

M239971

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

КОНДРАШКИН Станислав Иосифович

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НЕЛИНЕЙНЫХ
КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ
В ДОТРАНСФОРМАТОРНОМ УЧАСТКЕ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И ГАШЕНИЕ ИХ
УПРУГО-ФРИКЦИОННЫМ ДЕМПФЕРОМ СУХОГО
ТРЕНИЯ

(05.05.03. — Автомобили и тракторы)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
кандидат технических наук, доцент Полунгян А. А.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Иванов В. А.,
кандидат технических наук Стефанович Ю. Г.

Ведущее предприятие — Минский завод «Ударник».

Автореферат разослан « 2 » октября 1974 г.

Защита диссертации состоится « 4 » ноября 1974 г.
на заседании Совета Конструкторско-механического факуль-
тета МГ
ская, 7005, 2-я Бауман-

С
им. Г

блиотеке МВТУ

У

И. Н. Колобов.

Применение на современных транспортных средствах гидродинамических передач обусловлено рядом их известных преимуществ по сравнению с механическими передачами. В большинстве случаев гидродинамическая передача установлена между двигателем и коробкой передач, причем таким образом, что насосное колесо гидропередачи крепится непосредственно к маховику двигателя. Но иногда насосное колесо гидропередачи и маховик двигателя связаны податливым участком, например, с помощью согласующего редуктора, образуя крутильную систему, в которой могут возникать резонансные крутильные колебания. При этом динамические задачи дотрансформаторного участка гидромеханических трансмиссий транспортных машин описываются нелинейными дифференциальными уравнениями. Исследование нелинейных крутильных колебаний с одной стороны удовлетворяет более высоким требованиям точности, по сравнению с исследованием линейных колебаний, а с другой - качественно отражает явления, происходящие в системе на различных режимах работы трансмиссии.

Однако до сих пор не было работ, посвященных исследованию крутильных колебаний на участке двигатель - насосное колесо гидропередачи. От характера протекания этих колебаний зависит долговечность и надежность деталей трансмиссии, поэтому вопрос гашения крутильных колебаний в дотрансформаторном участке гидромеханических трансмиссий транспортных машин имеет важное значение.

Глава 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ, ПОСВЯЩЕННОЙ КОЛЕБАНИЯМ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.

Исследование нелинейных систем представляет практический интерес при нестационарных колебаниях, когда при прохождении через резонанс в прямом и обратном направлениях, в системах отсутствует симметрия резонансных кривых, наблюдаемых в линейных системах, а также различными оказываются максимальные амплитуды колебаний.

В силу математической сложности задачи иногда прибега-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1239971

Кондрашкин С. И. Исследования

ют и экспериментальным исследованиям нестационарных колебаний. Все же с помощью эксперимента нельзя уловить и объяснить все явления, которые наблюдаются в самых разнообразных нелинейных системах.

Впервые обнаружить и объяснить ряд новых явлений в нелинейных системах при нестационарных колебаниях удалось с помощью метода асимптотических разложений по степеням малого параметра, разработанного Н.М.Крыловым, Н.Н.Боголюбовым и Ю.М.Митропольским. При этом параметры должны медленно изменяться по сравнению с собственным периодом колебаний системы. Но во многих случаях приходится иметь дело с нелинейными системами, параметры которых не удовлетворяют условию медленности. Поэтому в настоящее время в задаче о проходе через резонанс существенно нелинейных систем требуется индивидуальный подход в каждом конкретном случае.

Исследование нестационарных процессов в нелинейных системах требует применения ЭЦВМ или АВМ. Большие возможности аналоговых машин показали исследования выполненные И.С.Шейниным, Н.А.Пикулевым, В.А.Гробовым, Л.А.Растригиным, В.А.Гилявуджиной, Нгуен Ван Дао, А.Тондлом и другими.

Из анализа поведения механических систем при прохождении через резонанс следует, что амплитуды колебаний могут быть опасными для прочности системы. Поэтому наряду с совершенствованием теории вопроса и разработкой инженерных методов расчета необходимо развитие способов борьбы с опасными нестационарными колебаниями.

Для борьбы с крутильными колебаниями в трансмиссии транспортной машины можно применить упруго-фрикционный демпфер сухого трения. Работа упруго-фрикционного демпфера сухого трения применительно к трансмиссиям легковых, грузовых и многоприводных автомобилей исследовалась Ф.Б.Ивановым, Ю.Г.Стефановичем, П.П.Дукиным, В.Н.Москалевым, С.Б.Бурцевым, Ф.Р.Геккером, Э.А.Бурмуловым, М.И.Вайсманом, И.Н.Упановым, М.С.Масайдовым, а применительно к трансмиссии трактора - Н.Б.Чхаидзе. Во всех исследованиях показано, что эффективность демпфера во многом зависит от правильного выбора его параметров.

Определение параметров упруго-фрикционного демпфера сухого трения для дотрансформаторного участка гидромехани-

ческих трансмиссий транспортных машин имеет свои особенности. Расчетную схему дотрансформаторного участка с демпфером необходимо рассматривать с учетом нелинейностей типа зазор, сухое трение, ограничитель. Исследование такой системы в зоне рабочих чисел оборотов двигателя нужно проводить при нестационарных колебаниях. С целью выбора параметров демпфера, необходимо рассмотреть процессы, происходящие в трансмиссии на переходных режимах пуска и заглохания двигателя.

Исследованиям динамической нагруженности в трансмиссиях транспортных машин посвящены работы д.т.н. В.А.Иванова, Э.Э.Симакова, В.М.Семенова, И.С.Цитовича, Н.Н.Яценко, А.Т.Болгова и др., к.т.н. Л.С.Веселого, А.А.Полунгяна, Р.К.Вавина, Э.Х.Бурумкулова, Н.А.Микулина, Д.М.Гатова, Н.Л.Островерхова, С.Г.Борисова, В.С.Шуплякова, Э.И.Брякотина и мн.др. Однако до настоящего времени исследований нестационарных нелинейных крутильных колебаний в дотрансформаторном участке гидромеханических трансмиссий транспортных машин как в зоне рабочих чисел оборотов двигателя, так и на переходных режимах при пуске и заглохании двигателя и гашении их упруго-фрикционным демпфером сухого трения не было проведено.

На основании вышеизложенного, в данной работе поставлены следующие задачи:

1. Разработать методику определения динамических нагрузок на участке двигатель - насосное колесо гидротрансформатора в гидромеханических трансмиссиях транспортных машин в зоне рабочих чисел оборотов, а также при пуске двигателя.
2. Исследовать влияние параметров упруго-фрикционного демпфера сухого трения на крутильные колебания на различных режимах с целью выбора параметров демпфера.
3. Разработать методику определения коэффициентов демпфирования для дотрансформаторных участков гидромеханических трансмиссий транспортных машин.
4. Оценить взаимное влияние главных гармоник двигателя на крутильные колебания при пуске двигателя.
5. Провести экспериментальное сравнение эффективностей упруго-фрикционного демпфера сухого трения и резиновой упругой муфты.
6. Исследовать взаимное влияние крутильных колебаний в

дотрансформаторном участке на двигатель внутреннего сгорания при пуске.

Поставленные задачи решены на примере гидромеханических трансмиссий фронтальных погрузчиков напорного действия.

Глава II. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСМИССИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМУЩАЮЩИХ КРУТИЛЬКИХ МОМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ.

Расчет на крутильные колебания всегда начинается с замены реальной системы — эквивалентной ей упрощенной расчетной схемой, а для этого необходимо прежде всего определить параметры динамических схем, т.е. моменты инерции, податливости и коэффициенты демпфирования, а также возмущающие моменты двигателей для различных режимов. Важным моментом при этом становится вопрос выбора расчетных динамических схем трансмиссий.

Если моменты инерций и податливости деталей исследуемых трансмиссий определить было не сложно, то оценка демпфирования соединений деталей трансмиссий является сложной проблемой, для которой в настоящее время нет надежных и универсальных методов.

В данной работе коэффициенты демпфирования определялись через коэффициент относительного рассеяния энергии. При этом считается, что вся энергия механической системы трансмиссии рассеивается в стыках шпоночные и шлицевые соединения. В работах проф. Д.Н.Решетова показывается, что относительное рассеяние энергии ψ (т.е. отношение рассеянной за цикл колебаний энергии $\Delta\P$ к полной энергии Π цикла) для стыков равно 0,6–1,2, т.е. практически такой разброс значений коэффициента ψ не дает возможности его использовать.

С целью уточнения значения ψ для дотрансформаторного участка гидромеханических трансмиссий транспортных машин предлагается приближенный способ определения коэффициента демпфирования, основанный на энергетическом способе расчета вынужденных крутильных колебаний с использованием экспериментальной резонансной кривой. Принимая допущение, что форма вынужденных крутильных колебаний совпадает с формой свободных колебаний, приравнивается работа возмущающих моментов двигателя сумме работ сил сопротивления двигателя, насосного колеса гидротрансформатора и сил сопротивлений, вызванных

рассеянием энергии в ствках. Подставляя в полученное таким образом уравнение все известные величины, определенные как теоретически, так и экспериментально, получаем для $\psi = 1,03$. Если же допустить, что демпфирование происходит только в ствках, то $\psi = 1,1$, т.е. увеличилось всего на 7%. Для определения коэффициентов демпфирования " δ_r " в дифференциальном уравнении движения системы можно воспользоваться формулой:

$$\delta_r = \frac{\psi_z}{T \omega_{\tau}}$$

здесь ψ_z — коэффициент относительного рассеяния энергии, определяющий суммарное демпфирование крутильных колебаний, который равен $\psi_z = a \psi$, где " a " — доля податливости шлицевых и шпоночных соединений в суммарной податливости трансмиссии ϵ_r .

При составлении расчетных динамических схем дотрансформаторных участков для упрощения расчетов было сделано допущение, что гидротрансформатор разделяет трансмиссию на два самостоятельных участка. Дальнейшее упрощение (11-14)-ти массовых систем проводилось за счет уменьшения количества масс с помощью метода парциальных частот.

При расчетах крутильных колебаний в трансмиссиях с двигателями внутреннего сгорания обычно учитывают возмущающие моменты создаваемые силой давления газов в цилиндрах двигателя и моменты от сил инерций поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма. Известно, что суммарный возмущающий момент зависит от оборотов двигателя, от нагрузочного режима работы двигателя. Поэтому при исследовании нелинейных систем важно знать эти зависимости. В данной работе возмущающие моменты двигателей от сил давления газов определялись с помощью среднего индикаторного давления P_i .

В общем случае величина среднего индикаторного давления P_i определяется суммой среднего эффективного давления P_e , зависящего от режима работы двигателя и среднего давления механических потерь P_m . Так для режима пуска двигателя считается, что $P_e \approx P_{en}$, а $P_m = 0$, т.е. $P_i = P_{en}$ и таким образом возмущающий момент при пуске находился по номинальному режиму.

На режиме холостого хода при установившихся колебаниях можно считать, что $P_i \approx P_m$, которое идет на равновесие трения вращения $M_{тр}$ двигателя и связанных с ним агрегатов. Но $M_{тр}$ зависит от оборотов и эта зависимость в данной работе полу-

чена на балансирной машине. На неустановившемся режиме при разгоне системы, кроме механических потерь, мощность двигателя расходуется и на разгон системы. Момент, необходимый для разгона системы с заданным ускорением, находим из уравнения разгона. По этому моменту и находилось дополнительно к механическим потерям среднее эффективное давление.

Глава III. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НЕЛИНЕЙНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ДОТРАНСФОРМАТОРНОМ УЧАСТКЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН.

В главе представлены теоретические исследования вынужденных нестационарных нелинейных крутильных колебаний в дотрансформаторном участке гидромеханических трансмиссий погрузчиков Д-561"Б" (75 л.с.), ТО-17 (90 л.с.), ТО-18 (130 л.с.) в зоне рабочих чисел оборотов двигателя и на режиме пуска двигателя, дан приближенный способ определения момента трения упруго-фрикционного демпфера сухого трения, рассмотрен пусковой резонанс с двигателем ограниченной мощности.

При исследовании крутильных колебаний в дотрансформаторном участке в зоне рабочих чисел оборотов двигателя было выявлено влияние величины суммарного зазора в соединениях деталей трансмиссии и параметров упругой пружинной муфты на характер крутильных колебаний, а расчетная динамическая схема отражала участки трансмиссии погрузчика Д-561"Б" и приведена на рис. 1.

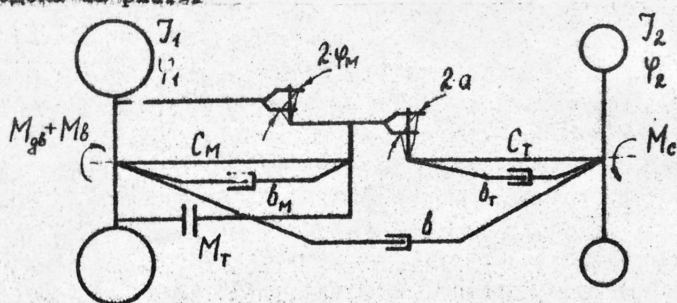


Рис. 1.

Уравнения нестационарных колебаний в зоне рабочих чисел

оборотов двигателя записываются в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_{\text{np}} \cdot \ddot{\varphi} + \delta \cdot \dot{\varphi} + M(\varphi) &= J_2 / \Sigma J \cdot M_{\delta} \\ \Sigma J \cdot \dot{\varphi} &= M_{\delta} - M_c \end{aligned} \quad (1)$$

здесь: $J_{\text{np}} = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}$, а $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$
 ΣJ — сумма моментов инерций расчетной системы, под-
 лежащей равноту моментом двигателя M_{δ} , $\Sigma J = J_1 + J_2$
 M_c — момент сопротивления вращению системы,
 M_{δ} — возмущающий момент двигателя. Для первых двух
 главных гармоник двигателя:

$$M_{\delta} = M_{2r} \cdot \sin 2\varphi_1 - M_{2j} \cdot \sin 2\varphi_1 + M_{4r} \cdot \sin 4\varphi_1 - M_{4j} \cdot \sin 4\varphi_1 \quad (2)$$

Решение системы уравнений (1) и (2) с учетом нелинейной
 характеристики восстанавливающей силы $M(\varphi)$, которая представ-
 лялась кусочно-линейными отрезками и определялась соответ-
 ствующими уравнениями, было проведено на АВМ МН-14, поэтому для
 получения функций $\sin 2\varphi_1$ и $\sin 4\varphi_1$ составлялись дополнительные
 уравнения, решением которых и были заданные функции:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{d2\varphi_1}{dt} \cdot y_1, \quad \frac{dy_1}{dt} = - \frac{d2\varphi_1}{dt} \cdot x_1$$

$$\text{где } x_1 = \sin 2\varphi_1, \quad \text{а } y_1 = \cos 2\varphi_1 \quad (3)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{d4\varphi_1}{dt} \cdot y_2, \quad \frac{dy_2}{dt} = - \frac{d4\varphi_1}{dt} \cdot x_2$$

$$\text{где } x_2 = \sin 4\varphi_1, \quad \text{а } y_2 = \cos 4\varphi_1.$$

Для получения качественной картины нестационарных коле-
 баний и сравнимые условия расчета все проходы через резонан-
 с как в прямом, так и в обратном направлениях выполнены с оди-
 наковым ускорением равным 1 км/сек². При решении уравнений
 учитывалось, что в зазоре не происходит рассеяния энергии, а
 коэффициент демпфирования " δ " принимал значения " δ_n " или
 " δ_r " в зависимости от величины $M(\varphi)$. Непрерывный процесс реше-
 ния в виде напряжения снимался с соответствующего блока и
 фиксировался на осциллографической бумаге шлейфного осцил-
 лографа Н-105. Одновременно на ленте осциллографа записыва-
 лась скорость вращения системы $\dot{\varphi}_1$, пропорциональная числу
 оборотов двигателя.

Результаты исследования влияния зазора на крутильные
 колебания показали, что на режиме холостого хода на участке
 трансмиссии двигатель — наосное колесо гидротрансформатора
 в зоне рабочих чисел оборотов двигателя возникают резонан-

сные нелинейные колебания, причем чем больше величина суммарного зазора, тем при более низких оборотах двигателя происходят резонансные колебания. Так, например, при проходе через резонанс в прямом направлении для суммарного зазора 45' максимальная амплитуда от главной гармоники 2-го порядка наблюдается при 1350 об/мин., а для зазора в 1° 15' - при 1050 об/мин.

Применение упругой муфты с тангенциально расположенными винтовыми пружинами на участке двигатель - насосное колесо гидротрансформатора делает систему существенно нелинейной. Нелинейность системы теперь уже вызывает не только технологические зазоры в соединениях деталей трансмиссии но и ограничения. При решении уравнений параметры упругой муфты изменялись в следующих пределах: предельный угол замыкания пружин $\psi_m - (3-8,5)^\circ$, а крутильная жесткость упругой муфты $C_m - (300-800)$ кгм/рад. Результаты исследования позволяют сделать вывод, что для полного освобождения системы двигатель - насосное колесо гидротрансформатора от резонансов следует выбирать угол ψ_m как можно больше, а крутильную жесткость C_m - меньше. Однако увеличение ψ_m и уменьшение C_m приводит к сдвигу резонансных чисел оборотов двигателя влево от минимально устойчивых оборотов холостого хода и к необходимости рассмотрения крутильных колебаний на режиме пуска двигателя.

Уравнения, описывающие пусковой резонанс, имеют вид:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma} \ddot{\varphi} + b \dot{\varphi} + M(\varphi) &= \frac{J_k}{J_{\Sigma}} M_g \\ \Sigma J_i \ddot{\varphi}_i &= M_{g_i}(\dot{\varphi}_i) - M_{c_i}(\dot{\varphi}_i) \end{aligned} \quad (4)$$

При пуске $M_g = M_{g_r} \sin(2\varphi_i + \delta_{gr}) + M_{g_m} \sin(4\varphi_i + \delta_{mr})$ (5)

В уравнениях (4) $M_{g_i}(\dot{\varphi}_i) - M_{c_i}(\dot{\varphi}_i)$ - статическая характеристика двигателя. Статическая характеристика двигателя используется для решения второго уравнения системы (4) - уравнения разгона, которое задает закон изменения частоты возмущающего момента при исследовании пускового резонанса.

Результаты исследования крутильных колебаний на режиме пуска двигателя показывают, что с ростом величин ψ_m и C_m амплитуды упругого момента снижаются. Однако на этом режиме в трансмиссии возникает максимальный упругий момент в 8,5 ($\psi_m = 3^\circ$ и $C_m = 300$ кгм/рад.) - 5,1 ($\psi_m = 8,5^\circ$ и $C_m = 800$ кгм/рад.) раза больше максимального момента двигателя. Такие нагрузки 8.

опасны с точки зрения прочности деталей трансмиссии. Снизить максимальные упругие моменты при пуске двигателя можно дополнительным рассеянием энергии парами трения.

В главе изложен приближенный способ определения момента сухого трения для режима пуска двигателя. При этом было использовано решение нестационарных колебаний при проходе через резонанс линейной одномассовой системы предложенное Е.Г. Гелоскоковым. Способ состоит в следующем: 1. Сначала определяется величина коэффициента линейного трения μ , при которой в системе возникал бы максимальный момент $M_{\text{м}}$, соответствующий заданной амплитуде нестационарных колебаний $A(t)$; 2. Применяя метод баланса работ демпфирующего момента нестационарных колебаний и демпфирующих моментов в демпфере и трансмиссии, находим необходимый момент трения, предполагая при этом, что резонансной частотой является частота ω_n нелинейной системы, соответствующая заданной амплитуде нестационарных колебаний $A(t)$, т.е. считаем систему при частоте ω_n "мгновенно линейной". Частоту ω_n находим методом припасовывания. Окончательно получена формула:

$$M_T = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\omega_n}{\varphi_m} \left[\mu \cdot J_{\varphi} (a + \varphi_m + \varphi_r)^2 - \delta_r \varphi_r^2 \right] \quad (6)$$

При решении системы (4) с демпфером, сухое трение принималось не зависящим от скорости. Возмущающий момент брали от первых двух главных гармоник двигателей: второго и четвертого порядков для двигателей СМД-14 и А-41 погрузчиков Д-561"Б" и ТО-17 и третьего и шестого порядков для двигателя А-01 погрузчика ТО-18. Момент сухого трения изменялся от 0 до 20 кгм. Из анализа результатов расчета видно, что чем больше момент трения при различных φ_m и C_m , тем меньше максимальный упругий момент. При этом чем больше угол φ_m , тем эффективнее действие сухого трения.

Известно, что при пусковом резонансе крутильные колебания могут влиять на источник энергии. Для погрузчика ТО-18 исследование крутильных колебаний при пуске проведено с учетом источника энергии, а уравнения имели следующий вид:

$$\begin{aligned} J_{\varphi} \ddot{\varphi} + \delta(\dot{\varphi}) + M(\varphi) &= \frac{T_2}{2\pi} \cdot M_2 \\ J_{\psi} \ddot{\psi} + \delta(\dot{\psi}) + M(\psi) &= M_{\psi 2}(\dot{\varphi}) - M_{\psi 1}(\dot{\varphi}) + M_2 \end{aligned} \quad (7)$$

Глава IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ДОТРАНСФОРМАТОРНОМ УЧАСТИЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН.

Экспериментальное исследование крутильных колебаний в дотрансформаторных участках гидромеханических трансмиссий погрузчиков позволило проверить: теоретические расчеты по влиянию зазоров в соединениях деталей трансмиссии на крутильные колебания в зоне рабочих чисел оборотов двигателя, а также допущений принятых при составлении расчетных схем, возмущающих моментов от двигателей, коэффициентов демпфирования; теоретические исследования по влиянию параметров упруго-фрикционного демпфера сухого трения на крутильные колебания на различных режимах работы трансмиссии; сопоставить эффективность действия резиновой упругой муфты с эффективностью упруго-фрикционного демпфера сухого трения.

Исследованию подвергались погрузчики: Д-561«Б» - с зубчатой муфтой и с упруго-фрикционным демпфером сухого трения, ТО-17 - с резиновой упругой муфтой и с упруго-фрикционным демпфером сухого трения, ТО-18 - с упруго-фрикционным демпфером сухого трения.

Экспериментальные исследования проводились на стенде состоящим из: двигателя, редуктора отбора мощности, карданного вала, гидромеханической коробки передач. На карданный вал были наклеены тензодатчики, сигнал от которых при помощи ртутного проходного токосъемника передавался на измерительную аппаратуру. Для усиления сигнала использовался усилитель ТА-5, а в качестве регистрирующего устройства - осциллограф Н-115. На ленте осциллографа фиксировались колебания упругого момента карданного вала и обороты двигателя от тахогенератора.

Методика проведения эксперимента при исследовании крутильных колебаний в зоне рабочих оборотов двигателя заключалась в следующем: запись процесса начиналась на минимально устойчивых оборотах двигателя после чего плавным увеличением подачи топлива обороты двигателя доводились до максимальных, а затем уменьшались до минимальных. Скорость изменения оборотов двигателя во время всех записей оставалась

10.

постоянной и равнялась 60 об/мин сек, что соответствует ускорению разгона или замедлению выбега - 1 гц/сек. Это обеспечивалось устройством, состоящим из асинхронного конденсаторного двигателя и редуктора с большим передаточным числом. Выдерживание постоянной скорости изменения оборотов двигателя позволяло получить сравнимые условия эксперимента. Для этого же эксперимент проводился при прогревом двигателя - температура воды $t_g = (85-95)^{\circ}\text{C}$ и прогретой гидромеханической коробки передач - температура масла $t_m = (90-100)^{\circ}\text{C}$.

При пуске двигателя запись процесса проводилась в следующем порядке: рычагом управления всережимного механического регулятора устанавливалась подача топлива, заводился пусковой двигатель и в момент начала прокручивания основного двигателя начиналась запись процесса. Эксперимент проводился при прогретых двигателе и коробке передач.

Эксперимент с упруго-фрикционным демпфером сухого трения проводился в два этапа: вначале исследовалось влияние на крутильные колебания параметров упругой муфты - φ_m , C_m и $M_{\text{зм}}$, а затем величины момента трения M_T . Экспериментальный вариант упруго-фрикционного демпфера сухого трения был спроектирован и изготовлен так, что давал возможность изменять параметры демпфера в следующих пределах: $\varphi_m - (3-6,5)^{\circ}$, $C_m - (300 - 1100)$ кгм/рад и $M_T - (0-20)$ кгм. Всего исследованию подвергалось 12 муфт и 5 из них с моментом сухого трения. При исследовании резиновой муфты в трансмиссии погрузчика ТО-17 использовалась стандартная муфта.

В главе дан анализ результатов теоретического и экспериментального исследований крутильных колебаний в дотрансформаторном участке гидромеханических трансмиссий погрузчиков. Теоретические расчеты и проведенный эксперимент по исследованию влияния зазоров в соединениях деталей трансмиссии на крутильные колебания в дотрансформаторном участке погрузчика Д-561"Б" с зубчатой муфтой в зоне рабочих чисел оборотов двигателя позволили наметить пути снижения динамических нагрузок в трансмиссии погрузчиков.

При теоретическом и экспериментальном исследованиях влияния параметров упругой муфты показано, что увеличивая угол φ_m и уменьшая жесткость C_m муфты можно вывести резонансные колебания из зоны рабочих чисел оборотов двигателя.

Однако это приводит к тому, что теперь на переходных режимах при пуске и заглохании двигателя в трансмиссии возникают резонансные крутильные колебания, причем при пуске более чем в 2 раза (ТО-18) максимальный упругий момент больше, чем при заглохании.

В главе пров. дано экспериментальное исследование крутильных колебаний в трансмиссии погрузчика ТО-17 с резиновой упругой муфтой, из которого видно, что применение резиновой муфты приводит к смещению резонансных колебаний в зону минимально устойчивых оборотов холостого хода двигателя, а при пуске возникают максимальные моменты в 5 раз больше максимального момента двигателя.

Экспериментальные исследования показали, что расчетные значения моментов трения, определенные приближенным способом, являются предельными и на (30-40) % превышают моменты трения, выбранные по экспериментальным данным. Приводится сравнение результатов расчета пускового резонанса в трансмиссиях погрузчиков с упруго-фрикционным демпфером сухого трения выполненных на АВМ МН-14 и приближенным способом с экспериментом.

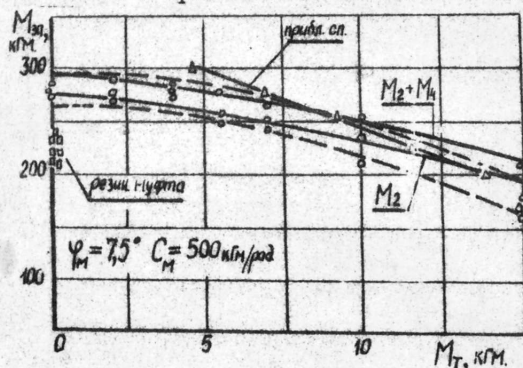


Рис. 2.

На рис. 2, для примера, приведена зависимость максимального упругого момента, возникающего при пуске в трансмиссии погрузчика ТО-17, от величины момента трения демпфера. Штриховые линии на рис. 2 показывают границы доверительного интервала экспериментальных значений максимального упругого момента. Из рисунка видно, что для моментов трения демпфера от 0 до 10 кгм расчетные значения максимальных упругих моментов 12.

хорошо совпадают с экспериментальными данными, разброс которых относительно средних значений составляет (10-12) %.

В результате теоретического и экспериментального исследований в работе предложена методика определения параметров упруго-фрикционного демпфера сухого трения для дотрансформаторных участков гидромеханических трансмиссий транспортных машин, с помощью которой для погрузчиков Д-561"Б", ТО-17 и ТО-18 были выбраны параметры демпферов.

В главе приводится расчет технико-экономической эффективности внедрения упруго-фрикционных демпферов сухого трения в погрузчиках.

ВЫВОДЫ

1. В дотрансформаторном участке гидромеханических трансмиссий транспортных машин в зоне рабочих чисел оборотов двигателя возникает нелинейные резонансные крутильные колебания, которые могут привести к поломкам. Источником этих колебаний являются главные гармоники двигателя. Особенно значительные колебания возникают в зоне минимально устойчивых оборотов двигателя, что приводит к невозможности работы на этом режиме.

2. Для снижения крутильных колебаний в дотрансформаторном участке гидромеханических трансмиссий транспортных машин возможно применение упруго-фрикционного демпфера сухого трения, который обеспечивает полный вывод резонансных колебаний из зоны рабочих чисел оборотов двигателя и значительно снижает крутильные колебания при пуске и заглохании двигателя.

3. Параметры демпфера (угол замыкания пружин, крутильная жесткость и момент трения) определяются из решения уравнений описывающих нестационарные колебания в зоне рабочих чисел оборотов двигателя (медленный проход через резонанс) с учетом режима пуска двигателя. На выбор параметров упруго-фрикционного демпфера сухого трения существенное влияние могут оказывать конструктивные возможности места установки демпфера.

4. Для борьбы с крутильными колебаниями в дотрансформаторном участке гидромеханической трансмиссии транспортной машины также может быть использована упругая резиновая муфта.

5. При достоверных данных по демпфированию в трансмиссии для предварительной оценки конструкции можно пользоваться приближенным способом определения момента трения упруго-фрикционного демпфера сухого трения.

6. Коэффициенты демпфирования для дотрансформаторного участка трансмиссий транспортных машин можно определять через коэффициент относительного рассеяния энергии, который можно принимать равным ориентировочно 1,1.

7. Учет источника энергии слабо влияет на максимальные упругие моменты возникающие при пуске двигателя в дотрансформаторном участке трансмиссий транспортных машин.

8. Результаты проведенной работы использованы для разработки конструкций упруго-фрикционного демпфера сухого трения, которые внедрены в трансмиссиях погрузчиков Д-561"Б", ТО-17 на Орловском заводе погрузчиков и ТО-18 на Миномском заводе "Ударник".

Экономическая эффективность от внедрения упруго-фрикционного демпфера сухого трения в погрузчиках составляет 179,87 рублей с расчетом на один погрузчик.

Материалы диссертации опубликованы в следующих печатных работах:

1. Подлунган А.А., Кондрашкин С.И., Фоминых А.Б., Белобров В.Н., Чернышев А.Г. "Исследование крутильных колебаний в гидромеханической трансмиссии погрузчика Д-561"Б". Известия ВУЗов. Машиностроение, №11, 1972.

2. Кондрашкин С.И. "Приближенный способ определения момента трения упруго-фрикционного демпфера сухого трения для режима запуска двигателя". Труды МВТУ №166. Вопросы автомобилестроения. Выпуск 1. Москва, 1973.

3. Подлунган А.А., Кондрашкин С.И., Фоминых А.Б., Белобров В.Н. "Экспериментальное исследование влияния параметров упруго-фрикционного демпфера сухого трения на крутильные колебания в гидромеханической трансмиссии фронтального погрузчика Д-561"Б". Труды МВТУ №166. Вопросы автомобилестроения. Выпуск 1. Москва, 1973.