

629.113

A 22

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Издательство „Вышэйшая школа“

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

Автомобиле- и тракторостроение

Динамика
движения
автомобилей
и тракторов

629.113

А 22

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

*Г. М. Кокин (главный редактор), Л. Я. Волчек, И. С. Цитович, А. Ф. Тихонов,
А. Х. Лефаров, В. К. Азаренко, Б. Е. Митин, В. А. Вавуло, С. М. Белов, Э. Л. Си-
роткин, Н. В. Розанов, А. С. Савич (ответственный секретарь)*

Ответственный за выпуск канд. техн. наук А. Х. Лефаров

В. И. Кабанов

КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС ТРАКТОРОВ

С увеличением скоростей движения колесных тракторов у отдельных из них стали появляться устойчивые колебания управляемых колес относительно осей поворотных цапф (шкворней). Как правило, эти колебания возникают при транспортных скоростях движения на дорогах с твердым и относительно ровным покрытием. Достигая у отдельных машин значительной величины, они затрудняют управление трактором, вызывают большие динамические нагрузки в рулевом приводе, приводят к интенсивному износу шин управляемых колес.

Подобные колебания управляемых колес встречаются и у автомобилей [1—3]. В литературе они известны как автоколебания [2,3]. Однако ни механизм их возникновения, ни принадлежность к автоколебаниям окончательно пока еще не установлены. Не найдены и наиболее общие методы борьбы с такими колебаниями. В опубликованных работах по данному вопросу имеется ряд противоречивых выводов.

С целью дальнейшего изучения колебаний управляемых колес на кафедре «Тракторы» Белорусского политехнического института проведен ряд лабораторных и дорожных испытаний трактора «Беларусь» МТЗ-50. При этом ставилась задача установить, в какой зависимости находится амплитуда и частота колебаний от начальных условий, и сравнить частоту колебаний управляемых колес с частотой собственных колебаний системы. Известно, что одним из признаков автоколебаний является независимость амплитуды от начальных условий и приближение по значению частоты к собственной частоте колебательной системы, когда сопротивление в системе мало [1]. Попутно определялись коэффициент сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50, в которую входят передний мост с управляемыми колесами и рулевой привод, а также момент инерции системы и жесткость системы.

Собственная частота системы определялась в лабораторных условиях следующим образом. Вывешивался передний мост трактора так, что управляемые колеса не соприкасались с опорной по-

верхностью. Верхний конец поворотного вала блокировался с помощью специального приспособления с корпусом рулевого механизма, а между головкой поворотного рычага рулевой трапеции и кронштейном на лонжероне полурамы устанавливался гидравлический домкрат, с помощью которого система закручивалась на

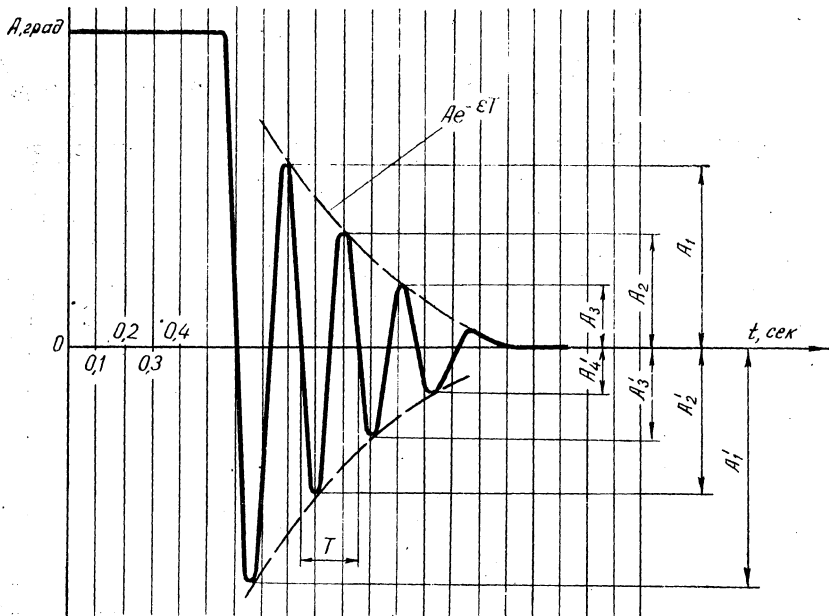


Рис. 1. Осциллограмма поперечных собственных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50

угол 35° у поворотных цапф. После мгновенного удаления домкрата управляемые колеса совершали затухающие колебания (рис. 1). Колебания записывались с помощью потенциометрического датчика, связанного с верхним торцом поворотной цапфы телескопическим валиком. Регистрация сигналов датчика осуществлялась осциллографом Н-700. Полученные осциллограммы показывают, что собственная частота колебаний управляемых колес в системе составляет в среднем 4,6 гц. Она может быть установлена и расчетным путем по формуле

$$f_c = 0,159 \sqrt{\frac{c_0}{I_0}}, \quad (1)$$

где c_0 — приведенная жесткость колебательной системы; I_0 — приведенный момент инерции колебательной системы относительно поворотного вала рулевого механизма.

Для подсчета частоты собственных колебаний приведенная жесткость колебательной системы определялась опытным путем методом последовательного нагружения системы скручивающим моментом. Она составляет для трактора МТЗ-50 $1,58 \cdot 10^3 \text{ кгм/рад}$. Приведенный момент инерции колебательной системы подсчитывался по следующей формуле:

$$I_0 = 2 \sum_{n=1}^4 J_{\text{пц}} + \frac{1}{i_p^2} \sum_{n=1}^5 I_{\text{пв}}, \quad (2)$$

где $J_{\text{пц}}$ — момент инерции n -го звена системы относительно поворотной цапфы; $J_{\text{пв}}$ — момент инерции n -го звена системы относительно поворотного вала; i_p — передаточное отношение рулевой трапеции, равное 1,23 для трактора МТЗ-50.

Здесь моменты инерции звеньев колебательной системы, за исключением момента инерции управляемых колес, рассчитывались по общеизвестным формулам. Момент инерции управляемых колес относительно поворотных цапф ввиду большой сложности расчета определялся опытным путем методом физического маятника. Если подставить полученные при этом значения в формулу (2), то получим приведенный момент инерции системы, равной $0,658 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2$.

Таким образом, определенный момент инерции и приведенное ранее значение жесткости системы подставим в формулу (1) и, сделав подсчет, найдем расчетную частоту собственных колебаний системы. Она равна $7,7 \text{ гц}$. Сравнение ее с собственной частотой, полученной опытным путем, показывает, что она несколько больше опытной. Это объясняется некоторыми допущениями, принятыми при расчете моментов инерции отдельных звеньев системы, например поперечной тяги рулевой трапеции, так как расчетное и опытное определение ее момента инерции представляет большие трудности. Кроме того, жесткость, полученная опытным путем, определялась без учета жесткости балки переднего моста. Учитывая это, следует оговорить, что найденное расчетное значение собственной частоты несколько завышено.

Приведенные кривые собственных колебаний позволяют установить величину коэффициента сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50. Из рис. 1 видно, что затухание амплитуд A колебаний управляемых колес в течение времени t осуществляется по экспоненте $Ae^{-\varepsilon t}$. В этом случае можно считать сопротивление в колебательной системе пропорциональным угловой скорости при отклонении колес от нейтрального положения. Тогда коэффициент

сопротивления определится по формуле

$$\nu_0 = \frac{2I_0}{T} \ln \delta, \quad (3)$$

где T — период колебаний; $\ln \delta$ — логарифмический декремент затухания. Здесь значение момента инерции системы I_0 уже известная величина, T определяется из осциллограммы (в нашем случае $T = 0,218$ сек), а логарифмический декремент может быть подсчитан по формуле

$$\ln \delta = \ln \left(\frac{A_1}{A_2} \right) = \ln \left(\frac{A_2}{A_3} \right) = \ln \left(\frac{A'_1}{A'_2} \right) = \dots \quad (4)$$

где $A_1, A_2, A_3, A'_1, A'_2, A'_3, A'_4$ — амплитуды затухающих колебаний (см. рис. 1).

Если подставить в формулу (3) известные значения I_0, T и значение $\ln \delta$, то получим величину коэффициента сопротивления колебательной системы. Для трактора МТЗ-50 она составляет 3,62 кгм·сек.

Дорожные исследования проводились на асфальтированном шоссе хорошего качества. С учетом того, что интенсивность колебаний управляемых колес трактора зависит от скорости движения, опыты ставились в широком диапазоне скоростей от 5 до 60 км/час. Движение в этом диапазоне обеспечивалось буксированием трактора автомобилем ГАЗ-69, в котором размещалась тензоаппаратура. Целесообразность этого метода проверялась сравнением амплитуд и частот, полученных при самостоятельном движении трактора на IX передаче и при буксировке его автомобилем с той же скоростью. При этом получены идентичные результаты. Использо-

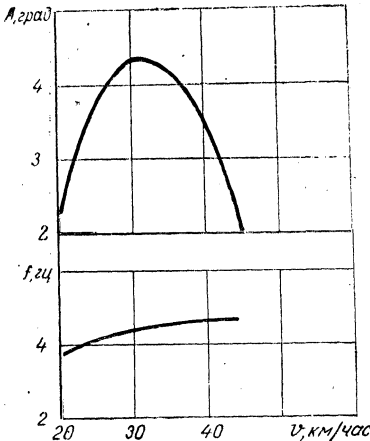


Рис. 2. Зависимость амплитуды и частоты поперечных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50 от скорости движения

вались те же датчики и аппаратура, что и при лабораторных исследованиях собственной частоты колебательной системы. Начальные условия колебаний задавались рывком рулевого колеса и единичными неровностями различного профиля и высоты так, что колеса каждый раз получали разные по величине отклонения от нейтрального положения при переезде одним из них через неровность. Полученные записи колебаний управляемых колес обрабатывались по методу среднеквадратичных отклонений.

Результаты опытов представлены на рис. 2 в виде графиков зависимости амплитуды A и частоты f от скорости движения трактора v . Как видно, амплитуда колебаний имеет свой максимум, который приходится на скорость около 30 км/час. При скорости 45 км/час колебания колес исчезают и не вызываются принудительно рывком рулевого колеса. В отличие от амплитуды частота при изменении скорости движения изменяется незначительно, в пределах 3,8—4,7 гц.

Опыты показали, что ни амплитуда, ни частота поперечных колебаний управляемых колес трактора не зависят от величины первоначального отклонения последних от нейтрального положения, т. е. каждый раз, каким бы ни было первоначальное отклонение колес, в процессе опытов при определенной скорости движения трактора устанавливалась своя вполне определенная амплитуда колебаний. Выяснилось также, что колебания не зависят и от наличия дисбаланса управляемых колес. Доказательством этого является то, что частота поперечных колебаний более чем в 1,5 раза отличается от числа оборотов управляемых колес. Например, при скорости движения трактора 25 км/час число оборотов колес составляет 2,7 об/сек, а частота их колебаний 4,15 гц.

Изложенное дает основание полагать, что в данном случае как амплитуда, так и частота колебаний главным образом определяются параметрами самой колебательной системы. Принимая это во внимание, а также то, что частота поперечных колебаний колес близка по величине к собственной частоте колебательной системы, наблюдаемые колебания управляемых колес трактора МТЗ-50 можно отнести к колебаниям, ограниченным устойчивым предельным циклом, т. е. к автоколебаниям.

Выводы

1. Собственная часть поперечных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50, определенная опытным путем, составляет 4,6 гц.

2. Частота поперечных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50 в зависимости от скорости движения изменяется незначительно в пределах 3,8—4,7 гц и близка по величине к собственной частоте колебательной системы.

3. Амплитуда и частота поперечных колебаний управляемых колес не зависят от начальных условий и определяются главным образом параметрами самой колебательной системы.

4. Приведенные выводы дают основание полагать, что поперечные колебания управляемых колес трактора МТЗ-50 относятся к автоколебаниям.

5. Величина жесткости колебательной системы трактора

МТЗ-50 без учета жесткости балки переднего моста составляет $1,58 \cdot 10^3$ кгм/рад.

6. Опытнo-расчетная величина приведенного момента инерции колебательной системы трактора МТЗ-50 равна $0,658$ кгм·сек².

7. Величина коэффициента сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50 — $3,62$ кгм·сек.

8. Найденные значения жесткости, момента инерции и коэффициента сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50 могут быть использованы при решении уравнения колебаний управляемых колес.

Л и т е р а т у р а

1. Дж. П. Ден-Гартог. Механические колебания. М., 1960.
2. К. С. Колесников. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М., 1955.
3. В. Г. Терлецкий. Исследование колебаний управляемых колес тракторов кл. 0,6 т. «Тракторы и сельхозмашины», 1961, № 8.

А. Ф. Андреев

ВЛИЯНИЕ БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Вследствие ряда факторов направление в горизонтальной плоскости равнодействующей сил сопротивления машины-орудия может не совпадать с продольной осью симметрии трактора. Устойчивость прямолинейного движения агрегата при этом во многом будет зависеть от способности трактора сохранять прямолинейность движения при действии на него отклоняющего момента.

Чтобы при конструировании на основе технических данных получить оценку устойчивости прямолинейного хода трактора, целесообразно аналитическое исследование. Такой анализ должен ориентировочно показать, в каком направлении можно достичь улучшения устойчивости прямолинейного движения.

В настоящей работе предлагается метод расчета кривизны самопроизвольного поворота колесного трактора при действии на него отклоняющего момента и исследуется влияние блокировки дифференциала на устойчивость прямолинейного движения.

Рассмотрим установившееся движение трактора 4×2 с прицепом.

На рис. 1 изображена схема тракторного агрегата. Выбранная прямоугольная система координат жестко связана с остовом трактора. Начало координат лежит в центре тяжести трактора на расстоянии a от оси передних колес и на расстоянии b от оси задних колес. Расстояния от центра тяжести трактора до шкворня прицепного крюка и до поворотной оси прицепа соответственно равны c и d .

Предполагается, что управляемые колеса трактора установлены в нейтральном положении, а точка сцепки смещена относительно его продольной оси на величину e . Вследствие нецентрально приложенного тягового сопротивления прицепа трактор движется по кривой постоянного радиуса.

Полагая радиус поворота достаточно большим, можем считать углы бокового увода внутренних колес трактора соответственно равными углам бокового увода внешних колес. Считаем, что боковой увод колес прицепа отсутствует.

Так как угол γ , который образует дышло прицепа с продольной осью трактора, мал при большом радиусе поворота R , то из кинематики системы приближенно получим

$$\gamma = \frac{\omega d - v}{V} = \frac{d}{R} - \frac{v}{V},$$

где ω — угловая скорость поворота трактора; v — скорость поперечного смещения центра тяжести трактора; V — действительная скорость движения.

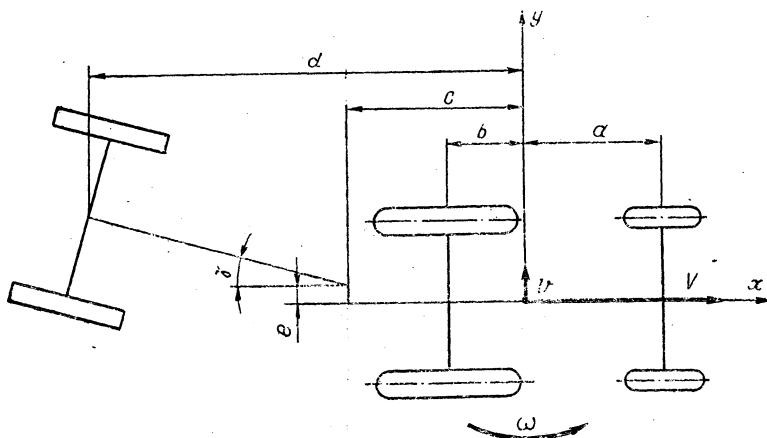


Рис. 1. Схема тракторного поезда

Схема сил и моментов, действующих на трактор, изображена на рис. 2. При малом γ проекция крюковой силы на ось x равна тяговому сопротивлению прицепа $P_{кр}$, а проекция крюковой силы на ось y

$$Y_C = P_{кр} \gamma = P_{кр} \left(\frac{d}{R} - \frac{v}{V} \right). \quad (1)$$

Сила $P_{кр}$, не совпадающая с продольной осью симметрии трактора, заменена на схеме той же силой, действующей вдоль продольной оси трактора, и моментом

$$M_e = P_{кр} e, \quad (2)$$

который является отклоняющим.

Влияние блокировки дифференциала учитывается моментом сопротивления повороту, возникающим вследствие разности касательных сил тяги ведущих колес:

$$M_p = (P'' - P') \frac{B}{2}, \quad (3)$$

где P'' — касательная сила тяги отстающего колеса; P' — касательная сила тяги забегающего колеса; B — колея ведущих колес.

При этом считаются равными силы сопротивления колес правой и левой сторон трактора.

Не принимаются во внимание моменты сил трения, действующие на площадке контакта каждого колеса с дорогой, ввиду их малости при значительных радиусах поворота.

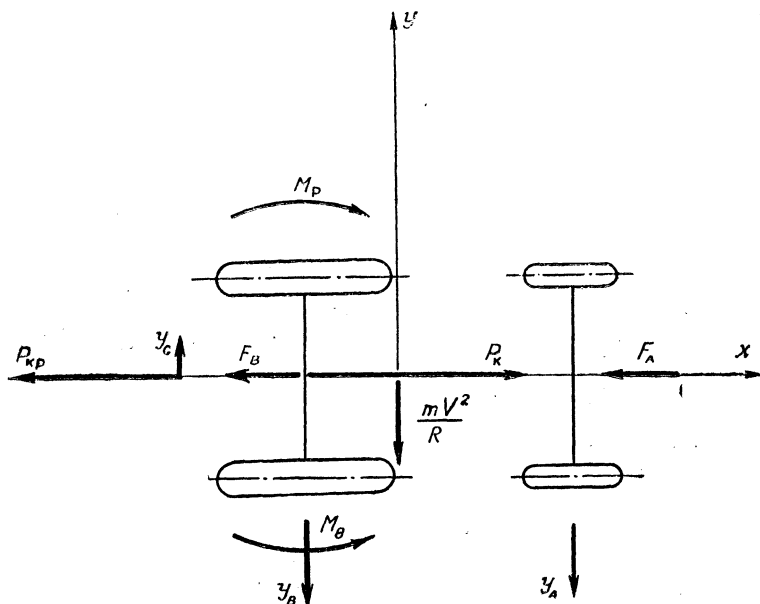


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на трактор

Уравнения установившегося движения получим из условий равновесия сил и моментов, действующих на трактор:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma Y &= Y_C - Y_A - Y_B - mV^2 \frac{1}{R} = 0, \\ \Sigma M &= -Y_A a + Y_B b - Y_C c + M_e - M_p = 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где Y_A — суммарная боковая сила на колесах передней оси; Y_B — суммарная боковая сила на колесах задней оси; m — масса трактора.

Под действием боковой силы на опорной поверхности колес возникают боковые деформации шины и грунта. Эти деформации

сказываются таким образом, что колесо движется под углом к плоскости вращения. Связь между боковой силой Y и углом увода z может быть выражена уравнением, предложенным в работе [4]:

$$Y = C \operatorname{tg} z, \quad (5)$$

где C — коэффициент сопротивления боковому уводу.

Коэффициент сопротивления боковому уводу колеса, катящегося по деформируемой поверхности, определяется по формуле, предложенной В. Е. Красильниковым [3]:

$$C = \frac{C_{\text{ш}} C_{\text{п}}}{C_{\text{ш}} + C_{\text{п}}}, \quad (6)$$

где $C_{\text{ш}}$, $C_{\text{п}}$ — коэффициент сопротивления боковому уводу, обусловленный соответственно упругостью шины и сопротивлением почвы.

По измерениям Красильникова, величина $C_{\text{ш}}$ на твердой и мягкой поверхности приблизительно одинакова. Поэтому в формуле (6) в качестве $C_{\text{ш}}$ может быть использован коэффициент C , полученный на твердой поверхности.

Теоретическую величину $C_{\text{п}}$ Красильников находит из решений дифференциальных уравнений движения гладкого жесткого колеса по деформируемой поверхности. Однако предложенные им уравнения не решаются в квадратурах. Применение их в аналитических расчетах вызывает определенные трудности.

Ниже предлагается более простой метод учета влияния деформаций почвы на величину C , выведенную на основе известной работы Е. А. Чудакова [6]. Скорость v_y бокового перемещения колеса складывается из скорости его бокового увода v_s вследствие деформации шины и скорости его бокового скольжения v_s :

$$v_y = v_s + v_s = \frac{Y}{C_{\text{ш}}} V + v_s. \quad (7)$$

Пусть скольжение колеса вызвано деформацией грунта, а результирующая скорость скольжения колеса направлена прямо противоположно результирующей силе P_0 , действующей на колесо со стороны почвы:

$$P_0 = \sqrt{P^2 + Y^2},$$

где P — касательная сила тяги для ведущего колеса или сопротивление качению для ведомого колеса.

Для ведущего колеса (рис. 3) получим

$$\frac{v_s}{v_0} = \frac{Y}{P_k},$$

где v_0 — скорость пробуксовывания колеса.

Из этого уравнения следует

$$v_s = v_0 \frac{Y}{P_k} = \frac{\delta V}{1 - \delta} \cdot \frac{Y}{P_k}. \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) в равенство (7), после простых преобразований получаем уравнение для определения боковой силы

$$Y = \frac{C_{ш} P_k \frac{1 - \delta}{\delta}}{C_{ш} + P_k \frac{1 - \delta}{\delta}} \cdot \frac{v_y}{V}$$

или

$$Y = \frac{C_{ш} P_k \frac{1 - \delta}{\delta}}{C_{ш} + P_k \frac{1 - \delta}{\delta}} \operatorname{tg} \alpha, \quad (9)$$

откуда

$$C = \frac{Y}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{C_{ш} P_k \frac{1 - \delta}{\delta}}{C_{ш} + P_k \frac{1 - \delta}{\delta}} \quad (10)$$

Выражение (10) преобразуется в уравнение (6), если введем обозначение

$$C_{п} = P_k \frac{1 - \delta}{\delta}. \quad (11)$$

Для ведомого колеса аналогично найдем

$$C_{п} = F \frac{1 + \varepsilon}{\varepsilon}. \quad (12)$$

Так как мы имеем дело с малым поперечным смещением, то можем предположить, что составляющие скорости в направлении оси x для всех колес приблизительно равны скорости движения.

Тангенсы углов увода передней и задней осей трактора равны отношению поперечной скорости к скорости трактора:

$$\operatorname{tg} \alpha_A = \frac{v + a \omega}{V} = \frac{v}{V} + a \frac{1}{R}, \quad (13)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \frac{v - b \omega}{V} = \frac{v}{V} - b \frac{1}{R}. \quad (14)$$

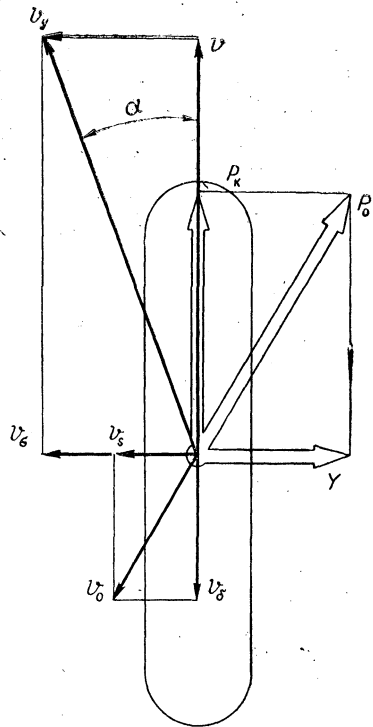


Рис. 3. Схема движения пневматического колеса с боковым уводом

Боковые силы найдем, подставив в уравнение (5) значение тангенсов углов бокового увода осей трактора из уравнений (13) и (14) вместе с соответствующими значениями коэффициентов сопротивления боковому уводу:

$$Y_A = C_A \frac{v}{V} + C_A a \frac{1}{R}, \quad (15)$$

$$Y_B = C_B \frac{v}{V} - C_B b \frac{1}{R}, \quad (16)$$

где C_A, C_B — суммарный коэффициент сопротивления боковому уводу соответственно колес передней и задней оси.

Поворот на мягкой поверхности ведущей оси с заблокированным дифференциалом происходит главным образом вследствие различной величины буксования отстающего и забегающего колес.

Зависимость между радиусами качения колес при повороте выражается следующим уравнением:

$$\frac{r_k''}{r_k'} = \frac{R - 0,5B}{R + 0,5B} = \frac{2R - B}{2R + B}, \quad (17)$$

где r_k'' , r_k' — радиус качения соответственно отстающего и забегающего колеса.

Полагая, что радиусы качения колес без буксования равны r_k , можем записать

$$\left. \begin{aligned} r_k'' &= r_k(1 - \delta''), \\ r_k' &= r_k(1 - \delta'), \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где δ'' , δ' — коэффициент буксования соответственно отстающего и забегающего колес.

Тогда уравнение (17) преобразуется так:

$$\frac{1 - \delta''}{1 - \delta'} = \frac{2R - B}{2R + B}. \quad (19)$$

Отсюда находим

$$\delta'' - \delta' = \frac{B}{R} \left(1 - \frac{\delta'' + \delta'}{2} \right). \quad (20)$$

Потеря скорости центральной точки оси определяется коэффициентом буксования

$$\delta_0 = \frac{\delta'' + \delta'}{2}. \quad (21)$$

Из уравнений (20) и (21) следует

$$\delta'' - \delta' = \frac{B}{R} (1 - \delta_0)$$

или

$$\Delta\delta = \frac{B}{R} (1 - \delta_0). \quad (22)$$

Заменяем кривую касательной силы тяги трактора $P_k = f(\delta)$ в окрестности точки δ_0 прямой

$$\Delta P_k = 2(P'' - P') = k_p \Delta\delta, \quad (23)$$

где

$$k_p = \frac{\partial P_k}{\partial \delta}.$$

Тогда, используя зависимость (22), получим

$$P'' - P' = k_p \frac{B}{2R} (1 - \delta_0). \quad (24)$$

Подставляя значение разности касательных сил тяги колес из уравнения (24) в равенство (3), найдем момент сопротивления повороту

$$M_p = k_p B^2 \frac{1 - \delta_0}{4} \cdot \frac{1}{R}. \quad (25)$$

Если принять линейную зависимость касательной силы тяги от буксования, то можно записать

$$k_p = \frac{P_k}{\delta_0}.$$

Подставляя это значение в уравнение (25), получим известную формулу Е. Д. Львова [5]:

$$M_p = P_k \frac{1 - \delta_0}{4\delta_0} \cdot \frac{B^2}{R}. \quad (26)$$

Результаты предварительных расчетов показали, что величина момента сопротивления повороту, подсчитанная по формуле (25), меньше величины, определенной по формуле (26), и с увеличением δ это различие становится существеннее.

При вычислении коэффициентов сопротивления боковому уходу необходимо знание продольных сил на колесах трактора и их связи с буксованием или скольжением.

Зависимость касательной силы тяги трактора от буксования может быть выражена формулой [7]

$$P_k = 2(A_s + Z \operatorname{tg} \varphi) \left[1 - \frac{k}{\delta l} \left(1 - e^{-\frac{\delta l}{k}} \right) \right], \quad (27)$$

где A — площадь поверхности контакта колеса; s — коэффициент связности; Z — вертикальная реакция почвы на колесо; φ — угол

внутреннего трения в грунте; l — длина контактной поверхности; k — коэффициент.

Приближенно можно считать, что при действии на ведущие колеса боковой силы Y связь между силой P_k и буксованием δ выражается уравнением

$$P_k = 2 \frac{As + Z \operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \left(\frac{Y}{P_k}\right)^2}} \left[1 - \frac{1}{j} (1 - e^{-j}) \right], \quad (28)$$

где

$$j = \frac{\delta l}{k} \sqrt{1 + \left(\frac{Y}{P_k}\right)^2}.$$

Для ведомой оси связь силы сопротивления качению F со скольжением ε выразим аналогичной зависимостью, подставив в формулу (28) F вместо P_k и ε вместо δ .

Если пренебречь обратимой деформацией грунта, то можно приближенно установить, что

$$A = b \sqrt{D} (\sqrt{h+u} + \sqrt{u}), \quad (29)$$

где b — ширина колеса; D — диаметр колеса; h — глубина колеи; u — деформация шины.

Определение глубины колеи является сложной задачей. В настоящей работе эта задача значительно упрощается благодаря следующим допущениям. Рассматривается качение колеса по грунту нормальной влажности, для которого сопротивление вдавливания пропорционально глубине колеи:

$$q = \sigma_r h,$$

где σ_r — коэффициент объемного смятия.

Не принимается во внимание обратимая деформация почвы. Считается, что для малых нормальных деформаций шины давление по площади контакта пропорционально деформации шины в данной точке:

$$q = \sigma_{ш} u,$$

где $\sigma_{ш}$ — коэффициент деформации шины.

На основе этих допущений, пользуясь методикой теории колеобразования [1], получим

$$Z = \frac{2}{3} b \sqrt{D} [\sigma_r h \sqrt{h+u} + \sigma_{ш} u \sqrt{u}]. \quad (30)$$

В уравнении (30) вместо величины u подставляем выражение

$$u = \frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}} h. \quad (31)$$

Решая уравнения (30) и (31) относительно h , получим

$$h = \left[\frac{3Z}{2b \sqrt{D} \sigma_r \left(\sqrt{1 + \frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}}} + \sqrt{\frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}}} \right)} \right]^{\frac{2}{3}}. \quad (32)$$

Величина σ_r связана с размерами колеса корреляционной зависимостью [5]:

$$\sigma_r = \frac{\sigma'}{\sqrt{bD}}, \quad (33)$$

где σ' — коэффициент объемного смятия почвы, полученный при вдавливании штампа плотномера.

Если допустить, что $\sigma_{ш}$ не зависит от плотности грунта, то величина последней может быть найдена по теоретической формуле, которая предлагается без вывода,

$$\sigma_{ш} = \frac{3Z}{4B \sqrt{Du_m^3}}, \quad (34)$$

где u_m — максимальная деформация шины на твердой дороге.

Для настоящего исследования предложенная формула (34) кажется достаточно точной, так как существенные свойства упругости, связанные с размерами шины, ею учитываются.

Сопrotивление качению колеса определяется по известной формуле

$$F = \frac{1}{2} \sigma_r b h^2. \quad (35)$$

Если подставить выражения (15), (16), (25) для боковых сил и момента сопротивления повороту в уравнения (4), то получим

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \frac{v}{V} + a_{12} \frac{1}{R} &= 0, \\ a_{21} \frac{v}{V} + a_{22} \frac{1}{R} &= M_e, \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

где

$$a_{11} = C_A + C_B + P_{кр}; \quad a_{12} = C_A a - C_B b - P_{кр} d + mV^2;$$

$$a_{21} = C_A a - C_B b - P_{кр} c; \quad a_{22} = C_A a^2 + C_B b^2 + P_{кр} cd + N;$$

$$N = \kappa_p B^2 \frac{1 - \delta_0}{\delta_0}.$$

Из уравнений (36) следует

$$\frac{1}{R} = \frac{a_{11}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} M_e,$$

$$\frac{v}{V} = \frac{a_{12}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} M_e. \quad (38)$$

Для исследования был выбран трактор МТЗ-50 со следующими конструктивными данными: эксплуатационный вес $G = 3185$ кг; расстояние от передней оси до центра тяжести $a = 1,59$ м; расстояние от центра тяжести до задней оси $b = 0,77$ м; расстояние от центра тяжести до прицепного крюка $c = 1,88$ м; высота дышла над плоскостью дороги $h_{кр} = 0,48$ м; шины передних колес 6,5—20"; шины задних колес 12—38"; колея ведущих колес $B = 1,8$ м.

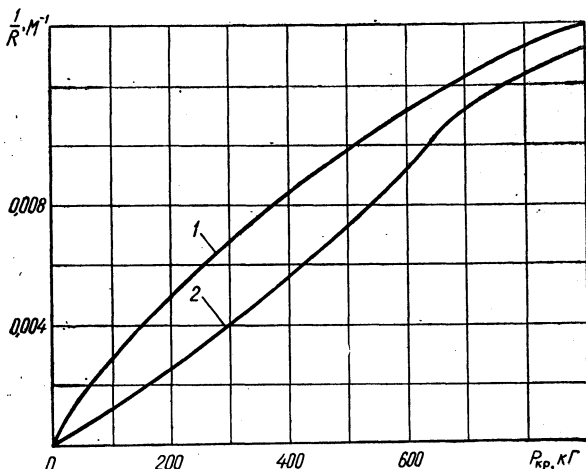


Рис. 4. Зависимость кривизны самопроизвольного поворота трактора от величины нецентрально приложенного тягового сопротивления прицепа:
1 — для трактора с неблокированным дифференциалом;
2 — для трактора с блокированным дифференциалом

Расстояние от центра тяжести до передней оси прицепа принято равным $d = 4,2$ м. Принятые характеристики грунта: коэффициент объемного смятия $\sigma' = 5$ кг/см³; коэффициент связности $s = 0,1$ кг/см²; угол внутреннего трения $\varphi = 24^\circ$; коэффициент, характеризующий сдвиг почвы, $k = 3$ см.

При постоянном значении $e = 0,195$ м рассчитывалась кривизна поворота трактора в зависимости от усилия на крюке. Расчетная зависимость кривизны поворота от усилия на крюке для трактора с блокированным и неблокированным дифференциалом представлена на рис. 4.

Как показали расчеты, применение блокировки дифференциала улучшает устойчивость прямолинейного движения трактора. Влияние блокировки дифференциала на устойчивость прямолинейного движения уменьшается с ростом усилия на крюке, что объяс-

няется уменьшением момента сопротивления повороту ведущей оси с заблокированным дифференциалом.

Л и т е р а т у р а

1. В. Ф. Бабков и др. Проходимость колесных машин по грунту. М., 1959.
2. В. В. Гуськов. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966.
3. В. Е. Красильников. Качение колеса по деформируемой поверхности с боковым уводом. «Тракторы и сельхозмашины», 1966, № 6.
4. А. С. Литвинов. Особенности неустановившегося поворота автомобилей. «Автомобильная промышленность», 1960, № 6.
5. Е. Д. Львов. Теория трактора. М., 1960.
6. Е. А. Чудаков. Качение автомобильного колеса. М., 1947.
7. K o m a n d i G y ö r g y. Bestimmung der physikalische Bodenkennwerte au Grund der Zusammenhänge zwischen Scherdiagramm und Zugkraftcharakteristik. „Landtechnische Forschung“, 1966, 16, № 14.

Ю. Е. Атаманов

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С РАЗЛИЧНЫМИ СХЕМАМИ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Практика эксплуатации колесных тракторов в народном хозяйстве настоятельно выдвигает требование улучшения их тяговых качеств. Оснащение тракторов четырьмя ведущими колесами является одной из мер улучшения тяговых качеств. Внимание к полноприводным колесным тракторам все более возрастает. Такие тракторы успешно конкурируют с гусеничными. В связи с этим растет необходимость изучения движения тракторного агрегата в процессе поворота.

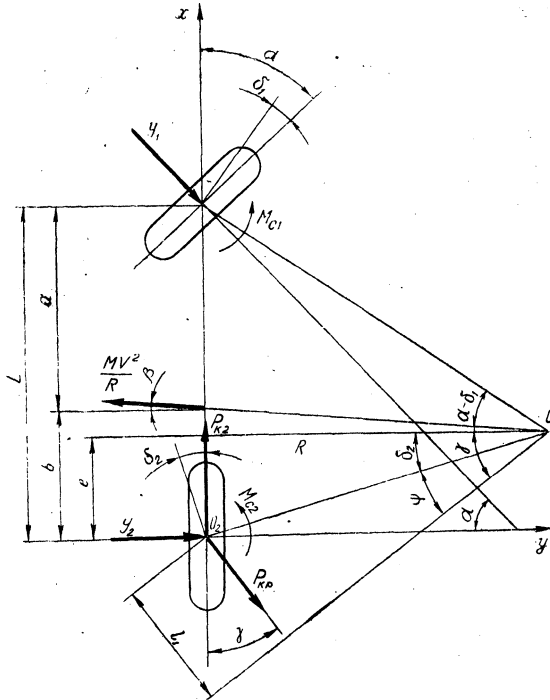
Рассмотрим движение трех вариантов тракторного агрегата на повороте: 1) трактора 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами; 2) трактора 4×2 с передней ведущей осью; 3) трактора 4×4 с дифференциальным приводом осей и передними управляемыми колесами.

Как показывают расчеты, при скоростях до 25—30 км/час параметры неустановившегося движения мало отличаются от параметров кругового движения с постоянной скоростью [3]. Уравнения для кругового движения проще, поэтому воспользуемся ими для исследования криволинейного движения. Задачу будем считать плоскостной. Для этого примем, что колеса, симметрично расположенные относительно продольной оси трактора, находятся в одинаковых условиях движения (одинаково нагружены силами и моментами).

Для удобства исследования условно заменим два симметрично расположенных колеса одним колесом, расположенным на продольной оси трактора. Крюковую нагрузку будем считать приложенной к центру заднего моста. Поворот тракторного агрегата рассматривается на дороге с твердым покрытием, поэтому силой сопротивления движению пренебрегаем.

1. Приведем уравнения движения тракторного агрегата с трактором 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами в процессе поворота. Раму трактора свяжем с осями координат x и y (рис. 1). Начало координат расположим в центре заднего моста. Ось абсцис направим вдоль продольной оси трак-

тора, ось ординат — вдоль оси заднего моста. Обозначим углы увода передних и задних колес соответственно через δ_1 и δ_2 , средний угол поворота управляемых колес через α . Трактор поворачивается вокруг неподвижного относительно дороги центра поворота O , положение которого определяется координатами R (радиус поворота) и e (смещение центра поворота).



Р и с. 1. Схема поворота трактора 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами

На трактор действуют следующие силы и моменты: боковые силы Y_1 , Y_2 ; моменты сопротивления повороту M_{C1} и M_{C2} , приложенные соответственно к передним и задним колесам; сила инерции, равная $\frac{Mv^2}{R}$, приложенная к центру тяжести тракторного агрегата; сила тяги на крюке $P_{кр}$, направленная под углом γ к продольной оси трактора, приложенная, как уже отмечалось, к центру заднего моста.

Составим основные зависимости, характеризующие поворот тракторного агрегата. Уравнение проекций сил на ось Y

$$\Sigma Y = Y_1 \cos \alpha + Y_2 + P_{кр} \sin \gamma - \frac{Mv^2}{R} \cos \beta = 0. \quad (1)$$

Уравнение моментов сил относительно центра тяжести тракторного агрегата

$$\Sigma M = bP_{кр} \sin \gamma + bY_2 - aY_1 \cos \alpha + M_0 = 0, \quad (2)$$

где M_c — суммарный момент сопротивления повороту.

Суммарный момент сопротивления повороту приближенно [2] определим по формуле

$$M_c = \sum_{i=1}^n \frac{1}{6} Y_i S_{oi}, \quad (3)$$

где Y_i — боковая сила, действующая на колесо; S_{oi} — длина пятна контакта шины.

В уравнениях (1), (2), (3) к неизвестным величинам относятся боковые силы Y_i , радиус поворота R , углы γ и β . Составим дополнительные зависимости. Согласно опытным данным [4], между углом увода δ_i и боковой силой Y_i имеется следующая зависимость:

$$Y_i = k_i \delta_i, \quad (4)$$

где k_i — коэффициент сопротивления боковому уводу.

Из рис. 1 следует, что

$$\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) = \frac{L - e}{R}. \quad (5)$$

Разложим эту функцию в ряд Маклорена. Ограничиваясь двумя первыми членами ряда, получим

$$\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) = \operatorname{tg} \alpha - \delta_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha).$$

Подставив это выражение в формулу (5), найдем δ_1 :

$$\delta_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \frac{L}{R} + \delta_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}. \quad (6)$$

Определим момент сопротивления повороту

$$M_c = 2M_{c1} + 2M_{c2} = \frac{1}{3} Y_1 S_{o1} + \frac{1}{3} Y_2 S_{o2},$$

где M_{c1} и M_{c2} — моменты сопротивления повороту соответственно переднего и заднего колеса. Используя зависимости (4) и (6), можем написать

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= k_1 \delta_1 = k_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1}{R} \cdot \frac{L}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + k_1 \frac{\delta_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}, \\ Y_2 &= k_2 \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Подставляя значения боковых сил Y_1, Y_2 в выражения для определения момента сопротивления повороту, получим

$$M_c = \frac{1}{3} \cdot \frac{k_1 S_{01} \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{1}{3} \cdot \frac{L}{R} \cdot \frac{k_1 S_{01}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \delta_2 \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{k_1 S_{01}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{1}{3} k_2 S_{02} \right). \quad (8)$$

Подставим теперь значения боковых сил Y_1 и Y_2 и момента M_c соответственно по выражениям (7) и (8) в уравнения (1) и (2). Произведем ряд преобразований и считая, что $\sin \gamma \approx \gamma$, $\cos \beta \approx 1$, получим систему двух уравнений с двумя неизвестными R и δ_2 :

$$\begin{aligned} \frac{1}{R} \left(l_1 P_{\text{кр}} - k_1 \frac{L \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - M v^2 \right) + \delta_2 \left(k_1 \frac{\cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + k_2 + P_{\text{кр}} \right) &= \\ &= -k_1 \frac{\sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}, \\ \frac{1}{R} \left(b l_1 P_{\text{кр}} + k_1 \frac{a L \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01} L}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) + \\ + \delta_2 \left(b P_{\text{кр}} + k_2 b - k_1 \frac{a \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{k_2}{3} S_{02} \right) &= \\ &= \frac{k_1 a \sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1 S_{01} \operatorname{tg} \alpha}{3(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}. \end{aligned}$$

Угол γ определяем как сумму углов ψ и δ_2 :

$$\gamma = \psi + \delta_2 \approx \frac{l_1}{R} + \delta_2. \quad (9)$$

Из этой системы определяем радиус поворота R и угол бокового увода заднего колеса δ_2 :

$$R = \frac{A P_{\text{кр}} + (b P_{\text{кр}} + B) M v^2 + DL}{C P_{\text{кр}} + D \operatorname{tg} \alpha}, \quad (10)$$

$$\delta_2 = \frac{E M v^2 - l_1 C P_{\text{кр}}}{A P_{\text{кр}} + (b P_{\text{кр}} + B) M v^2 + DL}, \quad (11)$$

где $P_{\text{кр}}$ — сила тяги на крюке; b — расстояние от центра тяжести до оси заднего моста; M — масса тракторного агрегата; v — скорость движения; L — база трактора; l — длина сцепки;

$$A = \frac{k_1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} (L + l_1) \left(L \cos \alpha - \frac{S_{01}}{3} \right) - k_2 \frac{l_1 S_{02}}{3};$$

$$B = \frac{k_1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \left(\frac{S_{01}}{3} - a \cos \alpha \right) + k_2 \left(\frac{S_{02}}{3} + b \right);$$

$$C = \frac{k_1 \sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \left(L - \frac{S_{01}}{3 \cos \alpha} \right);$$

$$D = \frac{k_1 k_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \left[\cos \alpha \left(L + \frac{S_{02}}{3} \right) - \frac{S_{01}}{3} \right];$$

$$E = \frac{k_1 \sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \left(a - \frac{S_{01}}{3 \cos \alpha} \right).$$

Из рис. 1 получаем следующую геометрическую зависимость:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{e}{R}, \quad \delta_2 \approx \frac{e}{R}, \quad (12)$$

откуда определяем смещение центра поворота трактора относительно его задней оси

$$e \approx \delta_2 R = \frac{EMv^2 - l_1 CP_{\text{кр}}}{CP_{\text{кр}} + D \operatorname{tg} \alpha}. \quad (13)$$

Зная радиус поворота R , смещение центра поворота e и угол бокового увода заднего колеса δ_2 , можно найти все остальные неизвестные; δ_1 — угол бокового увода переднего колеса; Y_1 и Y_2 — боковые силы, действующие на колеса (коэффициент сопротивления боковому уводу K при отсутствии экспериментальных данных можно определить по приближенным зависимостям [1]; M_c — момент сопротивления повороту; γ — угол между направлением силы тяги на крюке $P_{\text{кр}}$ и продольной осью трактора соответственно по формулам (6), (7), (8), (9).

2. Приведем уравнения движения тракторного агрегата с трактором 4×2 с передней ведущей и управляемой осью в процессе поворота. Рассмотрим поворот трактора 4×2 с передней ведущей и управляемой осью (рис. 2). Условия поворота те же, что и в предыдущем случае.

Согласно рис. 2, имеем следующие уравнения:

$$\Sigma Y = Y_1 \cos \alpha + Y_2 + P_{\text{кр}} \sin \gamma - \frac{Mv^2}{R} \cos \beta + P_{k1} \sin \alpha = 0,$$

$$\Sigma M = bP_{\text{кр}} \sin \gamma + bY_2 - aY_1 \cos \alpha - aP_{k1} \sin \alpha + M_c = 0.$$

Подставив сюда значения Y_1 , Y_2 , M_c , γ соответственно по выражениям (6), (7), (8), (9), получим систему двух уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{1}{R} \left(l_1 P_{\text{кр}} - k_1 \frac{L \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - Mv^2 \right) + \delta_2 \left(k_1 \frac{\cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + k_2 + P_{\text{кр}} \right) = \\ = -k_1 \frac{\sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - P_{k1} \sin \alpha, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \left(bl_1 P_{кр} + \frac{ak_1 L \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01} L}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) + \\ & + \delta_2 \left(bP_{кр} + k_2 b - k_1 \frac{a \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{k_2}{3} S_{02} \right) = \\ & = k_1 \frac{a \sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01} \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + aP_{к1} \sin \alpha. \end{aligned}$$

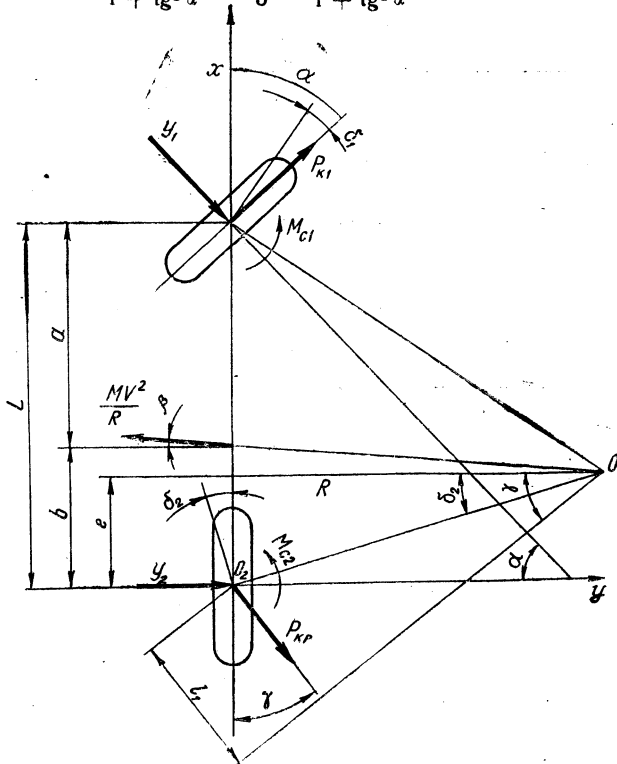


Рис. 2. Схема поворота трактора 4×2 с передней ведущей и управляемой осью

Решая эту систему, найдем выражения для определения R и δ_2 ;

$$R = \frac{AP_{кр} + (bP_{кр} + B)Mv^2 + DL}{CP_{кр} + D \operatorname{tg} \alpha + P_{к1} \sin \alpha (LP_{кр} + F)}, \quad (14)$$

$$\delta_2 = \frac{EMv^2 - l_1 CP_{кр} - P_{к1} \sin \alpha (l_1 LP_{кр} - aMv^2 - N)}{AP_{кр} + (bP_{кр} + B)Mv^2 + DL}, \quad (15)$$

где a — расстояние от центра тяжести до оси переднего моста;
 $P_{к1}$ — сила тяги переднего ведущего моста;

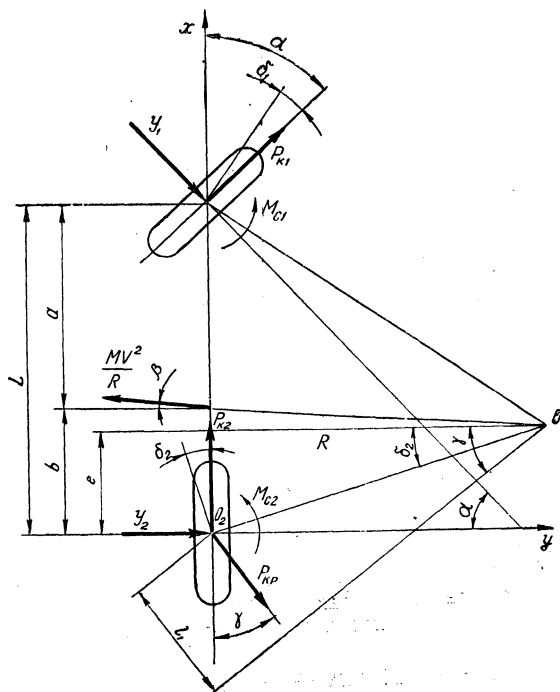
$$F = k_2 \left(L + \frac{S_{02}}{3} \right) + k_1 \frac{S_{01}}{3(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)};$$

$$N = \frac{k_1}{3} \cdot \frac{L S_{02}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Воспользовавшись зависимостью (12), определим смещение центра поворота e для второго случая:

$$e = \frac{EMv^2 - l_1 CP_{\text{кр}} - P_{\text{к1}} \sin \alpha (l_1 LP_{\text{кр}} - aMv^2 - N)}{CP_{\text{кр}} + D \operatorname{tg} \alpha + P_{\text{к1}} \sin \alpha (LP_{\text{кр}} + F)}. \quad (16)$$

Теперь можно найти все остальные неизвестные δ_1 , y_1 , y_2 , M_c , γ соответственно по выражениям (6), (7), (8), (9).



Р и с. 3. Схема трактора 4×4 с передними управляемыми колесами

3. Приведем уравнения движения тракторного агрегата с трактором 4×4 с дифференциальным приводом ведущих осей и передними управляемыми колесами в процессе поворота. Рассмотрим поворот трактора 4×4 с межосевым дифференциалом и передними управляемыми колесами (рис. 3). Условия поворота те же, что и в

первом случае. Составим уравнения проекций сил на ось Y и моментов сил относительно центра тяжести тракторного агрегата:

$$\Sigma Y = Y_1 \cos \alpha + Y_2 + P_{кр} \sin \gamma - \frac{Mv^2}{R} \cos \beta + P_{к1} \sin \alpha = 0,$$

$$\Sigma M = bP_{кр} \sin \gamma + bY_2 - aY_1 \cos \alpha - aP_{к1} \sin \alpha + M_c = 0.$$

Введем обозначение

$$P_{к2} = i_d P_{к1}, \quad (17)$$

где i_d — силовое передаточное число межосевого дифференциала. Учитывая, что сила тяги трактора равна сумме сил тяги, развиваемых передними и задними колесами, т. е. $P_k = P_{к1} + P_{к2}$, выразим силу тяги передних колес $P_{к1}$ в зависимости от силы тяги трактора P_k и силового передаточного числа межосевого дифференциала i_d :

$$P_{к1} = \frac{P_k}{1 + i_d}. \quad (18)$$

Подставив значения Y_1 , Y_2 , M_c , γ соответственно по выражениям (6), (7), (8), (9) в полученные уравнения и принимая во внимание выражение (17), получим систему двух уравнений с двумя неизвестными R и δ_2 :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \left(l_1 b P_{кр} + \frac{a k_1 L \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1 S_{01} L}{3(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)} \right) + \\ & + \delta_2 \left(b P_{кр} + k_2 b - \frac{a k_1 \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01}}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{k_2}{3} S_{02} \right) = \\ & = k_1 \frac{a \sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{k_1}{3} \cdot \frac{S_{01} \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + \frac{P_k}{1 + i_d} \sin \alpha, \\ & \frac{1}{R} \left(l_1 P_{кр} - k_1 \frac{L \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - Mv^2 \right) + \delta_2 \left(k_1 \frac{\cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} + k_2 + P_{кр} \right) = \\ & = -k_1 \frac{\sin \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{P_k}{1 + i_d} \sin \alpha. \end{aligned}$$

Применяя те же обозначения, что и в первых двух случаях, получим формулы для определения R и δ_2 :

$$R = \frac{AP_{кр} + (bP_{кр} + B)Mv^2 + DL}{CP_{кр} + D \operatorname{tg} \alpha + \frac{P_k}{1 + i_d} \sin \alpha (LP_{кр} + F)}, \quad (19)$$

$$\delta_2 = \frac{EMv^2 - l_1 CP_{кр} - \frac{P_k}{1 + i_d} (l_1 LP_{кр} - aMv^2 - N)}{AP_{кр} + (bP_{кр} + B)Mv^2 + DL}. \quad (20)$$

Выражение для определения смещения центра поворота для данного случая будет иметь вид

$$e = \frac{EMv^2 - i_1 CP_{кр} - \frac{P_k}{1+i_d} \sin \alpha (i_1 LP_{кр} - aMv^2 - N)}{CP_{кр} + D \operatorname{tg} \alpha + \frac{P_k}{1+i_d} (LP_{кр} + F)} \quad (21)$$

Далее определяем остальные неизвестные $\delta_1, y_1, y_2, M_c, \gamma$ соответственно по формулам (6), (7), (8), (9). Если в выражении (17) примем силовое передаточное число межосевого дифференциала $i_d = 0$, то получим машину 4×2 с передней ведущей осью. Подставив это значение i_d в формулы для определения радиуса поворота R , угла увода заднего колеса δ_2 и смещения центра поворота e , получим формулы для определения соответствующих параметров применительно к машине 4×2 с передней ведущей и управляемой осью, т. е. формулы (14), (15), (16).

Если принять силовое передаточное число межосевого дифференциала $i_d = \infty$, то получим машину 4×2 с задней ведущей осью. Подставив это значение i_d в формулы для определения R, δ_2, γ , найдем выражения для соответствующих параметров применительно к машине 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами, т. е. формулы (10), (11), (13).

По полученным формулам для определения радиуса поворота и смещения центра поворота проведен расчет для всех трех случаев движения применительно к тягачу МоАЗ-542. Рассматривалось движение по твердой дороге, с крюковой нагрузкой 5 т и скоростью 18 км/час. Средний угол поворота управляемых колес равен 6° . При расчете было принято, что нагрузка по осям распределена равномерно.

Условимся радиус поворота считать теоретическим (R_T), если машина движется без увода. В этом случае отсутствует смещение центра поворота, т. е. $e = 0$. Результаты расчета следующие: 1) теоретический радиус поворота $R_T = 27$ м, $e = 0$; 2) тягач 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами: $R = 27,5$ м, $e = 0,12$ м; 3) тягач 4×2 с передней ведущей и управляемой осью: $R = 23,8$ м, $e = 0,04$ м; 4) тягач 4×4 с передними управляемыми колесами ($i_d = 1$): $R = 25,5$ м, $e = 0,07$ м.

Анализ полученных формул и расчеты позволяют сделать следующие выводы.

1. При исследовании управляемости машины 4×2 можно применять формулы, полученные для определения управляемости машины 4×4 , принимая для машины 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами $i_d = \infty$, а для машины 4×2 с передней ведущей управляемой осью $i_d = 0$.

2. При одинаковых условиях поворота меньший радиус пово-

рота имеет машина 4×2 с передней ведущей управляемой осью, большой — машина 4×2 с задней ведущей осью и передними управляемыми колесами. Машина 4×4 с дифференциальным приводом ведущих осей занимает промежуточное положение по управляемости.

Л и т е р а т у р а

1. Д. А. Антонов. Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
2. Л. Л. Гинцбург, Б. М. Фитерман. Некоторые вопросы управляемости автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1964, № 8, 11.
3. А. С. Литвинов. Теория криволинейного движения колесных машин. Автореф. дисс. М., 1959.
4. Е. А. Чудаков. Качение автомобильного колеса. М.—Л., 1948.

А. Х. Лефаров

КИНЕМАТИКА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПРИВОДА К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

Положительные свойства дифференциального привода в динамике, экономичности и управляемости колесных машин со всеми ведущими колесами привели к применению межосевых дифференциалов во многих моделях большегрузных машин как отечественных, так и зарубежных.

При проектировании машин с дифференциальным приводом возникает немало вопросов в части кинематики движения машины в целом, а также отдельных ее механизмов, а именно: каковы скорости характерных точек машины при криволинейном движении относительно скорости их прямолинейного движения? каковы относительные обороты отдельных элементов в системе дифференциального привода и т. д.? Однако далеко не на все вопросы можно найти ответы в литературе.

Кинематика движения машины с одним ведущим мостом с дифференциальным приводом к колесам хорошо известна. Обороты полуосей n' и n'' и корпуса дифференциала n_0 связаны зависимостью

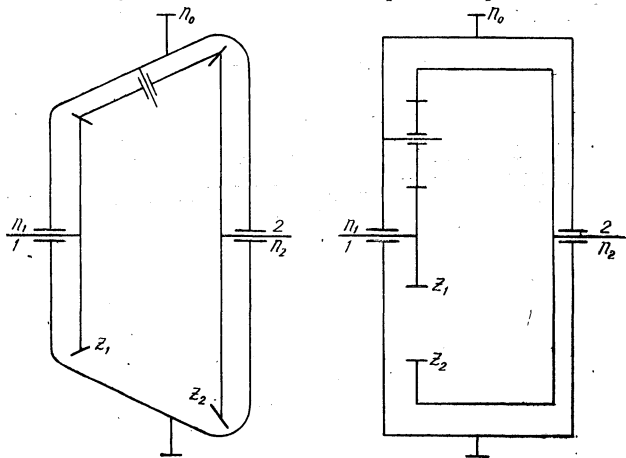
$$\frac{n' + n''}{2} = n_0.$$

В такой машине при любом криволинейном движении линейная скорость центра ведущего моста всегда остается неизменной, равной скорости прямолинейного движения v_0 (при неизменном скоростном режиме двигателя и трансмиссии).

Рассмотрим кинематику движения машины 4×4 с межколесными дифференциалами в мостах и несимметричным (общий случай) межосевым дифференциалом между мостами, с двумя передними управляемыми колесами. Предварительно выведем зависимость оборотов приводных валов и корпуса несимметричного дифференциала, т. е. трех основных звеньев механизма. Отношение числа зубьев шестерен приводных валов называют внутренним передаточным числом трехзвездного дифференциального механизма (рис. 1):

$$z_2 : z_1 = i.$$

Для вывода необходимых зависимостей примем, что корпус дифференциала неподвижен. Тогда, если вал 1 делает n оборотов в минуту, то вал 2 будет делать $n : i$ оборотов противоположного на-



Р и с. 1. Схемы несимметричных дифференциалов конического и цилиндрического

правления. Затем сообщим системе дополнительные обороты n_0 в сторону вращения вала 1. Тогда абсолютные обороты валов будут:

$$n_1 = n_0 + n, \quad (1)$$

$$n_2 = n_0 - \frac{n}{i}. \quad (2)$$

Сложив эти два выражения, получим

$$n_1 + n_2 = 2n_0 + n \left(1 - \frac{1}{i}\right).$$

Заменяя n на его значение из выражения (1) и выполнив необходимые преобразования, будем иметь

$$\frac{n_1 + in_2}{1 + i} = n_0 \quad \text{или} \quad \frac{\omega_1 + i\omega_2}{1 + i} = \omega_0. \quad (3)$$

Мы нашли зависимость оборотов трех основных звеньев в несимметричном дифференциале.

При конкретных значениях i получим

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } i = 2 \quad n_1 + 2n_2 = 3n_0, \\ \text{при } i = 1 \quad n_1 + n_2 = 2n_0, \\ \text{при } i = 0,5 \quad n_1 + 0,5n_2 = 1,5n_0 \text{ и т. д.} \end{array} \right\} \quad (4)$$

Далее рассмотрим кинематику движения машины в целом (рис. 2).

Для упрощения исследований примем следующие допущения:

$$\alpha = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}, \quad R_1 = \frac{R_1' + R_1''}{2},$$

где α' , α'' , R_1' , R_1'' — соответственно углы и радиусы поворота управляемых колес наружного и внутреннего; α , R_1 — соответственно средние значения углов и радиусов поворота управляемых колес.

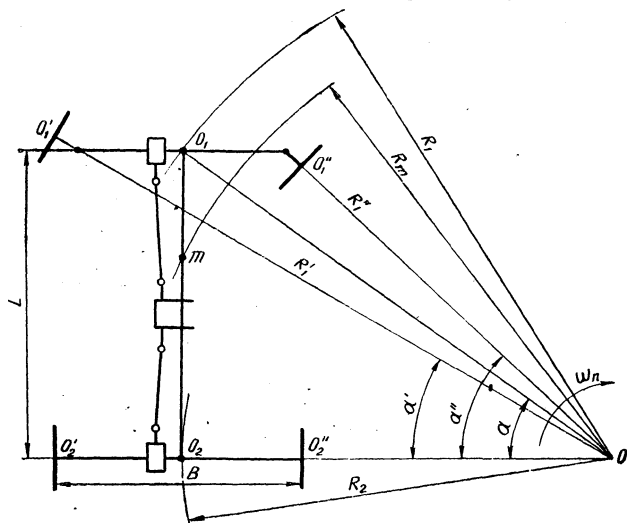


Рис. 2. Схема автомобиля на повороте

Передаточные числа главных передач ведущих мостов принимаем равными единице. Это не влияет на ход исследования и его выводы. Радиусы колес r_k одинаковы. Движение осуществляется на ровном горизонтальном участке без буксования и скольжения.

При прямолинейном движении линейные скорости центров колес одинаковы

$$v_1' = v_1'' = v_2' = v_2'' = v_0 = \omega_0 r_k,$$

где ω_0 — угловая скорость корпуса межосевого дифференциала.

В этом случае ω_0 будет соответствовать также угловым скоростям корпусов дифференциалов обоих мостов. При повороте все точки машины, в том числе и точки центров колес O_1' , O_1'' , O_2' , O_2'' и центров мостов O_1 и O_2 , будут вращаться вокруг центра O . Напишем выражения для линейных скоростей центров колес на повороте:

$$\left. \begin{aligned} v_1' &= \omega_1' r_k = \omega_n R_1', \\ v_1'' &= \omega_1'' r_k = \omega_n R_1'', \\ v_2' &= \omega_2' r_k = \omega_n (R_2 + 0,5 B), \\ v_2'' &= \omega_2'' r_k = \omega_n (R_2 - 0,5 B), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости корпусов дифференциалов переднего и заднего мостов; ω_n — угловая скорость машины на повороте вокруг центра O . Размерные параметры (B, L) приведены на рис. 2.

Складывая попарно два первых и два вторых выражения (5) и делая необходимые подстановки, получим:

$$\omega_1 r_k = \omega_n R_1, \quad (6)$$

$$\omega_2 r_k = \omega_n R_2. \quad (7)$$

Разделив выражение (7) на (6) (учитывая рис. 2), находим, что

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_2}{R_1} = \cos \alpha. \quad (8)$$

Из выражения (8) видно, что отношение ω_2 к ω_1 не зависит от базы и колеи, а также от передаточного числа межосевого дифференциала и поэтому справедливо для любой машины 4×4 , выполненной по схеме рис. 2.

Решая совместно уравнения (3) и (8), получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{\omega_2}{\omega_0} &= \frac{i+1}{i + \frac{1}{\cos \alpha}}, \\ \frac{\omega_1}{\omega_0} &= \frac{i+1}{1 + i \cos \alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Уравнения (9) показывают, что при дифференциальном приводе к осям линейные скорости центров ведущих мостов на повороте относительно скорости прямолинейного движения изменяются. У центра заднего моста скорость уменьшается ($\omega_1 < \omega_0$), у переднего моста увеличивается ($\omega_2 > \omega_0$). При этом заметим, что увеличение i приближает значение ω_2 к ω_0 , а ω_1 , наоборот, удаляет. В то же время абсолютные значения $\omega_2 (v_2)$ и $\omega_1 (v_1)$ с ростом i увеличиваются и уменьшаются с уменьшением i .

Теоретически представляет интерес определить предельные значения ω_1 и ω_2 при изменении i в пределах от нуля до бесконечности

$$\omega_2 = \omega_0 \frac{i+1}{i + \frac{1}{\cos \alpha}} = \omega_0 \frac{1 + \frac{1}{i}}{1 + \frac{1}{i \cos \alpha}} = \omega_0 \text{ при } i \rightarrow \infty.$$

Аналогично

$$\omega_1 = \omega_0 \frac{i+1}{1 + i \cos \alpha} = \omega_0 \frac{1 + \frac{1}{i}}{\frac{1}{i} + \cos \alpha} = \frac{\omega_0}{\cos \alpha} \text{ при } i \rightarrow \infty.$$

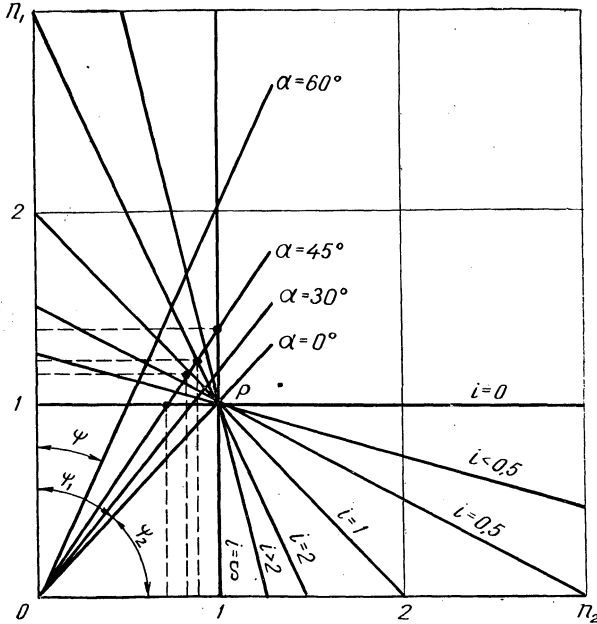


Рис. 3. График зависимости оборотов передних n_1 и задних n_2 колес от передаточного числа дифференциала i и угла поворота колес α

При $i = \infty$ получаем максимально возможные значения ω_2 и ω_1 . Это соответствует движению машины с одним задним ведущим мостом

$$\omega_2 = \omega_0 \frac{i+1}{i + \frac{1}{\cos \alpha}} = \omega_0 \cos \alpha \quad \text{при } i \rightarrow 0,$$

$$\omega_1 = \omega_0 \frac{i+1}{1 + i \cos \alpha} = \omega_0 \quad \text{при } i \rightarrow 0.$$

При $i = 0$ получаем минимально возможные значения ω_2 и ω_1 . Это соответствует движению машины с одним передним ведущим мостом.

Рассмотренные зависимости графически представлены на рис. 3. По координатным осям отложены значения n_1 (ω_1) и n_2 (ω_2) в долях n_0 (ω_0).

Прямые $i > 2$, $i = 2$, $i = 1$, $i = 0,5$, $i < 0,5$ построены по уравнениям (4). Точка P , называемая масштабной точкой, соответствует прямолинейному движению, когда $n_1 = n_2 = n_0$. Прямые, проходящие через начало координат, соответствуют определенным значениям α и построены по уравнению

$$n_2 = n_1 \cos \alpha = n_1 \operatorname{tg} \psi.$$

Точки пересечения прямых на графике (см. рис. 3) отражают соответствующие значения n_1 и n_2 в долях n_0 для любого конкретного значения α и i . Как видно из графика, с увеличением i возрастают n_1 и n_2 , причем n_1 удаляется от значения n_0 , а n_2 приближается к нему. Например, при $i = 2$ и $\alpha = 45^\circ$ $n_1 = 1,24n_0$, а $n_2 = 0,88n_0$. В пределе при $i = \infty$ $n_1 = 1,41n_0$, а $n_2 = n_0$. При $i = 0$ $n_1 = n_0$, а $n_2 = 0,71n_0$.

С увеличением угла поворота колес n_1 увеличивается, а n_2 уменьшается. При $\alpha = 90^\circ$ $n_2 = 0$, т. е. центр поворота O совпадает с центром заднего моста O_2 . В этом случае

$$n_1 = n_0 \frac{1+i}{1+i \cos 90^\circ} = n_0 (1+i).$$

Рассмотренные зависимости графически расположились в пределах угла ψ_1 . Соответствующие зависимости для машин с задними управляемыми колесами расположатся в пределах угла ψ_2 . Представляет интерес, какая точка на продольной оси рамы $O_1 - O_2$ (см. рис. 2) сохраняет на повороте скорость прямолинейного движения. Для выяснения этого вопроса построим эпюру скоростей (рис. 4, а).

В качестве векторов скоростей отложены обороты, находящиеся в прямой зависимости от линейных скоростей. Точка m на радиусе R_m (см. рис. 2) соответствует точке оси рамы, сохраняющей скорость прямолинейного движения на повороте. Найдем отношение отрезков a и b . Из подобия треугольников на графике (см. рис. 4, а) имеем

$$\frac{a}{b} = \frac{n_1 - n_0}{n_0 - n_2}. \quad (10)$$

Подставляя в выражение (10) значения

$$n_1 = n_0 \frac{1+i}{1+i \cos \alpha},$$

$$n_2 = n_0 \frac{1+i}{i + \frac{1}{\cos \alpha}}$$

и производа соответствующие преобразования, получим

$$\frac{a}{b} = i.$$

Из полученного выражения следует, что положение точки m не зависит от угла α , а также от размерных параметров машины. Ее положение для данной машины постоянно.

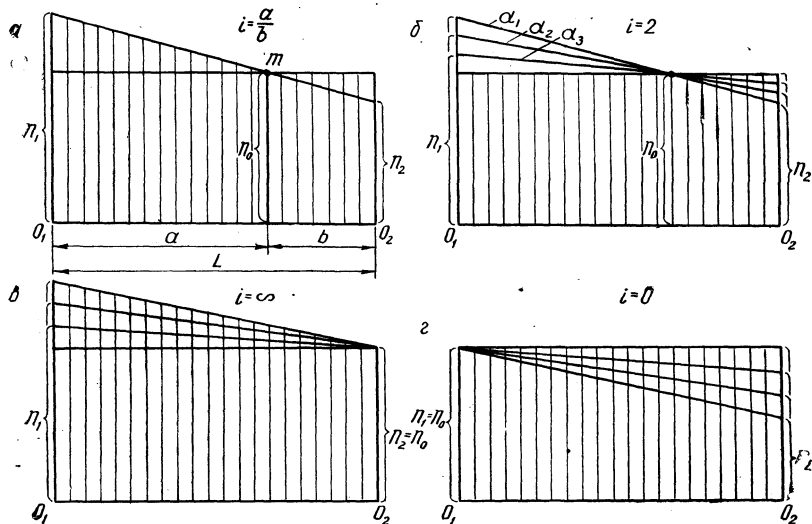


Рис. 4. Эпюры скоростей точек продольной оси рамы при разных значениях передаточного числа дифференциала i и угла поворота колес α

Эпюры скоростей в зависимости от α для разных i показаны на рис. 4, б, в, г.

На основании изложенного приходим к выводу, что при движении на повороте колесной машины 4×4 (см. рис. 2) с дифференциальным приводом к ведущим колесам линейные скорости центров колес и мостов (в плоскости движения) изменяются относительно скорости прямолинейного движения в зависимости от передаточного числа межосевого дифференциала i (при неизменном режиме работы двигателя и трансмиссии). Линейная скорость центра заднего моста уменьшается, а центра переднего моста увеличивается. При любом i на продольной оси рамы имеется точка m , линейная скорость которой (для данного i) сохраняется равной скорости прямолинейного движения. Отношение отрезков a к b всегда равно i и не меняется от угла поворота колес α . При $i=1$ отрезки a и b равны. При $i=\infty$, что соответствует приводу только на заднюю ось, линейные скорости точек O_1 и O_2 наибольшие, а точка m совпадает с точкой O_2 .

При $i=0$, что соответствует приводу только на переднюю ось, линейные скорости точек O_1 и O_2 наименьшие, а точка m совпадает с точкой O_1 .

На повороте отношение оборотов карданных валов привода мостов зависит только от угла α и не зависит от i , т. е. всегда имеет место равенство

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \alpha.$$

Разные значения i влияют только на абсолютные значения ω_1 и ω_2 , т. е. на линейную скорость машины в целом. На приведенные зависимости не влияют размерные параметры машины L , B и др. Приведенные формулы и график дают наглядную картину зависимости скоростей движения элементов дифференциального привода от основных кинематических параметров α и i .

Данная методика может быть использована при анализе кинематики дифференциального привода и в других полноприводных машинах (6×6, 8×8 и др.).

С. М. Белов, Г. Ф. Бутусов

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАШИН

Одной из важнейших проблем машиностроения является проблема надежности и долговечности машин и механизмов. Систематическая работа по обеспечению необходимой долговечности, надежности и качества машин — обязательное условие современного технического прогресса.

В условиях бурного развития техники, увеличения скоростей, энергонасыщенности, высоких температур, давлений актуальность долговечности и надежности машин возрастает. Свидетельством того, что до настоящего времени этот вопрос не решен, является тот факт, что большинство машин выпускается не равнопрочными. В машине имеются детали, которые рассчитаны для работы на различное время. Такая практика создания машин приводит к их бесконечным ремонтам. При восстановлении работоспособности действующего парка машин ежегодно расходуются десятки миллионов рублей, а по многим группам машин этот расход больше, чем расход средств на выпуск новой годовой продукции.

Долговечность и надежность машин зависит от многих показателей. К числу этих показателей можно отнести совершенство конструкции, производственно-технологические и эксплуатационные условия. Следовательно, на долговечность машин и их надежность можно влиять с разных позиций. Так, часто выбранная конструктором схема узла или машины определяет нагруженность ее элементов и как следствие ее долговечность.

Технология изготовления деталей также часто является решающим фактором в долговечности машин. Последнее время этот фактор широко используется в технике для повышения долговечности машин. Появилась упрочняющая технология — накатка поверхностей роликами, дробеструйная обработка, выхаживание поверхностей деталей и т. д.

Условия эксплуатации машины тоже могут быть определяющим фактором ее долговечности.

Как было отмечено выше, надежность и долговечность машин включают в себя широкий круг вопросов. Настоящая статья ставит своей целью рассмотреть работу шлицевого соединения и шестерен с позиции надежности и долговечности машин.

1. *Виды шлицевых соединений, применяемых в машиностроении.* Практика мирового и отечественного машиностроения показывает, что шлицевые соединения как по виду, так и по параметрам (элемент посадки, посадка по наружному, внутреннему диаметру или боковым граням; твердость шлицев; зазор в шлицевом соединении; жесткость шлицев и ступицы и т. д.) имеют большое разнообразие.

Шлицевые соединения вал-ступица представляют собой соединения, образуемые выступами-зубьями на валу, входящими во

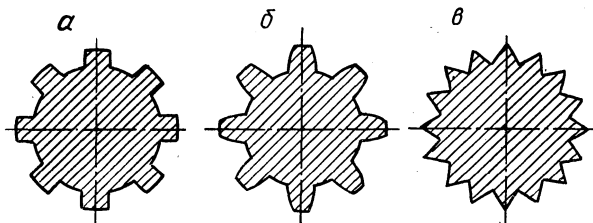


Рис. 1. Виды шлицевых соединений:
а — прямоугольные; б — эвольвентные; в — треугольные

впадины соответствующей формы в ступице. По форме профиля зубьев различают следующие наиболее распространенные виды шлицевых цилиндрических соединений: прямоугольные, эвольвентные и треугольные (рис. 1, а, б, в).

Профиль зубьев прямоугольного шлицевого соединения обычно выполняется так, чтобы толщина зубьев в поперечном сечении вала приблизительно равнялась ширине впадин по дуге окружности диаметром D или d . Соединения выполняются с четным числом зубьев Z (6, 8, 10, 16, 20) и с центрированием по внешней D (рис. 2, б) или по внутренней d (рис. 2, в) цилиндрическим поверхностям или по боковым поверхностям b (рис. 2, а).

При выборе способа центрирования сопряженных деталей основными критериями служат: режим нагрузки, конструкция детали, эксплуатационные требования, особенности технологического процесса изготовления деталей и используемое при этом оборудование.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяется центрирование по наружному или внутреннему диаметру. Если ступица по отверстию термически не обрабатывается или обрабатывается до невысокой твердости, то из технологических соображений следует применять центрирование по наружному диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и весьма производительную обработку: на ступице — протягиванием, а на валу — «круглым» шлифованием. Если ступица по отверстию имеет высокую

твердость, то следует применять центрирование по внутреннему диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием. По внутреннему диаметру можно обеспечить наиболее высокую точность центрирования. При центрировании по наружному диаметру на углах зубьев вала делаются фаски или скругления (см. рис. 2, б), а при центрировании по внутреннему

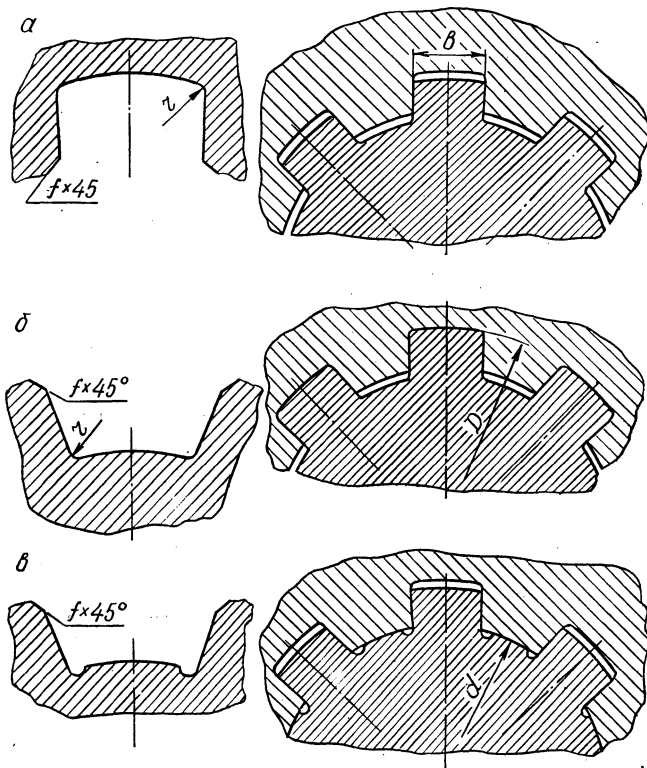


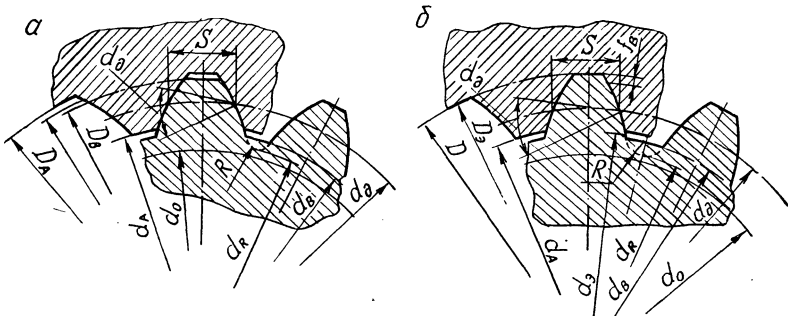
Рис. 2. Прямобоочные шлицевые соединения:
а — центрирование по боковым граням b ; б — по наружному диаметру D ; в — по внутреннему диаметру d

диаметру, а также в целях обеспечения контакта боковых сторон зубьев вала и впадин отверстия по большей поверхности в углах впадин шлицевого вала делаются канавки (см. рис. 2, в).

При любом способе центрирования на углах зубьев и впадин отверстия делаются фаски или скругления. Для условного обозначения прямобоочного зубчатого соединения используют обозначения поверхности центрирования D , d или b числа зубьев, номинальных размеров $d \times D$, а также обозначения полей допусков (посадок)

по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев. Например, $D8 \times 40 \times 36$ обозначает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $D=40$ мм и $d=36$ мм.

Соединения эвольвентного профиля (рис. 3) являются весьма перспективными. Преимущества этих соединений по сравнению с прямобочным следующие: а) повышенная нагрузочная способность благодаря постепенному утолщению зубьев по мере приближения к основанию, уменьшению концентрации напряжений и возможности возникновения трещин у корней зубьев при термической



Р и с. 3. Эвольвентные шлицевые соединения:
а — центрирование по эвольвенте; б — по наружному диаметру

обработке вследствие того, что при эвольвентном профиле зубьев можно обеспечить закругления во впадинах вала;

б) простота профиля режущего инструмента, исключающая искажение его при износе и позволяющая получить различную толщину нарезаемых зубьев лишь путем изменения расстояния между осями фрезы и вала;

в) возможность нарезания одной фрезой валов с различным числом зубьев данного модуля и шага, достижения высокой точности соединения, последующей отделки профилей зубьев, а в случае необходимости и возможность применения технологических процессов точной обработки зубьев: шевенгования, шлифования и т. д.

Испытания на скручивание валов с прямобочными зубьями и плоским дном впадины показали, что прочность такого вала эквивалентна прочности гладкого вала, диаметр которого несколько меньше внутреннего диаметра шлицевого вала. Прочность же вала с эвольвентными зубьями и полным закруглением во впадине оказывается эквивалентной прочности гладкого вала, диаметр которого несколько больше внутреннего диаметра вала с эвольвентными зубьями. Таким образом, полное закругление во впадине уменьшает концентрацию напряжения у корня зуба, и при

одинаковом внутреннем диаметре вал с зубьями эвольвентного профиля оказывается более прочным.

Перечисленные преимущества эвольвентного соединения позволяют рекомендовать его для передачи значительных крутящих моментов. Особенно желательно использование эвольвентного соединения, когда требуется высокая усталостная прочность валов, несущих большие нагрузки.

Для эвольвентного соединения принято число зубьев от 11 до 50; угол давления (профильный угол исходного контура рейки) на делительной окружности 30° ; дно впадин может быть плоским или закругленным.

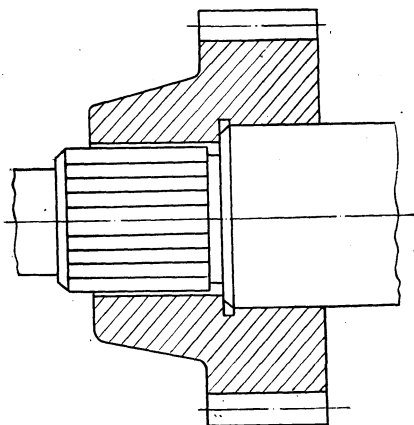


Рис. 4. Центрирование эвольвентного соединения по вспомогательной поверхности

Зубья эвольвентного соединения имеют укороченную высоту для того, чтобы создать достаточно прочную форму зуба с использованием части эвольвенты, далеко отстоящей от основной окружности даже при малом числе зубьев.

При принятом угле давления 30° и укороченной высоте подрез зуба наступает при семи зубьях, поэтому вал с минимальным стандартным числом зубьев (11) имеет зубья, форма которых с точки зрения прочности вполне удовле-

творительна. Касаясь выбора способа центрирования эвольвентного соединения, следует отметить, что чаще всего применяется центрирование по эвольвентному профилю (боковым сторонам) зубьев. Центрирование по диаметрам применяется реже (из-за малых размеров опорных площадок по вершинам и впадинам зубьев) и лишь в тех случаях, когда необходима особо высокая точность соединения вала с сопряженной деталью.

В тракторной промышленности для увеличения размеров опорных площадок по вершинам и впадинам зубьев применены шлицевые соединения с углом давления на делительной окружности 20° вместо стандартного профиля с углом давления 30° .

Иногда применяют центрирование эвольвентного соединения по вспомогательной цилиндрической поверхности большего диаметра (рис. 4).

Шлицевые соединения с треугольным профилем зуба используют для неподвижного соединения деталей, передающих незначительные крутящие моменты, а также при тонкостенных втулках. Эти соединения имеют наиболее мелкие зубья, модули которых

обычно не превышают 1 мм, а число зубьев изменяется от 15 до 70. Угол профиля характеризуется углом впадин вала. Наиболее часто встречаются углы впадин 60°, 72°, 90°. Широкое применение такие соединения находят в автотракторной промышленности.

Исходный профиль треугольных зубьев имеет форму треугольника (рис. 5).

В качестве расчетного диаметра соединения применяют чаще всего диаметр начальной окружности d_d , делящей пополам теоретическую высоту зуба:

$$d_d = \frac{D_B + d_A}{2}.$$

В треугольных шлицевых соединениях передача усилий и центрирование втулок осуществляется только боковыми сторонами зубьев, а между внутренними и наружными диаметрами соединений имеются зазоры. Однако величина этих зазоров ограничивается, так как они значительно уменьшают величину рабочей поверхности зубьев.

2. Работа шлицевого соединения. Эксплуатация машин, в которых применяются шлицевые соединения, показывает, что условия работы этих соединений должны определять конструкцию и параметры шлицев. Вместе с тем при конструировании и расчете соединений до настоящего времени делается много допущений, которые значительно отличают расчетные условия от действительных. Так, шлицевые соединения независимо от вида посадки, твердости и посадочных зазоров, как правило, рассчитываются на смятие и срез. Анализ же вышедших из строя деталей шлицевого соединения показывает, что фактически имеет место износ, смятие, срез и другие виды разрушения шлицевого соединения. Представляет интерес установить, при каких условиях происходит тот или другой вид разрушения и в каких случаях правомерен тот или иной расчет.

На примере работы шлицевого соединения шестеренчатых передач, работающих с перекосом, и шлицевого соединения шестерен, работающих без перекосов, покажем необходимость дифференцированного подхода к конструированию и расчету шлицевых соединений.

Известно, что основная нагрузка в шлицевом соединении передается боковыми гранями, а центрирующие диаметры ограничивают перекос детали на валу и воспринимают радиальную нагрузку, если таковая имеется. При расчете шлицевых соедине-

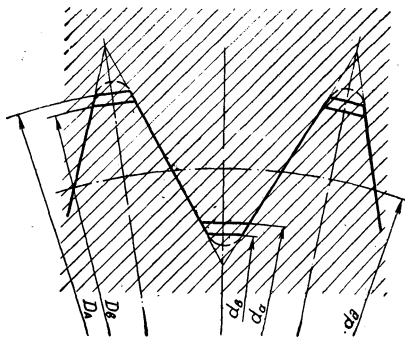


Рис. 5. Шлицевое соединение треугольного профиля

ний предполагается, что не все шлицы несут нагрузку (по причине неточности изготовления) и в формулу для расчета шлицевых соединений

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M_{\text{кр. max}}}{\psi F Z r_{\text{ср}}}$$

вводится коэффициент неравномерности $\psi = 0,7 - 0,8$. Вместе с тем могут существовать условия работы шлицевого соединения, которые значительно отличаются от расчетных и определяют как характер, так и величину износа соединений. Так, если шестерня, установленная на шлицевом валу, имеет асимметричное расположение венца относительно ступицы и будет перекашиваться на валу, то зазор между боковыми гранями шлицев вала и шестерни не останется постоянным.

Рассмотрим закон изменения бокового зазора между шлицами шестерни и вала. Боковые зазоры при этом полагаем равномерно распределенными по всем шлицам, смещение сечения I—I шестерни при перекосе на угол $\beta_{\text{ш}}$ считаем направленным вниз (рис. 6), а сечение II—II—вверх.

При смещении оси шестерни в сечении I—I на величину бокового зазора Δ боковые поверхности шлицев, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, и шлицев, расположенных под углом $\alpha_{\text{п}}$ к этой плоскости, сместятся также на величину Δ (см. рис. 6). Так, точка шлица 4 C_4 сместится на величину Δ и займет положение C'_4 , но не дойдет до положения C''_4 . Такое же перемещение получит каждая точка боковой поверхности любого шлица шестерни в сечении I—I. В то время как боковые поверхности шлицев шестерни, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, коснутся боковых поверхностей шлицев вала B—B, между боковыми поверхностями шлицев шестерни и вала, расположенными под углом $\alpha_{\text{п}}$ к плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, будет существовать зазор Δ_1 .

Боковую поверхность шлица шестерни, расположенного под углом $\alpha_{\text{п}}$ к плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, обозначим до перекоса A—A, а боковую поверхность шлица шестерни при перекосе шестерни на угол $\beta_{\text{ш}}$ — A'—A'. Определим величину зазора Δ_1 (см. рис. 6).

Величина смещения точки C при перекосе равна $C_4 - C'_4 = \Delta$. Обозначим $C_4 - C''_4 = K$.

Из подобия треугольников $C_4DC''_4$ и $C'_4D_1C''_4$ выводим соотношение

$$\frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{K - \Delta}{K}.$$

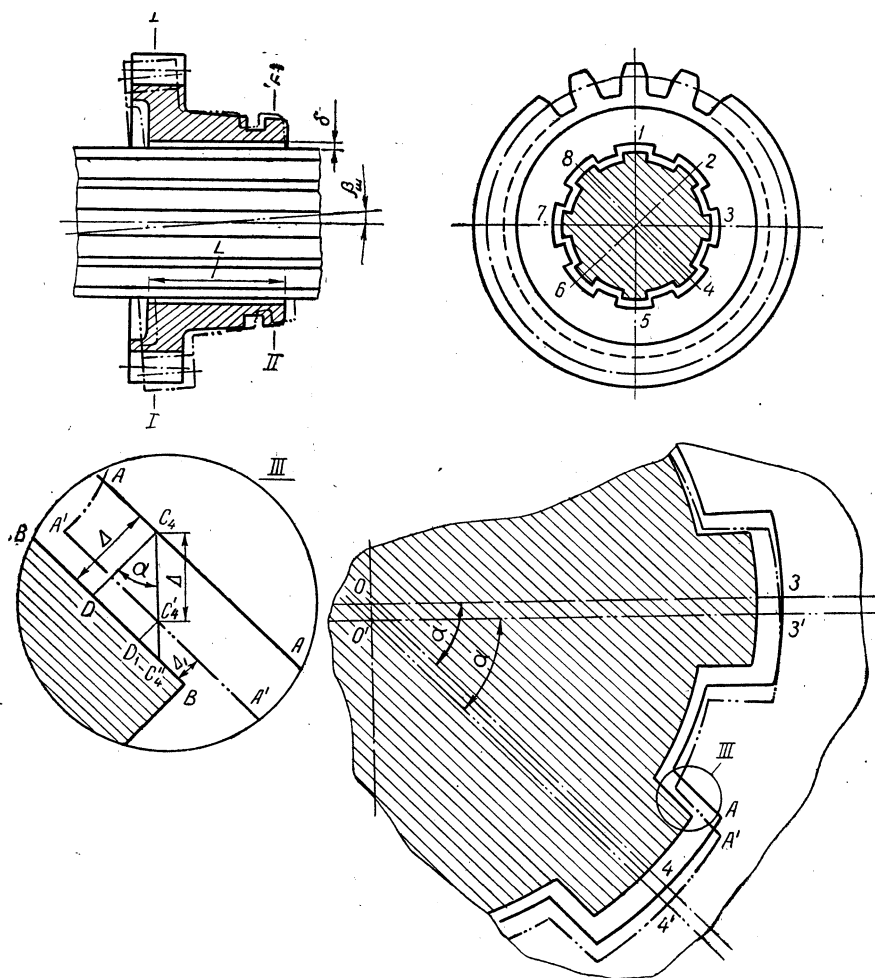


Рис. 6. Положение элемента шлицевого соединения при перекосе шестерни

Для решения задачи относительно Δ_1 определим K из треугольника $C_4DC''_4$:

$$\Delta = K \cos \alpha, \quad K = \frac{\Delta}{\cos \alpha},$$

$$\Delta_1 = \frac{\Delta \left(\frac{\Delta}{\cos \alpha} - \Delta \right)}{\frac{\Delta}{\cos \alpha}}, \quad \Delta_1 = \Delta (1 - \cos \alpha).$$

Таким образом, величина бокового зазора между шлицами вала и шестерни при перекосе шестерни на валу может быть определена из выражения

$$\Delta_1 = \Delta (1 - \cos \alpha_n).$$

Полученная формула показывает, что при $\alpha_n = 0$, т. е. для шлицев, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, боковой зазор равен 0, а для плоскости перекоса, когда $\alpha_n = 90^\circ$, $\Delta_1 = \Delta$, т. е. зазор равен расчетному.

Сделанные выводы справедливы для случая, когда диаметральный зазор между посадочными поверхностями больше бокового зазора или равен ему.

Когда диаметральный зазор между посадочными поверхностями меньше бокового зазора в шлицевом соединении, последний определится из выражения

$$\Delta_1 = \Delta - \delta \cos \alpha_n,$$

где Δ_1 — фактический боковой зазор между шлицами при перекосе шестерни на валу и ограничении перекоса посадочным диаметром; α_n — угол, определяющий положение шлица относительно плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса; Δ — боковой зазор в шлицевом соединении; δ — диаметральный зазор между посадочными поверхностями.

При перекосе скользящей шестерни на валу расчетный боковой зазор сохраняется всегда между шлицами шестерни и вала, расположенными в плоскости перекоса, независимо от величины диаметрального зазора.

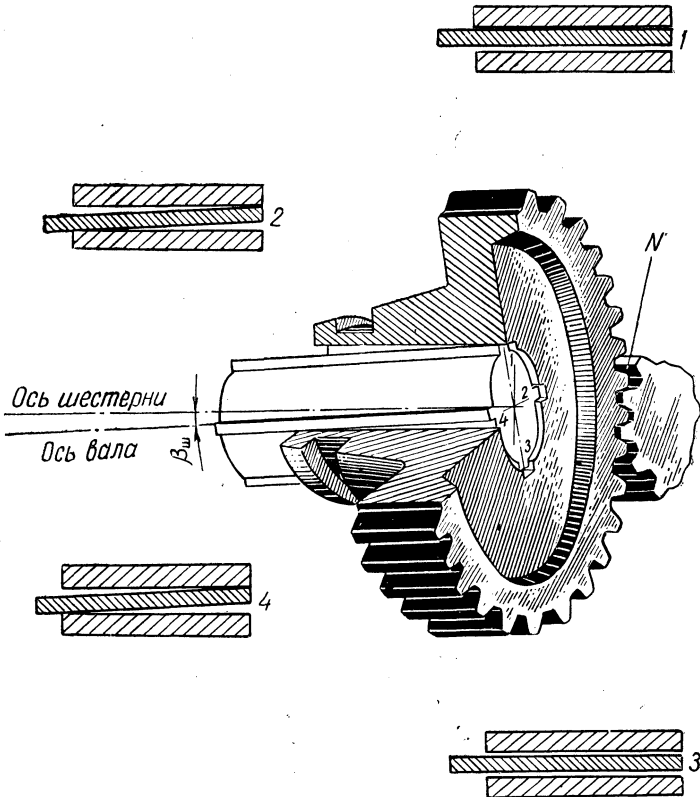
Под плоскостью перекоса понимается плоскость, проведенная через ось вала и ось перекошенной шестерни, другими словами, плоскость действия перекашивающего момента. Боковой зазор между шлицами, расположенными в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, выбирается на максимальную величину, т. е. боковой зазор между этими шлицами является наименьшим или равным нулю.

Если бы шестерня и вал не имели перекоса осей, то для взаимного соприкосновения боковых граней шлицев шестерни и вала нужно было бы повернуть шестерню относительно вала на угол, соответствующий боковому зазору Δ (см. рис. 6).

При наличии же перекоса шестерни на валу боковой зазор между шлицами шестерни и вала, расположенными в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, выбирается на максимальную величину, так как боковые грани шлицев становятся непараллельными (рис. 7, шлицы 2,4). Поэтому для соприкосновения боковых поверхностей шлицев вала и шестерни, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, достаточно

сделать меньший поворот шестерни, чем это требуется для соприкосновения шлицев, расположенных в другой какой-либо плоскости (рис. 7, шлицы 1,3).

Следовательно, из-за того, что в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, взаимное соприкосновение шлицев с боко-



Р и с. 7. Схема положения элементов шлицевого соединения шестерни и вала

выми гранями наступит раньше, чем в какой-либо другой плоскости, контакта шлицев, расположенных в других плоскостях, не произойдет, а между ними будет существовать зазор.

При передаче нагрузки шестерен положение плоскости перекоса в пространстве для данной шестерни будет оставаться постоянным, так как направление и плоскость действия силы в зацеплении остаются неизменными.

При вращении шестерни вместе с валом каждая пара диаметрально расположенных шлицев пройдет через плоскость, перпен-

дикулярную к плоскости перекоса, и шлицы последовательно войдут в контакт и передадут нагрузку.

Таким образом, при вращении шестерни, работающей с перекосом на валу, шлицы, несущие нагрузку, будут поочередно меняться, но ориентация нагруженных шлицев относительно плоскости действия силы в зацеплении будет оставаться постоянной. Следовательно, при определении нагруженности шлицевого соединения шестерен, работающих с перекосом на валу за счет зазоров в шлицевом соединении, многошлицевое соединение можно рассматривать как двушлицевое с неизменным положением нагруженных шлицев относительно плоскости действия силы в зацеплении шестерен.

Следует заметить, что нагруженность шлицевого соединения в этом случае будет значительно отличаться от расчетного. Для определения нагруженности шлицев двушлицевое соединение, имеющее зазоры и нагруженное силой в зацеплении, можно рассматривать как балку на двух опорах с консолью, нагруженной этой же силой. Нетрудно заметить, что реакции на опорах, т. е. нагруженность шлицев, по абсолютной величине будут различны. Например, для шлицевого соединения шестерни, у которой диаметр начальной окружности зубьев в два раза больше диаметра шлицевого соединения, соотношение нагрузки на шлицах будет таким, что шлицы, расположенные ближе к зацеплению, нагружены силой, равной $1,5 N$, а диаметрально противоположные — силой, составляющей $0,5 N$ (N — сила в зацеплении). Кроме того, у шестерни, работающей с перекосом, имеет место проскальзывание шлицев вала по шлицам шестерни, и вследствие неодинаковой нагрузки шлицев происходит осевое перемещение шестерни вдоль вала. В шлицевых соединениях карданных валов также наблюдается перемещение шлицев ступицы относительно вала, причем под большими нагрузками. Поэтому расчет шлицевых соединений на смятие и срез не всегда соответствует действительной картине работы шлицевого соединения.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

1. Существующие расчеты шлицевых соединений на смятие и срез не предполагают учета фактических условий работы соединения. Независимо от вида соединений (прямобочные, эвольвентные, треугольные), характера посадки и других параметров все шлицевые соединения в настоящее время рассчитываются по одной и той же методике.

2. Применяемые в машиностроении шлицевые соединения отличаются по характеру работы и величине нагружения при одних и тех же расчетных параметрах, на что указывают различные виды и величины разрушения шлицевых соединений в условиях эксплуатации.

3. Практика эксплуатации шлицевых соединений показала, что

целый ряд соединений (шлицевые соединения скользящих шестерен или карданных валов) при передаче нагрузки имеет взаимное перемещение элементов соединения.

4. При относительных перемещениях элементов шлицевого соединения для обеспечения соответствия расчетных условий и условий работы шлицевых соединений наряду с расчетами на смятие и срез следует производить расчет шлицевых соединений на износ.

5. Для повышения долговечности шлицевых соединений необходимо устранять перемещение элементов соединений.

С. М. Белов, Л. И. Вензель

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ТРАКТОРА «БЕЛАРУСЬ» МТЗ-50

Как показывают исследования, причиной основного дефекта дифференциала — схватывания и износа сателлита и оси — являются высокие удельные нагрузки [1]. Действие таких нагрузок, зачастую превышающих расчетные, приводит к выдавливанию смазки с поверхности трения осей и сателлитов и к работе этих поверхностей в условиях полусухого трения.

Анализ вышедших из строя деталей дифференциала показал, что в одном и том же узле величины и характер дефектов на цапфах осей сателлитов различны. Это свидетельствует о наличии неравномерности распределения нагрузки как между цапфами, так и по длине одной цапфы.

Исследование дифференциала проводилось по двум направлениям: 1) изучение долговечности узла и влияния на долговечность различных конструктивных и технологических параметров; 2) определение нагруженности цапф сателлитов и влияния на эту нагруженность различных факторов.

При создании методики исследований были рассмотрены и учтены особенности конструкции и условий работы дифференциалов колесных тракторов вообще и дифференциала трактора МТЗ-50 в частности.

Теоретические исследования распределения нагрузки между цапфами сателлитов показали, что в дифференциале между зубьями отдельных сателлитов и полуосевых шестерен величина зазора различна и колеблется в процессе работы узла. Разница зазоров является следствием погрешностей геометрических параметров деталей дифференциала. Максимально возможная величина этой разницы ($C_{z \max}$) определится из выражения

$$C_{z \max} = 2 \frac{\Delta L \frac{r_{п.ш}}{R} + g_z}{\cos \alpha} + 2 [(\Delta M_1 + Y_1) + (M_2 + Y_2)] \sin \alpha \sin \beta_{п.ш}, \quad (1)$$

где ΔL — величина неперпендикулярности осей расточек корпуса под установку осей сателлитов; R — радиус, на котором опреде-

ляется величина ΔL ; $r_{п.ш.}$ — средний радиус делительного конуса полуосевой шестерни; g_2 — параллельное смещение одной из осей сателлитов относительно центра дифференциала; α — угол зацепления сателлитов и полуосевых шестерен; $\beta_{п.ш.}$ — половина угла делительного конуса полуосевой шестерни; ΔM_1 — разность измерительных монтажных расстояний (ИМР) сателлитов; M_2 — колебание ИМР полуосевых шестерен; Y_1 , Y_2 — погрешности опоры соответственно сателлита и полуосевой шестерни.

При наличии разности зазоров между зубьями полуосевых шестерен и каждым сателлитом от внешней нагрузки в первую очередь нагружается тот сателлит (и его цапфа), который имеет наименьшую величину зазора с полуосевыми шестернями. Для вступления в работу остальных цапф сателлитов необходимо, чтобы уже нагруженные детали получили суммарную приведенную деформацию, равную по величине упомянутой разности зазоров. При этом первая цапфа по сравнению с остальными будет передавать большую нагрузку на некоторую добавочную величину $P_{доб}$, которая определяется из выражения

$$P_{доб} = \frac{\delta_{\Sigma}}{l_{\Sigma}}, \quad (2)$$

где δ_{Σ} — суммарная деформация нагруженных деталей, пересчитанная на величину зазора в зубьях; l_{Σ} — суммарная податливость нагруженных деталей.

Общая нагрузка P_i на наиболее нагруженной цапфе составит

$$P_i = P_{ср} + P_{доб}, \quad (3)$$

где $P_{ср}$ — средняя расчетная нагрузка, определяемая по известным зависимостям [2].

Величину коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цапфами Ω в общем случае определяют так:

$$\Omega = \frac{P_i}{P_{ср}}. \quad (4)$$

Используя выражения (2) и (3), находим

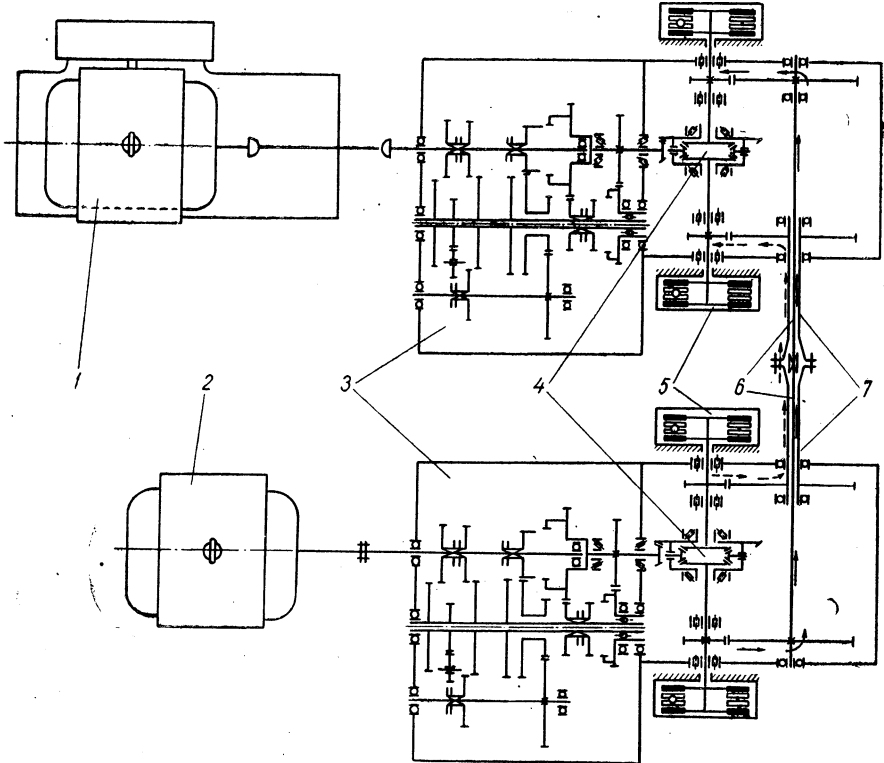
$$\Omega = 1 + F, \quad (5)$$

где $F = \frac{\delta_{\Sigma}}{l_{\Sigma} P_{ср}}$ — отношение добавочной нагрузки на цапфе к средней расчетной нагрузке.

1. *Исследование долговечности дифференциала.* Величина износа поверхностей пары трения сателлит — ось не может определяться длительностью работы машины, выраженной в единицах

времени или пройденного пути, или циклов и т. д. Для этой пары решающим является режим работы, определяемый количеством, характером и длительностью поворотов машины, а также условиями ее работы.

Поскольку в условиях эксплуатации дифференциал как планетарный механизм работает лишь часть общего времени работы



Р и с. 1. Кинематическая схема испытательного стенда

1 — нагружающее устройство (тормоз); 2 — приводной двигатель; 3 — трансмиссии трактора; 4 — испытываемые дифференциалы; 5 — остановочные тормоза трансмиссий; 6 — внутренние соединительные валы; 7 — наружные соединительные валы. Стрелками показаны направления потоков мощности при поочередной остановке полуосевых шестерен.

машины, для определения долговечности пары сателлит — ось требуется значительно меньше времени, чем для определения долговечности других деталей силовой передачи, работающих постоянно. В связи с этим форсирование испытаний дифференциала целесообразнее всего производить по количеству поворотов, т. е. увеличивая процент времени работы дифференциала на поворотах по отношению к общему времени работы трансмиссии, чередуя повороты с прямолинейным движением.

Испытания дифференциала непосредственно в трансмиссии трактора имеют бесспорные преимущества перед испытаниями в специальном корпусе. Симметричная кинематическая схема стенда (рис. 1) позволяет использовать в качестве нагружающего устройства даже тормоз небольшой мощности и с ограниченным диапазоном оборотов, способный создать на дифференциале любые нагрузки.

Режимы испытаний выбраны из условия максимального согласования результатов стендовых испытаний с результатами эксплуатации.

Исходя из изложенного, примем следующие режимы стендовых испытаний: 1) время работы на каждой передаче — 2 ч, общее время работы — 18 ч; 2) крутящий момент на первичном валу трансмиссии равен половине номинального крутящего момента двигателя на каждой передаче; 3) цикл работы дифференциала (2 мин): остановка одной полуосевой шестерни — 20 сек, имитация прямолинейного движения — 40 сек, остановка второй полуосевой шестерни — 20 сек, имитация прямолинейного движения — 40 сек.

Во время поочередной остановки полуосевых шестерен дифференциал продолжает передавать заданную нагрузку.

Таким образом, за 18 ч испытаний сателлиты на осях вращаются в течение 6 ч с максимально возможными скоростями и с полной передачей нагрузки.

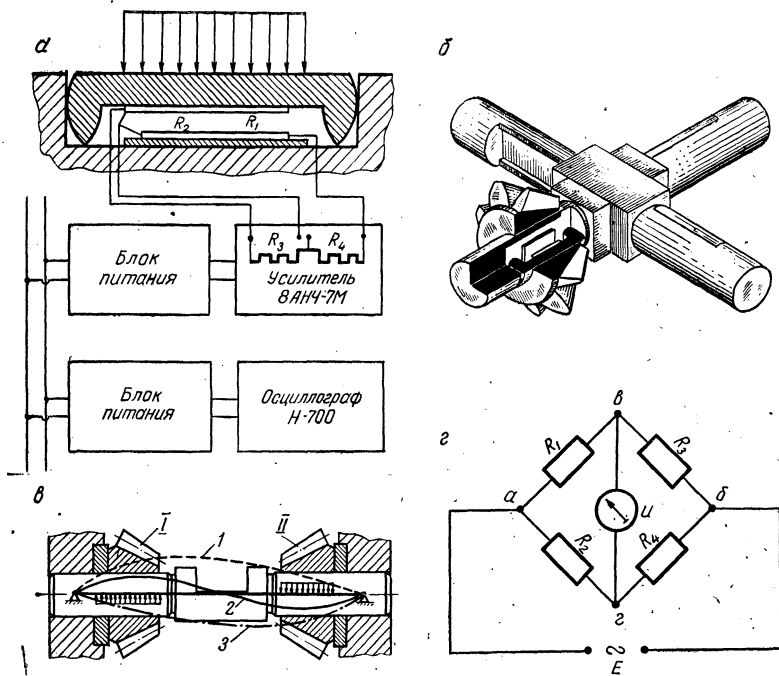
2. Исследование распределения нагрузок между сателлитами дифференциала. При экспериментальном исследовании фактических нагрузок, передаваемых сателлитами, использован метод тензометрирования с применением датчиков сопротивления как наиболее простой и в то же время дающий высокую точность результатов.

Учитывая, что в дифференциале трактора МТЗ-50 устанавливается по два сателлита на каждой оси, определение нагруженности сателлитов производится на составных осях (с вкладышем под каждым сателлитом) (рис. 2, а, б, в). Вкладыш представляет собой балку, имеющую две опоры, по внешней форме являющуюся частью оси сателлита. Длина вкладыша такова, что сателлит расположен между его опорами. При работе вкладыш нагружается только от установленного на нем сателлита.

Рабочий датчик наклеивается на внутренней поверхности вкладыша. Датчик температурной компенсации наклеивается на пластину, изготовленную из того же материала, что и вкладыш. Пластина с компенсационным датчиком устанавливается в полость между вкладышем и осью, в результате чего рабочий и компенсационный датчики находятся в одинаковых температурных условиях. Компенсационный датчик не воспринимает нагрузок. При исследованиях используются датчики ПКБ-10-20 (база 10 мм, сопротивле-

ние 200 ом). Рабочий и компенсационный датчики собираются в полумостовую схему (рис. 2, *з*).

Передача электрических сигналов с вращающихся деталей осуществляется через два ртутно-амальгамированных токосъемника, укрепленных на кожухах тормозов трактора (рис. 3). Привод



Р и с. 2. Схема определения нагруженности осей сателлитов:

а — схема определения нагрузки, действующей на вкладыш оси; *б* — общий вид осей с вкладышем и сателлитом; *в* — схема деформации оси от нагружения двумя и одним сателлитом: 1 — суммарная деформация, 2 — от нагружения сателлитом I, 3 — от нагружения сателлитом II; *г* — схема измерительного тензометрического моста: R_1 и R_2 — соответственно рабочий и компенсационный датчики, R_3 , R_4 — внутренний полумост усилителя, u — регистрирующий прибор, E — источник питания

токосъемников осуществляется от осей сателлитов, что дает возможность проводить исследования как при прямом ходе трактора, так и при режимах, когда происходит относительное проворачивание деталей дифференциала.

Токосъемник имеет семь передающих колец. Каждые три контактных кольца используются для передачи сигналов с датчиков одной цапфы. На одном изоляционном кольце установлена узкая поперечная контактная пластинка, которая используется для отметки оборотов корпуса дифференциала при регистрации процессов на ленте осциллографа.

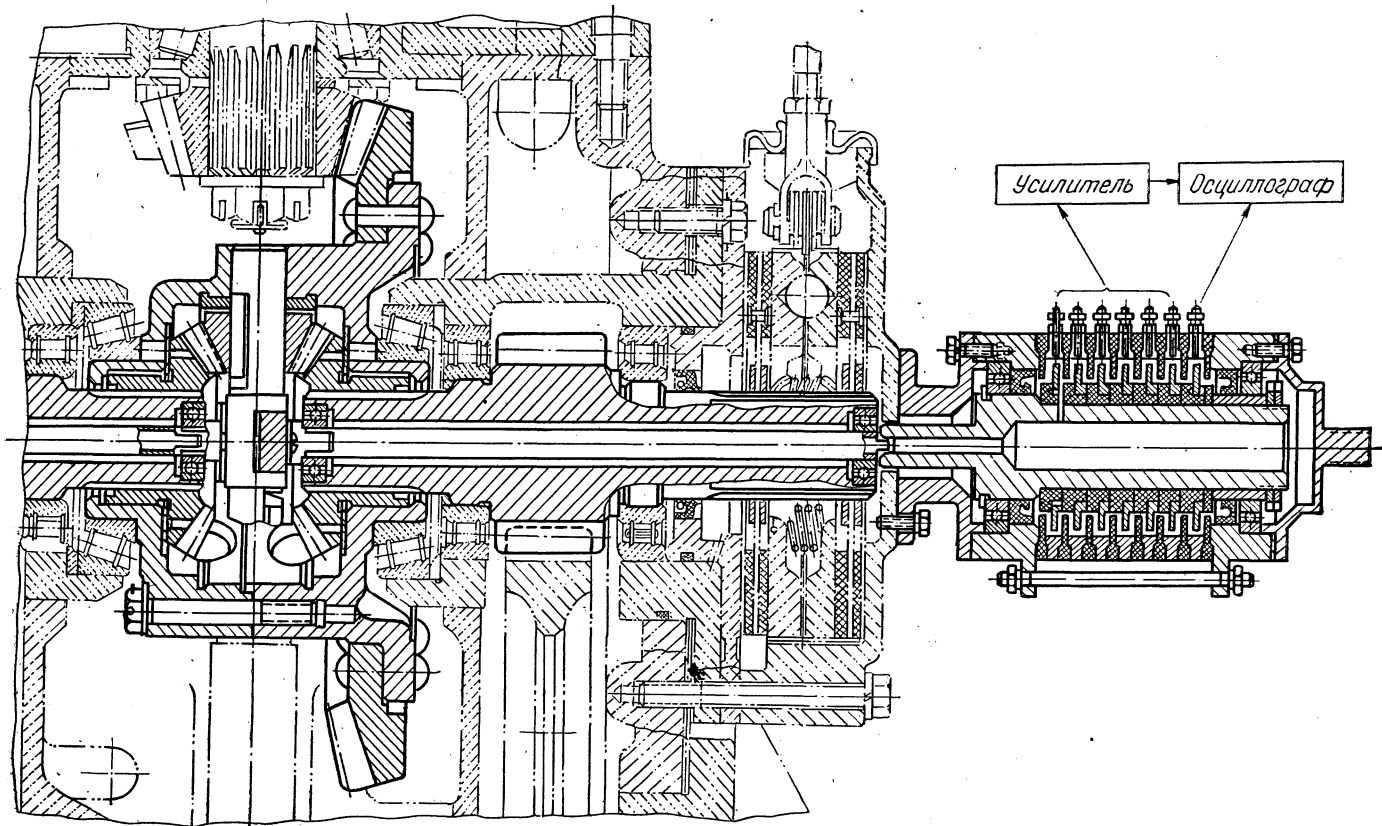


Рис. 3. Установка тензоизмерительных устройств на трансмиссии трактора

Для определения величины фактической нагрузки, передаваемой каждым сателлитом, производится тарировка датчиков, наклеенных на вкладыши.

Применялось три вида тарировок: две статические и одна динамическая. Схема первой статической тарировки приведена на

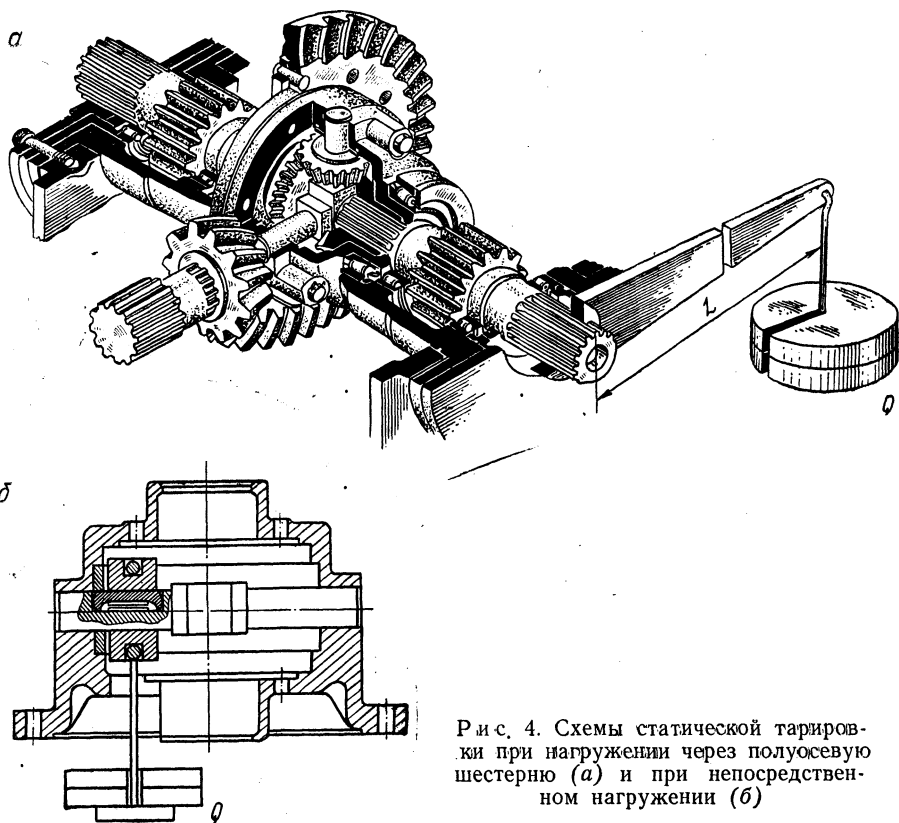


Рис. 4. Схемы статической тарировки при нагружении через полуосевую шестерню (а) и при непосредственном нагружении (б)

рис. 4, б. Нагружение вкладыша производится через втулку, имеющую внутренний диаметр и длину, равные одноименным параметрам сателлита. При тарировке втулка ставится в то место оси, где стоит сателлит при работе. К втулке через стержень прикреплена тарелка для грузов, необходимых при тарировке. Ось устанавливается в корпусе дифференциала, как обычно. Тарировка цапф производится по величине прилагаемой силы.

Преимущество указанного вида тарировки состоит в том, что нагружение вкладыша осуществляется непосредственно измеряемой силой и отсутствует необходимость пересчета действующей на цапфу нагрузки.

Схема второй статической тарировки приведена на рис. 4, а. В дифференциал устанавливаются обе полуосевые шестерни со своими опорными шайбами, две оси и лишь один сателлит с опорной шайбой. Собранный таким образом дифференциал устанавливается в трансмиссию. Тарировке подвергается датчик вкладыша, на котором установлен сателлит.

При тарировке одна полуосевая шестерня дифференциала стопорится на корпусе трансмиссии через ведущую шестерню конечной передачи; корпус дифференциала стопорится через главную передачу. Вторая полуосевая шестерня через ведущую шестерню конечной передачи нагружается моментом, создаваемым рычагом с грузом.

Величина силы, действующей на вкладыш, подсчитывается по формуле

$$P = \frac{2QL}{r_{п.ш}} \eta_i,$$

где Q — величина груза на рычаге; L — длина плеча рычага, $L = 1$ м; η — к. п. д. передачи, $\eta = 0,96$; $r_{п.ш}$ — средний радиус делительного конуса полуосевой шестерни, $r_{п.ш} = 0,0462$ м.

Описанная статическая тарировка имеет то преимущество, что в этом случае сателлит на оси устанавливается со свойственными ему кинематическими связями.

Недостатком этого вида тарировки является необходимость расчета величины силы, действующей на вкладыш, по расчетной формуле, в которой неизвестными являются потери в механизме, а также могут быть допущены другие неточности, что может увеличить ошибку измерений.

Динамическая тарировка проводится при работающем дифференциале. В собранном узле вместо четырех сателлитов устанавливается один со своей опорной шайбой. При работе вся нагрузка в дифференциале передается одним сателлитом. Величина нагрузки на цапфу подсчитывается по формуле

$$P = \frac{M_{дв} i}{r_{п.ш}} \eta_i,$$

где $M_{дв}$ — момент на первичном валу КПП; i — передаточное число от первичного вала КПП до дифференциала; η — к. п. д. передачи от первичного вала до дифференциала.

Преимущество указанного вида тарировки заключается в возможности учета различных факторов, обусловленных вращением деталей при работе узла.

Недостаток динамической тарировки, как и второго вида статической тарировки, связан с учетом потерь в механизмах, по-

грешность величин которых в случае динамической тарировки возрастает из-за большой длины кинематической цепи.

Применение трех указанных видов тарировки дает возможность использовать преимущества каждого вида, в результате чего получаются результаты с большей точностью.

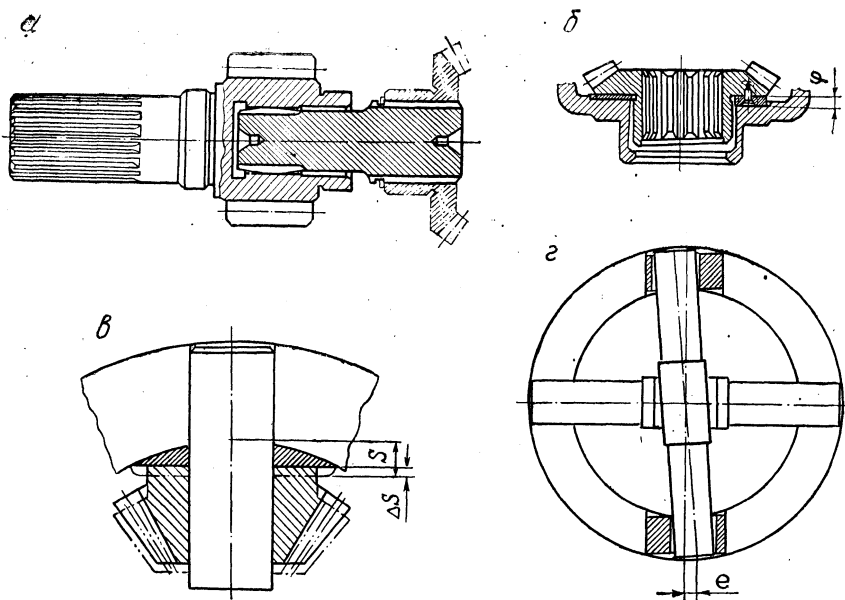


Рис. 5. Конструктивные решения для проверки факторов, влияющих на распределение нагрузки между сателлитами:

φ — угол перекоса торца полуосевой шестерни; S — толщина опорной шайбы сателлита; ΔS — погрешность толщины шайбы; e — смещение оси от номинального положения

Регистрация нагрузок на всех цапфах производится одновременно. При регистрации приняты следующие режимы работы дифференциала: 1) крутящий момент на корпусе дифференциала — 43, 86, 129 кгм; 2) скорость вращения корпуса дифференциала — 171, 288, 422 об/мин. Комбинации указанных режимов дают возможность установить влияние скоростных и нагрузочных факторов на исследуемые параметры. При этом исследуется влияние на нагруженность сателлитов приведенных выше факторов точности. Эти факторы, как известно, являются суммой целого ряда других факторов, имеющих место в реально изготовленном дифференциале.

Различное взаимное положение осей сателлитов при исследовании обеспечивается установкой осей во втулках, имеющих различный эксцентриситет наружной и внутренней поверхностей (рис. 5, г). При ориентированной установке втулок в расточки кор-

пуca дифференциала создается необходимый угол взаимного положения осей сателлитов и величина параллельного смещения осей.

Различное биение опорного торца полуосевой шестерни при исследованиях возникает в результате закрепления к торцу шестерни шайб, имеющих заданную непараллельность опорных поверхностей (рис. 5, б).

Возможность радиального перемещения полуосевой шестерни обеспечивается за счет изменения зазора между ступицей шестерни и расточкой корпуса дифференциала. Регистрация нагруженности сателлитов при определении влияния радиального перемещения полуосевой шестерни производится при соединении этой шестерни с серийной ведущей шестерней конечной передачи и с опытной (рис. 5, а).

Разность ИМР сателлитов одного дифференциала создается за счет установки в него сателлитов с различными и фиксированными значениями ИМР. Исследованию подвергаются факторы взаимного расположения и величин минимума ИМР отдельных сателлитов.

Осевое смещение сателлитов создается посредством последовательного уменьшения толщины их опорных шайб, определяющей осевое положение сателлитов (рис. 5, в).

Оценочным параметром результатов исследований является величина коэффициента неравномерности распределения нагрузки, определяемая по формуле (4).

Для возможности определения величины Ω производится запись нагрузок на всех цапфах одновременно. Значение величины P_i определяется в один и тот же момент времени для наиболее характерных участков осциллограмм (для экстремальных значений нагрузок) на участке прямолинейного движения, на участке поворота с полностью остановленной одной полуосевой шестерней и на переходном участке между двумя первыми.

Величина P_i определяется методом ординат с использованием тарифовочных коэффициентов k_i предварительно проведенной тарировки:

$$P_i = k_i h_i,$$

где h_i — ордината экстремальной точки на осциллограмме для данной цапфы.

С целью более глубокого анализа процессов, происходящих при работе дифференциала, одновременно с записью нагрузок на цапфах производится регистрация на осциллограмме отметок оборотов корпуса дифференциала.

Проведенные исследования подтверждают справедливость изложенных теоретических положений о неравномерности распределения нагрузок между сателлитами и правильность разработанного метода проведения исследований.

Л и т е р а т у р а

1. С. М. Белов, Л. И. Вензель. Распределение нагрузки между сателлитами и долговечность дифференциала трактора МТЗ-50. Тр. Белорус. ин-та механизации с. х., вып. 13, 1969.

2. А. И. Курганов. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей. М., 1953.

В. П. Лаптев, С. М. Белов

АНАЛИЗ СХЕМ КОНЕЧНЫХ ПЕРЕДАЧ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

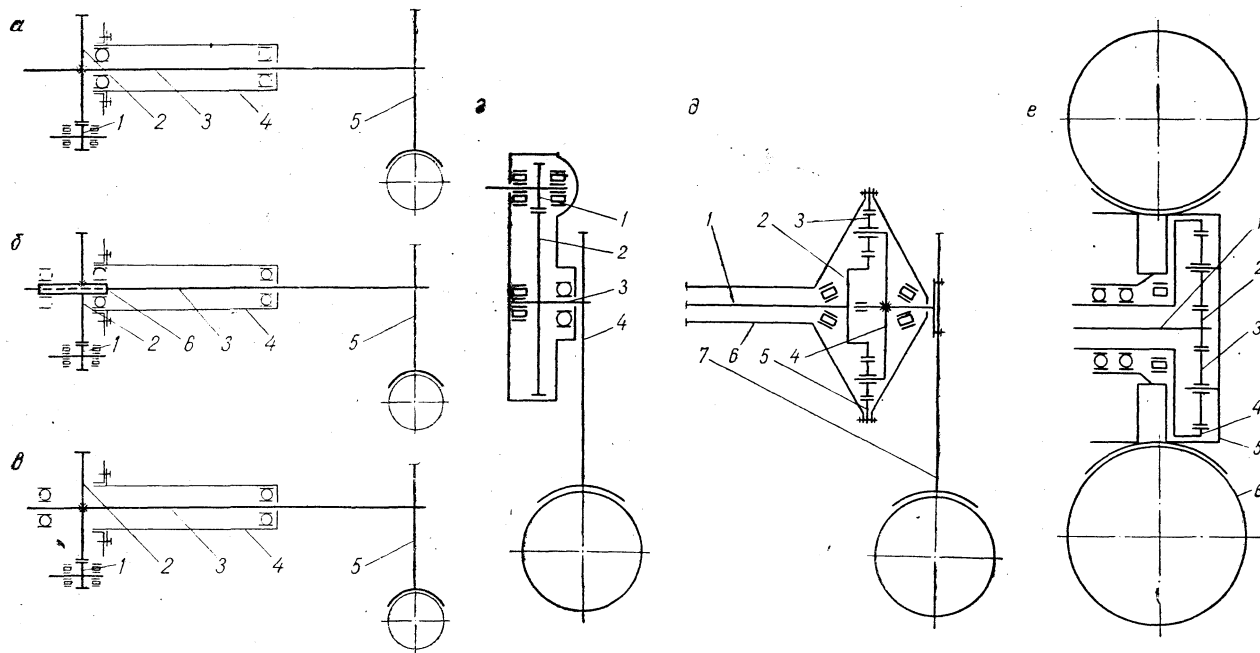
Конечная передача универсального пропашного трактора является наиболее нагруженной и ответственной передачей трансмиссии трактора. Если еще учесть фактор широкого изменения условий эксплуатации, нагрузочных режимов и применяемых материалов, то становится очевидным, что конструктор при создании конечной передачи должен проводить всесторонний анализ проектируемой передачи и знать возможные диапазоны изменения того или иного параметра.

В практике отечественного и мирового тракторостроения на универсальных тракторах нашли применение конечные передачи (рис. 1, а, б, в). Приведенные схемы позволяют получить трактор универсальный по регулируемой колее, дорожному просвету и другим показателям.

Кроме указанных схем, применяются и другие схемы конечных передач. Конечные передачи выполняются по таким схемам, как правило, с целью получения определенных качеств, например: повышения жесткости узла, разгрузки полуосей от изгибающего момента, уменьшения передаваемого крутящего момента и т. д. Так, на тракторе Т-40 конечная передача (рис. 1, г) позволяет регулировать величину дорожного просвета и базу трактора поворотом корпуса конечной передачи. На тракторе «Massey Ferguson» (рис. 1, д) конечная передача представляет планетарный редуктор, расположенный за полуосью. Данная схема конечной передачи позволяет уменьшить величину передаваемого крутящего момента полуосью, а также разгрузить полуось от изгибающего момента.

Однако конечные передачи, выполненные по подобным схемам, уменьшают универсальность трактора, не позволяют получить простой способ регулирования колеи, обеспечить необходимый дорожный просвет и т. д. Поэтому конечные передачи с малой универсальностью не нашли широкого применения и имеют меньшую перспективу для универсальных пропашных тракторов.

Передачи, выполненные по этим схемам, могут применяться на специальных тракторах, например на сельскохозяйственных тракторах общего назначения (К-700) (рис. 1, е).



Р и с. 1. Схемы конечных передач тракторов:

а — МТЗ-2, МТЗ-5М, «Владимирец», «Oliver 1900»; *б* — МТЗ-50 ПЛ; *в* — МТЗ-50, «Cookshufft»; *г* — Т-40: 1 — ведущая шестерня, 2 — ведомая шестерня, 3 — полуось, 4 — рукав, 5 — ведущее колесо, 6 — шлицевая втулка; *д* — «Massey Ferguson»: 1 — ведущая шестерня, 2 — ведомая шестерня, 3 — полуось, 4 — ведущее колесо; *е* — К-700: 1 — ведущая шестерня, 2 — ведомая шестерня, 3 — сателлит, 4 — водило, 5 — коронная шестерня, 6 — рукав, 7 — ведущее колесо; *ж* — К-700: 1 — полуось, 2 — солнечная шестерня, 3 — сателлит, 4 — коронная шестерня, 5 — водило, 6 — ведущее колесо

В качестве оценочных параметров конечных передач принимают напряжения в деталях передачи, работоспособность подшипников, жесткость элементов передачи, усталостную прочность и т. п.

В условиях эксплуатации приходится встречаться со случаями выхода из строя конечных передач по различным причинам. Расчетные оценочные параметры не всегда достаточно полно учитывают многообразие факторов, влияющих на работоспособность конечной передачи. Часто в расчетах принимаются однозначные значения того или иного параметра, в то время как практически он является переменным. Это положение можно проследить на примере влияния изменения колеи трактора на величину углов поворота и прогибов в характерных сечениях полуоси трактора, являющейся ведомым валом конечной передачи. Характерными сечениями для полуоси являются места закрепления зубчатого колеса передачи, опорные сечения, а также его внутренний и внешний концы. Для сечений полуоси под зубчатым колесом важно знать величину углов поворота и прогибов, от величин которых зависит работа зубчатого зацепления. Углы поворота опорных сечений позволяют судить о перекосе подшипников.

Деформации подшипников, являющиеся функцией опорных реакций, влияют на величину как углов поворота, так и прогибов во всех сечениях. Прогибы и углы поворота внутренних концов полуосей определяют условия работы кулачковых муфт блокировки дифференциала или других деталей, установленных на них. Деформации внешних концов полуосей могут влиять на условия работы ведущих колес, вызывать сползание колеса с полуоси, уменьшать величину дорожного просвета и т. п.

Рассмотрим конечные передачи, выполненные по схемам, представленным на рис. 1. На схемах *a* и *б* полуось является неразгруженной в отличие от схемы *в*, где ведомая шестерня конечной передачи установлена на шлицевой втулке, опирающейся на два подшипника. Сравнение расчетных данных проводится при условии, что конечные передачи имеют одинаковые размеры всех элементов и находятся под действием одинаковых сил. В качестве расчетных приняты схемы, представленные на рис. 2, выполненные по схемам *a* и *б* рис. 1. Рассматривается наиболее нагруженная вертикальная плоскость. Под действием приложенных сил деформируется полуось и сопряженные с ней детали узла — подшипники и ружав.

Определение величины смещений опорных сечений полуоси в результате деформации подшипников $\bar{\delta}$ в тракторостроении рекомендуется производить по формуле Герца — Динника [1]

$$\bar{\delta}_n = c \sqrt[3]{R_n^2}, \quad (1)$$

где c — коэффициент, зависящий от размера и типа подшипника;
 \bar{R}_n — сила, действующая на подшипник, $\bar{R}_n = -R_n$.

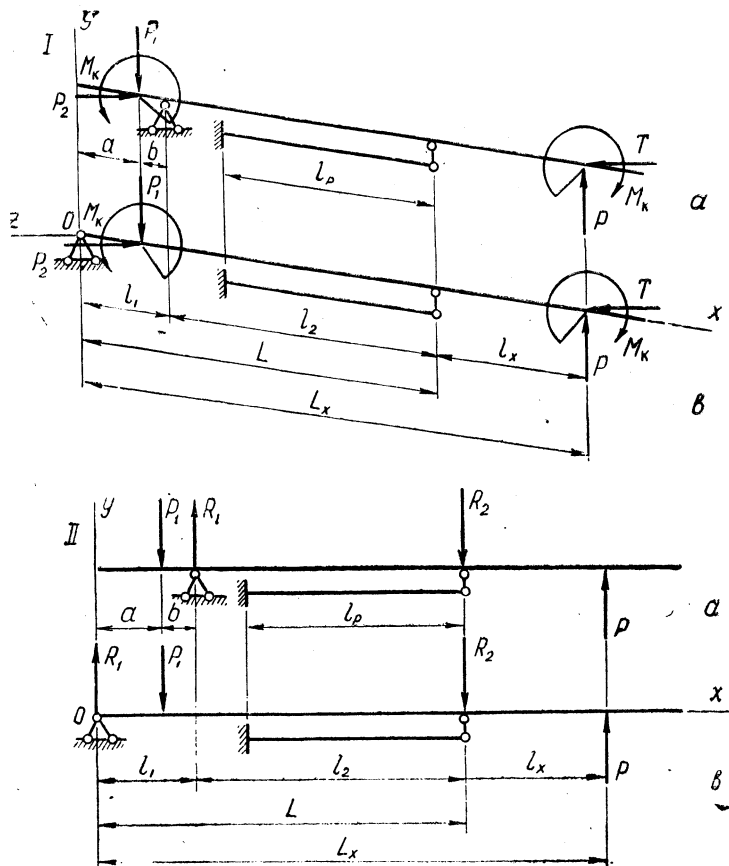


Рис. 2. Расчетные схемы конечных передач:

I — общая, *II* — в вертикальной плоскости: P_1, P_2, P, T — соответственно вертикальные и горизонтальные составляющие силы, действующей на ведомую шестерню конечной передачи и ведущее колесо трактора; M_k — крутящий момент; a, b — соответственно расстояние от начала координат и от опоры до ведомой шестерни, l_1, l_2 — соответственно расстояния между началом координат и левой опорой, расстояние между левой и правой опорами (схема *a*); l_p — длина рукава; l_x — длина консольной части полуоси

Перемещение опорного сечения полуоси $\bar{\delta}_2$ в результате деформации рукава определяется выражением

$$\bar{\delta}_2 = \frac{\bar{R}_2 l_p^3}{3E_1 I_2}$$

где R_2^- — сила, действующая на рукав; l_p — длина рукава; E_1 — модуль упругости материала рукава; I_z — момент инерции рукава.

В результате деформации подшипников, рукавов и самих полуосей последние займут новое положение (рис. 3, а, б).

Перемещения опорных сечений полуоси складываются из деформаций подшипников и сопряженных элементов узла. Для рас-

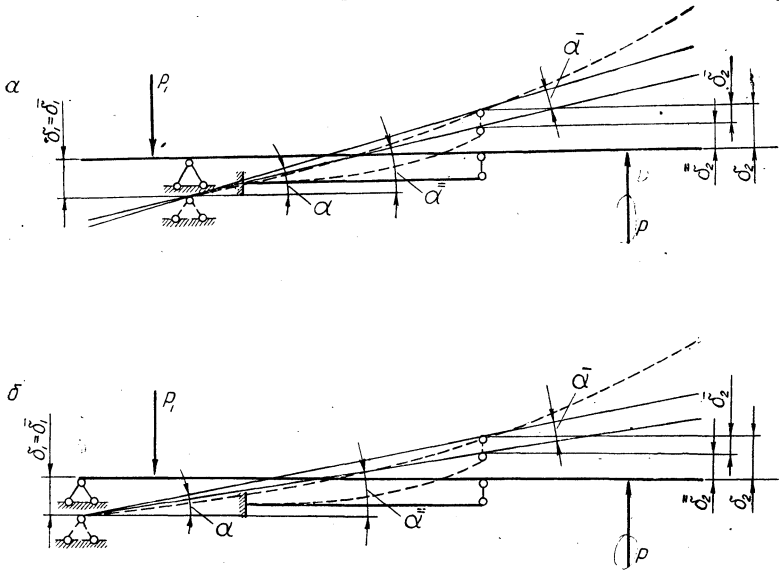


Рис. 3. Положение полуосей после деформации в вертикальной плоскости рассматриваемых схем перемещение левого опорного сечения (без учета деформации корпуса заднего моста)

$$\delta_1 = \bar{\delta}_1$$

правого опорного сечения

$$\delta_2 = \bar{\delta}_2 + \overline{\delta}_2.$$

Углы поворота осевой линии полуоси в результате смещения опорных сечений

$$\alpha = \bar{\alpha} + \overline{\alpha}.$$

Здесь $\delta_1, \delta_2, \alpha$ — суммарные перемещения; $\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \bar{\alpha}$ — перемещения, связанные с деформацией подшипника; $\overline{\delta}_2, \overline{\alpha}$ — перемещения, связанные с деформацией рукава.

Общие выражения, определяющие углы поворота и прогибы в характерных сечениях полуосей, для рассматриваемых схем в плоскости xOy с учетом перемещений опорных сечений представлены в табл. 1.

Таблица 1

Углы поворота и прогибы	Для схемы а (рис. 1)	Для схемы в (рис. 1)
$\Theta_{x=0}$	$\frac{1}{6EI} [P_1b(3b + 2l_2) - Pl_2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$-\frac{1}{6EIL} [P_1a(L - a)(2L - a) + PL^2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=0}$	$-\frac{1}{6EI} \{P_1b[2l_1(l_2 + b) + ab] - Pl_1l_2l_x\} -$ $-\left[\delta_1 + \frac{l_1}{l_2}(\delta_1 + \delta_2)\right]$	$-\delta_1$
$\Theta_{x=a}$	$\frac{1}{6EI} [P_1b(3b + 2l_2) - Pl_2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$-\frac{1}{6EIL} [2P_1a(L - a)(L - 2a) + P(L^2 - 3a^2)l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=a}$	$\frac{b}{6EI} [-2P_1b(b + l_2) + Pl_2l_x] - \left[\delta_1 + \frac{b}{l_2}(\delta_1 + \delta_2)\right]$	$-\frac{a(L - a)}{6EIL} [2P_1a(L - a) + P(L + a)l_x] - \left[\delta_1 - \frac{a}{L}(\delta_1 + \delta_2)\right]$
$\Theta_{x=l_1}$	$\frac{l_2}{6EI} (2P_1b - Pl_x) + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	
$y_{x=l_1}$	$-\delta_1$	
$\Theta_{x=L}$	$\frac{l_2}{6EI} (-P_1b + 2Pl_x) + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$\frac{1}{6EIL} [P_1a(L^2 - a^2) + 2PL^2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=L}$	δ_2	δ_2
$\Theta_{x=L_x}$	$\frac{1}{6EI} [-P_1bl_2 + P(2l_2 + 3l_x)l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$\frac{1}{6EIL} [P_1a(L^2 - a^2) + PLL_x(2L + 3l_x)] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=L_x}$	$\frac{l_x}{6EI} [-P_1bl_2 + 2P(l_2 + l_x)l_x] + \left[\delta_2 + \frac{l_x}{l_2}(\delta_1 + \delta_2)\right]$	$\frac{l_x}{6EIL} [P_1a(L^2 - a^2) + 2PL(L + l_x)l_x] - \left[\delta_1 - \frac{l_x}{L}(\delta_1 + \delta_2)\right]$

Знаки сил и перемещений учтены при составлении расчетных выражений, следовательно, для получения численных значений достаточно в расчетные выражения искомого перемещения подставить абсолютные значения заданных или определенных величин. Для нахождения перемещений в горизонтальной плоскости xOz достаточно подставить в приведенные выражения соответствующие значения.

Для оценки жесткости конечных передач примем численные значения и следующие условия. Для полуоси: $l=96$ мм, $a=62$ мм, $b=34$ мм, $l_2=375$ мм, $l_x=57 \div 357$ мм, что соответствует колее трактора $B=1200 \div 1800$ мм, жесткость сечения полуоси $EI=3,25 \cdot 10^8$ кг·см²=const при $E=2,1 \cdot 10^6$ кг/см², $d=75$ мм; модуль сдвига $G=8,1 \cdot 10^5$ кг/см².

Для рукава $l_p=345$ мм жесткость сечения в горизонтальной плоскости $E_1I_z=6,87 \cdot 10^9$ кг·см², в вертикальной плоскости $E_1I=4,58 \cdot 10^9$ кг·см² при $E_1=1,6 \cdot 10^6$ кг/см², $I_z=4300$ см⁴, $I_y=2860$ см⁴. Опоры — подшипник 217 ГОСТ 8336—57. Силы, действующие на полуось: $P_1=2780$ кг, $P=700$ кг, $R=230$ кг, $T=850$ кг. Принятые данные близки к параметрам конечной передачи и нагрузочным режимам трактора МТЗ-50.

Результаты расчетов $\theta=f(l_x)$ и $y=f_1(l_x)$, т. е. изменение θ и y в зависимости от изменения колес трактора, для рассматриваемых схем конечных передач приведены на рис. 4 и 5.

Из аналитических зависимостей (см. табл. 1) следует, что углы поворота θ^M и прогибы y^M линейно зависят от изменения консоли l_x (первые члены расчетных уравнений). Линейная зависимость сохраняется и после суммирования с величинами, учитываемыми перемещение опор (вторые члены расчетных уравнений) ввиду сравнительно небольшого интервала изменения реакций $R=f(l_x)$, что видно из рис. 4, 5. Исключения составляют углы поворота и прогибы самих консольных участков полуосей.

При рассмотрении полученных результатов (см. рис. 5, 6) трудно заметить, что с увеличением колес трактора углы поворота сечений полуосей (см. рис. 5) при $x=0$ и $x=a$ для схемы a уменьшаются, а для схемы b во всех характерных сечениях увеличиваются. Деформации опор увеличивают величину углов поворота в характерных сечениях как схемы a , так и схемы b , кроме сечений $x=0$ и $x=a$ для схемы b , в которых они уменьшаются. Следует указать также, что во всех характерных сечениях углы поворота в плоскости xOy для схемы a меньше, чем для схемы b .

С увеличением колес трактора возрастают прогибы во всех сечениях полуосей, за исключением сечений $x=0$ и $x=a$ для схемы a .

Деформации опор увеличивают величину перемещений полуосей. Прогибы полуосей во всех характерных сечениях в плоско-

$\theta \cdot 10^4, \text{ рад}$

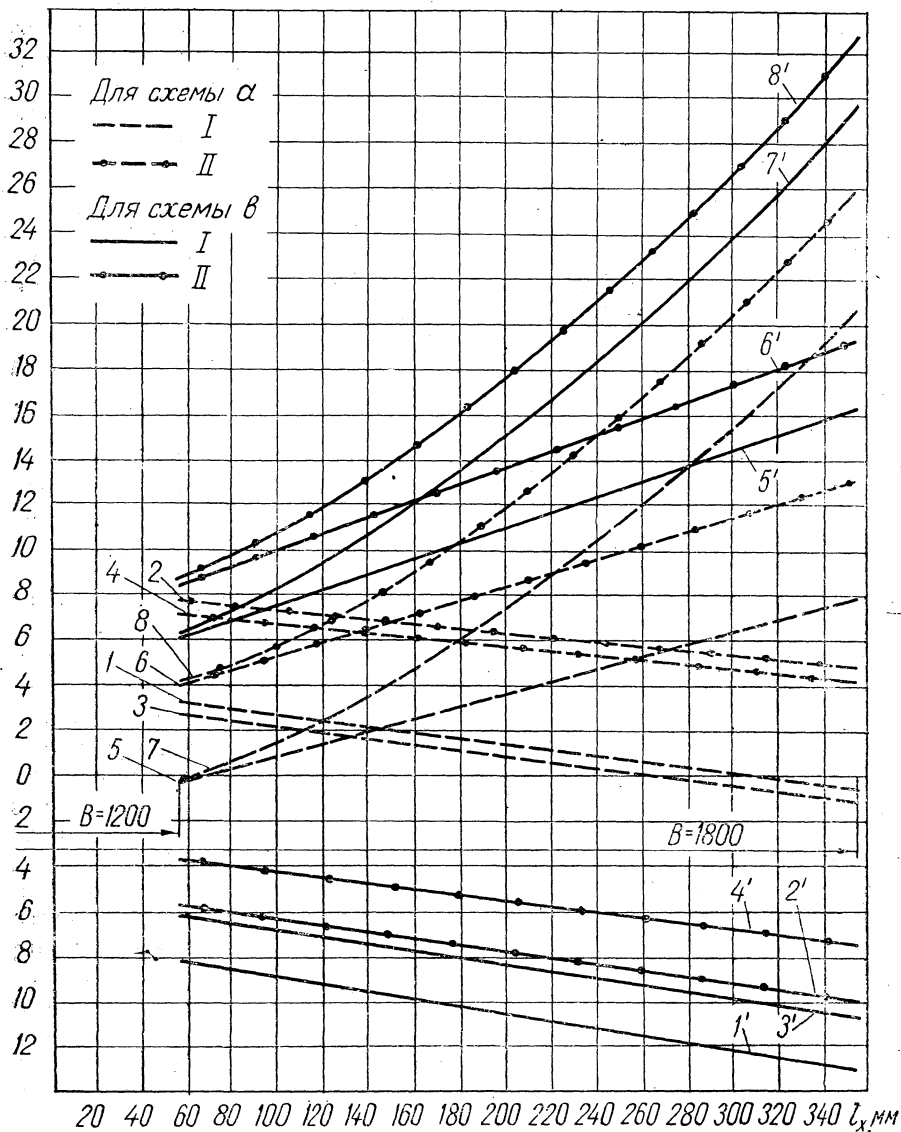


Рис. 4. График изменения углов поворота полуосей от изгибающих моментов (I) и суммарных углов поворота с учетом деформаций и перемещений опор (II), для схем а, в в плоскости xOy : для I: $1 - \theta_{x=0}^M$;

3 - $\theta_{x=l}^M$; 5 - $\theta_{x=l}^M$; 7 - $\theta_{x=L}^M$; 1' - $\theta_{x=0}^M$; 3' - $\theta_{x=a}^M$; 5' - $\theta_{x=L}^M$; 7' - $\theta_{x=L}^M$; для II: 2 - $\theta_{x=0}$; 4 - $\theta_{x=l}$; 6 - $\theta_{x=L}$; 8 - $\theta_{x=L_x}$; 2' - $\theta_{x=0}$; 4' - $\theta_{x=a}$; 6' - $\theta_{x=L}$; 8' - $\theta_{x=L_x}$.

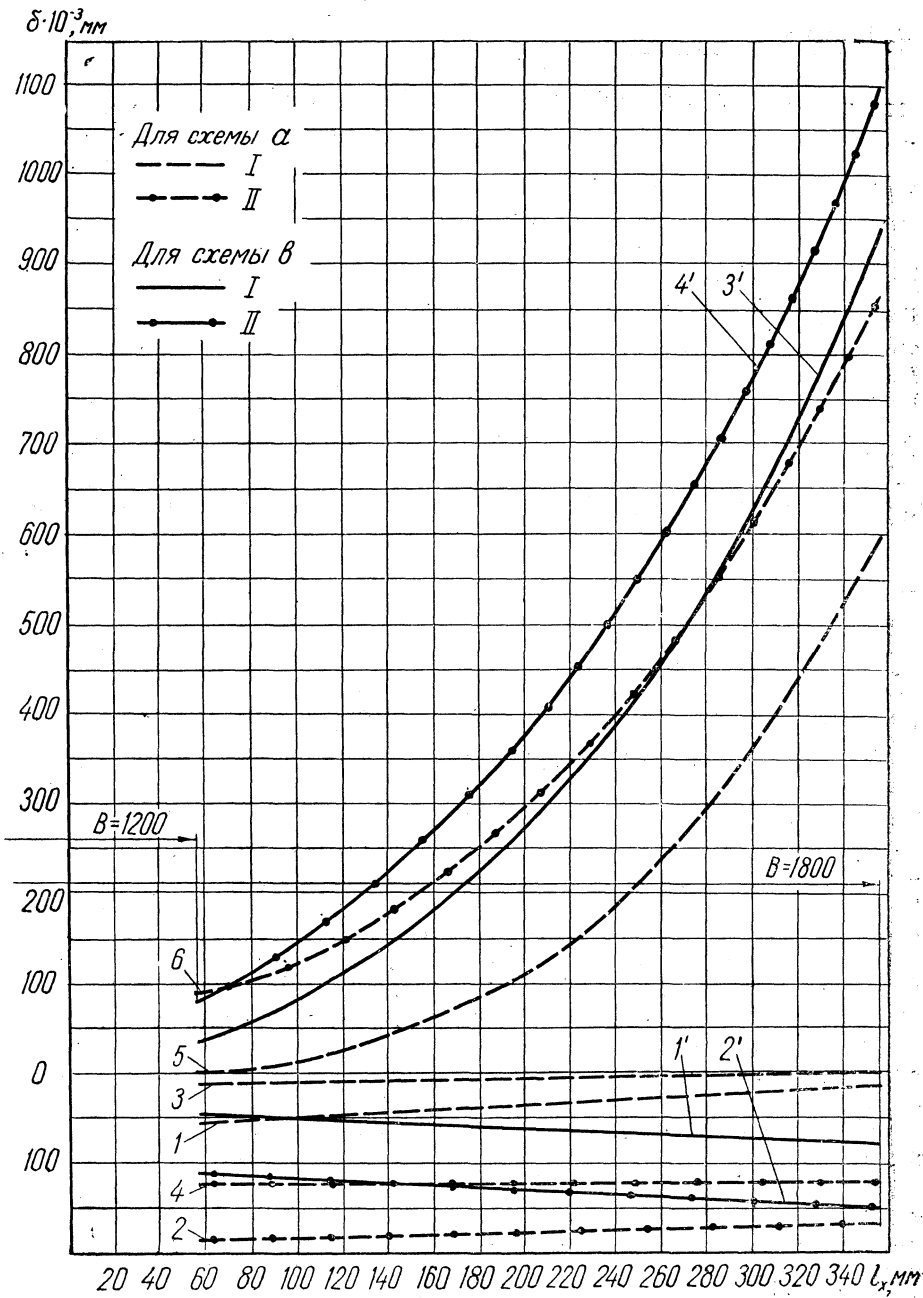


Рис. 5. График изменения прогибов полуосей от изгибающих моментов (I) и суммарных прогибов с учетом деформаций и перемещений опор (II) для схем а и б в плоскости xOy :

для I: 1 - $y_{x=0}^M$; 3 - $y_{x=a}^M$; 5 - $y_{x=L_x}^M$; 1' - $y_{x=a}^M$; 3' - $y_{x=L_x}^M$; для II: 2 - $y_{x=0}$; 4 - $y_{x=a}$; 6 - $y_{x=L_x}$; 2' - $y_{x=a}$; 4' - $y_{x=L_x}$

сти xOy для схемы a меньше, чем для схемы b . О численных значениях перемещений можно судить по графикам (см. рис. 4, 5).

Расчетные выражения (см. табл. 1) и графики углов поворота и прогибов в характерных сечениях даны без учета влияния поперечных сил. Дополнительный прогиб от поперечных сил для схемы a в плоскости xOy соизмерим с прогибом от изгибающих моментов и может быть вычислен по универсальной формуле перемещений Мора. Отношение прогиба от поперечных сил y^Q к прогибу от изгибающих моментов y^M в сечении при $x=a$ для рассматриваемого случая изменяется от 0,3 до 1,3 соответственно при минимальной и максимальной ширине колеи. При расчете в плоскости xOz эти значения значительно меньше и в дальнейшем не учитываются.

Таким образом, в общем случае прогибы и углы поворота в некотором сечении x равны:

$$y_x = y_x^M + y_x^Q + \delta_x,$$

$$\theta_x = \theta_x^M + \theta_x^Q + \alpha_x,$$

где y_x^M, θ_x^M — перемещения в сечении x от изгибающих моментов; y_x^Q, θ_x^Q — перемещения в сечении x от поперечных сил; δ_x, α_x — перемещения в сечении x от деформации подшипников и сопряженных с опорами деталей; y_x, θ_x — суммарные перемещения в сечении x .

Степень влияния отдельных факторов на величину суммарных прогибов конечных передач, выполненных по схемам a и b , видна из рис. 6 для сечения при $x=a$, т. е. места закрепления на полуоси ведомой шестерни конечной передачи.

График (см. рис. 6) дает возможность произвести сравнение условий работы конечных передач, выполненных по схеме a и схеме b . Из сравнения результатов расчетов на жесткость рассматриваемых схем конечных передач, проведенных при статическом действии нагрузки, можно сделать вывод о том, что прогибы полуосей под зубчатым колесом для конечной передачи, выполненной по схеме a , несколько больше, чем по схеме b , при минимальной ширине колеи.

При ширине колеи, приблизительно составляющей 1335 мм, они равны и по мере дальнейшего увеличения ширины колеи прогибы для схемы b больше, чем для схемы a . Если прогибы для схемы b при изменении ширины колеи от минимума до максимума возрастают на 44 мк, то для схемы a они практически остаются почти постоянными.

О степени влияния отдельных факторов на величину суммарных перемещений (в процентах) можно судить по данным табл. 2.

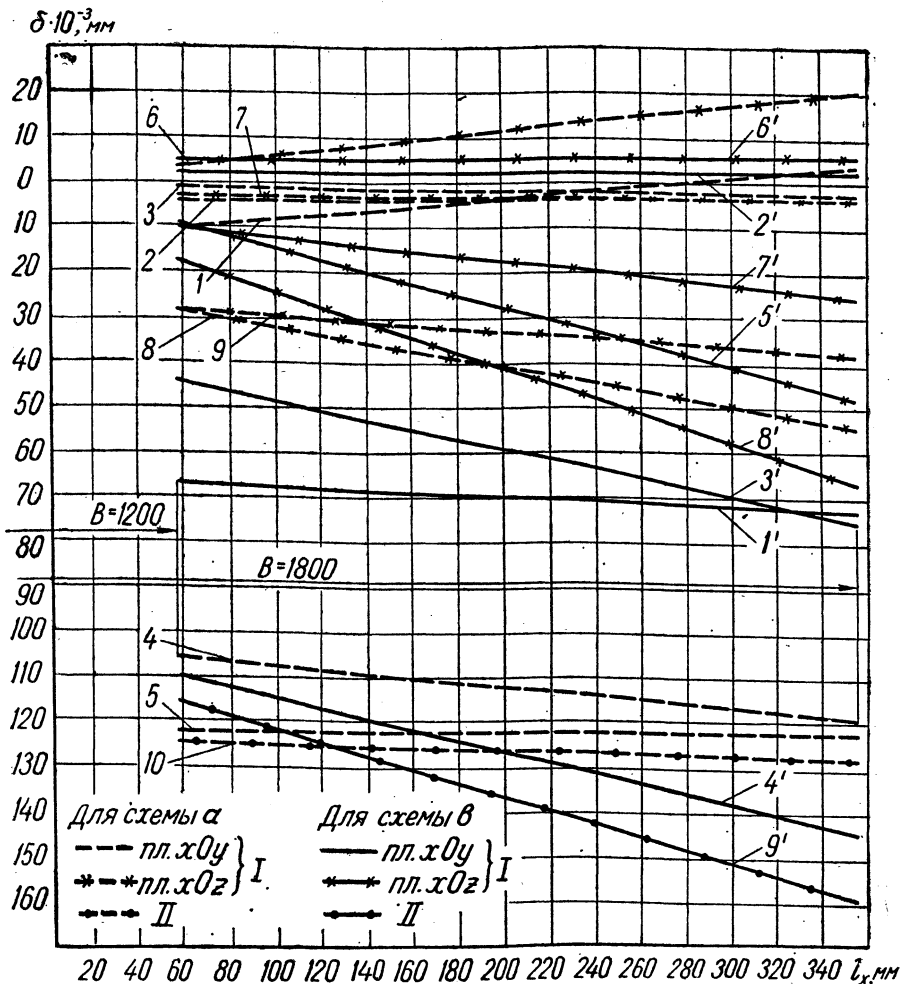


Рис. 6. График изменения прогибов полуосей под зубчатым колесом конечной передачи (I) и полных прогибов (II) в зависимости от ширины колеи:

для I: в плоскости xOy — 1 — $y_{x=a}^M$; 2 — $y_{x=a}^Q$; 3 — $\bar{\delta}_{x=a}$; 4 — $\bar{\delta}_{x=a}$; 5 — $y_{x=a}$; 1' — $y_{x=a}^M$; 2' — $\bar{\delta}_{x=a}$; 3' — $\bar{\delta}_{x=a}$; 4' — $y_{x=a}$; в плоскости xOz — 6 — $z_{x=a}^M$; 7 — $\bar{\delta}_{x=a}$; 8 — $\bar{\delta}_{x=a}$; 9 — $z_{x=a}$; 5' — $z_{x=a}^M$; 6' — $\bar{\delta}_{x=a}$; 7' — $\bar{\delta}_{x=a}$; 8' — $z_{x=a}$; для II: 10 — $\sqrt{y_{x=a}^2 + z_{x=a}^2}$; 9' —

$$\sqrt{y_{x=a}^2 + z_{x=a}^2}$$

Таблица 2

Плоскость	Колея <i>B</i>	Для схемы <i>a</i>					Для схемы <i>b</i>				
		y^M	y^Q	$\bar{\delta}$	$\bar{\delta}$	Σ	y^M	y^Q	$\bar{\delta}$	$\bar{\delta}$	Σ
<i>xOy</i>	min	9	3	87	1	100	41	—	60	—1	100
	max	—2	3	97	2	100	52	—	50	—2	100
<i>xOz</i>	min	—11	—	101	10	100	57	—	64	—21	100
	max	—50	—	139	11	100	71	—	38	—9	100

Примечание. Знак «минус» указывает на то, что направление данного перемещения не совпадает с направлением суммарного перемещения.

Приведенные расчетные величины показывают, что в рассматриваемых случаях перемещения, связанные с деформацией подшипников, существенно влияют на величину суммарных перемещений полюсов.

В общем машиностроении учет деформации (податливости) опор рекомендуется производить с учетом контактных деформаций в посадочных местах. Возьмем некоторые формулы общего машиностроения и сравним с рекомендацией для тракторостроения [1, 3].

В работе [4] упругие смещения в подшипниках рассматриваются как сумма упругих сближений δ' тел качения и колец и контактных деформаций δ'' в посадочных местах колец на вал и в корпус:

$$\delta = \delta' + \delta'' \quad (2)$$

Упругие сближения тел качения и колец определяются по формуле Герца — Динника

$$\delta' = c \sqrt[3]{P^2},$$

где P — сила, действующая на подшипник, $\kappa\Gamma$; c — коэффициент, зависящий от размера и типа подшипника.

Для однородных шарикоподшипников приблизительное значение коэффициента $c = 0,7 - 0,002 d$ (d — диаметр шейки вала, мм).

Контактная деформация в посадочных местах колец подшипников определяется по формуле

$$\delta'' = \frac{4PK}{\pi db} \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

где d , D — соответственно внутренний и наружный диаметры подшипников, $см$; b — ширина подшипников, $см$; K — коэффициент контактной податливости, $K = (0,1 - 0,25) 10^{-4} \text{ см}^3/кг$.

Меньшие значения коэффициента принимаются при повышенной точности изготовления или посадки внутреннего кольца на конус, большие — при изготовлении по второму классу точности (развертывание отверстий и чистовое шлифование шеек) и установке колец в корпус с плотной посадкой, а на вал — с напряженной посадкой.

Рассмотренный способ учета податливости опор с учетом контактных деформаций в посадочных местах принят в станкостроении [5].

В работе [6] приведена формула для определения податливости опор с учетом контактных деформаций в посадочных местах колец

$$\delta = \left[K + \frac{0,1}{bd} \left(1 + \frac{d}{D} \right) \right] R, \quad (3)$$

где R — радиальная нагрузка на подшипники, $кг$; d — внутренний диаметр подшипника, $см$; D — наружный диаметр подшипника, $см$; b — ширина кольца, $см$.

Значение коэффициента K зависит от типа подшипника. Так, и для однорядного радиального шарикоподшипника

$$K = \frac{0,7 + 0,2d}{\sqrt[3]{R}}.$$

В работе [2] для определения радиальной деформации шариковых подшипников рекомендуется формула

$$\delta = 96 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{P^2}{d}}, \quad (4)$$

где d — диаметр шарика, $см$.

Полагая, что во всех случаях выполняются условия, принятые при выводе формул (1—(4)), построим график изменения деформаций для подшипника 217 ГОСТ 8338—57 в зависимости от радиальной нагрузки (рис. 7).

Из рис. 7 следует, что расчет с учетом контактных деформаций в посадочных местах колец подшипников дает более высокие значения деформаций подшипника. При этом контактная деформация оказывается соизмеримой с упругой деформацией. Кривая 4, полученная при расчете по формуле (1), дает удовлетворительное совпадение с опытными данными [3] при посадке С в корпус и посадке П на вал (ГОСТ 1022). Чистота обработки посадочных поверхностей не учитывается. Кривая 2 получена при расчете по

формуле (2). Коэффициент контактной податливости принят равным $K=0,25 \cdot 10^{-4} \text{ см}^3/\text{кг}$, т. е. из условия, что места посадки подшипников обрабатываются по второму классу точности и установка колец в корпус производится по плотной посадке, а на вал — по напряженной.

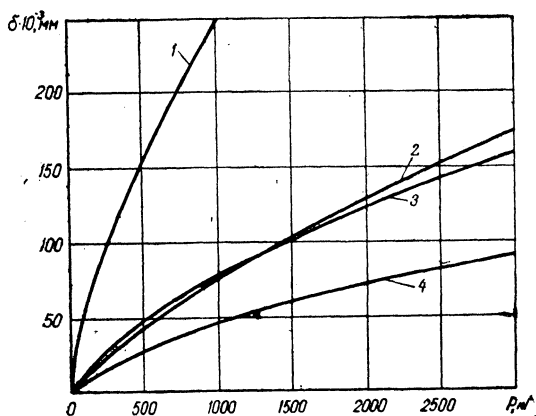


Рис. 7. График изменения деформаций подшипника в зависимости от величины радиальной нагрузки и расчетной формулы: 1 — по формуле (3); 2 — по формуле (2); 3 — по формуле (4); 4 — по формуле (1)

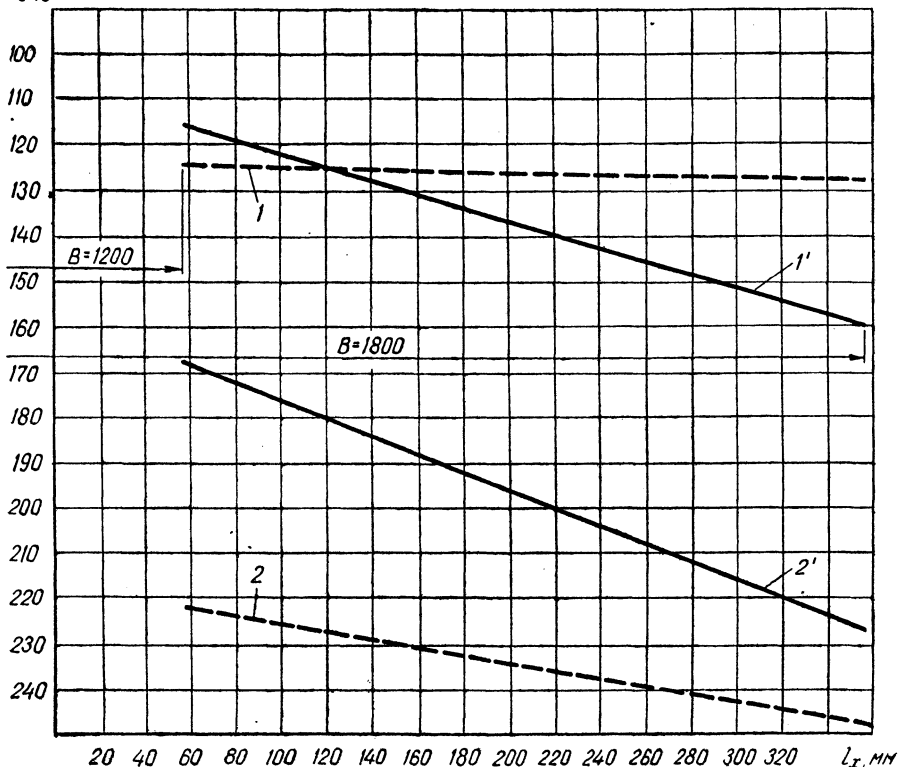
Коэффициент c вычислялся по приближенной формуле: $c=0,7-0,002 d$. Кривая 3, полученная при расчете по формуле (4) по данным работы [3], при посадке С в корпус и посадке П на вал дает расхождение с опытными данными на 60—70%. Наибольшую величину деформаций с учетом контактных деформаций в посадочных местах дает расчет по формуле (3). Посадки на вал и в корпус, а также чистота обработки посадочных поверхностей не указываются.

Сравним, как изменяется величина прогибов под ведомой шестерней конечной передачи для рассматриваемых схем *a* и *b* в зависимости от принятых посадок на вал и в корпус, обработки посадочных поверхностей и точности учета деформаций. Сравнение данных расчетов по формулам (1) и (2) проведено при условиях, принятых для построения кривых 4 и 2.

На рис. 8 даны значения прогибов под ведомой шестерней конечной передачи в зависимости от изменения ширины колеи. У конечной передачи, выполненной по схеме *a*, при расчете по формуле (2) величина полного прогиба при действующих силах больше прогиба, вычисленного по формуле (1), на 78% при минимальной ширине колеи и при максимальной ширине колеи на 94%. У конеч-

ной передачи, выполненной по схеме *в*, эти величины соответственно равны 45 и 42%. Большое увеличение деформации при расчете по формуле (2) для схемы *а* и меньшее для схемы *в* объясняется тем, что опорные реакции и, следовательно, радиальные силы, действующие на подшипники в схеме *в*, составляют приблизительно

$\delta \cdot 10^{-3}$



Р и с. 8. График изменения полных прогибов полуосей $f_{x=a} = \sqrt{y_{x=a}^2 + z_{x=a}^2}$ для схем *а* и *в* в зависимости от изменения ширины колеи и формулы учета деформаций подшипников: для схемы *а*: 1— по формуле (1); 2— по формуле (2); для схемы *в*: 1' по формуле (1); 2' — по формуле (2)

но 80% для R_1 и 70% для R_2 от спорных реакций конечной передачи, выполненной по схеме *а*.

Следует обратить внимание на то, что вычисление упругой деформации по формуле (1) производилось при точном значении коэффициента *c*, а по формуле (2) — при значении коэффициента *c*, определенного по приближенной формуле; посадки на вал и в корпус также различные. Таким образом, при посадках на вал и в корпус

пус и качестве обработанных посадочных поверхностей, определенной формулой (2), условия работы зубчатого зацепления конечной передачи для схемы *a* оказываются хуже, чем схемы для *b*.

Выводы

1. Деформация подшипников при статическом расчете конечных передач на жесткость в рассматриваемых случаях существенно влияет на величину прогибов и углов поворота.

2. Контактная деформация подшипников при соответствующих посадках на вал и в корпус соизмерима с их упругой деформацией.

3. Расчетные формулы для определения деформаций подшипников требуют дальнейшего уточнения и подтверждения опытными данными с учетом характера посадок на вал и в корпус, а также качества обработки посадочных поверхностей.

Л и т е р а т у р а

1. В. Я. Ажилович, Ю. Т. Водолажченко. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М., 1966.
2. Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. Подшипники качения. Справочник. М., 1967.
3. П. П. Горбунов. О жесткости некоторых элементов тракторных трансмиссий. М., 1954.
4. Д. Н. Решетов, Э. М. Левина. Расчеты на контактную жесткость в машиностроении. В сб.: Вопросы прочности материалов и конструкций. М., 1959.
5. Е. И. Ривин. Динамика привода станков. М., 1966.
6. С. В. Серенсен, Р. М. Шнейдерович, М. Б. Громан. Валы и оси. М., 1959.

Б. Я. Шнейсер

ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ СОСТАВЛЯЮЩИХ К. П. Д. ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 Т

По статистическим данным, более 60% общего рабочего времени колесные тракторы сельскохозяйственного назначения рабстают на мягких и влажных почвах. При данных условиях особо серьезное значение приобретают потери на качение трактора и буксование его двигателей.

Повсеместно наблюдаемая тенденция к увеличению мощности двигателей, позволяющая повысить рабочие скорости машиннотракторных агрегатов, говорит об актуальности уменьшения потерь. В последние годы этим вопросам уделяется большое внимание. Однако проведенные исследования содержат совершенно противоположные выводы о влиянии скорости движения трактора на величину его тягового к. п. д., что свидетельствует о необходимости дальнейших экспериментов в этой области.

Тяговый коэффициент полезного действия трактора является сложной функцией ряда независимых переменных величин. При установившейся скорости движения трактора на горизонтальном участке с постоянным тяговым усилием эта функция может быть выражена так:

$$\eta_{\text{т}} = \Phi(P_{\text{кр}}, v_{\text{д}}, N_e, \eta_{\text{з}}, \eta_{\text{тр}}, G_{\text{э}}),$$

где $P_{\text{кр}}$ — тяговое усилие на крюке трактора; $v_{\text{д}}$ — скорость поступательного движения; N_e — номинальная мощность двигателя трактора; $\eta_{\text{з}}$ — коэффициент загрузки двигателя; $\eta_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий механические потери в трансмиссии; $G_{\text{э}}$ — эксплуатационный вес трактора.

Переход от тягового к. п. д. к коэффициенту полезного действия ходовой системы трактора позволяет исследовать мощностной баланс без учета механических потерь, величина которых зависит от конструктивных особенностей трансмиссии. В этом случае

$$\eta_{\text{х.с}} = \Phi(P_{\text{кр}}, v_{\text{д}}, N_{\text{к}}, G_{\text{э}}),$$

где $N_{\text{к}}$ — мощность, подведенная к ведущим колесам трактора.

При условии постоянства указанных переменных и заданных конструктивных параметров величина $\eta_{к.с}$ будет характеризоваться распределением веса по осям трактора и величинами коэффициентов качения передних и задних колес.

Определяя взаимосвязь между коэффициентами $f_{п}$ и $f_{к}$, запишем

$$P_f = fG_s = f(G_{п} + G_{к}) \quad (1)$$

или, учитывая отдельно силу сопротивления качению направляющих и ведущих колес, выведем

$$P_f = f_{п}G_{п} + f_{к}G_{к}, \quad (2)$$

где P_f — сила сопротивления качению трактора; $f_{п}$, $f_{к}$, f — коэффициенты качения соответственно передних, задних колес и трактора в целом; $G_{п}$, $G_{к}$ — весовые нагрузки, приходящиеся соответственно на переднюю и заднюю оси трактора.

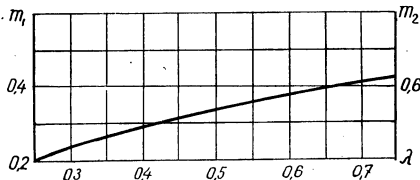


Рис. 1. Зависимость коэффициентов m_1 и m_2 от коэффициента λ .

Выразив отношение веса, приходящегося на переднюю ось, к сцепному весу (при схеме трактора 4×2) через λ , перепишем уравнения (1) и (2) в следующем виде:

$$P_f = f(\lambda G_{к} + G_{к}) = fG_{к}(\lambda + 1),$$

$$P_f = f_{п}\lambda G_{к} + f_{к}G_{к} = G_{к}(f_{п}\lambda + f_{к}).$$

Приравняв оба выражения, найдем

$$fG_{к}(\lambda + 1) = G_{к}(f_{п}\lambda + f_{к}),$$

откуда

$$f = f_{п} \frac{\lambda}{\lambda + 1} + f_{к} \frac{1}{\lambda + 1}.$$

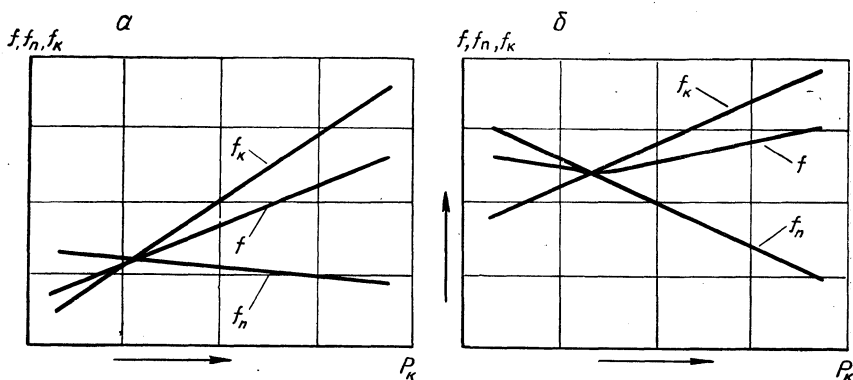
Обозначив $\frac{\lambda}{\lambda + 1}$ и $\frac{1}{\lambda + 1}$ через m_1 и m_2 , получим

$$f = m_1 f_{п} + m_2 f_{к}.$$

Очевидно, что сумма коэффициентов m_1 и m_2 равна единице, а изменение их в функции от λ отражено на рис. 1, где диапазон изменения λ взят в пределах 0,25—0,75, т. е. когда от 20 до 43% общего веса трактора приходится на переднюю ось. Минимальная нагрузка на переднюю ось выбрана из соображений управляемости и устойчивости, а максимальная — исходя из допустимой нагрузки на шины передних колес трактора класса 1,4 т, согласно ГОСТ 7463—61.

Значение коэффициента качения трактора f всегда находится между значениями коэффициентов f_n и f_k . Если $f_n = f_k = \text{const}$, то при любом значении λ сила сопротивления качению трактора останется неизменной и будет уменьшаться по мере уменьшения λ при $f_n > f_k$. При $f_n < f_k$ по мере уменьшения λ сила сопротивления качению трактора будет возрастать.

Проведенные исследования показали, что изменение коэффициентов f_n , f_k , f в функции от касательной силы тяги в основном происходит по закону, весьма близкому к линейному (рис. 2, а) (до начала резкого роста буксования ведущих колес, приводящего



Р и с. 2. Характер изменения коэффициентов качения передних f_n , задних f_k колес и трактора f в зависимости от касательной силы тяги P_k

к интенсивному колееобразованию). Однако при определенных условиях (рыхлые и влажные тяжелые почвы, высокое значение коэффициента λ и др.), когда f_n значительно больше f_k , зависимость коэффициента f от величины касательной силы тяги несколько изменяется и минимальное значение достигается при $f_n = f_k$ (рис. 2, б).

Увеличение коэффициента f_k при росте касательной силы тяги (тягового усилия) происходит в результате сложного взаимодействия пневматической шины ведущего колеса с почвой. Увеличение ведущего момента M_k , перераспределение вертикальных нагрузок сопровождается повышением деформации почвы и тангенциальной деформации шины.

Как известно, величину разгрузки переднего моста при установившейся скорости движения трактора на горизонтальной поверхности можно выразить зависимостью

$$\Delta G_n = \frac{P_{кр} h_{кр} + P_f r_k}{L}, \quad (3)$$

где $h_{кр}$ — высота точки прицепа, м; r_k — теоретический радиус качения ведущего колеса, м; L — продольная база трактора, м.

Из уравнения (3) следует, что изменение нормальных реакций на передние и задние колеса с ростом тягового усилия на крюке выражается линейной зависимостью.

Исходя из изложенного, учитывая отмеченную зависимость изменения коэффициентов качения в функции от касательной силы тяги, можно заключить, что сила сопротивления качению направляющих и ведущих колес, а также всего трактора изменяется по закону линейной зависимости от касательной силы тяги (тягового усилия) до момента интенсивного нарастания буксования.

С повышением скорости движения сила сопротивления качению трактора также возрастает, что объясняется физической сущностью процесса динамического взаимодействия пневматической шины ведущего колеса с почвой. Радиус ведущего колеса в зоне входа шины в контакт с почвой увеличивается, что приводит к смещению пятна контакта вперед по направлению движения и росту силы сопротивления качению.

Исходя из отмеченной линейной зависимости P_f от P_k , можно записать уравнение P_f в координатной форме

$$P_f = KP_k + p_0(1 - K),$$

где K — коэффициент, определяющий угол наклона прямой в зависимости от почвенных условий, выбранной скорости движения и конструктивных параметров; P_0 — коэффициент, определяющий потери на качение при движении трактора на холостом ходу в зависимости от указанных факторов.

Тогда коэффициент полезного действия, учитывающий потери на качение трактора

$$\eta_f = 1 - \frac{KP_k + p_0(1 - K)}{P_k}.$$

Обозначив $(1 - K)$ через n , а $p_0(1 - K)$ через a получим

$$\eta_f = n - aP_k^{-1}.$$

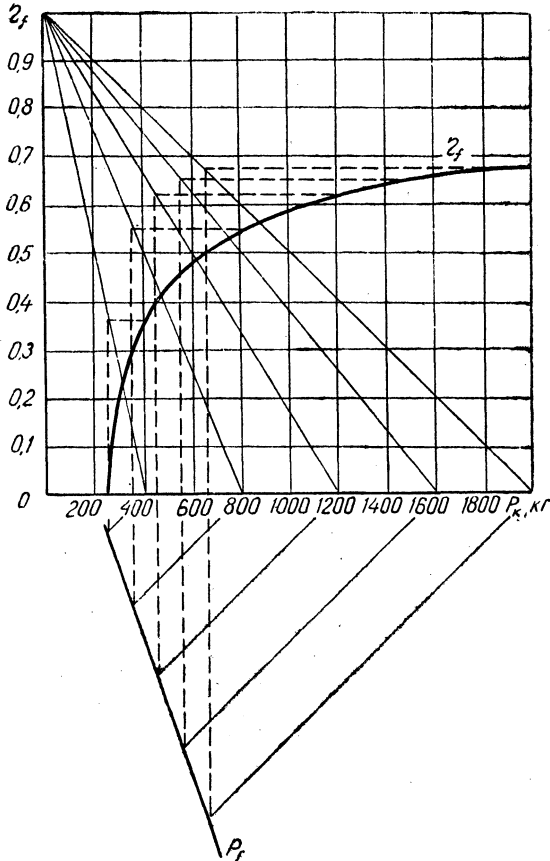
Принятый прежде в теории трактора метод графического построения функциональной зависимости η_f от P_k , основанный на допущении постоянства силы сопротивления качению трактора при росте касательной силы тяги, в связи с установленной линейной зависимостью возрастания P_f в функции от P_k является неприемлемым.

Для нахождения указанной зависимости предлагается следующий метод графического построения (рис. 3). Из вершины оси ординат, соответствующей значению «единица», проведены лучи до пересечения с выбранными значениями P_k на оси абсцисс. Для

вспомогательной оси P_f определен угол наклона ее к оси абсцисс исходя из величины масштабов в уравнении

$$\operatorname{tg} \alpha = 1 - \frac{m_f}{m_p},$$

где m_f, m_p — соответственно масштабы силы сопротивления качению и касательной силы тяги, мм/кГ.



Р и с. 3. Графическое построение зависимости коэффициента полезного действия η_f , учитывающего потери на качение трактора, от касательной силы тяги P_k

Из точек на оси абсцисс, соответствующих выбранным значениям касательной силы тяги, проводим лучи под углом 45° до пересечения с вспомогательной осью P_f , а из точек пересечения восстанавливаем перпендикуляры до пересечения с лучами, проведен-

ными из вершины оси ординат к выбранным значениям касательной силы тяги. Дальнейшее построение кривой, характеризующей зависимость η_f в функции от P_k , не вызывает затруднений.

Построение вспомогательных осей P_f , отражающих другие определенные условия, позволяет построить кривую зависимости η_f для данных условий.

С повышением скорости движения трактора продолжительность воздействия нагрузки, контакта шины с почвой уменьшается, что в определенной степени положительно сказывается на деформации почвы. Но возрастает скорость приложения нагрузки, и на слабосвязанных почвах общий эффект получается отрицательным — буксование двигателей трактора возрастает.

В связи с ростом силы сопротивления качению при повышении скорости движения трактора увеличивается потребная касательная сила тяги и влияние указанных факторов приводит к определенному росту буксования с повышением скорости трактора в зависимости от почвенных условий, конструкции шины и т. д. (увеличение радиуса ведущего колеса при повышении скорости не погашает полностью рост буксования).

Поскольку повышение скорости движения влечет за собой рост касательной силы тяги за счет роста силы сопротивления качению, то функциональная зависимость буксования от скорости движения выражается криволинейно. В координатной форме буксование можно представить выражением

$$\delta = bP_k,$$

где b — коэффициент, определяющий угол наклона прямой в зависимости от почвенных условий, выбранной скорости движения и конструктивных параметров.

Тогда коэффициент полезного действия, учитывающий потери на буксование ведущих колес трактора

$$\eta_b = 1 - bP_k,$$

а коэффициент полезного действия ходовой системы

$$\eta_{к.с} = n - aP_k^{-1} - bP_k(1 - K) + bP_0(1 - K)$$

или после соответствующих подстановок

$$\eta_{к.с} = n - aP_k^{-1} - nbP_k + ab.$$

Взяв производную, из выражения

$$P_k = \pm \sqrt{\frac{a}{nb}}$$

определим величину касательной силы тяги, соответствующую максимальному значению коэффициента полезного действия ходовой системы.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили теоретические обоснования. Так, на рис. 4 отражена зависимость

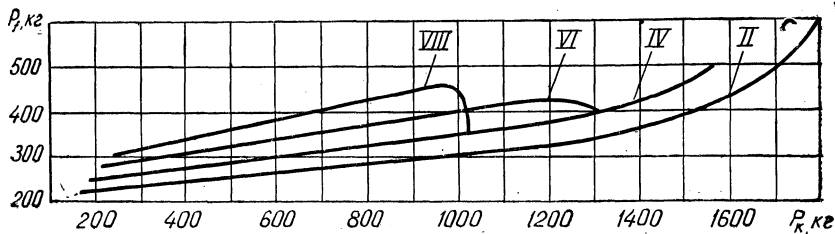


Рис. 4. Изменение силы сопротивления качению трактора МТЗ-60 в зависимости от касательной силы тяги при движении по стерне на II, IV, VI, и VIII передачах

силы сопротивления качению трактора в функции от касательной силы тяги при работе трактора на II, IV, VI, и VIII передачах. Характер протекания кривых с повышением номера передачи в основном не изменяется до момента лимитирования рабочего процесса мощностью двигателя, когда из-за падения скорости движения

в связи со снижением числа оборотов двигателя происходит уменьшение силы сопротивления качению при общем росте касательной силы тяги.

С началом интенсивного роста буксования нарушается линейный закон зависимости P_r в функции P_k . Нарушение линейного закона в данном случае наблюдается при значениях тягового усилия, близких к номинальному значению силы тяги трактора класса 1,4 т.

На каждой следующей, более высокой передаче нарушение линейного закона происходит при несколько меньшем значении тягового усилия, что объясняется более ранним началом интенсивного роста буксования с повышением скорости движения.

С ростом скорости движения сила P_r изменяется по криволинейной зависимости (рис. 5), причем с увеличением постоянного значения тягового усилия криволинейность функциональной зави-

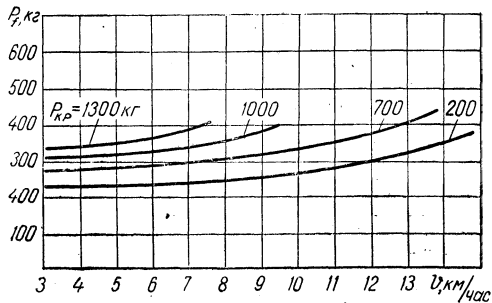


Рис. 5. Зависимость силы сопротивления качению трактора МТЗ-60 от скорости движения по стерне с постоянной крутяковой нагрузкой

симости возрастает, а при движении трактора на холостом ходу приближается к прямолинейной.

Буксование ведущих колес трактора увеличивается с повышением скорости движения. Эта зависимость отражена семейством кривых на рис. 6. Интенсивность роста буксования тем выше, чем

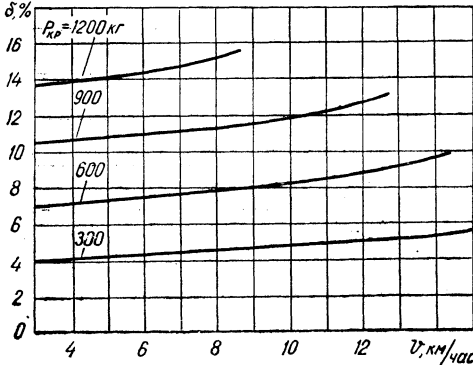


Рис. 6. Зависимость буксования ведущих колес трактора МТЗ-60 от скорости движения по стерне с постоянной крутящей нагрузкой

больше значение заданной тяговой нагрузки.

Приведенные на рис. 7 функциональные зависимости, характеризующие величину коэффициента полезного действия ходовой системы при движении трактора с различной энергонасыщенностью на поле, подготовленном под посев, позволяют отметить, что с изменением скорости при росте тяговой нагрузки наблюдается и различие в достигаемых значениях к. п. д. ходовой системы.

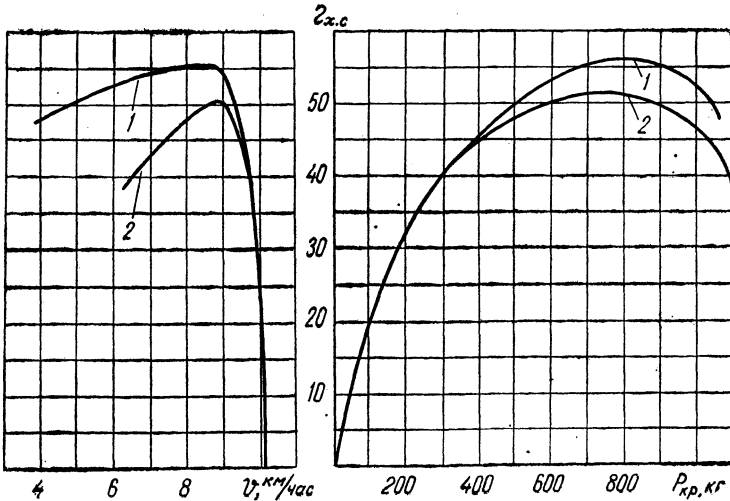


Рис. 7. Изменение коэффициента полезного действия ходовой системы трактора МТЗ-60 в зависимости от скорости движения и тяговой нагрузки при мощности двигателя 50 л. с. (1) и 70 л. с. (2)

Выводы

1. С повышением скорости движения трактора непроизводительные потери мощности увеличиваются более интенсивно, чем тяговая мощность, что приводит к снижению к. п. д. ходовой системы.

2. Непропорциональное увеличение непроизводительных потерь мощности вызывается ростом силы сопротивления качению и буксования ведущих колес при повышении скорости движения трактора. Величину силы сопротивления качению трактора класса 1,4 т, выполненного по схеме 4×2 , в основном определяют ведущие колеса.

3. Основными задачами, направленными на снижение непроизводительных затрат мощности, следует считать (помимо снижения механических потерь в трансмиссии): выбор оптимальных весовых состояний при работе трактора и создание шины ведущего колеса, обеспечивающей при максимальных тягово-сцепных ее свойствах минимальные потери мощности при движении трактора.

4. На основе снижения к. п. д. ходовой системы с повышением скорости движения трактора комплектование машинно-тракторных агрегатов следует производить при условии получения максимального общего эффекта, стремясь при этом к достижению оптимального к. п. д. ходовой системы.

И. В. Каноник

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА СИЛОВОГО ПРИВОДА ТЯЖЕЛЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

На Минском автомобильном заводе проведены испытания тяжелых автомобилей в различных дорожных условиях с целью определения нагрузочных режимов силового привода. Испытаниям были подвергнуты два автомобиля: автопоезд в составе седельного тягача и полуприцепа (удельная мощность 5,8 л. с./т) и тяжелый автомобиль повышенной проходимости (удельная мощность 13,8 л. с./т). Силовой привод испытывавшихся автомобилей включал гидромеханическую передачу (ГМП), состоящую из комплексного гидротрансформатора и трехскоростной планетарной коробки передач.

Испытания проводились в различных дорожных условиях (бездорожье, грунтовые дороги различного состояния и дороги с твердым покрытием).

Математическая обработка полученных данных с помощью статистических методов позволила установить закономерности в нагрузочном режиме агрегатов силового привода в виде кривых распределения всех параметров нагрузочного режима [1].

На основании результатов проведенных исследований разработана методика определения нагрузочного режима агрегатов силового привода тяжелых автомобилей с гидромеханической передачей, описанию которой посвящается настоящая работа.

Расчет агрегатов силового привода на прочность производится по максимальному крутящему моменту, который может возникнуть в трансмиссии в эксплуатационных условиях.

Для агрегатов, расположенных между двигателем и гидротрансформатором, максимальный момент M_{\max} определяется исходя из максимального момента двигателя $M_{м. д}$ с учетом динамической нагрузки:

$$M_{\max} = k_d M_{м. д},$$

где k_d — коэффициент динамичности.

При наличии между двигателем и гидротрансформатором демпфирующего или упругого элемента коэффициент динамичности $k_d = 1,2 \div 1,4$.

Для агрегатов силового привода, расположенных за гидро-трансформатором, максимальный момент определяется на основании максимального статического момента турбинного колеса $M_{т.маx}$, который находится по формуле (рис. 1)

$$M_{т.маx} = M_{н.о} k_{маx},$$

где $M_{н.о}$ — момент насосного колеса при передаточном отношении гидротрансформатора $i_{тн} = 0$; $k_{маx}$ — максимальный коэффициент трансформации (при $i_{т.н} = 0$).

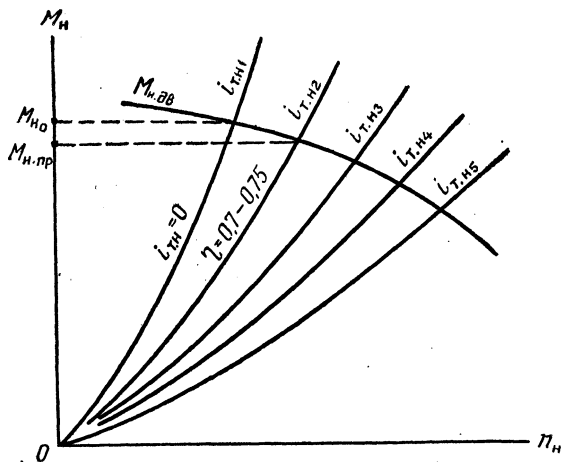


Рис. 1. График совместной работы двигателя и гидротрансформатора

Если момент, определенный исходя из $M_{т.маx}$, превышает момент по сцепному весу $M_{ф.}$, то в качестве расчетного максимального момента принимается момент по сцепному весу. При этом коэффициент сцепления шин с дорогой ϕ следует принимать равным 0,7—0,9.

Формулы для определения расчетного максимального момента на первичных валах основных узлов силового привода приведены в табл. 1.

Для расчета элементов силового привода на выносливость требуется определить следующие величины: расчетный крутящий момент M_p ; коэффициент циклов $K_{ц}$; расчетное число оборотов в минуту n_p ; процентное использование передач по пробегу δS_i % или по времени δT_i ($i=1, 2, \dots, k$, где k — число передач).

1. *Определение расчетного крутящего момента M_p .* В качестве расчетного крутящего момента принимается максимальный длительно действующий момент [2]. Анализ кривых распределения

Таблица 1

Наименование узла	Формулы для определения M_{\max}	
	по максимальному моменту двигателя	по сцепному весу
Повышающая передача	$M_{\max}^{\text{п.п}} = k_d M_{\text{м.д}}$	—
Карданный вал гидротрансформатора	$M_{\max}^{\text{г.т}} = k_{\text{отб}} M_{\max}^{\text{п.п}} i_{\text{п.п}} \eta_{\text{п.п}}$	—
Коробка передач	$M_{\max}^{\text{к.п}} = M_{\text{но}} k_{\max}$	$M_{\max}^{\text{к.п}} = \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} i_0 i_{\text{к.п}} \eta_{\text{к}} \eta_0 \eta_{\text{к.п}}}$
Главная передача	$M_{\max}^0 = M_{\max}^{\text{к.п}} i_1 \eta_1$	$M_{\max}^0 = \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} i_0 \eta_{\text{к}} \eta_0}$
Колесная передача	$M_{\max}^{\text{к}} = \frac{1}{2} M_{\max}^0 i_0 \eta_0$	$M_{\max}^{\text{к}} = \frac{0,5 G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} \eta_{\text{к}}}$

Примечания. 1. Формулы справедливы для автомобилей с колесной формулой 4×2 . Для многоприводных автомобилей (4×4 , 6×4 , 6×6 , 8×8 и т. д.) при определении M_{\max} необходимо учитывать передаточные числа и к. п. д. дополнительных узлов, тип межосевых дифференциалов и распределение веса по ведущим осям.

2. Обозначения величин: $M_{\text{м.д}}$ — максимальный момент на коленчатом валу двигателя; $M_{\text{но}}$ — момент насосного колеса гидротрансформатора при остановленной турбине ($i_{\text{т.н}} = 0$); k_d — коэффициент динамичности; $k_{\text{отб}}$ — коэффициент, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательного оборудования; k_{\max} — максимальный коэффициент трансформации крутящего момента; $i_{\text{п.п}}$, $i_{\text{к.п}}$, i_0 , $i_{\text{к}}$ — передаточные числа повышающей передачи, коробки передач, главной и колесной передачи; $\eta_{\text{п.п}}$, $\eta_{\text{к.п}}$, η_0 , $\eta_{\text{к}}$ — к.п.д. повышающей передачи, коробки передач, главной и колесной передач; i_1 , η_1 — передаточное число и к.п.д. первой передачи коробки передач; $G_{\text{сц}}$ — сцепной вес автомобиля; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой; $r_{\text{к}}$ — радиус качения колеса.

крутящих моментов показал, что для автомобилей с гидропередачей расчетный крутящий момент может быть установлен исходя из предельного режима работы гидротрансформатора. Предельный режим характеризуется минимальным значением к. п. д. гидротрансформатора, при котором возможна его длительная работа без перегрева. Для тяжелых автомобилей большей мощности минимальное значение к. п. д. составляет 70—75%.

Из графика совместной работы двигателя и гидротрансформатора (см. рис. 1) определяется момент насосного колеса на предельном режиме работы гидротрансформатора $M_{\text{н.пр}}$, по которому находятся затем расчетные моменты на всех валах силового привода.

Формулы для определения расчетного крутящего момента M_p на первичных валах основных узлов силового привода приведены в табл. 2

Т а б л и ц а 2

Наименование узла	Формулы для определения M_p	
	грунтовые дороги и бездорожье	дороги с твердым покрытием
Повышающая передача	$M_p^{п. п} = \frac{M_{н. пр}}{k_{отб} i_{п. п} \eta_{п. п}}$	
Карданный вал гидротрансформатора	$M_p^{г. т} = M_{н. пр}$	
Коробка передач	$M_p^{к. п} = M_{н. пр} k_{пр}$	$M_p^{к. п} = 0,7 M_{н. пр} k_{пр}$
Главная передача	$M_p^0 = M_p^{к. п} i_{к. п} \eta_{к. п}$	$M_p^0 = M_p^{к. п} i_{к. п} \eta_{к. п}$
Колесная передача	$M_p^k = \frac{1}{2} M_p^0 i_0 \eta_0$	$M_p^k = \frac{1}{2} M_p^0 i_0 \eta_0$

Примечания. 1. Формулы справедливы для автомобилей с колесной формулой 4 × 2. Для многоприводных автомобилей при определении M_p необходимо учитывать передаточные числа и к.п.д. дополнительных узлов и тип межосевых дифференциалов.

2. Для узлов силового привода, расположенных за коробкой передач, расчетный момент определяется для каждой передачи.

3. Обозначения величин: $M_{н. пр}$, $k_{пр}$ —соответственно крутящий момент насосного колеса и коэффициент трансформации на предельном режиме работы гидротрансформатора (при $\eta = 70 \div 75\%$).

2. **Определение коэффициента циклов $K_{ц}$.** При расчете на выносливость расчетное напряжение в детали определяется исходя из расчетного момента M_p , в качестве которого принимается максимальный длительно действующий момент. В действительности на деталь в эксплуатационных условиях воздействуют переменные по значению крутящие моменты, характеризующиеся тем или иным законом распределения. Учет влияния на выносливость переменного крутящего момента производится с помощью коэффициента циклов $K_{ц}$.

Коэффициент циклов показывает, во сколько раз число циклов нагружений детали до разрушения от усталости на действительном нагрузочном режиме, характеризуемом кривой распределения, больше числа циклов при действии постоянного крутящего момента, принятого в качестве расчетного.

Коэффициент циклов определяется на основании кривой распределения крутящих моментов по формуле

$$k_{ц} = \frac{M_p^{m'}}{\frac{1}{a} \int_{M_{\sigma_r}} M_p^{m'} f(M) dM},$$

где m' — показатель степени, характеризующий зависимость между крутящим моментом (нагрузкой) и числом циклов; a — величина, характеризующая свойства металла при переменном режиме изменения напряжений; M_{σ_r} — момент, при котором напряжение в детали равно пределу выносливости.

На рис. 2, а, б представлены графики, построенные на основании кривых распределения крутящих моментов, полученных в результате статистической обработки экспериментальных данных. Из этих графиков коэффициент циклов агрегатов силового привода тяжелых автомобилей определяется в зависимости от отношения

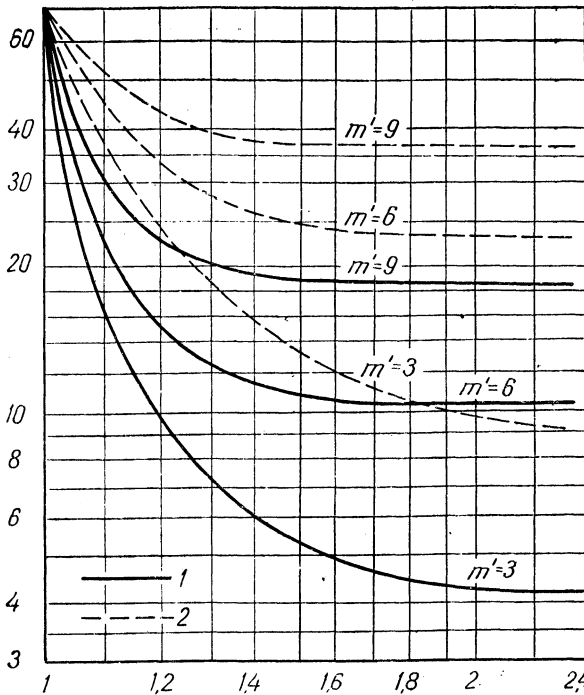
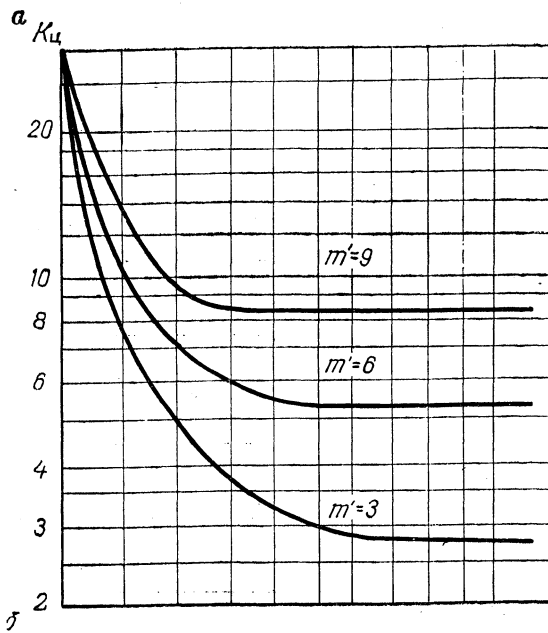
$$\frac{M_p}{M_{\sigma_r}} = \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_r} \right)^q,$$

где σ_p — расчетное напряжение, полученное на основании расчетного момента M_p ; σ_r — предел выносливости; q — показатель степени, характеризующий зависимость между напряжением и крутящим моментом ($q=1$, если напряжение пропорционально крутящему моменту; $q=2$, если напряжение пропорционально корню квадратному из крутящего момента, и т. д.).

Так как при расчете долговечности подшипников качения учитываются все значения крутящих моментов, нагружающих подшипник, то в этом случае коэффициент циклов определяется из графиков (рис. 2) при максимальном значении отношения M_p к M_{σ_r} , где кривые переходят в линии, близкие к параллельным оси абсцисс.

3. *Определение расчетных оборотов n_p .* В качестве расчетных оборотов принимаются среднестатистические числа оборотов в минуту, полученные на основании экспериментальных данных. Формулы для определения расчетных оборотов первичных валов основных узлов силового привода тяжелых автомобилей приведены в табл. 3.

4. *Определение процентного использования передач по пробегу δS или по времени δT .* Процентное использование передач по пробегу определяется по графику (рис. 3), построенному на основании экспериментальных данных. На графике изображены две определяющие линии: для дорог с твердым покрытием (1) и для



$$\frac{M_p}{M_{Gz}} = \left[\frac{\sigma_p}{\sigma_z} \right]^9$$

Рис. 2. График для определения коэффициента циклов агрегатов силового привода тяжелых автомобилей в различных дорожных условиях:
a — для агрегатов, расположенных между двигателем и гидротрансформатором; *b* — для агрегатов, расположенных за гидротрансформатором;
 1 — для дорог с твердым покрытием, 2 — для грунтовых дорог и бездорожья

Таблица 3

Наименование узла	Формулы для определения n_p	
	грунтовые дороги и бездорожье	дороги с твердым покрытием
Повышающая передача	$n_p^{п. п} = 0,8 n_{дв. max}$	
Карданный вал гидротрансформатора	$n_p^{г. т} = 0,8 n_{н. max}$	
Коробка передач	$n_p^{к. п} = 0,5 n_{н. max}$	$n_p^{к. п} = (0,6 \div 0,7) n_{н. max}$
Главная передача	$n_p^0 = \frac{n_p^{к. п}}{i_{к. п}}$	$n_p^0 = \frac{n_p^{к. п}}{i_{к. п}}$
Колесная передача	$n_p^k = \frac{n_p^0}{i_0}$	$n_p^k = \frac{n_p^0}{i_0}$

Примечания. 1. Формулы справедливы для автомобилей с колесной формулой 4×2 . Для многоприводных автомобилей (4×4 , 6×4 , 6×6 , 8×8 и т. д.) при определении n_p необходимо учитывать передаточные числа дополнительных узлов силового привода.

2. Для узлов, расположенных за коробкой передач, расчетные обороты определяются для каждой передачи.

3. При определении $n_p^{к. п}$ меньшее предельное значение числового коэффициента — для автомобилей с удельной мощностью 5—6 л. с./т, большее — для автомобилей с удельной мощностью 13—15 л. с./т.

4. Обозначения величин: $n_{дв. max}$ — максимальные обороты коленчатого вала двигателя; $n_{н. max}$ — максимальные обороты насосного колеса гидротрансформатора,

$$n_{н. max} = \frac{n_{дв. max}}{i_{ц. п}}$$

грунтовых дорог (2). Процентное использование передач по пробегу δS (%) находится в зависимости от расчетного удельного тягового усилия p , определенного исходя из расчетного крутящего момента первичного вала коробки переада:

$$p = \frac{M_p^{к. п} i_{тр} \eta_{тр}}{r_k G_a},$$

где $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ — общее передаточное число и к. п. д. агрегатов трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес; r_k — радиус качения колеса; G_a — общий вес автомобиля.

Процентное использование первой передачи равняется ордина-

те точки определяющей линии, абсцисса которой равна расчетному удельному тяговому усилию на второй передаче.

Процент использования промежуточных передач находится как разность ординат двух точек определяющей линии, ордината первой из которых равна расчетному удельному тяговому усилию на последующей передаче, а второй — на определяемой передаче.

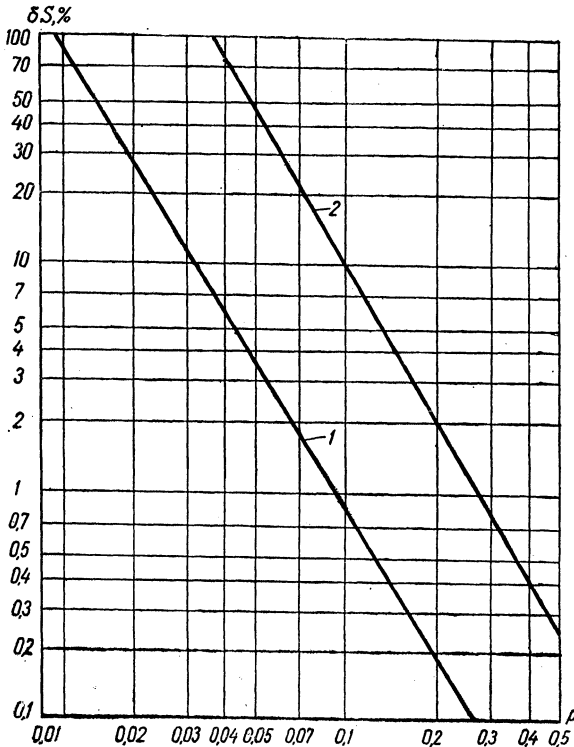


Рис. 3. График для определения процентного использования передач по пробегу:

1 — дороги с твердым покрытием; 2 — грунтовые дороги

Процент использования прямой (высшей) передачи равняется разности между цифрой 100 и ординатой точки определяющей линии с абсциссой, равной расчетному удельному тяговому усилию на этой передаче.

Пробег на i -й передаче S_i определяется по формуле

$$S_i = \frac{\delta S_i}{100} \cdot S,$$

где δS_i — процентное использование i -й передачи по пробегу; S — суммарный пробег автомобиля, км.

Пробег на передачах заднего хода принимается равным 0,5—1% от суммарного пробега на передачах переднего хода.

Если известно процентное использование передач по пробегу, а требуется определить процентное использование передач по времени (как и для решения обратной задачи), можно пользоваться следующими зависимостями:

$$\delta T_i = \frac{i_i \delta S_i}{\sum_1^k i_i \delta S_i} \cdot 100\%,$$

$$\delta S_i = \frac{\frac{1}{i_i} \delta T_i}{\sum_1^k \frac{1}{i_i} \delta T_i} \cdot 100\%,$$

где δS_i , δT_i — процентное использование i -й передачи по пробегу и по времени; i_i — передаточное число i -й передачи; k — число передач.

5. *Порядок использования параметров нагрузочного режима при расчете на выносливость.* Расчет на выносливость начинается с определения расчетного напряжения σ_r , которое находится исходя из расчетного момента M_p с учетом влияния на усталость динамических нагрузок [2]. Расчетное напряжение сравнивается с пределом выносливости σ_r .

Если $\sigma_p < \sigma_r$, то долговечность детали обеспечивается и расчет на этом заканчивается. Если же $\sigma_p > \sigma_r$, то деталь имеет ограниченную долговечность и расчет продолжается.

Сначала находится число циклов до разрушения детали от усталости при напряжении σ_p :

$$N_{\sigma_p} = N_6 \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_p} \right)^m,$$

где N_6 — базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости σ_r ; m — показатель степени, характеризующий зависимость между напряжением и числом циклов.

Далее определяется коэффициент циклов $K_{ц}$, а затем находится расчетное число циклов N_p до выхода детали из строя от усталости при действии переменных крутящих моментов, характеризующих кривой распределения:

$$N_p = k_{ц} N_{\sigma_p}.$$

Наконец, находится расчетная долговечность детали S_p , выраженная в километрах пробега автомобиля:

$$S_p = \frac{2\pi r_K N_p}{1000 i_{об} a_{ц}},$$

где $i_{об}$ — общее передаточное число трансмиссии от рассчитываемой детали до ведущих колес автомобиля; $a_{ц}$ — число циклов нагружений за один оборот детали.

Для обеспечения работоспособности детали в течение требуемого срока службы должно выполняться условие:

$$S_p \geq S_{тр},$$

где $S_{тр}$ — требуемый срок службы детали, выраженный в километрах пробега автомобиля.

Если деталь работает на нескольких нагрузочных режимах (M_{p1} , M_{p2} и т. д.), то расчетное напряжение определяется на каждом режиме отдельно. Те режимы, на которых $\sigma_p < \sigma_r$, отбрасываются. Для режимов, на которых $\sigma_p > \sigma_r$, определяется расчетная долговечность для каждого режима отдельно (S_{p1} , S_{p2} и т. д.), а затем на основании гипотезы суммирования относительных повреждений находится суммарная долговечность детали S_p из выражения:

$$\frac{100}{S_p} = \frac{\alpha_1}{S_{p1}} + \frac{\alpha_2}{S_{p2}} + \dots,$$

где α_1 , α_2, \dots — длительность работы детали на режимах 1, 2 и т. д., %.

По изложенной методике на Минском автомобильном заводе производится определение нагрузочных режимов ГМП тяжелых автомобилей высокой проходимости. Расчеты на выносливость серийной гидромеханической передачи МАЗ и опытных конструкций, выполненные при использовании данной методики определения нагрузочных режимов, подтверждают возможность ее практического применения.

1. И. В. Каноник, Н. И. Корбут, И. И. Скуратович. Исследование нагрузочного режима гидромеханической передачи тяжелого автомобиля с применением ЭЦВМ. В сб.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей», т. II. М., 1966.

2. И. С. Цитович, В. А. Вавулю, Б. Н. Хваль. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962.

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, Л. Л. Борисов

УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Рассмотрим движение седельного тягача (рис. 1) и сформулируем требования, обеспечивающие устойчивость движения в условиях интенсивного торможения сначала по прямой (рис. 2), а затем при движении по дуге окружности (рис. 3).

Под устойчивостью движения автомобиля понимаем способность автомобиля сохранять заданное направление движения по прямой (или по дуге окружности) без дополнительных воздействий водителя. При таком определении между понятием устойчивости движения и способностью автомобиля «держаться дороги» возникает прямая связь. Разница заключается в том, что понятие «держания или недержания дороги» является понятием чисто субъективным, тогда как для понятия устойчивости имеется возможность выработать определенные числовые критерии.

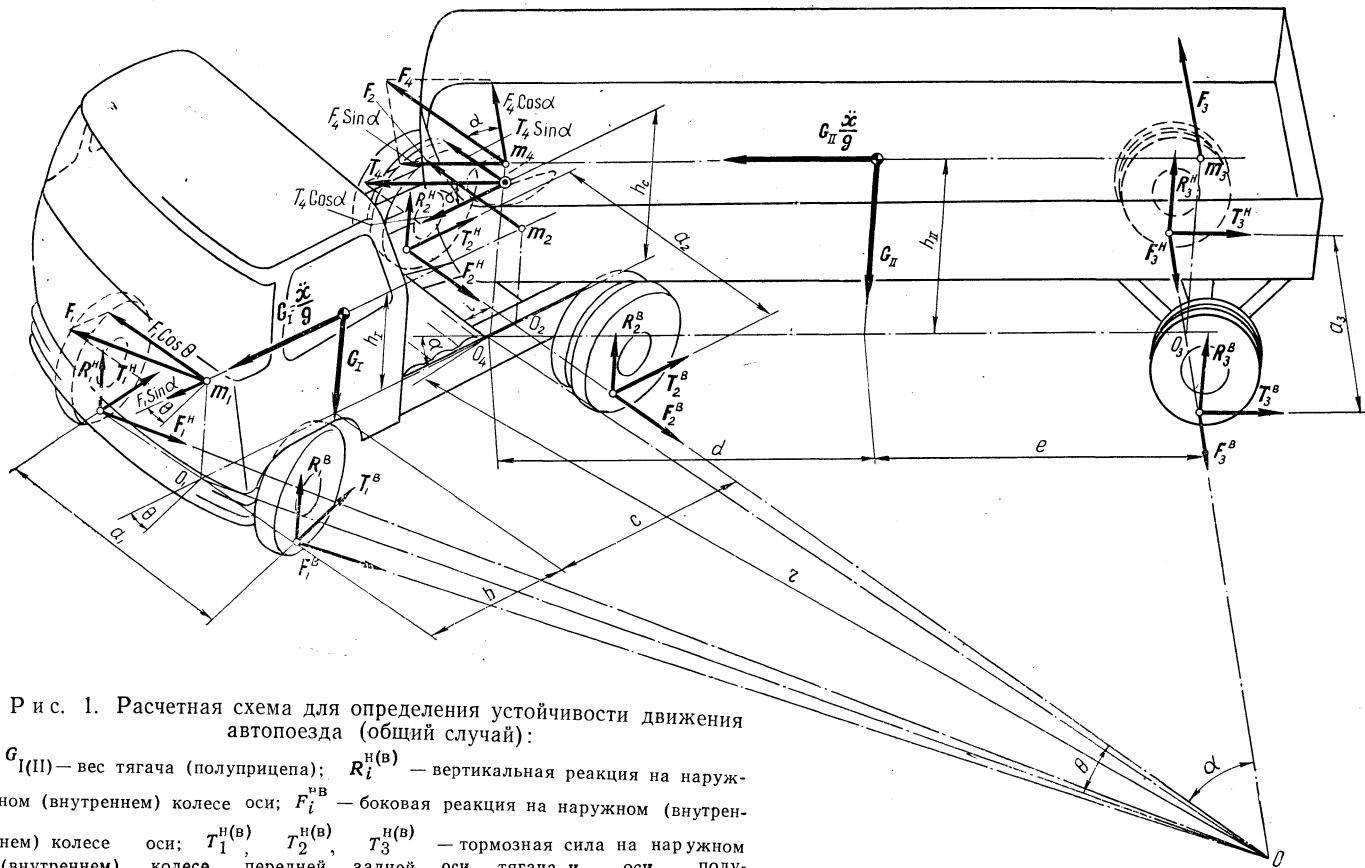
При рассмотрении условий устойчивости при движении по прямой легко заметить, что требование абсолютной устойчивости влечет за собой необходимость радикального уменьшения эффективности торможения, а это идет вразрез с современными тенденциями. Поэтому возникает необходимость во введении понятия относительной устойчивости.

Основными требованиями для достижения абсолютной устойчивости при торможении для движения по прямой можно считать (для седельных автопоездов) следующее:

1) отсутствие толкающих усилий, направленных от полуприцепа к тягачу; 2) равенство парциальных замедлений всех осей автопоезда, сохраняющееся на всех режимах торможения; 3) соблюдение неравенства $R_i \varphi \geq T_i$ для каждой оси автопоезда

$$T_i = \frac{k_i p_{\max} t}{r_{k_i} t_1},$$

где k_i — коэффициент, зависящий от параметров и конструкции колесных тормозных механизмов и привода; p_{\max} — максимальное давление рабочей среды в тормозной системе; t_1 — время срабаты-



Р и с. 1. Расчетная схема для определения устойчивости движения автопоезда (общий случай):

$G_{I(II)}$ — вес тягача (полуприцепа); $R_i^{H(B)}$ — вертикальная реакция на наружном (внутреннем) колесе оси; F_i^{HB} — боковая реакция на наружном (внутреннем) колесе оси; $T_1^{H(B)}$, $T_2^{H(B)}$, $T_3^{H(B)}$ — тормозная сила на наружном (внутреннем) колесе передней, задней оси тягача и оси полуприцепа; T_4 — сила в сцепном устройстве автопоезда; m_i — масса тягача (полуприцепа), отнесенная к i -й оси автопоезда; F_i — центробежные силы на осях автопоезда; \ddot{x} — замедление автопоезда; g — ускорение свободного падения; θ — средний угол поворота управляемых колес тягача; α — угол складывания автопоезда; r — радиус поворота автопоезда

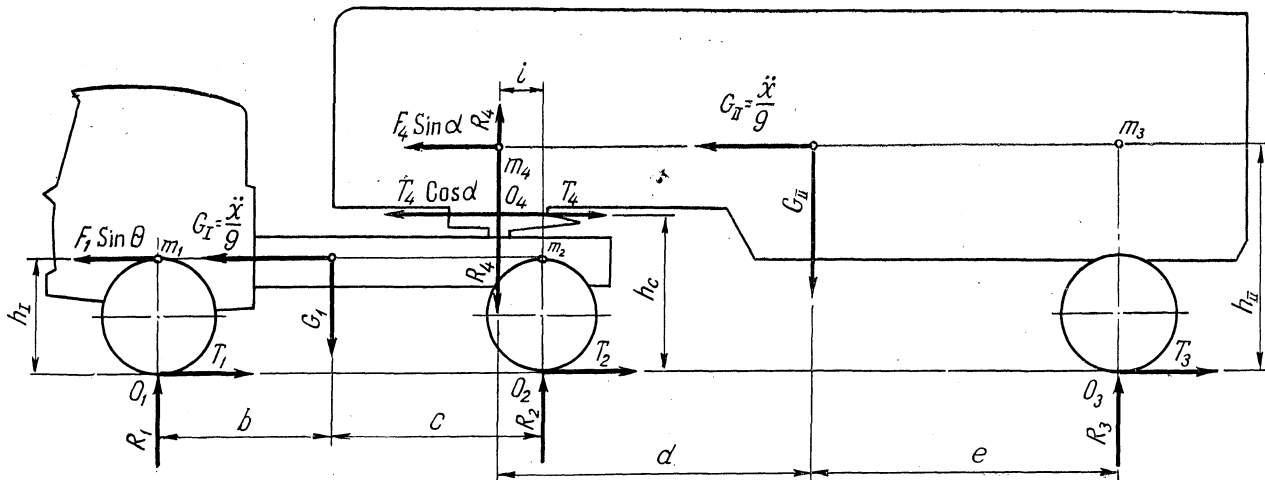


Рис. 2. Схема движения автопоезда по прямой

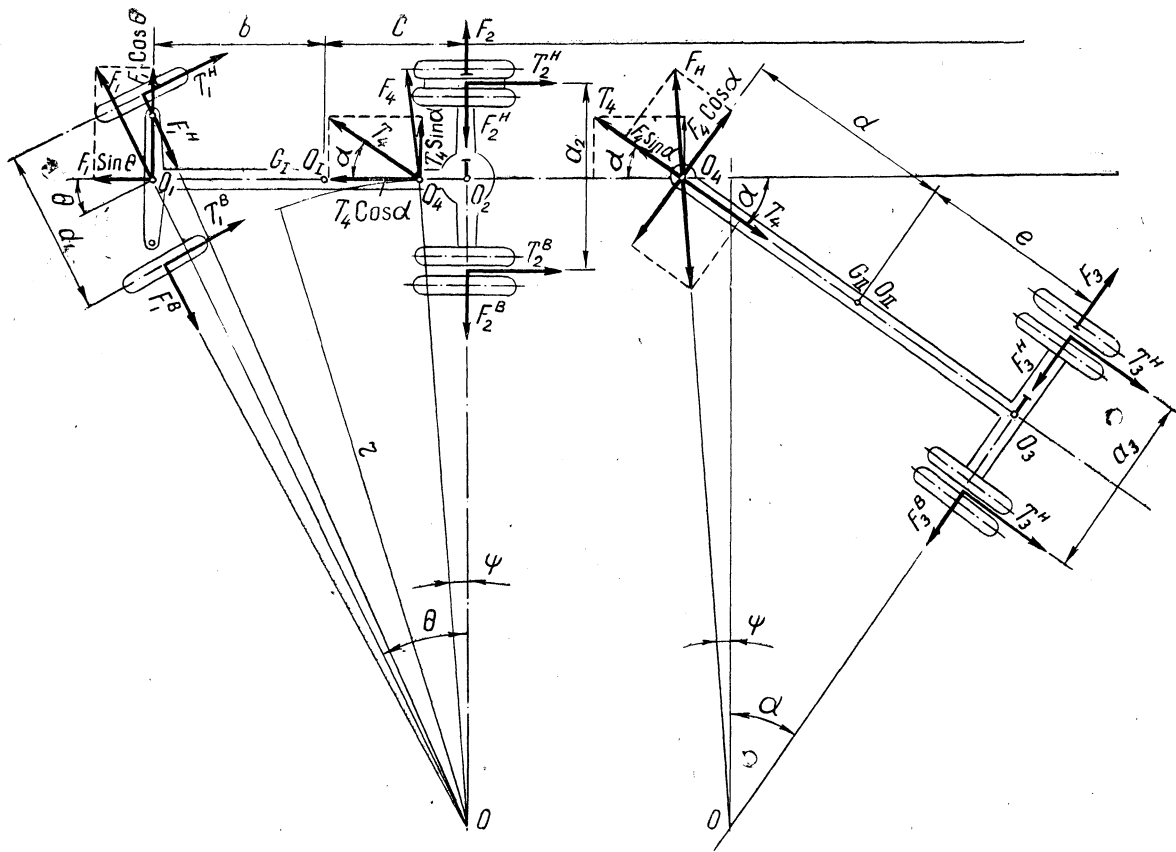


Рис. 3. Схема движения автопоезда по дуге окружности (автопоезд условно расчленен)

вания тормозного привода; r_{ki} — радиус колеса i -й оси автопоезда; t — время.

Отношение $K_i = \frac{T_i}{R_i \cdot \varphi}$ является критерием устойчивости для прямолинейного движения при торможении. Для случая оптимального распределения тормозных сил это выражение может быть записано в виде

$$K_i = \frac{\ddot{x}_i(t)}{\varphi g}, \quad (1)$$

где φ — коэффициент сцепления колес с дорогой.

При наличии какой-либо боковой силы (центробежная сила, ветер и т. д.) критерием устойчивости является выражение

$$K_i = \frac{\sqrt{T_i^2 + F_i^2}}{R_i \varphi}. \quad (2)$$

Используя рис. 1, условие 1 для полуприцепа записываем так:

$$G_{II} \frac{\ddot{x}}{g} = T_3, \quad (3)$$

$$T_{3 \max} = R_3 \varphi,$$

откуда

$$R_3 = G_{II} - R_4 = \frac{G_{II}}{d+e} \left(d - \frac{\ddot{x}}{g} h_{II} \right), \quad (4)$$

$$R_3 \varphi = \frac{G_{II}}{g} \ddot{x}_{\max}$$

и

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{d \varphi g}{d+e+h_{II}\varphi}. \quad (5)$$

Величины R_i и T_i являются функциями замедления.

Предполагаем нарастание замедления автопоезда по закону прямой и синхронно для всех осей. Тогда при условии, что $\ddot{x}_{\max} = = g\varphi$,

$$\ddot{x} = \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1} = \frac{d g \varphi}{d+e+h_{II}\varphi} \cdot \frac{t}{t_1}. \quad (5')$$

Равенство (5) представляет собой ограничение максимального замедления, достигнутого при отсутствии толкания тягача прицепом.

Анализируя выражение (5') замечаем, что практика соблюдения этого условия требует значительного изменения геометрии полуприцепов для достижения приемлемых значений замедления.

В самом деле, обозначая сумму $d + e = L$ и считая, например, $d = 0,5L$ и $h_{II} = 0,5L$, получаем значение \ddot{x}_{\max} , явно не удовлетворяющее современным требованиям.

Для получения удовлетворительных значений замедления в этом случае выгодно применять двухосные полуприцепы с расположением центра тяжести полуприцепа между его осями, что позволяет использовать предельное значение $L = d$. Это однако значительно снижает грузоподъемность полуприцепа.

В остальных случаях приходится учитывать неизбежность толкающей силы, которую надо принимать во внимание при расчете тормозов тягача.

Заметим, что нельзя предполагать, что давление в тормозных устройствах всех осей будет нарастать синхронно. В действительности для получения устойчивого движения нужно подавать давление, нарастающее по закону прямой, только в тормозные устройства одной из осей, а в тормозные устройства остальных осей подавать давление так, чтобы соблюдалось равенство парциальных замедлений. Это может быть достигнуто применением автоматических регуляторов, вырабатывающих аппроксимацию оптимального соотношения давлений в зависимости от мгновенного значения замедлений или от давления в тормозных устройствах основной оси. За основную ось считаем ту ось, в тормозных устройствах которой давление нарастает по закону прямой.

Условие равенства парциальных замедлений всех осей для каждого времени приводит к выражению

$$\frac{p_i(t) k_i g}{R_i(t) r_k} = \ddot{x}(t)$$

или

$$k_i p_i(t) = \ddot{x}(t) \frac{R_i(t)}{g} \cdot r_k.$$

Предполагаем следующие параметры тормозной системы: максимальное замедление $\ddot{x}_{\max} = 7 \text{ м/сек}^2$, время полного срабатывания $t_1 = 0,6 \text{ сек}$, максимальное давление $p_{\max} = 6,5 \text{ кг/см}^2$.

Записываем уравнение моментов для полуприцепа

$$R_4(d + e) + T_4 h_c - G_{II} e - G_{II} \frac{\ddot{x}}{g} h_{II} = 0. \quad (6)$$

Замечая, что $\ddot{x} = \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}$ и $T_4 = \frac{R_4}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}$, получаем из уравнения (6)

$$R_4 = G_{II} \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}$$

и

$$R_3 = G_{II} - R_4 = G_{II} \left(1 - \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}} \right), \quad (7)$$

$$T_3 = \frac{R_3}{g} \ddot{x} = \frac{R_3}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}.$$

Определим силы T_1 и T_2 , обуславливающие те же замедления, что и замедление оси полуприцепа:

$$T_1 = \frac{R_1}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}, \quad T_2 = \frac{R_2}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}.$$

Величины R_1 , R_2 и R_3 являются функциями \ddot{x} , а значит, и t . Поэтому T_1 , T_2 , T_3 будут кривыми на диаграммах зависимости от замедления (\ddot{x}). При построении зависимости давлений в тормозных устройствах двух осей от третьей одно из давлений получится спрямленным. Уравнения моментов позволяют получить для R_1 и R_2 зависимости:

$$R_1 = \frac{G_I}{b+c} \left(c + h_I \cdot \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1} \right) + G_{II} \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}} \cdot \frac{i + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{b+c}, \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{G_I}{b+c} \left(b - h_I \cdot \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1} \right) + G_{II} \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}} \cdot \frac{b + c - i - h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{b+c}. \quad (9)$$

Кривые давления для осей определяются из соотношений

$$T_1 = \frac{p_1 k_1}{r_k}, \quad T_2 = \frac{p_2 k_2}{r_k}, \quad T_3 = \frac{p_3 k_3}{r_k} \quad (10)$$

по максимальным значениям величин $T_{i \max}$ и p_i .

При значении K в выражениях (1) и (2), больших единицы, движение становится неустойчивым.

Для учета влияния колебаний на подвеске был применен следующий метод. Предполагается движение по дороге со случайным

микропрофилем, характеризованным определенным значением величины дисперсии амплитуд. На основании некоторых статистических данных и исследований имеются основания предполагать, что автомобиль будет колебаться с частотой, близкой к частоте собственных колебаний системы автомобиль — подвеска, и с амплитудой, характеризованной качеством подвески как фильтра. При этом качественный показатель подвесок может быть принят как отношение дисперсии на выходе к дисперсии на входе.

Таким образом, приняв изложенные основные положения, можно считать, что деформация упругих элементов является функцией от дисперсии на входе, а увеличение или уменьшение реакций равно произведению качественного показателя фильтрующих способностей подвески на величину дисперсии и на коэффициент, определяющий величину периодической составляющей корреляционной функции входа, взятому как аргумент от функции, характеризующей восстанавливающую силу подвески. Полученная величина за вычетом восстанавливающей силы подвески в состоянии покоя даст величину, увеличивающую или уменьшающую реакцию данного колеса, которая определяется выражением

$$\Delta R_i^y = f(y_i) - R_{0i}, \quad (11)$$

где $f(y_i) = y_i c_i$ — восстанавливающая сила упругого элемента оси колеса как функция относительного перемещения подрессоренной и недрессоренной массы; c_i — жесткость подвески i -го колеса; R_{0i} — реакция на i -м колесе в статическом положении; y_i — вертикальное перемещение оси i -го колеса относительно подрессоренной массы в данный момент времени,

$$y_i = D_{bx} \alpha \beta \sin \nu t. \quad (12)$$

Здесь D_{bx} — дисперсия дороги от амплитуды перемещения; α — качественный показатель фильтрующих способностей подвески; β — коэффициент, определяющий величину амплитуды периодической составляющей; ν — круговая частота, которую можно принимать равной частоте собственных колебаний автомобиля.

В этом случае критерий устойчивости для торможения на прямой будет

$$K_i = \frac{T_i}{\Sigma R_i \varphi} = \frac{k_i D_i \max \frac{t}{t_1} r_k}{(R_i + \Delta R_i^y) \varphi}. \quad (13)$$

Для движения по дуге окружности постоянного радиуса, но с переменными замедлением и скоростью

$$K_i = \frac{\sqrt{T_i^2 + (\Sigma F_i)^2}}{\Sigma R_i \varphi} = \frac{\sqrt{T_i^2 + (\Sigma F_i)^2}}{(R_i + \Delta R_i^y) \varphi}. \quad (14)$$

Расчетные формулы для определения коэффициента устойчивости K_i для случая торможения при движении по дуге окружности записываются следующим образом (см. рис. 1, 2):

а) без учета влияния колебаний:

наружное колесо передней оси тягача

$$K_1^H = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_4\ddot{x} + B_{13}x^2}{A_1\ddot{x} + B_1x^2 + C_1}\right)^2 + \left(\frac{B_4\ddot{x}}{A_7\ddot{x} + B_5x^2 + 0,5C_1}\right)^2}, \quad (15)$$

внутреннее колесо передней оси тягача

$$K_1^B = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_4\ddot{x} + B_{13}x^2}{A_1\ddot{x} + B_1x^2 + C_1}\right)^2 + \left(\frac{B_4\ddot{x}}{A_8\ddot{x} + B_6x^2 + 0,5C_1}\right)^2}, \quad (16)$$

наружное колесо задней оси тягача

$$K_2^H = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_5\ddot{x} + B_{14}x^2}{A_2\ddot{x} + B_2x^2 + C_2}\right)^2 + \left(\frac{B_7\ddot{x}}{A_{10}\ddot{x} + B_8x^2 + 0,5C_2}\right)^2}, \quad (17)$$

внутреннее колесо задней оси тягача

$$K_2^B = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_5\ddot{x} + B_{14}x^2}{A_2\ddot{x} + B_2x^2 + C_2}\right)^2 + \left(\frac{B_7\ddot{x}}{A_{11}\ddot{x} + B_9x^2 + 0,5C_2}\right)^2}, \quad (18)$$

наружное колесо оси полуприцепа

$$K_3^H = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{D_1x^2}{A_3\ddot{x} + B_3x^2 + C_3}\right)^2 + \left(\frac{B_{10}\ddot{x}}{0,5A_3\ddot{x} + B_{11}x^2 + 0,5C_3}\right)^2}, \quad (19)$$

внутреннее колесо оси полуприцепа

$$K_3^B = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{D_1x^2}{A_3\ddot{x} + B_3x^2 + C_3}\right)^2 + \left(\frac{B_{10}\ddot{x}}{0,5A_3\ddot{x} + B_{12}x^2 + 0,5C_3}\right)^2}. \quad (20)$$

Коэффициенты A_i , B_i , C_i , D_i определяются по формулам:

$$A_1 = \frac{G_{II}}{g(b+c)} \left[\frac{(h_{II} - h_c) \cdot i}{d+e} + \frac{h_c}{r} \sqrt{r^2 - (d+e)^2} \right] + \frac{G_I h_1}{g b+c} + \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max \cdot h_c}{r_k \cdot \ddot{x}_{\max} (b+c)} \cdot \left(\frac{i}{d+e} - \frac{\sqrt{r^2 - (d+e)^2}}{r} \right),$$

$$A_2 = \frac{G_{II}}{g(d+e)} \cdot \left[(h_{II} - h_c) \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) - \frac{h_c}{r} \sqrt{r^2 - (d+e)^2} \right] - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{h_1}{b+c} + \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max \cdot h_c}{r_k \cdot \ddot{x}_{\max} \cdot (b+c)} \cdot \left(\frac{b+c-i}{d+e} - \frac{\sqrt{r^2 - (d+e)^2}}{r} \right),$$

$$A_3 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{h_c - h_{II}}{d + e} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max \cdot h_c}{r_k \cdot \dot{x}_{\max} (d + e)},$$

$$A_4 = \frac{i(d + e)}{r(b + c)} \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_5 = \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right) \cdot \left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \frac{d + e}{r},$$

$$A_7 = 0,5 A_1 + \frac{i \cdot h_c \cdot (d + e)}{r \cdot a_1 \cdot (b + c)} \cdot \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_8 = 0,5 A_1 - \frac{i \cdot (d + e) \cdot h_c}{r \cdot a_1 (b + c)} \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_{10} = 0,5 A_2 + \frac{h_c \cdot (d + e)}{r \cdot a_2} \cdot \left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_{11} = 0,5 A_2 - \frac{h_c \cdot (d + e)}{r \cdot a_2} \cdot \left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$B_1 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e}{r^2} \cdot \left[\frac{i(h_{II} - 2h_c)}{(b + c)(d + e)} + \frac{h_c \sqrt{r^2 - (d + e)^2}}{r(b + c)} \right] + \\ + \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{r(b + c) \sqrt{(b + c)^2 + r^2}},$$

$$B_2 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e}{r^2} \left[\left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \frac{h_{II} - 2h_c}{d + e} - \frac{h_c \sqrt{r^2 - (d + e)^2}}{r(b + c)} \right] - \\ - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{r(b + c) \sqrt{(b + c)^2 + r^2}},$$

$$B_3 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e(2h_c - h_{II})}{(d + e)r^2},$$

$$B_4 = \frac{k_1 p_1 \max}{r_k \dot{x}_{\max}},$$

$$B_5 = 0,5 B_1 + \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{a_1(b + c) \sqrt{(b + c)^2 + r^2}} + \\ + \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e \cdot i \cdot h_c}{a_1 \cdot r \cdot (b + c)} \left(\frac{1}{d + e} + \frac{d + e}{r^2} \right),$$

$$B_6 = 0,5 B_1 - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{a_1(b+c)\sqrt{(b+c)^2+r^2}} -$$

$$- \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e \cdot i \cdot h_c}{a_1 r (b+c)} \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r^2} \right),$$

$$B_7 = \frac{k_2 P_2 \max}{r_k \dot{x}_{\max}},$$

$$B_8 = 0,5 B_2 + \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b h_1}{a_2(b+c)r} + \frac{G_{II}}{g} \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r} \right) \frac{e \cdot h_c}{a_2 \cdot r},$$

$$B_9 = 0,5 B_2 - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b h_1}{a_2(b+c)r} - \frac{G_{II}}{g} \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r^2} \right) \frac{e \cdot h_c}{a_2 \cdot r},$$

$$B_{10} = \frac{k_3 P_3 \max}{r_k \dot{x}_{\max}},$$

$$B_{11} = 0,5 B_3 + \frac{G_{II}}{g \cdot a_3 \cdot r \cdot (d+e)} \cdot \left[h_{II} \cdot d + \frac{e \cdot (h_{II} - h_c) \sqrt{r^2 - (d+e)^2}}{r} \right],$$

$$B_{12} = 0,5 B_3 - \frac{G_{II}}{g \cdot a_3 \cdot r \cdot (d+e)} \cdot \left[h_{II} d + \frac{e(h_{II} - h_c \sqrt{r^2 - (d+e)^2})}{r} \right],$$

$$B_{13} = \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b}{(b+c) \cdot r} + \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e \cdot i}{(b+c)r} \cdot \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r} \right),$$

$$B_{14} = \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b}{(b+c) \cdot r} + \frac{G_{II}}{g} \cdot \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) \cdot \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r^2} \right) \frac{e}{r},$$

$$C_1 = G_I \cdot \frac{c}{b+c} + G_{II} \frac{ei}{(b+c)(d+e)},$$

$$C_2 = G_I \frac{b}{b+c} + G_{II} \frac{e}{d+e} \left(1 - \frac{i}{b+c} \right),$$

$$C_3 = G_{II} \frac{d}{d+e},$$

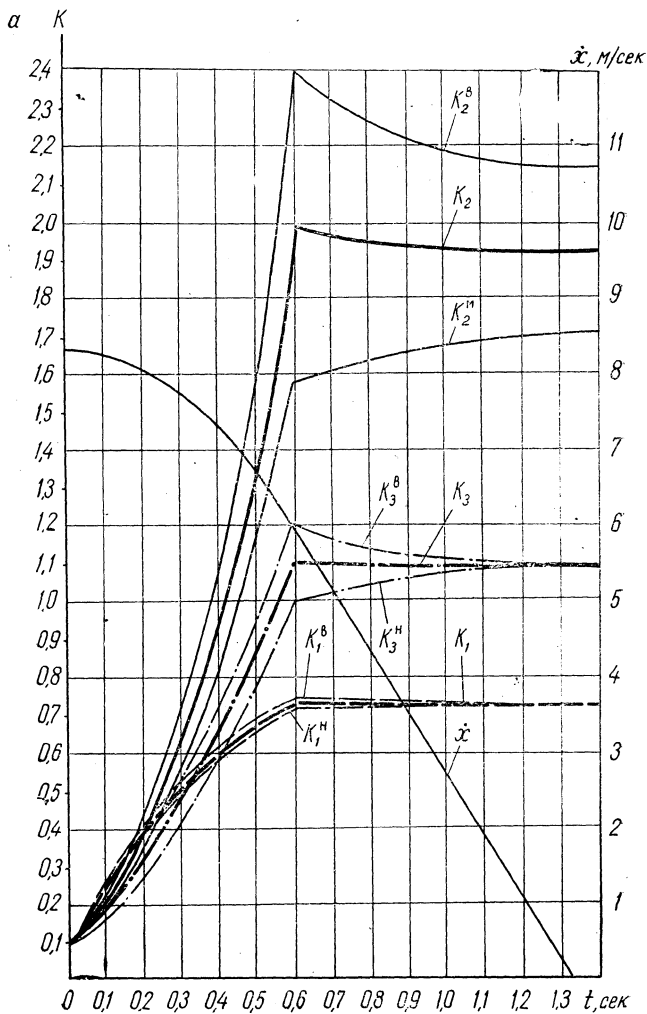
$$D_1 = \frac{G_{II}}{g} \frac{d}{(d+e)r};$$

б) для учета влияния колебаний (на подвеске) все выражения для K_p , приведенные выше, нужно умножить на переменный коэффициент

$$\frac{R_i}{R_i + \Delta R_i'}$$

По приведенным формулам были вычислены значения величин K_i для различных условий торможения, т. е. для различных радиусов закруглений, коэффициентов сцепления, начальных скоростей движения автомобиля и значений времени полного срабатывания тормозного привода.

На рис. 4, а, б изображены диаграммы зависимости показателя устойчивости K_i от времени. Эти диаграммы относятся к автопоезду с тормозной системой, в которой нарастание давлений в тормозных камерах всех осей происходит синхронно. Значения показателя



устойчивости $K_i \geq 1$ соответствуют началу скольжения. С этого момента водитель должен уменьшить давление в тормозной системе, что, однако, нежелательно.

Потери замедления будут тем меньше, чем ближе друг к другу кривые $K_i(t)$ для различных осей и чем ближе горизонтальные части кривых к линии $K_i = 1$.

На рис. 5, а, б представлены кривые $K_i = f(t)$ для автопоезда с теми же параметрами, но снабженного эффективной системой

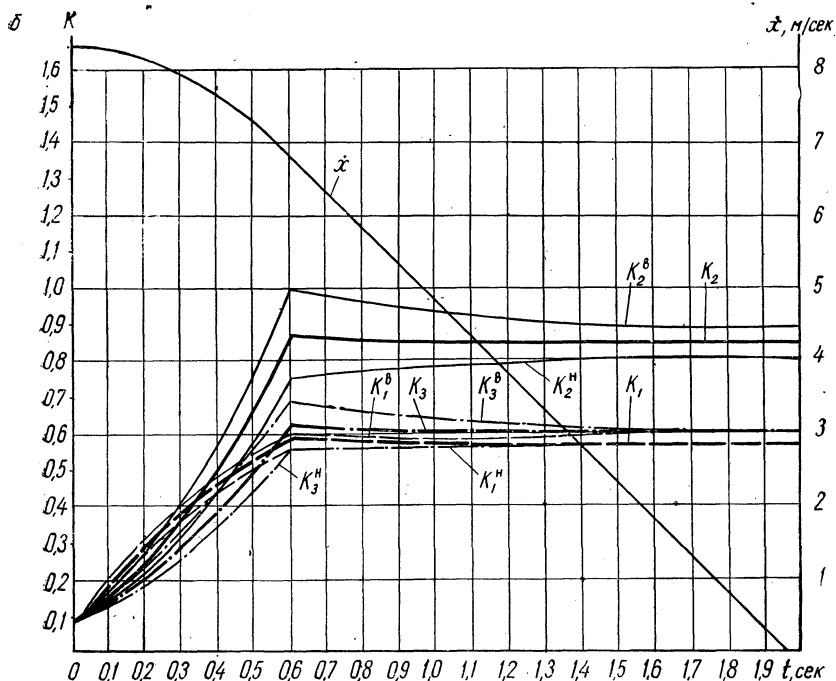
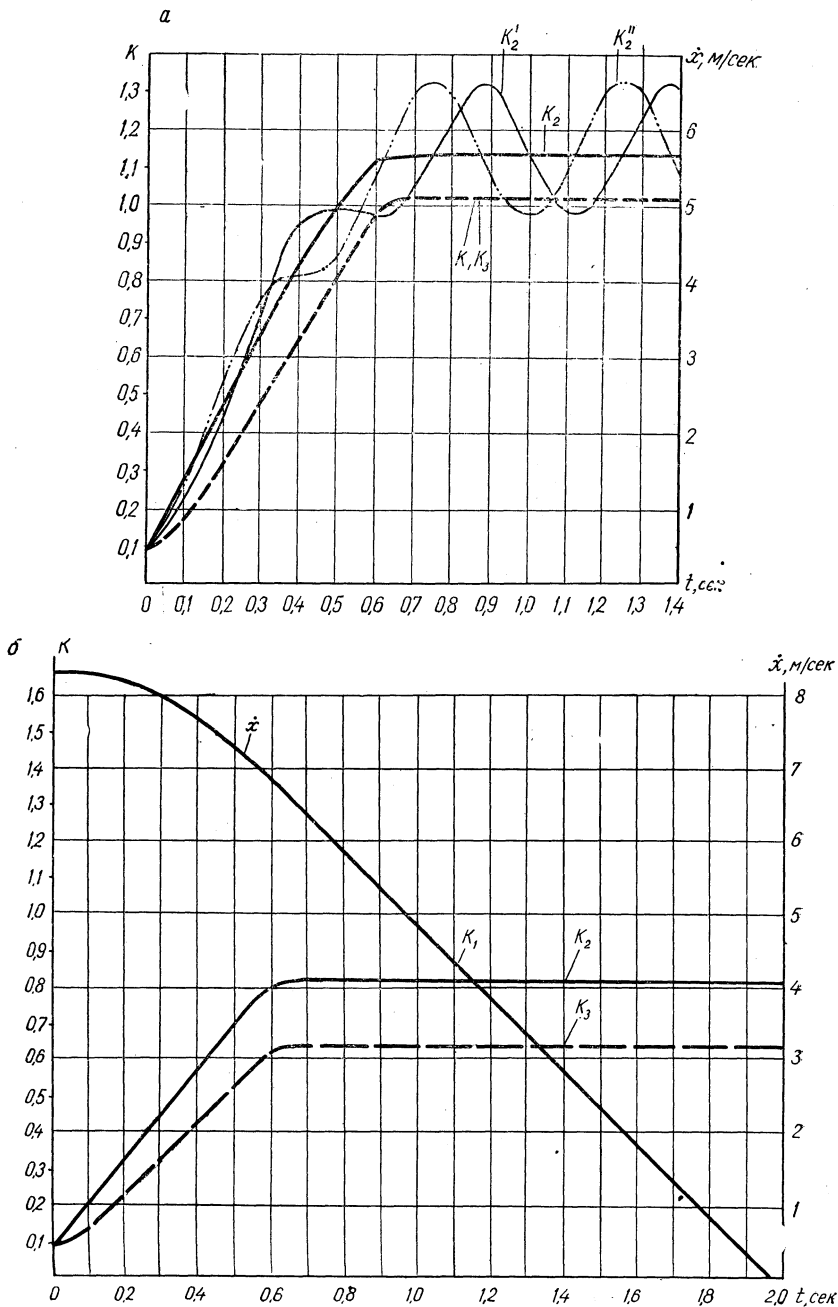


Рис. 4. Диаграмма зависимости показателя устойчивости от времени торможения при синхронном нарастании давлений рабочей среды в исполнительных органах тормозов. ($t_1 = 0,6$; $r = 100$ м; $\varphi = 0,8$; $x_0 = 8,33$ м/сек):

$$a - \ddot{x}_{\max} = 8 \text{ м/сек}^2; \quad б - \ddot{x}_{\max} = 5 \text{ м/сек}^2$$

автоматического регулирования, которая обеспечивает равенство парциальных замедлений осей автопоезда. В этой системе применены регуляторы, обеспечивающие оптимальное соотношение давлений.

Из сравнения рис. 4 и 5 ясно видны преимущества систем с автоматическим регулированием давлений. Эти преимущества заключаются, во-первых, в значительном сокращении тормозного пути вследствие оптимального использования сцепного веса и, во-вто-



Р и с. 5. Диаграмма зависимости показателя устойчивости от времени торможения при регулируемом нарастании давлений рабочей среды в исполнительных органах тормозов тягача и полуприцепа ($t_1 = 0,6$ сек; $r = 100$ м; $\varphi = 0,8$; $\dot{x}_0 = 8,33$ м/сек):

$a - \ddot{x}_{\max} = 8$ м/сек² (учтены колебания на подвеске); $б - \ddot{x}_{\max} = 5$ м/сек² (без учета колебаний на подвеске)

рых, в увеличении устойчивости движения. И то и другое повышает безопасность движения и увеличивает средние эксплуатационные скорости движения.

Примером регулятора, обеспечивающего равенство парциальных замедлений всех осей при различных режимах торможения, является наше устройство (авторское свидетельство № 177289/1965 г.).

На рис. 5, *a* изображены кривые $K_2'(t)$ и $K_2''(t)$, учитывающие влияние периодической слагаемой, получающейся в результате учета колебаний на подвеске. Отличие кривой $K_2'(t)$ от кривой $K_2''(t)$ состоит в том, что в первом случае предполагается начало торможения в момент времени $t = 0$, характерный тем, что синусоидальная составляющая равна нулю, тогда как во втором случае момент времени $t = 0$ характеризуется максимальным значением синусоидальной составляющей реакции.

Для каждого отдельного типа автомобиля и для каждой дороги, характеризованной максимальными амплитудами микропрофиля, по изложенной методике можно определить условия устойчивого движения.

Ю. Б. Беленький, Р. И. Фурунжиев

ГРАДИЕНТНЫЙ МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ОБЪЕКТОВ

Хотя оптимальное проектирование систем подрессоривания является актуальным, литературы по данному вопросу немного [1—5]. Рассмотрим алгоритм градиентного метода оптимизации параметров подрессоренных систем. В качестве примера подрессоренного объекта возьмем подрессоренную транспортную машину.

Система дифференциальных уравнений, описывающая продольно-угловые колебания n -осного транспортного средства, при известных допущениях может быть записана в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 \beta_i F_{ij} &= 0, \\ \ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 \lambda_i F_{ij} &= 0, \\ \ddot{y}_i - \gamma_i \sum_{j=1}^3 F_{ij} + \sum_{j=4}^5 F_{ij} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где i — номер оси автомобиля; n — число осей; j — номера характеристик элементов, включенных между подрессоренной и неподдресоренной массой i -й оси, $j = 1, 2, 3$.

Для удобства приведем систему (1) к нормальному виду Коши:

$$\frac{dx_i}{dt} = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n, q_1, q_2, \dots, q_s, k_1, k_2, \dots, k_l), \quad (2)$$

$$x_i(t_0) = x_{i0}, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

где x_1, x_2, \dots, x_n — выходные координаты системы подрессоривания, подлежащие оптимизации; k_1, k_2, \dots, k_l — параметры системы подрессоривания, подлежащие оптимизации; q_1, q_2, \dots, q_s — случайные величины, характеризующие случайное дорожное воздействие, вероятностные характеристики которых известны.

Будем предполагать, что существует область Ω значений параметров k_1, k_2, \dots, k_l , имеющая непустую общую часть с областью Ω_k

допустимых значений этих параметров, причем в любой точке $(k_1, k_2, \dots, k_l) \in \Omega$ существует единственное решение системы (2) для любой выборки случайных величин q_1, q_2, \dots, q_s и любых допустимых начальных условий.

Предположим также, что имеется некоторый положительный функционал (критерий качества поддрессоривания)

$$Q(x_1, x_2, \dots, x_n, k_1, k_2, \dots, k_l, t), \quad (3)$$

определенный на множестве решений системы (2) и характеризующий систему поддрессоривания таким образом, что последняя считается лучшей, если Q принимает наименьшее значение [6].

Функции x_1, x_2, \dots, x_n в общем случае зависят от t , начальных условий, случайных величин q_1, q_2, \dots, q_s и параметров k_1, k_2, \dots, k_l . При фиксированных начальных условиях функционал (3) можно рассматривать как функцию случайных переменных q_1, q_2, \dots, q_s и оптимизируемых параметров подвески k_1, k_2, \dots, k_l , т. е.

$$Q = Q(q_1, q_2, \dots, q_s, k_1, k_2, \dots, k_l, t). \quad (4)$$

С целью получения оценки качества системы поддрессоривания, не зависящей от случайных параметров, произведем осреднение. Тогда

$$M(Q) = M[Q(q_1, q_2, \dots, q_s, k_1, k_2, \dots, k_l, t)] = Q^*(t, k_1, k_2, \dots, k_l), \quad (5)$$

где M — символ математического ожидания.

Значение параметров системы поддрессоривания назовем оптимальными, если

$$Q^*(t, k_1^*, k_2^*, \dots, k_l^*) = \min_{\Omega_k \cap \Omega_k} Q(t, k_1, k_2, \dots, k_l). \quad (6)$$

Для обеспечения этого условия следует предположить, что область $\Omega_k \cap \Omega_k$ является замкнутой, а функция $Q(k_1, k_2, \dots, k_l, t)$ непрерывной в любой точке $(k_1, k_2, \dots, k_l) \in \Omega_k \cap \Omega_k$.

Для нахождения экстремального значения функции $Q(k_1, k_2, \dots, k_l, t)$ в замкнутой области $\Omega_k \cap \Omega_k$ необходимо исследовать эту функцию на экстремум.

В настоящее время для нахождения экстремума функций все большее применение находят градиентные методы, идея которых состоит в том, что градиент функции представляет собой вектор, направленный в сторону наибольшего возрастания функции в данной точке.

Если вычислить градиент функции $Q(t, k_1, k_2, \dots, k_l)$ в некоторой точке $(k_1^0, k_2^0, \dots, k_l^0) \in \Omega_k \cap \Omega_k$

$$\text{grad } Q_0 = \left(\frac{\partial Q}{\partial k_1} \right)_0 i_1 + \left(\frac{\partial Q}{\partial k_2} \right)_0 i_2 + \dots + \left(\frac{\partial Q}{\partial k_l} \right)_0 i_l = \sum_l \left(\frac{\partial Q}{\partial k_l} \right)_0 i_l,$$

где $\left(\frac{\partial Q}{\partial k_1} \right)_0, \dots, \left(\frac{\partial Q}{\partial k_l} \right)_0$ — частные производные функции Q , вычисленные в точке $(k_1^0, k_2^0, \dots, k_l^0)$; i_1, i_2, \dots, i_l — орты соответствующих осей, то сможем определить направление наибольшего возрастания (убывания) функции Q и, следовательно, получим возможность смещаться вдоль этого направления в сторону увеличения или уменьшения Q .

Напишем уравнение прямой, проходящей через точку $(k_1^0, k_2^0, \dots, k_l^0)$ и имеющей направление градиента в этой точке. Пусть $r_0 = (k_1^0, k_2^0, \dots, k_l^0)$ представляет собой радиус-вектор точки $(k_1^0, k_2^0, \dots, k_l^0)$, а $r = (k_1, k_2, \dots, k_l)$ — радиус-вектор произвольной точки, лежащей на искомой прямой [1].

Известно, что уравнение искомой прямой в векторной форме будет иметь вид

$$r = r_0 + \beta \text{grad } Q, \quad (8)$$

где β — параметр; $\beta = 0$ в начальной точке, имеющей радиус-вектор r_0 (положительным значениям β отвечают точки прямой, смещенные от точки r_0 в сторону наибольшего возрастания функции Q , а отрицательным значениям — точки прямой, смещенные от точки r_0 в сторону наименьшего возрастания функции Q). Поэтому при отыскании наибольших значений функции нужно брать $\beta > 0$, а при отыскании наименьших значений — $\beta < 0$.

Пусть нам требуется определить $Q = \min$. Так как прямая (8) имеет направление градиента, то при некотором достаточно малом $\beta_0 > 0$ в точке $r_1 = r_0 - \beta_0 \text{grad } Q$ будет выполнено неравенство

$$Q(r_1) < Q(r_0). \quad (9)$$

Если вычислить теперь $\text{grad } Q$ в точке r_1 и провести в направлении градиента в точке r_1 прямую, то при некотором достаточно малом $\beta_1 > 0$ в точке $r_2 = r_1 - \beta_1 \text{grad } Q$ будет выполнено неравенство

$$Q(r_2) < Q(r_1). \quad (10)$$

Продолжая действовать подобным образом, получим убывающую последовательность значений функции Q

$$Q(r_0) > Q(r_1) > Q(r_2) > \dots > Q(r_n) > Q(r_{n+1}), \quad (11)$$

которой отвечают последовательности

$$\left. \begin{array}{l} r_0, r_1, \dots, r_{n+1}, \\ \beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_{n+1}. \end{array} \right\} \quad (12)$$

Последовательность (12) является монотонно убывающей и ограниченной снизу $Q(r) \geq 0$, следовательно, она имеет предел $Q^*(r^*)$. Из сходимости последовательности $Q(r_n)$ следует, что при достаточно больших $n > N$ для любого сколь угодно малого δ будет выполнено неравенство

$$|Q(r_n) - Q(r_{n+m})| < \delta, \quad (13)$$

из которого следует, что разность $(r_n - r_{n+m})$ будет также сколь угодно малой при достаточно большом n . Таким образом, последовательность r_0, r_1, \dots тоже сойдется к некоторому вектору r^* .

Из формулы (8) следует, что

$$|r_{n+1} - r_n| = \beta_n \text{grad } Q_n \leq \beta_0 \text{grad } Q_0.$$

Переходя к пределу в этом неравенстве и учитывая, что $Q(r) \geq 0$ при любом n , получим

$$\text{grad } Q^* = 0. \quad (14)$$

Формула (14) показывает, что в предельной точке, найденной по методу градиента, выполнено необходимое условие наличия экстремума для функции многих переменных.

Рассмотрим вычислительный алгоритм градиентного метода оптимизации параметров системы подрессоривания, обеспечивающий сходимость к минимуму, независимо от выбора начального приближения. Формулы для вычисления последовательных приближений имеют вид:

$$k_j^{(i+1)} = k_j^{(i)} + (l+1)\beta^{(i)} \cdot \frac{\Delta Q_{ji}}{\sqrt{\sum_{j=1}^l (\Delta Q_{ji})^2}}, \quad (15)$$

$$j = 1, 2, \dots, l; \quad i = 0, 1, 2, \dots,$$

$$\beta^{(i)} = \begin{cases} \beta^{(i-1)}, & \text{если } Q_{0i} < Q_{0(i-1)}, \\ \frac{\beta^{(i-1)}}{2}, & \text{если } Q_{0i} \geq Q_{0(i-1)}, \end{cases} \quad (16)$$

где

$$\Delta Q_{1i} = Q(t, k_1^{(i)} + \beta^{(i)}, k_2^{(i)}, \dots, k_l^{(i)}) - Q(t, k_1^{(i)}, \dots, k_l^{(i)}),$$

$$\Delta Q_{li} = Q(t, k_1^{(i)}, k_2^{(i)}, \dots, k_l^{(i)} + \beta^{(i)}) - Q(t, k_1^{(i)}, k_2^{(i)}, \dots, k_l^{(i)})$$

или сокращенно

$$\Delta Q_{1i} = Q_{1i} - Q_{0i},$$

$$\Delta Q_{li} = Q_{li} - Q_{0i}.$$

Следует обратить внимание на точное соблюдение знаков неравенств в формулах (16), так как от этого существенно зависит сходимость вычислительного процесса.

Для сокращения объема вычислений необходимо сначала выбрать оптимальные значения параметров k_1, k_2, \dots, k_l по критерию (3), положив значения случайных параметров равными их математическим ожиданиям, причем оптимизацию нужно проводить не по всем параметрам сразу, а разбив их на группы. После выбора оптимальных параметров по группам (значения параметров в других группах временно фиксируются) производят оптимизацию, исходя из найденных оптимальных значений параметров по группам, для всех параметров одновременно.

Для вычисления математического ожидания можно применять любые методы (интерполяционный, Доступова, Казакова и т. д.).

Таким образом, процесс вычислений сводится к следующему: При помощи численного интегрирования системы (1) определяют решения. На основе полученных решений вычисляются значения функции Q , затем по формулам (15) и (16) производится вычисление последующего приближения оптимизированных параметров системы подрессоривания.

Конец счета определяется условием

$$\left. \begin{array}{l} \beta^{(i)} < \delta_1, \\ |Q_{0i} - Q_{0(i-1)}| < \delta_2, \end{array} \right\}$$

где δ_1, δ_2 — некоторые достаточно малые числа.

Л и т е р а т у р а

1. Ю. Б. Беленький, Н. П. Имашева, Р. И. Фурунжев, Д. М. Ломако. Исследование подвески автомобиля с помощью вычислительных машин непрерывного действия. В сб.: Тр. Второго всесоюзного совещания по применению электронных вычислительных машин при конструировании автомобилей и двигателей. М., 1965.

2. Ю. Б. Беленький, Р. И. Фурунжев, Н. С. Турченко. К вопросу синтеза оптимального подрессоривания. Вест. АН БССР, 1968, № 1.

3. Н. С. Турченко, Р. И. Фурунжев. Некоторые алгоритмы оптимального проектирования систем подрессоривания транспортных машин. В сб.: Автоматизация проектирования в машиностроении. Минск, 1968.

4. Р. И. Фурунжев, Н. С. Турченко. К вопросу синтеза систем подрессоривания при случайном возмущении. «Промышленность Белоруссии», 1967, № 3.

5. Р. И. Фурунжев. Оптимальное проектирование систем подрессоривания с применением аналоговых вычислительных машин. В сб.: Материалы республиканской научно-технической конференции по применению математических методов в народном хозяйстве. Минск, 1968.

6. В. И. Чернецкий. Анализ точности систем управления. М., 1968.

К. И. Симоненко

ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА ТРАКТОРОВ, ПРЕДНАЗНАЧЕННАЯ КАК ДЛЯ ПОЛЕВЫХ РАБОТ, ТАК И ДЛЯ БУКСИРОВАНИЯ ПРИЦЕПОВ ПРИ ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

Исследуем тракторный поезд, состоящий из трактора с механическим приводом и дисковым тормозом и прицепа. При этом предполагается, что тормозная система трактора состоит из двух частей, причем одна часть действует на тормоз заднего правого колеса, а вторая — на заднее левое колесо. В процессе работы предполагается либо транспортный режим, при котором педали правой и левой частей тормозной системы взаимно сблокированы, либо режим полевых работ, при котором педали правого и левого тормозов способны работать самостоятельно и водитель имеет возможность использовать либо правый, либо левый тормоз трактора.

При транспортных работах предполагается применение одного из обычных типов автомобильных прицепов, снабженных, как правило, пневматическими тормозами. Это обстоятельство делает возможным использование только пневматической системы для торможения прицепов. Переделка прицепов на гидравлическую систему является слишком сложной и практически невыполнимой. Сохранение пневматической системы для прицепов позволяет применять существующие прицепы как для работы с тракторами, так и для работы с автомобилями. Таким образом, можно считать вполне определившуюся такую систему тормозов тракторного поезда, при которой привод тормозов для самого трактора осуществляется механически, а привод тормозов прицепов — пневматически, т. е. для каждой из составных частей тракторного поезда остается существующая система привода.

Нашей задачей, таким образом, является выбор оптимального органа управления пневматическими тормозами прицепа и конструкции такого объединенного узла управления тормозами как трактора, так и прицепа, которая обеспечивала бы наивысшую степень синхронизации работы тормозов трактора и прицепа.

Решим сначала первую часть задачи, т. е. определим оптимальную конструкцию органов управления пневматическими тормозами прицепа.

Перед этим, однако, представляется рациональным сформули-

ровать основные требования к тормозной системе тракторного поезда как одного целого.

1. Для правильной работы тормозной системы требуется, чтобы при транспортном положении тормозной системы обе педали были сблокированы, причем перемещение педалей (соединенных в одно целое) обеспечивало бы при одинаковом перемещении педали аналогичный тормозной момент на обоих ведущих колесах. При этом предполагается, что одинаковым усилиям на педали соответствуют и одинаковые тормозные моменты системы дисковых тормозов, а равным перемещениям — равные усилия на тягах дисковых тормозов.

2. При транспортном режиме парциальные замедления прицепа должны соответствовать парциальным замедлениям трактора.

3. Прицеп должен тормозиться несколько раньше, чем трактор.

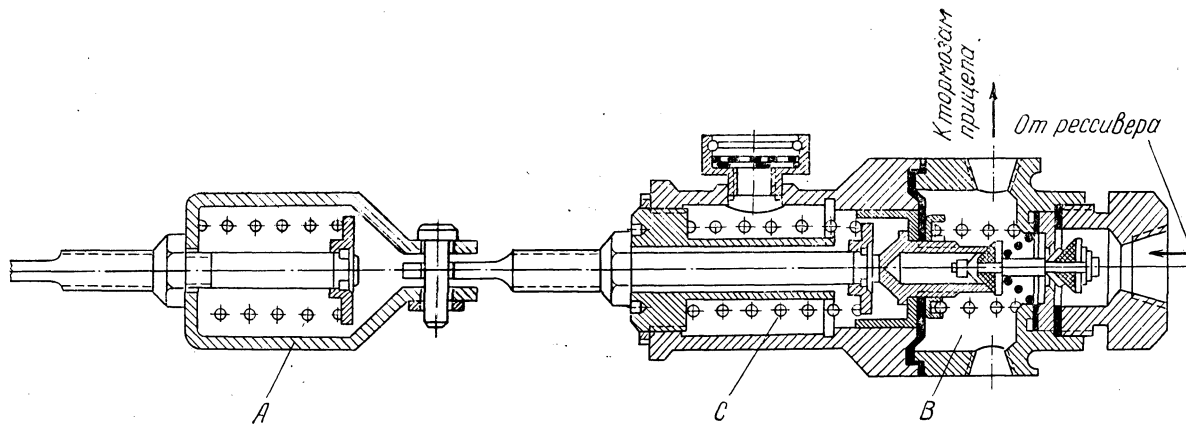
4. При максимальном усилии на педаль парциальные замедления прицепа должны быть несколько больше парциальных замедлений трактора.

Для выполнения этих требований необходимо выбрать такую конструкцию главного пневматического тормозного крана, которая обеспечивала бы следящее действие как по силе, так и по положению. Кроме того, требования ГОСТа заставляют прибегнуть к системе главных тормозных кранов, работающих на падение давления, что обеспечивает затормаживание прицепа в случае разрыва сцепки между трактором и прицепом.

Следящее действие по положению должно обеспечивать при правильном функционировании всех элементов тормозной системы определенную зависимость между положением педали тормоза и давлением системы. При этом при мгновенном перемещении педали в какое-либо определенное положение давление в системе должно возрастать до тех пор, пока не дойдет до величины, соответствующей положению педали, после чего возрастание давления должно прекратиться и замедление делается величиной постоянной.

Для достижения этой цели предложена конструкция главного пневматического тормозного крана (рис. 1).

На рис. 1. изображен первоначальный вариант конструкции главного тормозного крана, предназначенного для торможения при падении давления. Без дополнительной пружины следящего действия A данный тормозной кран не имеет следящего действия по положению, но имеет ясно выраженное следящее действие по силе. Следящее действие по силе обеспечивается тем, что в отторможенном состоянии давление на диафрагму со стороны воздуха, находящегося в пространстве B уравнивается пружиной C и усилие на тяге крана прямо пропорционально разности между упругой силой C и величиной падения давления $\Delta P f_{\text{диаф}}$. Для того чтобы ввести в систему также следящее действие по положению, вводится

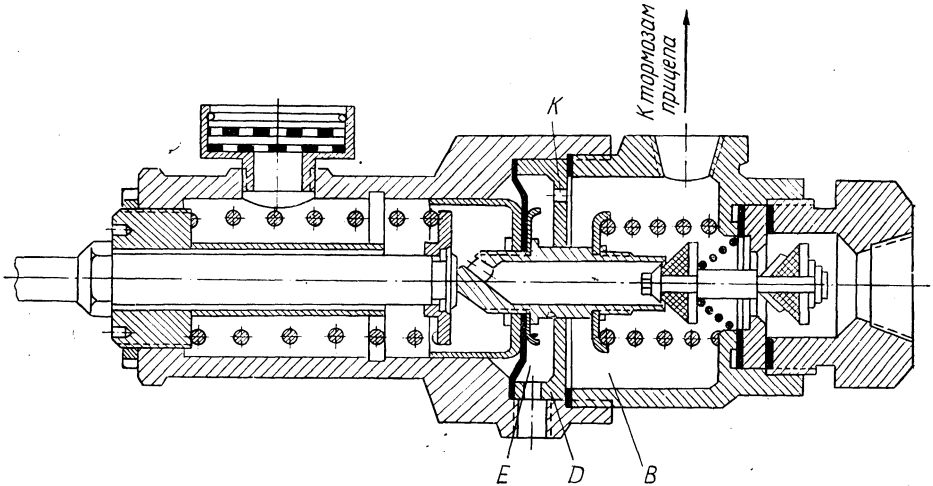


Р и с. 1. Тормозной кран пневматического привода к тормозам прицепа:

A — дополнительная пружина следящего действия; *B* — пространство тормозного крана; *C* — уравновешивающая пружина

пружина, благодаря которой каждому положению педали будет соответствовать определенное давление в тормозной системе прицепа.

Однако эта система еще не учитывает разности давления в пространстве *B* тормозного крана и давления в тормозных камерах прицепа. На рис. 2 для синхронизации давления, действующего на диафрагму главного тормозного крана, и давления, господствующего в данный момент в тормозных камерах, вводится перегородка *D*, отделяющая пространство *B* от пространства *E*, в котором



Р и с. 2. Усовершенствованный тормозной кран пневматического привода к тормозам прицепа:

B — пространство тормозного крана; *D* — перегородка, разделяющая пространство *B* тормозного крана; *E* — пространство тормозного крана, расположенное около диафрагмы; *K* — калиброванное отверстие перегородки

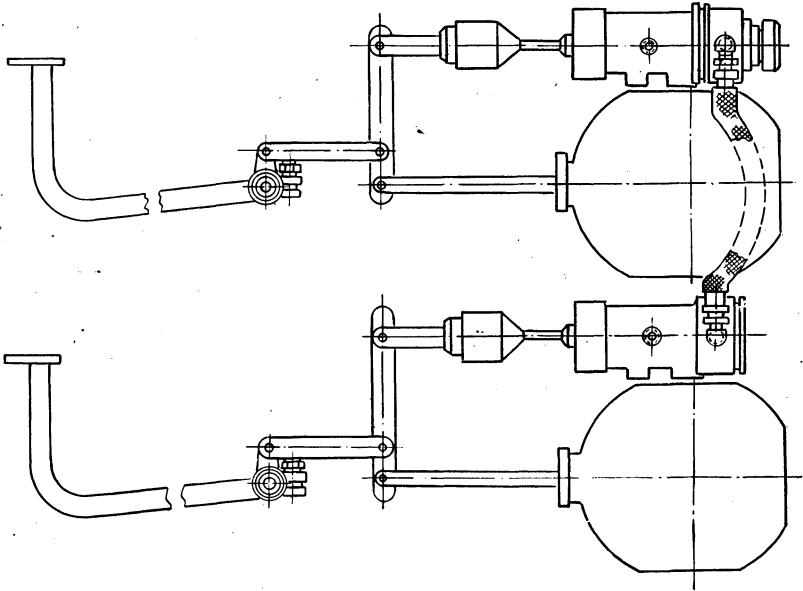
воздух должен иметь в каждый момент времени одинаковое давление с давлением в тормозных камерах прицепа. Это достигается тем, что проходимость калиброванного отверстия *K*, равная величине $\chi_{к}$, связана с проходимостью системы тормозной магистрали зависимостью

$$\frac{\chi_{к}}{V_1} = \frac{\chi_{с}}{V_c},$$

где $\chi_{с}$ — проходимость системы (от главного тормозного крана до тормозных камер); V_1 — сумма объемов полости *E*; V_c — объем трубопроводов и рабочих пространств воздухораспределителя прицепа.

При соблюдении этих условий скорость повышения давления в полости *E* будет синхронно падать вместе с давлением в рабочем пространстве воздухораспределителя прицепа.

Для обеспечения синхронности торможения тягача и прицепа с небольшим опережением начала торможения прицепа применено выравнивание при помощи коромысла (рис. 3). Плечи рычага выбраны таким образом, чтобы усилия разделялись между тягами в отношении максимальных значений усилий, необходимых на этих тягах.



Р и с. 3. Схема расположения тормозного крана

Так как максимальные перемещения не отвечают отношению максимальных усилий, то коромысло в течение процесса торможения будет поворачиваться и займет в крайней точке положение, указанное пунктирной линией.

Благодаря такому устройству крана в первый момент от начала торможения будет перемещаться тяга, управляющая главным пневматическим тормозным краном, и только после того как падение давления воздуха создаст определенное усилие на штоке, управляющем движением главного пневматического тормозного крана, начнет перемещаться тяга, управляющая дисковым тормозом трактора. Описанное устройство, состоящее из полости диафрагмы следящего действия и калиброванного отверстия, может обеспечить начало торможения трактора только после того как давление в тормозных камерах прицепа достигнет величины, соответствующей началу торможения прицепа. После достижения этого положения тормозные моменты в системе трактора и прицепа начнут возрастать синхронно.

Для обеспечения синхронного торможения правого и левого бортов обе стороны снабжены одинаковыми системами коромысел. Причем с одной стороны имеется главный пневматический тормозной кран, управляющий торможением прицепа, а с другой стороны — только цилиндр, создающий такие же условия торможения этого борта, какие существуют для первого борта.

Для достижения этой цели необходимо соединить полости диафрагмы следящего действия между собой при помощи резинового шланга (см. рис. 3).

Л и т е р а т у р а

1. Р. Д. Аврутин. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. М.—Л., 1965.
2. Ю. Б. Беленький. Расчет колодочных тормозных механизмов и их привода. Минск, 1963.
3. А. Г. Холзунов. Основы расчета пневматических приводов. М.—Л., 1964.

УДК 629.114.2:534

Колебания управляемых колес тракторов. Кабанов В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 3—8. (Респ. межвед. сб.)

Приводятся методика и результаты определения коэффициента сопротивления и собственной частоты колебаний системы, включающей управляемые колеса и рулевой привод трактора. Определены жесткость и момент инерции колебательной системы. Установлено, что частота поперечных колебаний управляемых колес и частота собственных колебаний системы близки по величине. Полученные данные могут быть полезны при дальнейшем исследовании поперечных колебаний управляемых колес тракторов класса 1,4 т.—Илл. 2. Библ. 3.
УДК 629.114.2:621.861.4

Влияние блокировки дифференциала на устойчивость прямолинейного движения колесного трактора. Андреев А. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 9—19. (Респ. межвед. сб.)

Предлагается метод расчета кривизны самопроизвольного поворота колесного трактора при действии на него отклоняющего момента и исследуется влияние блокировки дифференциала на устойчивость прямолинейного движения.—Илл. 4. Библ. 7.

УДК 629.114.2:629.1.075

Аналитическое исследование управляемости колесного трактора с различными схемами привода ведущих колес. Атаманов Ю. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 20—29. (Респ. межвед. сб.)

Содержится теоретическое исследование управляемости колесного трактора. Рассматриваются три варианта трактора в процессе поворота: 1) трактора 4×2 с задней ведущей осью; 2) трактора 4×2 с передней ведущей осью; 3) трактора 4×4 . Выведены формулы, позволяющие определить радиус поворота и смещение центра поворота, для всех трех вариантов колесного трактора.—Илл. 3. Библ. 4.

УДК 629.114.2:62—8

Кинематика дифференциального привода к ведущим колесам. Лефаров А. Х. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 30—37. (Респ. межвед. сб.)

Дается кинематический анализ колесной машины типа 4×4 с тремя дифференциалами в силовом приводе. Делаются выводы и приводятся конечные формулы линейных и угловых скоростей характерных точек машины при движении на повороте. В межосевом приводе рассматривается несимметричный дифференциал, как более общий случай.— Илл. 4.

УДК 629.114.2:620.169.1

Пути повышения долговечности машин. Белов С. М., Бутусов Г. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 38—49. (Респ. межвед. сб.)

Ставится вопрос о проблеме долговечности и надежности машин, дается анализ применяемых в машиностроении шлицевых соединений, рассмотрены условия работы шлицевого соединения. На примере работы шлицевых соединений шестеренчатых передач, работающих с перекосом и без перекоса, показана необходимость дифференцированного подхода к конструированию, расчету и изготовлению шлицевых соединений.— Илл. 7.

УДК 629.114.2:620.169.1

Методика исследования надежности и долговечности дифференциала трактора «Беларусь» МТЗ-50. Белов С. М., Вензель Л. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 50—60. (Респ. межвед. сб.)

Исследуется основная причина неудовлетворительной работы дифференциалов — неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и приводятся зависимости для определения этой неравномерности.

Подробно рассматривается методика определения фактических нагрузок, передаваемых сателлитами. Принципиальные особенности методики — применение составных осей сателлитов (с вкладышами) и использование трех видов тарировки тензоаппаратуры.— Илл. 5. Библ. 2.

УДК 629.114.2:621.83

Анализ схем конечных передач колесных тракторов. Лаптев В. П., Белов С. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 61—76. (Респ. межвед. сб.)

Приведен анализ схем конечных передач колесных тракторов и дано соотношение влияющих различных факторов на величину прогибов и углов поворота сечений полуоси. Рассмотрено влияние деформации подшипников на показатели жесткости конечной передачи. Сделана попытка обоснования более точного учета деформации подшипников.— Илл. 8. Табл. 2. Библ. 6.

УДК 629.114.2:073.001.24

Исследование и анализ составляющих к. п. д. ходовой системы колесного трактора. Шнейсер Б. Я. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 77—85. (Респ. межвед. сб.)

Даны математические выражения, отражающие влияние скорости движения на величину к. п. д. ходовой системы. Предложен метод графического определе-

ния силы сопротивления качению в функции от касательной силы тяги. Приведены экспериментальные данные и анализ к. п. д. ходовой системы при различной энергонасыщенности трактора.— Илл. 7.

УДК 621.113:004.13

Определение нагрузочного режима силового привода тяжелых автомобилей с гидромеханической передачей. Каноник И. В. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 86—95. (Респ. межвед. сб.)

Разработана методика определения нагрузочного режима гидромеханической трансмиссии тяжелых автомобилей. Определяются расчетный крутящий момент, расчетное число оборотов в минуту, коэффициент циклов и процентное использование передач по пробегу или по времени. Расчеты на прочность серийной гидропередачи МАЗ и опытных конструкций, выполненные с использованием этой методики, подтверждают возможность ее практического применения.— Илл. 4. Табл. 3. Библ. 2.

УДК 629.114.3

Условия устойчивости движения седельного автопоезда при торможении. Беленький Ю. Б., Метлюк Н. Ф., Борисов Л. Л. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 96—110. (Респ. межвед. сб.)

Рассматриваются условия устойчивости седельного тягача и полуприцепа при торможении как на прямой, так и на дуге окружности. Приведены выражения, определяющие значения критериев устойчивости отдельных осей (колес) седельного автопоезда с учетом сил, действующих в сцепном устройстве, а также колебаний поддресоренных масс, возникающих от неровностей дороги.

Обоснована необходимость применения регуляторов тормозных сил с точки зрения устойчивости автопоезда при торможении.

Приводятся диаграммы, вычисленные с помощью ЦМ, характеризующие критерии устойчивости для автопоезда, оборудованного тормозной системой с регуляторами и без регуляторов тормозных сил. Илл. 5.

УДК 621.11.114.533

Градиентный метод оптимизации параметров систем поддрессирования объектов. Беленький Ю. Б., Фурунжиев Р. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 111—115. (Респ. межвед. сб.)

Рассматривается численный метод определения оптимальных параметров нелинейных систем поддрессирования объектов.

Структура системы предполагается заданной, а оптимизируемые параметры исследуются как неизвестные, входящие в нелинейные дифференциальные уравнения, описывающие поведение поддресоренного объекта. Излагаются возможные методы составления и вычисления функционала, являющегося критерием качества поддрессирования.

Задача определения параметров системы поддрессирования, при которых этот функционал достигает минимума, решается градиентным методом. Предлагаемый алгоритм пригоден как для линейных, так и для нелинейных систем поддрессирования.

УДК 629.114.2:62—592

Тормозная система тракторов, предназначенных как для полевых работ, так и для буксирования прицепов при транспортных работах. Симоненко К. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов». Минск, «Высшая школа», 1970, с. 116—121. (Респ. межвед. сб.)

Рассмотрена система, состоящая из механического привода к тормозам трактора и пневматического привода к тормозам прицепа, режимы работы системы. Изложены основные требования к системе, описана конструкция и работа главного пневматического тормозного крана, рассмотрен способ синхронизации нарастания давления в тормозных камерах прицепа и полости главного пневматического тормозного крана.

Исследуется способ синхронизации нарастания давления в тормозных камерах прицепа и полости главного пневматического тормозного крана. Сформулирована зависимость между проходимостью калиброванного отверстия в перегородке главного пневматического тормозного крана и проходимостью системы тормозной магистрали.— Илл. 2. Библ. 3.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
В. И. Кабанов. Колебания управляемых колес тракторов	3
А. Ф. Андреев. Влияние блокировки дифференциала на устойчивость прямолинейного движения колесного трактора	9
Ю. Е. Атаманов. Аналитическое исследование управляемости колесного трактора с различными схемами привода ведущих колес	20
А. Х. Лефаров. Кинематика дифференциального привода к ведущим колесам	30
С. М. Белов, Г. Ф. Бутусов. Пути повышения долговечности машин	38
С. М. Белов, Л. И. Вензель. Методика исследования надежности и долговечности дифференциала трактора «Беларусь» МТЗ-50	50
В. П. Лаптев, С. М. Белов. Анализ схем конечных передач колесных тракторов	61
Б. Я. Шнейсер. Исследование и анализ составляющих к. п. д. ходовой системы колесного трактора	77
И. В. Каноник. Определение нагрузочного режима силового привода тяжелых автомобилей с гидромеханической передачей	86
Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, Л. Л. Борисов. Улучшения устойчивости движения седельного автопоезда при торможении	97
Ю. Б. Беленький, Р. Н. Фурунжиев. Градиентный метод оптимизации параметров систем поддрессоривания объектов	112
К. И. Симоненко. Тормозная система тракторов, предназначенная как для полевых работ, так и для буксирования прицепои при транспортных работах	117

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ.
Динамика движения автомобилей и тракторов

Редактор *Н. Верекина*
Обложка *В. Максимова*
Худож. редактор *Г. Малышев*
Техн. ред. *Г. Романчук*
Корректор *Е. Польская*

АТ 23771. Сдано в набор 23/1 1970 г. Подписано
к печати 20/VII 1970 г. Бумага 60×90^{1/16} ти-
погр. № 2. Печ. л. 8. Уч.-изд. л. 8,31. Изд.
№ 69—70. Тип. зак. 282. Тираж 1000 экз. Цена
83 коп.

Издательство «Вышэйшая школа» Госу-
дарственного комитета Совета Министров
БССР по печати. Редакция заказной ли-
тературы и межведомственных сборников.
Минск, ул. Кирова, 24.

Типография Издательства Белорусского
университета. Минск, ул. Кирова, 24.