аналитических данных с данными заводских испытаний автомобилей советского производства подтвердило достаточную достоверность полученных расчетных результатов для практических выводов.

Скорости движения определялись при различных суммарных дорожных сопротивлениях, характеризуемых коэффициентом $\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha$, где f – коэффициент сопротивления качению автомобиля с учетом сопротивления, обусловленного колебаниями массы автомобиля; α – угол подъема дороги.

По результатам дорожных испытаний, проводимых на автомобильных заводах, центральным полигоном НАМИ, а также других исследований суммарный коэффициент дорожного сопротивления по наибольшей математической плотности при расчетах принимался:

1) при контрольных сдаточных испытаниях на горизонтальном асфальтированном шоссе высшего качества как средний при заездах в обе стороны $\psi = f = 0{,}015$;

2) для горизонтального асфальтированного или бетонного шоссе $\psi = f = 0{,}020$;

3) для асфальтированного шоссе среднего качества по равнинной местности $\psi = 0{,}033$;

4) для асфальтированного шоссе среднего качества по холмистой местности или для гравийного шоссе по равнинной местности $\psi = 0{,}042$;

5) тяжелые дороги – гравийное шоссе ниже среднего качества по холмистой местности, грунтовые улучшенные дороги $\psi = 0{,}076$.

У большинства исследовавшихся автомобилей рекламируемая фирмой максимальная скорость на 4...15% ниже расчетной при

ψ = 0,015 за исключением автомобиля "Триумф", у которого рекламируемая максимальная скорость выше расчетной при ψ = 0,015 на 5%.

Из числа автомобилей особо малого класса автомобили ЗАЗ-966, Шкода-1100, Хонда-600 могут развивать рекламируемую фирмой максимальную скорость при ψ = 0,033, т.е. на асфальтированном шоссе среднего качества по равнинной местности.

Из автомобилей малого класса автомобили "Москвич-412" и "ВАЗ-2103" рекламируемую максимальную скорость развивают при ψ = 0,042, т.е. на асфальтированном шоссе среднего качества по холмистой местности, или на гравийном шоссе равнинной местности.

Из автомобилей среднего класса автомобили "Вокс-холл-200", "Форд-20М" развивают рекламируемую максимальную скорость при ψ = 0,033, а автомобили "Волга" и "Фиат-1300" при ψ = 0,042. Автомобиль "Шевроле" может развивать рекламируемую скорость на всех дорогах.

Все автомобили высшего класса могут развивать рекламируемую скорость при ψ =0,042, а автомобиль "Форд-ТД" при ψ = 0,076. При энергонасыщенности от 22 до 64 кВт/т скорости пропорциональны энергонасыщенности и лежат с относительно малыми отклонениями от осредненных величин. Для ψ = 0,033 при энергонасыщенности от 22 до 64 кВт/т скорость движения возрастает от 100 до 200 км/ч; для ψ = = 0,042 при той же энергонасыщенности скорость движения возрастает от 93 до 193 км/ч.

При дальнейшем повышении энергонасыщенности скорость движения растет медленнее в связи с увеличением удельного сопротивления воздуха движению автомобиля.

Из необходимости безопасности движения, обусловливаемой состоянием дорог, обстановкой на дорогах и организацией движения, в настоящее время на дорогах общего назначения развивать скорость более 200 км/ч невозможно, а поэтому энергонасыщенности, обеспечивающие скорости более 200 км/ч, используются не для развития последней, а для создания больших ускорений - для уменьшения времени разгона.

Интересно отметить, что при возрастании коэффициента сопротивления движению с 0,033 до 0,042 на 21% скорость снижается на 4-5%. Это объясняется тем, что сопротивление дороги оказывает меньшее влияние, чем сопротивление воздуха.

аблица 1. Динамические показатели легковых автомобилей

Класс томобилей	Энергонасыщенность, кВт/т		Скорость движения (км/ч) при суммарном сопротивлении дороги, характеризуемом коэффициентом ψ = 0,033		Время разгона до 100 км/ч, с	
	от	до	от	до	от	до
Особо малый	20	33	97	131	30	21
Малый	34,5	50,5	127	156	20	19
Средний	46	60	156	195	18	11
Большой	62	93	200	238	11	6

Скорости движения при ψ = 0,076 в зависимости от энергонасыщенности имеют большой разброс, так как здесь значительное влияние оказывает рациональность выбора передаточных чисел коробки на низших передачах.

Время разгона до 100 км/ч, рекламируемое фирмами, близко совпадает с расчетным. Исключение составляют автомобили "ГАЗ-24" и "Волга", где фирма дает большее время, чем расчетное.

Обобщенные данные по классам автомобилей приводятся в табл. 1, при этом резко выпадающие случаи из обобщения исключены.

Представляет интерес возможность использования максимального динамическоно фактора на низшей передаче коробки для трогания и разгона автомобиля.

На низшей передаче при скоростях до 30 км/ч из-за малой величины можно не учитывать силу сопротивления воздуха. Тогда из условий сцепления шин с дорогой динамический фактор не может превышать величины

$$D\psi \leq \frac{G_{сц}}{G_a}\varphi ,$$

где G_a – общая масса автомобиля; $G_{сц}$ – масса, приходящаяся на ведущие колеса; φ – коэффициент сцепления шин с дорогой.

Для сухого асфальтированного покрытия φ = 0,7...0,8. Если принять, что на ведущие колеса легкового автомобиля приходится 60% от общей массы, то динамический фактор по

сцеплению ведущих колес с дорогой лежит в пределах $D\varphi = 0,42...0,48$. По тяговой силе, развиваемой двигателем на низшей передаче коробки передач, динамический фактор у большинства автомобилей близок к этому пределу.

Исключение составляют автомобили "Понтиак", "Вокс-холл-200", ВАЗ-2101, "Рено-6", "Шкода-1100", "Хонда - 600", где силы сцепления ведущих колес не используются в достаточной мере для трогания и разгона автомобиля.

Постоянное улучшение состояния дорог и организации дорожного движения позволяет удовлетворить желание владельцев автомобилей по дальнейшему повышению скорости движения.

Учитывая указанные обстоятельства, для движения по асфальтированному шоссе среднего качества по равнинной местности максимальную скорость можно принимать для автомобилей особо малого класса 130 км/ч, что требует энергона - сыщенность автомобиля 33 кВт/т; для автомобилей малого класса - 155 км/ч, энергонасыщенность - 48 кВт/т; для автомобилей среднего класса скорость - 175 км/ч, энергонасыщенность 53 кВт/т; для автомобилей большого класса скорость может достигать значения до 200 км/ч при энергонасыщенности до 62 кВт/т, Большая энергонасыщенность этих автомобилей применяется для создания больших ускорений во время разгона.

С целью лучшего использования массы автомобиля, приходящейся на ведущие колеса для трогания с места и начала разгона, следует подбирать передаточные числа коробки на низших передачах из расчета, чтобы динамический фактор был близок к 0,4.

УДК 621.432.013.8

П.В.Прокашко, Н.П.Цаюн,
Г.Я.Якубенко

О ПЕРИОДЕ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ПРИ ЗАПУСКЕ-РАЗГОНЕ ДИЗЕЛЯ

В условиях пуска холодного двигателя процессу смесеобразования присущ ряд специфических особенностей. При пуске температура стенок цилиндра равна температура окружающей среды. Вращение коленчатого вала происходит с низкой и очень неравномерной скоростью, вследствие чего велика продолжи-

тельность цикла. Низкая температура стенок цилиндра и большая продолжительность такта сжатия обусловливают повышенные потери тепла в стенки от сжимаемого воздушного заряда. Большая продолжительность такта сжатия приводит также к повышенным утечкам воздушного заряда. По этим причинам температура воздуха в конце сжатия ниже, чем во время самостоятельной работы дизеля. Низкая частота вращения коленчатого вала – причина слабого впрыска с большой неоднородностью распыливаемого топлива. Причем основной объем подаваемого форсункой топлива попадает в цилиндр в грубораспыленном состоянии.

Эти особенности, характерные для режима хододного пуска дизеля, существенно влияют на продолжительность периода задержки воспламенения. При пуске холодного дизеля условия, необходимые для протекания предпламенных процессов и реакций, предшествующих воспламенению топлива, возникают лишь в конце хода сжатия и сохраняются на протяжении небольшой части хода расширения. Если за это время успеют завершиться все реакции и топливо воспламенится, пуск дизеля становится возможным. В противном случае вследствие снижения температуры и давления в такте расширения окислительные реакции прекращаются и вспышка топлива не возникает. Отсюда следует, что продолжительность периода задержки воспламенения при пуске должна быть меньше отрезка времени, в течение которого создаются условия, когда это воспламенение возможно.

Известно, что продолжительность периода задержки воспламенения зависит от параметров и интенсивности движения воздуха в камере сгорания, характеристики распыливания топлива. Во время пуска вихревое движение заряда значительно слабее, чем при самостоятельной работе двигателя, что отрицательно сказывается на однородности горючей смеси в объеме камеры сгорания.

Вместе с тем вихревое движение свежего заряда, увеличивая теплоотдачу от воздуха к холодной стенке, снижает температуру заряда и интенсивность испарения топлива. Чем выше температура заряда, тем интенсивнее нагревание и испарение топлива и быстрее протекают окислительные реакции. С повышением плотности заряда растет теплоотдача к топливу и увеличивается концентрация реагирующих капелек топлива, что также повышает скорость протекания реакций.

Период задержки воспламенения зависит от состава смеси, т.е. от соотношения воздуха и топлива. В условиях пуска в отличие от самостоятельной работы дизеля в свежем заряде отсутствуют продукты сгорания. При остановке дизеля, производимой выключением подачи топлива, цилиндр многократно продувается воздухом. При этом полностью удаляются из цилиндра продукты сгорания. Таким образом, действительный состав смеси, образующейся в цилиндре двигателя, определяется состоянием воздушного заряда, влияющего на скорость испарения топлива, количеством впрыскиваемого топлива, тонкостью его распыливания и равномерностью его распределения по объему камеры сгорания.

Работы по улучшению пусковых качеств современных дизелей ведутся по двум направлениям. Одно из них связано с разработкой и внедрением конструктивных и эксплуатационных мероприятий. Сюда относится: доводка камер сгорания до оптимальных конструктивных форм и размеров; совершенствование процесса газообмена; применение маловязких загущенных масел; позволяющих снизить момент сопротивления проворачиванию при холодном пуске; повышение качества распыливания топлива. Второй путь связан с применением различных вспомогательных средств облегчения пуска. Наиболее распространенными из них являются электрические спирали различной конструкции и электрофакельный подогреватель.

В настоящей работе приведены результаты экспериментального исследования влияния типа подогревателя на длительность периода задержки воспламенения для дизеля Д-240 Минского моторного завода.

Благодаря действию электрических подогревателей повышается температура поступающего в цилиндр воздушного заряда и незначительно снижается коэффициент наполнения. При использовании электрокафельного подогревателя одновременно с наиболее существенным повышением температуры засасываемого воздуха значительно снижается коэффициент наполнения. В некоторых случаях коэффициент наполнения падает до значений η_v = 0,55...0,65. При этом в поступающем воздухе выжигается большая часть кислорода.

Двигатель был помещен в холодильную камеру, позволяющую имитировать условия холодного пуска. Было выполнено три серии опытов, каждая из которых отличалась лишь установленным на двигатель устройством для облегчения пуска. Четвертая серия выполнена на двигателе без каких-либо средств об-

легчения пуска. Все остальные условия пуска сохранялись неизменными.

Опытной проверке были подвергнуты: электрофакельный подогреватель конструкции ВТЗ с эквивалентной мощностью 4000 Вт; комплект (2 штуки) свечей СН-150, установленных во впускном коллекторе с электрической мощностью 1080 Вт; комплект (2 штуки) фланцевых подогревателей мощностью 1140 Вт. Кроме этого, изменялась плотность воздушного заряда в момент впрыска топлива, что достигалось изменением величины зазоров в клапанном механизме. Этот способ позволил нормированно влиять на действительную степень сжатия $\varepsilon_д$ в достаточно широких пределах, которая определялась по выражению

$$\varepsilon_д = 1 + \frac{\varepsilon_г - 1}{2}\left[1 + \cos\varphi_з + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi_з)\right],$$

где $\varepsilon_г$ – геометрическая степень сжатия; $\varphi_з$ – угол запаздывания закрытия впускного клапана после НМТ; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

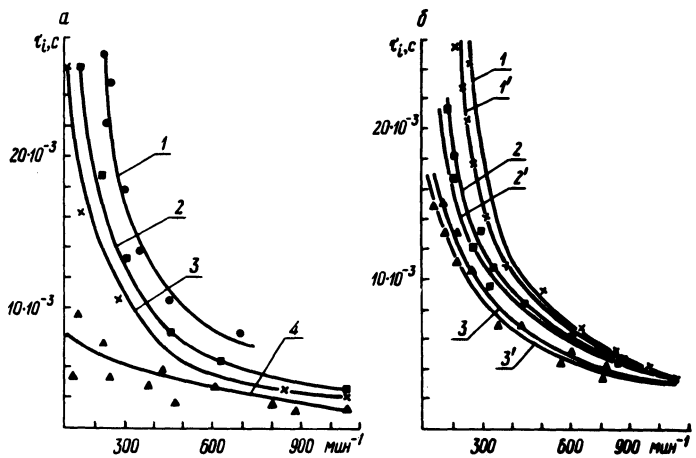


Рис. 1. Изменение периода задержки воспламенения τ_i при разгоне двигателя Д-240 после пуска:

Для а: 1 – без средств облегчения; 2 – две свеси СН-150; 3 – два подогревателя фланцевого типа; 4 – электрофакельный подогреватель; $\varepsilon_д$ = 13,3, t = 263 К. Для б: 1 – две свечи СН-150, $\varepsilon_д$ = 13,3; 1' – две свечи СН-150, $\varepsilon_д$ = 15,5; 2 – два подогревателя фланцевого типа, $\varepsilon_д$ = 13,3; 2' – два подогревателя фланцевого типа, $\varepsilon_д$ = 15,5; 3 – электрофакельный подогреватель, $\varepsilon_д$ = =13,3; 3' – электрофакельный подогреватель, $\varepsilon_д$ = 15,5; t=253 К.

Во время проведения опытов система охлаждения была заправлена антифризом марки 40, система смазки - маслом ДС-8.

В качестве топлива применялось дизельное топливо "З".

Продолжительность периода задержки воспламенения определялась по осциллограммам от момента первого подъема иглы форсунки до возникновения вспышки. Погрешность измерения этой величины не превышала $1{,}8 \cdot 10^{-4}$ с.

Результаты определения влияния различной степени подогрева засасываемого воздуха средствами облегчения пуска на величину периода задержки воспламенения τ_i представлены на рис. 1, а и б. Кроме этого, на рис. 1,б представлены также результаты определения влияния степени сжатия на период задержки воспламенения.

Анализ графиков показывает, что наименьший период задержки воспламенения наблюдается при установке электрокафельного подогревателя. Как видно из рис. 1,а, при частоте прокрутки 200 мин$^{-1}$ длительность этого периода сокращается приблизительно в 5 раз по сравнению с соответствующим периодом без средств облегчения пуска.

Повышение степени сжатия на 2,2 единицы при прочих равных условиях позволило сократить длительность периода задержки воспламенения на $1...3 \cdot 10^{-3}$с. Для сравнения уместно отметить, что продолжительность периода воспламенения двигателя Д-240 на номинальном режиме ($n = 2200$ мин$^{-1}$) составляет $1 \cdot 10^{-3}$ с.

УДК 621.436

В.А.Рожанский, Г.М.Кухаренок,
Д.М.Пинский

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ Д-240

Топливная экономичность дизеля с камерой сгорания типа ЦНИДИ зависит от расположения топливных струй, которое определяет равномерность распределения топлива по камере, а также углы и место встречи струй со стенкой камеры сгорания.

В статье приводятся результаты анализа расположения топливных струй в камерах сгорания дизелей ММЗ и влияния количества топливных струй на показатели работы.

Расчет расположения топливных струй был проведен на ЭВМ "Наири" по методике, описанной в работе [1]. Расчет велся с учетом существующего в дизелях ММЗ смещения носка распылителя форсунки а = 1,6 мм в сторону выпускного клапана и без учета этого смещения. Схема взаимного расположения камеры сгорания, форсунки и осей топливных струй приведена на рис. 1,б.

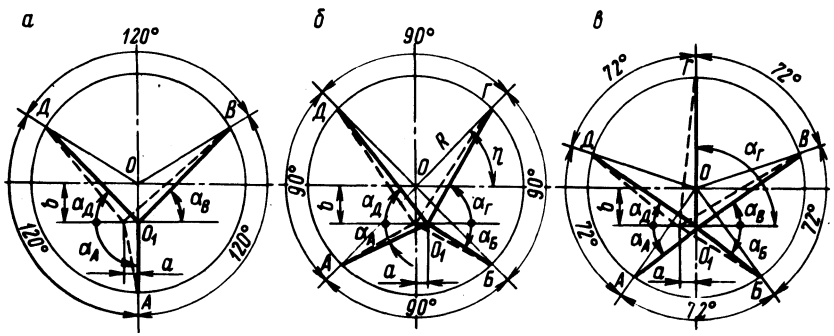


Рис. 1. Расчетные схемы расположения сопловых отверстий трех-, четырех- и пятидырчатых распылителей.

Анализ полученных данных показал, что при существующих углах расположения сопловых отверстий в вертикальной $\varphi_р$ и горизонтальной $\alpha_р$ плоскостях не обеспечивается оптимальное распределение топлива по камере сгорания (табл. 1).

Для обеспечения высоких показателей двигателей с камерой ЦНИДИ необходимо, чтобы вершина топливного факела попадала под кромку камеры сгорания вблизи от днища поршня [2]. С учетом угла конуса раскрытия факелов для струй А и Б, равного 10 градусам, а для струй Г и Д—12 градусам, оптимальное место встречи осей струй А и Б со стенкой камеры сгорания получается равным 5 мм от днища поршня, а Г и Д – 6 мм.

Результаты расчета четырехдырчатых распылителей, обеспечивающих оптимальное распределение топлива по объему камеры сгорания, приведены в табл. 2.

Были проведены сравнительные испытания четырехдырчатых серийных и опытных распылителей, имеющих уточненные углы расположения сопловых отверстий. Исследовались одноцилиндровая установка и полноразмерный двигатель Д-240. Результаты испытаний на одноцилиндровой установке приведены на рис. 2, на полноразмерном двигателе – в табл. 3.

Из приведенных данных видно, что опытные распылители обеспечивают некоторое снижение расхода топлива на больших нагрузках.

Таблица 1. Расчет параметров топливных факелов серийных форсунок при смещении a = 1,6 мм

Показатели	Отверстия							
	А		Б		Г		Д	
	Углы							
	φ_p	α_p	φ_p	α_p	φ_p	α_p	φ_p	α_p
Значение углов, град	68	32	68	32	52	51	52	51
Место встречи оси факела по высоте, мм	2,1		6,0		7,1		5,8	
Длина струи в момент встречи, мм	13,2		20,3		34,7		31,1	
Угол встречи струи со стенкой камеры сгорания, град	12,5		13,0		30,0		28,5	

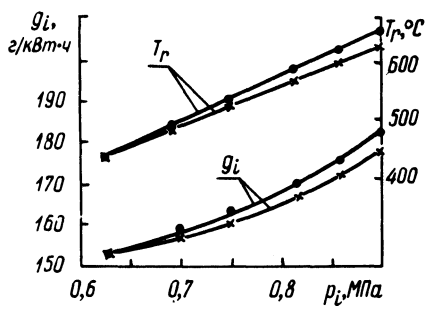


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива и температуры выхлопных газов от нагрузки при работе двигателя с четырехдырчатыми опытными и серийными распылителями:

• – серийные; x – опытные.

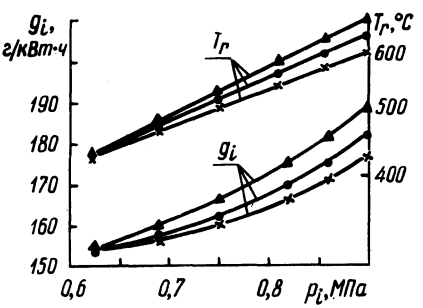


Рис.3. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива и температуры выхлопных газов от нагрузки при использовании трех- и пятидырчатых распылителей:

▲ – трехдырчатые; • – четырехдырчатые серийные; x – пятидырчатые.

Так, для полноразмерного двигателя Д-240 при N_e =61,6кВт уменьшение удельного эффективного расхода топлива составляет 3,4...4,1 г/кВт·ч. Для одноцилиндрового двигателя при p_i = 0,9 МПа и n = 2200 об/мин удельный расход топлива

Таблица 2. Расчет четырехдырчатых распылителей

Показатели	Смещение a, мм	Отверстия							
		А		Б		Г		Д	
		Углы							
		φ_p	α_p	φ_p	α_p	φ_p	α_p	φ_p	α_p
Углы осей распыливающих отверстий	-1,6	69	17	65	21	52	60	54	54
	0	67	19	67	19	53	57	53	57
	1,6	65	21	69	17	54	54	52	60
Место встречи по высоте, мм	-1,6	4,7		4,9		5,9		5,9	
	0	4,8		4,8		5,9		5,9	
	1,6	4,9		4,7		5,9		5,9	
Длина струи в момент встречи, мм	-1,6	20,6		18,1		32,1		33,5	
	0	19,3		19,3		32,8		32,8	
	1,6	18,1		20,6		33,6		32,1	
Угол встречи струи со стенкой камеры сгорания, град	-1,6	18,0		14,0		31,0		32,5	
	0	16,0		16,0		32,0		32,0	
	1,6	14,0		18,0		32,5		31,0	

Таблица 3. Результаты испытания серийных и опытных четырехдырчатых распылителей

N_e, кВт	Серийные распылители				Опытные распылители			
	комплект № 1		комплект № 2		комплект № 1		комплект № 2	
	g_e, г/кВт·ч	T_r, °C	g_e, г/кВт·ч	T_r, °C	g_e, г/кВт·ч	T_r, °C	g_e, г/кВт·ч	T_r, °C
55	235	515	234,8	500	232,5	500	232,5	500
57,2	236	540	234,8	520	232,5	520	233,5	520
59,4	237,5	560	236	540	233,5	540,	232,5	540
61,6	242	590	239	570	233	565	235,5	565

g_i при работе на серийных распылителях равен 181 г/кВт·ч, а на опытных – 178 г/кВт·ч. По мере снижения нагрузки разница в удельных расходах топлива уменьшается. При p_i меньше 0,75 МПа удельные расходы топлива становятся практически одинаковыми. Это объясняется увеличением относительного количества топлива, распыленного в объеме камеры сгорания, и ростом коэффициента избытка воздуха при снижении нагрузки.

Для оценки влияния количества сопловых отверстий распылителя на показатели работы дизеля были спроектированы и изготовлены трех- и пятидырчатые распылители с оптимальным значением расположения углов сопловых отверстий. Схема расположения осей топливных струй этих распылителей в горизонтальной плоскости приведена на рис. 1, а, в. Величины углов распыливающих отверстий трехдырчатых распылителей равны: для струи А – φ_p = 71 град; α_p = 90 град; для струй Б и В – φ_p = 55 град, α_p =46 град. Для пятидырчатых распылителей: для струй А и Б – φ_p = 68 град, α_p= 29 град; для струй В и Д – φ_p = 56 град, α_p = 37 град; для струи Г – φ_p = 50 град, α_p = 90 град.

Зависимость удельного расхода топлива и температуры отработавших газов дизеля Д-240 от нагрузки при применении трех- и пятидырчатых распылителей с μf = 0,27 мм^2 приведена на рис. 3.

Как видно из графика, применение трехдырчатых распылителей увеличивает удельный индикаторный расход топлива во всем диапазоне нагрузок по сравнению с серийным. При p_i = 0,9 МПа увеличение расхода составило 8 г/кВт·ч. Это связано, по-видимому с плохим распределением топлива по объему камеры сгорания.

Сравнение экономичности работы двигателя при использовании четырех- и пятидырчатых распылителей показывает, что применение пятидырчатых распылителей обеспечивает снижение удельного расхода топлива на б[illegible] их нагрузках. На номинальном режиме это снижение по сравнению с опытными четырехдырчатыми распылителями составляет 1,4 г/кВт·ч, а по сравнению со штатными распылителями – 4,0 г/кВт·ч. Аналогичные зависимости получены при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей получению максимального крутящего момента n = 1700 об/мин. Уменьшение удельного расхода топлива при применении пятидырчатых распылителей, вероятно, связано с увеличением относительного количества

топлива, попавшего на стенку камеры сгорания, и более равномерным распределением топлива по камере.

Выводы. 1. Определены места встречи топливных факелов серийных распылителей со стенкой камеры сгорания и показано, что серийные распылители не обеспечивают оптимальное расположение топливных факелов в камере сгорания.

2. Определены оптимальные углы трех-, четырех- и пятидырчатых распылителей для двигателей ММЗ с камерой ЦНИДИ.

3. Установлено, что применение опытных четырехдырчатых распылителей взамен серийных улучшает экономичность двигателя. На номинальном режиме это улучшение составляет 3,0 г/кВт·ч.

4. Применение трехдырчатых распылителей ухудшает экономичность работы двигателя. Опытные пятидырчатые распылители улучшают экономичность двигателя на номинальном режиме по сравнению с серийными на 4,0 г/кВт·ч.

Литература

1. Пинский Д.М., Кухаренок Г.М., Рожанский В.А. Методика расчета расположения сопловых отверстий распылителей форсунки дизелей с камерой сгорания в поршне. - В сб.: Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. - Минск, 1977, вып.9.
2. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочий процесс дизелей с камерой сгорания в поршне. - М., 1972.

УДК 629.114.2.032.1.073

Нгуен Динь Винь

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ И МОМЕНТОВ ТРЕНИЯ, ВЫЗВАННЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕМ МЕЖДУ ГУСЕНИЦАМИ И ГРУНТОМ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

По литературным источникам известны функции трения, вызванные взаимодействием между опорными поверхностями гусениц и грунтом. Эти формулы были созданы на основании линейной зависимости между напряжением и деформацией грунта. Однако, как показывают исследования, функциональная зависимость между ними нелинейна. В настоящей работе сделана попытка уточнить формулы расчета сил и моментов трения.

Рассмотрим движение гусеничного самохода в общем случае. Приведем силы, действующие на гусеничный самоход (за исключением сил трения между гусеницами и грунтом) (рис. 1), к центру опорной площади О. Обозначим через М, P_x и P_y соответственно главный момент, поперечный и продольный главный вектор.

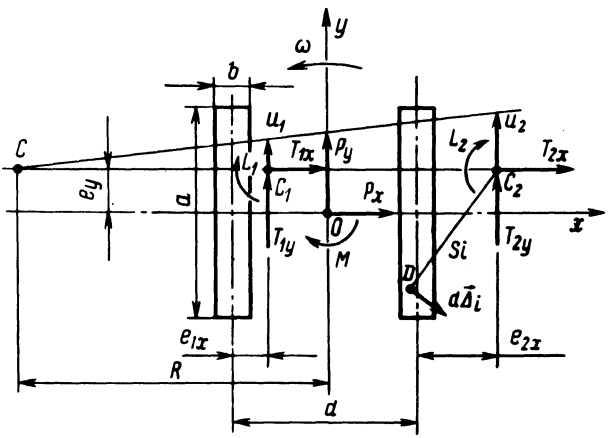


Рис. 1. Расчетная схема к определению сил и моментов трения.

При движении в плоскости взаимодействия движителями с грунтом возникают напряжения сдвига, напряжения среза по границам зацепов и напряжения за счет трения поверхностей вершин зацепов по грунту, обусловленные действием внешних сил. Силы и моменты трения реализуются за счет этих напряжений.

Примем, что напряжение сдвига нелинейно зависит от деформации грунта. Наиболее полно реальные процессы взаимодействия движителя со средой отражает формула, предложенная проф. В.В.Кацыгиным [1], в которой функциональная зависимость между напряжением сдвига и деформацией грунта подчиняется гиперболическому закону:

для плотных грунтов

$$\vec{\tau}_{сд} = f_{ск}\, q\left(1 + \frac{f_{пр}}{ch\frac{\vec{\Delta}}{k_\tau}}\right) th\, \frac{\vec{\Delta}}{k_\tau}; \qquad (1)$$

для пластичных грунтов

$$\vec{\tau}_{сд} = f_{ск}\, q\, th \frac{\vec{\Delta}}{k_{\tau}}, \qquad (2)$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения, q – удельное давление опорной части на грунт, $f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения, Δ – деформация грунта, k_{τ} – коэффициент деформации.

Считаем, что конструктивные параметры почвозацепов существенно влияют на условие сдвига. Тогда формула расчета напряжений сдвига, возникающих в плоскости взаимодействия движителя с грунтом, примет следующий вид:
для плотных грунтов

$$\vec{\tau}_{сд} = k\, f_{ск}\, q\left(1 + \frac{f_{пр}}{ch \frac{\vec{\Delta}}{k_{\tau}}}\right) th \frac{\vec{\Delta}}{k_{\tau}}; \qquad (3)$$

для пластичных грунтов

$$\tau_{сд} = k\, f_{ск}\, q\, th \frac{\Delta}{k_{\tau}}, \qquad (4)$$

где k – коэффициент, учитывающий влияние конструктивных параметров почвозацепов на усилие сдвига.

С целью упрощения в процессе расчета функций трения используем приведенное напряжение:

$$\tau_{пр} = k_{пр} \vec{\tau}_{сд}, \qquad (5)$$

где $k_{пр}$ – приведенный коэффициент напряжения, зависящий от значения напряжений среза по границам зацепов, трения поверхностей вершин зацепов и конструктивных параметров зацепов, числа звеньев опорной ветви гусениц.

При этом поперечная и продольная составляющие приведенного напряжения отстающей или забегающей гусениц, возникающие в плоскости взаимодействия гусениц с грунтом, определяются следующими формулами:
для плотных грунтов:

$$\tau_{пр\,ix}=k_{пр}\,kf_{ск\,i}q_i\left(1+\frac{f_{пр\,i}}{ch\frac{\Delta_{ix}}{k_{\tau i}}}\right)th\frac{\Delta_{ix}}{k_{\tau i}}\ ; \qquad (6)$$

$$\tau_{пр\,iy}=k_{пр}\,kf_{ск\,i}q_i\left(1+\frac{f_{пр\,i}}{ch\frac{\Delta_{iy}}{k_{\tau i}}}\right)th\frac{\Delta_{iy}}{k_{\tau i}}\ ; \qquad (7)$$

для пластичных грунтов

$$\tau_{пр\,ix}=k_{пр}\,kf_{ск\,i}q_i\,th\frac{\Delta_{ix}}{k_{\tau i}}\ ; \qquad (8)$$

$$\tau_{пр\,iy}=k_{пр}kf_{ск\,i}q_i th\frac{\Delta_{iy}}{k_{\tau i}}\ , \qquad (9)$$

здесь и в дальнейшем $i = 1,2$ – индекс, соответствующий отстающей и забегающей гусеницам.

Допустим, что во время движения центры вращения (мгновенные центры скоростей) опорной поверхности гусениц находятся в точках C_1, C_2, а угловая скорость машины равна ω. Тогда каждая точка поверхности грунта, расположенная под опорной площадью гусениц, сдвигается с некоторой скоростью вместе с гусеницей по опорной плоскости. По закону кинематики скорость тангенциальной деформации грунта под опорными поверхностями гусениц можно выразить

$$\frac{\overrightarrow{d\Delta_i}}{dt}=\vec{\omega}\times\vec{\rho}_i, \qquad (10)$$

откуда, составляющие скорости для произвольно выбранной точки под опорной площадью гусениц

$$\frac{d\Delta_{ix}}{dt}=-\omega(y-e_y)\ ; \qquad (11)$$

$$\frac{d\Delta_{iy}}{dt}=-\omega e_{ix}, \qquad (12)$$

где e_{ix}, e_y – поперечный и продольный эксцентриситеты полюсов вращения гусениц.

В течение бесконечно малого промежутка времени

$$dt = \frac{dy}{u_i}, \tag{13}$$

где u_i – заданная начальная скорость отстающей или забегающей гусеницы.

Подставив выражение (13) в уравнения (11) и (12), получим

$$\Delta_{ix} = -\int_{\frac{a}{2}}^{y} \frac{\omega}{u_i}(y - e_y)dy = -\frac{\omega}{u_i}\left[\frac{1}{2}\left(y^2 - \frac{a^2}{4}\right) - e_y\left(y - \frac{a}{2}\right)\right] \tag{14}$$

$$\Delta_{iy} = -\int_{\frac{a}{2}}^{y} \frac{\omega}{u_i} e_{ix} dy = -\frac{\omega e_{ix}}{u_i}\left(y - \frac{a}{2}\right). \tag{15}$$

Из расчетной схемы (рис. 1) можно получить уравнения расчета функций трения отстающей и забегающей гусениц в виде

$$T_{ix} = \iint_F \tau_{пр\,ix} dF = \int_{\frac{d-b}{2}}^{\frac{d+b}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \tau_{пр\,ix}\, dxdy \tag{16}$$

$$T_{iy} = \iint_F \tau_{пр\,iy} dF = \int_{\frac{d-b}{2}}^{\frac{d+b}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \tau_{пр\,iy}\, dxdy; \tag{17}$$

$$L_i = \iint_F \left[\tau_{пр\,ix}(y - e_y) + \tau_{пр\,iy} e_{ix}\right] dF = \tag{18}$$

$$= \int_{\frac{d-b}{2}}^{\frac{d+b}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \left[\tau_{пр\,ix}(y - b_y) + \tau_{пр\,iy} e_{ix}\right] dxdy,$$

где T_{ix}, T_{iy}, L_i – соответственно поперечная, продольная сила и момент трения отстающей или забегающей гусениц.

Подсчитаем функции трения при условии плотных грунтов. Исходя из уравнений (6), (7), (14), (15) и (17), (18), находим

$$T_{iy}=k_{пр}\,kf_{скi}q_i\,\frac{k_{\zeta i}u_i}{\omega e_{ix}}\left[\ln\left(ch\,\frac{a\omega e_{ix}}{k_{\zeta i}u_i}\right)+\right.$$

$$\left.+f_{прi}\left(1-\frac{1}{ch\,\frac{a\omega e_{ix}}{k_{\zeta i}u_i}}\right)\right]\;; \qquad (19)$$

$$L_i=k_{пр}\,kf_{скi}q_i\,\frac{k_{\zeta i}u_i}{\omega}\left[\ln\left(ch\,\frac{a\omega e_y}{k_{\zeta i}u_i}\right)+\ln\left(ch\,\frac{a\omega e_{ix}}{k_{\zeta i}u_i}\right)\right.$$

$$\left.+f_{прi}\left(2-\frac{1}{ch\,\frac{a\omega e_y}{k_{\zeta i}u_i}}-\frac{1}{ch\,\frac{a\omega e_{ix}}{k_{\zeta i}u_i}}\right)\right]. \qquad (20)$$

Решение уравнения (16) может быть получено непосредственным интегрированием. Однако результат этого метода получается сложным и громоздким. Проще из расчетной схемы можно записать

$$T_{ix}e_y+T_{iy}e_{ix}=L_i, \qquad (21)$$

подставив выражения (19), (20) в уравнение (21), после преобразования получим

$$T_{ix}=k_{пр}kf_{скi}q_i\,\frac{k_{\zeta i}u_i}{\omega e_y}\left[\ln\left(ch\,\frac{a\omega e_y}{k_{\zeta i}u_i}\right)+\right.$$

$$\left.+f_{прi}\left(1-\frac{1}{ch\,\frac{a\omega e_y}{k_{\zeta i}u_i}}\right)\right]. \qquad (22)$$

В случае, когда гусеничный самоход сдвигается в плоскости пластичных грунтов, аналогично находим

$$T_{ix}=k_{пр}kf_{скi}q_i\frac{k_{\tau i}U_i}{\omega e_y}\ln\left(ch\frac{a\omega e_y}{k_{\tau i}u_i}\right); \qquad (23)$$

$$T_{iy}=k_{пр}kf_{скi}q_i\frac{k_{\tau i}u_i}{\omega e_{ix}}\ln\left(ch\frac{a\omega e_{ix}}{k_{\tau i}u_i}\right); \qquad (24)$$

$$L_i=k_{пр}kf_{скi}q_i\frac{k_{\tau i}u_i}{\omega}\left[\ln\left(ch\frac{a\omega e_y}{k_{\tau i}u_i}\right)+\right.$$

$$\left.+\ln\left(ch\frac{a\omega e_{ix}}{k_{\tau i}u_i}\right)\right]. \qquad (25)$$

Таким образом, по предложенной методике можно определить с большей точностью значение сил и моментов трения. Силы и моменты трения между гусеницами и грунтом зависят от скоростей движения гусениц, эксцентриситетов центра вращения гусениц, физико-механических свойств и неровности, нагрузок, действующих на гусеницы, конструктивных параметров гусениц и других факторов.

Литература

1. Кацыгин В.В. Вопросы сельскохозяйственной механики.- Минск, 1964, т. Ш. 2. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. - Минск, 1960.

СОДЕРЖАНИЕ

Белоус М.М., Гришкевич А.И., Карпов А.В. Моделирование управления системой центральной синхронизации на АВМ 3

Бартош П.Р., Автушко В.П., Метлюк Н.Ф. Моделирование на АВМ корректирующего устройства пневматического тормозного привода 7

Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля 13

Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Лаптев Л.Е., Дручинин А.К. О целесообразности применения гидропривода с переменным передаточным отношением в тормозных системах автомобилей. 22

Молибошко Л.А. К выбору параметров динамической системы трансмиссии автомобиля 29

Фалькевич Б.С., Морозов Б.И., Волкус С.С., Козлов Ю.Ф., Майоров А.Ф. Определение податливости гидравлического тормозного привода резонансным методом 35

Барминова Л.А. К вопросу выбора расчетных схем для анализа крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля 40

Калачев В.Ф. К расчету тарельчатых пружин 44

Мамити Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов 48

Цитович О.Н. Взаимозаменяемость сателлитов в планетарных передачах 52

Андреев А.Ф., Лефаров А.Х. Расчет параметров кругового движения многоосного полноприводного автомобиля . . 58

Атаманов Ю.Е., Ким В.А., Таяновский Г.А. Аналитическое исследование криволинейного движения тракторного агрегата 63

Богдан Н.В., Грибко Г.П. Расолько А.М. Исследование влияния соотношения масс звеньев тракторного поезда на качество торможения 69

Войтиков А.В. Влияние перераспределения нормальных нагрузок по колесам трактора на его курсовую устойчивость при движении поперек склона 72

Жуковский Ю.М. Исследование работы различных фрикционных материалов в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82 77

Зеленый П.В. К вопросу механики качения колеса по деформируемой поверхности 82

Ксеневич И.П., РубенчикВ.Я., Антонов А.В. Исследование и расчет деформаций силовых элементов кабины при опрокидывании трактора 86

Лапотко О.П., Арсенов В.В. Определение надежности рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии трактора МТЗ-80Б 93

Матюшкин А.М. К вопросу расчета теоретической тяговой характеристики колесного трактора с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией 97

Миркитанов В.И., Габа Е.И., Романчик Е.А. Исследование характерных особенностей торможения трактора с полунавесным прицепом 103

Скойбеда А.Т. К определению оптимальных значений коэффициента кинематического рассогласования колес многоосных машин 108

Скойбеда А.Т. О взаимодействии ведущих колес многоосных транспортных систем 112

Сазонов И.С. Устойчивость движения колесного тракторного агрегата с фронтальным полунавесным орудием 118

Хилько А.Л., Бойков В.П., Стригунов С.И. Спектральный анализ нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 с серийной и экспериментальной подвесками 121

Адамов В.М., Гринюк А.Т., Шаройко В.Е., ШаховВ.В. Экспериментальное исследование теплового состояния выпускных клапанов дизелей Д-240 и Д-240 Т 124

Вершина Г.А., Пармон Р.Я. Выражение для коэффициента избытка воздуха по составу отработавших газов 126

Железко Б.Е., Пышкин Б.Е. К расчету системы охлаждения автомобильного двигателя по эксплуатационным режимам 127

Железко Б.Е. Формулы анализа уравновешенности поршневых оппозитных двигателей 132

Кокин Г.М., Захарков С.И. Энергонасыщенность и скоростные качества легкового автомобиля 137

Прокашко П.В., Цаюн Н.П., Якубенко Г.Я. О периоде задержки воспламенения при запуске-разгоне дизеля 141

Рожанский В.А., Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Влияние расположения сопловых отверстий распылителя форсунки на работу дизеля Д-240 145

Нгуен Динь Винь. К определению сил и моментов трения, вызванных взаимодействием между гусеницами и грунтом при криволинейном движении 151

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ. ВЫП. 13

ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Редактор Л.Р.Дубровская
Худож. редактор Ю.С.Сергачев
Мл. редакторы А.М.Апель, Л.А.Ворончук
Техн. редактор Л.И.Жук
Корректоры Н.И.Бондаренко, А.С.Берсудский
График Н.В.Журавлева
Операторы И.С.Жукова, М.К.Борисова

ИБ 703
Подписано к печати 15.06.79. АТ 03610. Формат 60x90 1/16.
Бумага офсет. Офсет. печать. Усл.печ.л. 10,75. Уч.-изд.л. 9,33
Тираж 600 экз. Изд. № 78-228. Зак. 6567. Цена 1 р.50 к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета Белорусской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048. Минск, Парковая магистраль, 11.

Типография "Победа" Государственного комитета Белорусской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.

Р Е Ф Е Р А Т Ы

УДК 629.113-585

Моделирование управления системой центральной синхронизации на АВМ. Белоус М.М., Гришкевич А.И., Карпов А.В. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 3-7.

Описана модель системы управления для случая, когда двигатель автомобиля в сочетании с моторным тормозом является центральным синхронизатором. Приведены блок-схема модели и образец осциллограммы последовательности работы ее элементов. - Ил. 3.

УДК 629.113-597.5

Моделирование на АВМ корректирующего устройства пневматического тормозного привода. Бартош П.Р., Автушко В.П., Метлюк Н.Ф. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 7-13.

Рассматриваются переходные характеристики пневматического тормозного привода, оснащенного корректирующим устройством, выполненным в виде гибкой положительной обратной связи в воздухораспределителе прицепа. Приведены математическая модель и блок-схема для исследования на АВМ переходных характеристик тормозного привода прицепа. - Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.113.001.4

Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Чечик В.И. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 13-22.

Излагается методика расчета эксплуатационных характеристик нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. Нагрузочный режим рассчитывается с учетом основных характерных процессов, присущих машинному агрегату автомобиля как элементу

сложной динамической системы "дорога-автомобиль-водитель". В результате расчета получаются сопоставимые величины накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии для заданных условий эксплуатации. Задача решается на ЭЦВМ по разработанному комплексу программ. В качестве исходных данных используются конструктивные параметры автомобиля, характеристики дорожных условий и некоторые обобщенные показатели водителей. - Табл. 1. Библ. 6.

УДК 629.113

О целесообразности применения гидропривода с переменным передаточным отношением в тормозных системах автомобилей. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Лаптев Л.Е., Дручинин А.К. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 22-28.

Рассмотрены два основных направления в создании гидроприводов легковых и малых грузовых автомобилей, проведен анализ допустимых энергозатрат водителя на торможение. Получены комплексные характеристики по усилию тормозных механизмов ряда автомобилей, по которым проведена количественная оценка энергозатрат при торможении и показана целесообразность применения гидропривода с переменным передаточным отношением в тормозных системах автомобилей. - Ил. 1. Табл. 3. Библ. 4.

УДК 629.113/117

К выбору параметров динамической системы трансмиссии автомобиля. Молибошко Л.А. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с.29 - 35.

Предложен оценочный критерий для выбора значений инерционных, упругих и диссипативных характеристик трансмиссии автомобиля с целью получения оптимального спектра нагрузок на ее деталях. Приведены некоторые результаты расчета для автомобиля МАЗ-500. - Ил. 2. Табл. 2. Библ. 8.

УДК 629.113-597.5

Определение податливости гидравлического тормозного привода резонансным методом. Фалькевич Б.С., Морозов Б.И.,

Волкус С.С., Козлов Ю.Ф., Майоров А.Ф. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 35-40.

Предложен расчетно-экспериментальный метод, с помощью которого можно определять жесткость шлангов, содержание воздуха, модуль упругости жидкости, а также выявлять место сосредоточения воздуха в гидравлическом тормозном приводе автомобилей.

Даны экспериментальные частотные характеристики гидравлического привода и кривые зависимостей проведенного модуля упругости жидкости от давления при различных коэффициентах содержания газа в жидкости, полученные расчетным путем. - Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.113-585.1-752

К вопросу выбора расчетных схем для анализа крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля. Барминова Л.А. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 40-43.

Получено частотное уравнение и формулы для амплитудных значений крутящего момента динамической приведенной расчетной системы, содержащей, кроме сосредоточенных, распределенные параметры. - Ил. 1, Библ. 2.

УДК 621.888.4-272.41.001.2

К расчету тарельчатых пружин. Калачев В.Ф. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 44-48.

Приводится методика расчета тарельчатых пружин большой жесткости нормальной точности с учетом их долговечности и неравномерности нагружения пружин по высоте пакета. Даются рекомендации по выбору геометрических соотношений проектируемой пружины, величины угла подъема, твердости центрирующих деталей, - Ил. 3. Библ. 3.

УДК 629.114.3

Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. Мамити Г.И. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 48-52.

Приведены нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных тормозов, рассмотрены вопросы выбора расчетной схемы барабанного тормоза. – Библ. 4.

УДК 621.833.6

Взаимозаменяемость сателлитов в планетарных передачах. Цитович О.Н. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 52–58.

Выявлены сочетания чисел зубьев колес, при которых возможна сборка двухрядных планетарных передач при установке в них взаимозаменяемых двухвенцовых сателлитов. Для этих сочетаний выведены зависимости, связывающие числа зубьев колес с числом сателлитов и их расположением.

Установлено, что основным критерием при оценке выполнения условия сборки следует считать отношение "суммарного" числа зубьев ряда к числу сателлитов.

Исследование проведено для планетарных передач, составленных из зубчатых колес одного модуля, удовлетворяющих условию соосности. – Ил. 1. Табл. 1. Библ. 7.

УДК 629.114.02.001

Расчет параметров кругового движения многоосного полноприводного автомобиля. Андреев А.Ф., Лефаров А.Х. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 58–63.

Рассмотрен расчетный метод определения параметров установившегося поворота многоосной полноприводной машины с управляемыми колесами и блокированным межосевым приводом. При этом предполагается, что характеристики шин заданы нелинейными зависимостями. – Ил. 1.

УДК 629.114

Аналитическое исследование криволинейного движения тракторного агрегата. Атаманов Ю.Е., Ким В.А., Таяновский Г.А. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 63–69.

Излагается методика получения системы дифференциальных уравнений, описывающих криволинейное движение тракторного агрегата с учетом характеристик двигателя, трансмиссии и шин. – Ил. 2. Библ. 2.

УДК 629.114.2.017

Исследование влияния соотношения масс звеньев тракторного поезда на качество торможения. Богдан Н.В., Грибко Г.П., Расолько А.М. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 69-72

Изложены теоретические исследования динамики торможения тракторного поезда. Определено влияние соотношения масс звеньев поезда на величины усилий в тягово-сцепных устройствах трактора и прицепа и эффективность их торможения. - Ил. 2. Библ. 1.

УДК 629.11.073.23

Влияние перераспределения нормальных нагрузок по колесам трактора на его курсовую устойчивость при движении поперек склона. Войтиков А.В. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин, 1979, вып. 13, с. 72-76.

Рассмотрены факторы, влияющие на перераспределение нормальных нагрузок по колесам трактора, движущегося поперек склона. Получены формулы для определения текущих значений нормальных нагрузок, по которым проведен расчет. Приводятся данные полевых исследований. - Ил. 2. Библ. 1.

УДК 629.114.2.017

Исследование работы различных фрикционных материалов в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82. Жуковский Ю.М. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 77-82.

Представлены результаты испытаний девяти марок фрикционных материалов на эффективность торможения и долговечность. Приведены зависимости коэффициентов трения и износов фрикционных пар от числа циклов торможений. Сделаны выводы о долговечности фрикционных накладок из различных материалов в тормозных механизмах тракторов МТЗ-80/82. Даны рекомендации по повышению долговечности тормозных механизмов тракторов МТЗ-80/82. - Ил. 2. Табл. 1. Библ. 3.

УДК 629.114.3-0.73

К вопросу механики качения колеса по деформируемой по-

верхности. Зеленый П.В. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13. с. 82-85.

Рассмотрено качение колеса по деформируемой поверхности с позиций аналитической механики. Указывается, что и в случае деформируемости опорной поверхности налагаемые на движение колеса связи также носят неголономный характер, как и в случае качения колеса по недеформируемой поверхности при отсутствии проскальзывания в пятне контакта, а число степеней свободы такой системы в обоих случаях равно двум. – Ил.1 Библ. 4.

УДК 629.114.2.001.4

Исследование и расчет деформаций силовых элементов кабины при опрокидывании трактора. Ксеневич И.П., Рубенчик В.Я., Антонов А.В. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 86-93.

Рассматривается задача расчета на ЭВМ плоских рам при нагрузке в своей плоскости с учетом пластических деформаций. Приведены результаты исследования и расчета деформаций силовых элементов кабины.-Ил. 3. Библ. 3.

УДК 621-82-19

Определение надежности рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии трактора МТЗ-80Б. Лапотко О.П., Арсенов В.В. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 93-97.

Показан метод определения вероятности безотказной работы рабочей жидкости объемного гидропривода машин по изменению ее функциональных свойств. Приведены результаты полевых испытаний двух тракторов "Беларусь" МТЗ-80Б в объеме 2000 ч. Полученные значения функционального противоизносного свойства масла М10Г, применяемого в качестве рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии, позволили определить пути повышения функциональных свойств жидкости и оценить вероятность ее безотказной работы после назначенного периода наработки. - Ил. 2. Табл. 1. Библ. 3.

УДК 658.511.8:629.114.2

К вопросу расчета теоретической тяговой характеристики колесного трактора с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией.

Матюшкин А.М. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 97-103.

Описывается методика расчета теоретической тяговой характеристики колесного трактора с бесступенчатой гидрообъемной передачей привода ходовой части, основанная на использовании метода показательных функций для расчета гидроэнергетических характеристик силовых гидравлических приводов.

В качестве примера приводится тяговая характеристика экспериментального трактора с гидрообъемной передачей и совмещенными кривыми изменения скорости движения и крюковой мощности трактора, полученными расчетным путем. Разница между экспериментальными и расчетными данными не превышает 10%. Ил. 1. Библ. 4.

УДК 629.113.592

Исследование характерных особенностей торможения трактора с полунавесным прицепом. Миркитанов В.И., Габа Е.И., Романчик Е.А. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 103-108.

Проведено теоретическое исследование распределения нормальных реакций, тормозных сил и усилий в сцепке, возникающих при торможении тракторного поезда в составе шарнирно-сочлененного трактора и полунавесного прицепа ЗПТСП-14,5. На основании исследования установлена целесообразность применения регуляторов тормозных сил. - Ил. 3. Библ. 1.

УДК 629.11.012.52

К определению оптимальных значений коэффициента кинематического рассогласования колес многоосных машин. Скойбеда А.Т. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 108-112.

Приведены результаты теоретического обоснования значений кинематического рассогласования колес многоосных машин на основании гипотезы о необходимости обеспечения равенства силовых потоков в контактах всех колес. Получены зависимости для определения коэффициентов кинематического рассогласования исходя из равенства коэффициентов объемного смятия почвы в контактах колес. - Ил. 1. Библ. 4.

УДК 629.113:621.43.018.2

О взаимодействии ведущих колес многоосных транспортных систем. Скобейда А.Т. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 112-117.

Приведено теоретическое обоснование значений коэффициентов кинематического рассогласования колес многоосных транспортных систем исходя из условия обеспечения максимальной тяговой силы. Показано, что при движении колес многоосной ходовой системы друг за другом (по следу) кинематические рассогласования в их приводах должны быть различными. -Ил. 2. Библ. 5.

УДК 631.372.531.3

Устойчивость движения колесного тракторного агрегата с фронтальным полунавесным орудием. Сазонов И.С. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 118-121.

Рассматривается движение плоской одномассовой модели колесного трактора с фронтальным полунавесным орудием. Получено условие, при выполнении которого сохраняется устойчивость движения агрегата, а также выражение критической скорости движения. - Ил. 1. Библ. 2.

УДК 629.114.2.012.8

Спектральный анализ нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 с серийной и экспериментальной подвесками. Хилько А.Л., Бойков В.П., Стригунов С.И. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 121-123.

По результатам дорожно-полевых испытаний проведен спектральный анализ нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 с двумя вариантами подрессоривания. - Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.432

Экспериментальное исследование теплового состояния выпускных клапанов дизелей Д-240 и Д-240 Т. Адамов В.М., Гринюк А.Т., Шаройко В.Е., Шахов В.В. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979. вып. 13, с. 124-125.

Изложены результаты экспериментального исследования теплового состояния выпускных клапанов тракторных дизелей Д-240 и Д-240 Т и дан краткий анализ полученных данных. - Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.43.01

Выражение для коэффициента избытка воздуха по составу отработавших газов. Вершина Г.А., Пармон Р.Я. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 126-127.

Приведена выведенная авторами формула для определения коэффициента избытка воздуха по результатам газового анализа, связывающая α, CO и CO_2. - Библ. 1.

УДК 621.431.73-713

К расчету системы охлаждения автомобильного двигателя по эксплуатационным режимам. Железко Б.Е., Пышкин Б.Е. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 127-131.

Рассмотрены имеющиеся в литературе данные по эксплуатационным режимам работы автомобильных двигателей. Расчет системы охлаждения на основании полной загрузки двигателя и максимальной температуры окружающей среды приводит к неоправданным затратам мощности на ее привод.

Существующий метод расчета может быть уточнен с учетом эксплуатационной загрузки двигателя и температур окружающей среды. - Библ. 8.

УДК 621.431.73.001.24

Формулы анализа уравновешенности поршневых оппозитных двигателей. Железко Б.Е. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13. с. 132-137.

Изложены формулы и методика анализа уравновешенности поршневых оппозитных двигателей с произвольными числами цилиндров и углами между кривошипами коленчатого вала. - Ил. 1. Табл. 1. Библ. 1.

УДК. 621.431.73

Энергонасыщенность и скоростные качества легкового автомобиля. Кокин Г.М., Захарков С.И. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 137-141.

Энергонасыщенность легкового автомобиля определяется отношением максимальной мощности двигателя к общей массе автомобиля, включая пассажиров. Установлено влияние энергонасыщенности на скорость движения автомобиля в различных дорожных условиях и на время разгона автомобиля до скорости движения 100 км/ч.

В результате исследований для получения хороших скоростных качеств рекомендуется энергонасыщенность автомобилей особо малого класса 33 кВт/т, малого класса 48 кВт/т, среднего класса 53 кВт/т.

Энергонасыщенность автомобилей большого и высшего класса лежит в пределах 62 кВт/т и определяется качеством автомобиля по времени разгона. - Табл. 1.

УДК 621.432.013.8

О периоде задержки воспламенения при запуске - разгоне дизеля. Прокашко П.В., Цаюн Н.П., Якубенко Г.Я. "Автотракторостроение, Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 141-145.

Рассмотрены основные причины и факторы, влияющие на продолжительность периода задержки воспламенения топлива в цилиндре дизеля при его пуске. По результатам индицирования рабочего процесса при пуске-разгоне дизеля определены численные значения длительности периода задержки воспламенения в условиях низких температур с применением различных средств облегчения пуска и без них. - Ил. 1.

УДК 621.436

Влияние расположения сопловых отверстий распылителя форсунки на работу дизеля Д-240. Рожанский В.А., Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. "Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с.145-151

Приводятся результаты анализа расположения топливных струй в камерах сгорания типа ЦНИДИ двигателей ММЗ и влияния количества топливных струй на показатели их работы.

Подобраны оптимальные углы четырех- и пятидырчатых распылителей, улучшающих экономичность двигателей. - Ил. 3. Табл. 3. Библ. 2.

УДК 629.114.2.032.1.073

К определению сил и моментов трения, вызванных взаимодействием между гусеницами и грунтом при криволинейном движении. Нгуен Динь Винь. "Автотракторостроение, Теория и конструирование мобильных машин", 1979, вып. 13, с. 151-157.

Выведены формулы расчета сил и моментов трения, вызванных взаимодействием между гусеницами и грунтом на основании нелинейной зависимости между напряжением и деформацией грунта при криволинейном движении. - Ил. 1. Библ. 2.