

Н. . Зап . . об

СНОВЬ Е.

б

Н. А. Забавников

ОСНОВЫ ТЕОРИИ
транспортных
гусеничных
машин

*Издание второе,
переработанное и дополненное*

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебника для студентов
машиностроительных специальностей вузов*



Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1975

rusautomobile.ru

Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1975, 448 с.

В учебнике рассмотрены динамика и тяговый расчет прямолинейного и криволинейного движения, теория гусеничного движителя, устойчивость машины, топливная экономичность, теория подрессоривания корпуса и основы теории плавания. Учитывается влияние пассивного прицепа и особенности поворота сочлененных машин, обращено внимание на совместную работу поршневого двигателя с трансмиссиями различных типов. Применение аналитических методов основано на известном математическом аппарате и сочетается с использованием опытных зависимостей и коэффициентов.

Учебник предназначен для студентов вузов, обучающихся по курсу «Теория гусеничных машин», и может быть полезен инженерно-техническим работникам, связанным с эксплуатацией гусеничных машин. Табл. 6, ил. 239, список лит. 44 назв.

Рецензент кафедры «Гусеничные машины»

Челябинского политехнического института

З $\frac{40243-266}{038(1)-75}$ 266-75

© Издательство «Машиностроение», 1975 г.

Николай Александрович Забавников

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАНСПОРТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Редактор издательства С. И. Булатов
Технический редактор А. И. Захарова Корректор В. А. Воробьева
Переплет художника Е. В. Бекетова

Сдано в набор 21/X 1974 г. Подписано к печати 28/III 1975 г. Т-05182.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2.
Усл. печ. л. 28. Уч.-изд. л. 30,4.
Тираж 7000 экз. Заказ 1326. Цена 1 р. 29 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., дом 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
196006, Ленинград, Московский пр., 91

Сохраняя учебный характер и предназначенность для лиц, впервые изучающих теорию движения быстроходных транспортных гусеничных машин, второе издание книги содержит новые главы и разделы, касающиеся взаимодействия гусеничного движителя со снежным покровом, определения усилий в упругом обводе, понятия о динамической устойчивости, поворота сочлененных гусеничных машин, нелинейной системы подрессоривания корпуса и основ теории плавания и водометного движителя. Содержание книги отвечает учебным программам курса теории гусеничных машин, читаемого в вузах студентам данной и смежных специальностей. Материал первого издания в основном сохранен, уточнена методическая компоновка отдельных глав и разделов, произведены другие уточнения и редакционные исправления.

Сохраняется приверженность индуктивному методу изложения, который мы считаем наиболее целесообразным в процессе обучения, приобретения навыков самостоятельной творческой деятельности и совершенствования знаний большинства лиц, связанных с проектированием и эксплуатацией машин.

Автор благодарен д-ру техн. наук проф. А. А. Дмитриеву, д-ру техн. наук В. Ф. Платонову, канд. техн. наук И. В. Капанову за полезные советы и помощь, оказанные при работе над книгой, и будет признателен читателям за все замечания по содержанию предлагаемого учебника.

Гусеничный движитель самоходной машины возник как средство передвижения по плохим дорогам и бездорожью. Впервые в массовом масштабе он был применен перед первой мировой войной на тракторах, а впоследствии использован на целом ряде других машин.

Класс гусеничных машин включает сельскохозяйственные и транспортные тракторы, тягачи, большое количество разнообразных специальных машин, выполненных на базе гусеничных, массового или серийного производства. К последним относятся дорожно-строительные трелевочные, ирригационные и другие машины, подъемные краны, экскаваторы и вездеходы специального назначения (например, для использования в Арктике и Антарктиде и т. п.).

Из разнообразных типов гусеничных машин можно выделить группу наиболее близких между собой по условиям работы и принципам конструирования. К ним следует отнести транспортные тракторы, тягачи и вездеходы; они объединяются в дальнейшем под названием «транспортные гусеничные машины».

В условиях малонаселенной части СССР, где еще слабо развита сеть дорог, для наземного транспортирования грузов в любое время года оказываются пригодными только транспортные гусеничные машины. Показательно в этом отношении использование гусеничных вездеходов в изыскательских экспедициях. Вместе с тем возможности создания легкой и экономичной транспортной гусеничной машины, в ряде случаев способной соперничать с колесными машинами, далеко не исчерпаны. В частности, совершенствование гусеничного движителя зависит от развития химии полимерных материалов, в принципе позволяющих перейти от звенчатой металлической гусеницы к ленте, изготовленной из этих материалов.

Условия сельскохозяйственного производства вызывают необходимость транспортировать грузы в любое время года. В ряде слу-

чаев может оказаться выгодным использование для этой цели гусеничных тракторов, обладающих высокой проходимостью. Однако сочетание в одной машине требований сельскохозяйственного производства и транспорта приводит, как показывает опыт, к определенным конструктивным трудностям. Кроме повышенной скорости движения и большой долговечности, такой гусеничный трактор должен обладать более мягкой, чем у сельскохозяйственного трактора, подвеской корпуса. Отечественное тракторостроение имеет опыт для положительного решения такой задачи.

Характер использования транспортной гусеничной машины, ее движитель, особенности процесса поворота и т. п. делают ее в корне отличной от колесной транспортной машины. С другой стороны, есть принципиальное и конструктивное различие между гусеничной транспортной машиной и сельскохозяйственным трактором. Следовательно, теория автомобиля или сельскохозяйственного трактора не может заменить теорию транспортной гусеничной машины, хотя отдельные элементы из них могут быть использованы. Теория транспортной гусеничной машины сложилась в виде самостоятельной науки и должна рассматриваться как отдельная дисциплина. Развитие ее протекало под значительным влиянием теории автомобиля и в некоторых случаях оказывало влияния и на развитие последней.

По теории гусеничных машин и тракторов известностью пользуются книги профессоров М. К. Кристи, Е. Д. Львова, М. И. Медведева. К более поздним работам, оказавшим влияние на развитие теории гусеничных машин, следует отнести работы профессоров Н. И. Груздева, А. С. Антонова, А. О. Никитина, Л. В. Сергеева, Ф. А. Опейко, Г. И. Зайчика, В. В. Тарасова, А. А. Дмитриева, В. Ф. Платонова и других авторов.

Теория всякой машины, в том числе и транспортной гусеничной, устанавливает общие, достаточно широкие зависимости, позволяющие получить исходные данные для расчета ее механизмов и деталей и произвести оценку ее качеств и поведения в эксплуатации. Обычно считают, что некоторые величины, входящие в эти зависимости, постоянны, но различны для колесного или гусеничного движителя. Ниже показана условность этого утверждения, являющегося следствием недостаточного познания происходящего явления и отсутствия описания его математическими выражениями, учитывающими необходимые конструктивные параметры машины.

Инженерные науки основываются на приближенном решении задач. Однако степень точности решения их различна и определяется,

кроме понимания физической сути явления и применяемого математического аппарата, в большой мере целесообразностью и качеством поставленного эксперимента. Возможность успешного применения аналитических принципов в инженерной деятельности предполагает также умение выработать рациональный способ или метод познания изучаемого вопроса. Он должен включать ясное физическое представление происходящего явления (обоснованные допущения и упрощения), теоретическое и математическое описание явления и, наконец, анализ полученного и необходимые выводы.

Зависимости, которые в настоящее время установлены в теории гусеничных машин, позволяют правильно подойти к выбору или к определению расчетных параметров, а также оценить качества и свойства существующих или проектируемых машин.

Предлагаемый курс теории транспортных гусеничных машин излагает основы предмета. Главной задачей при этом является отыскание зависимостей, позволяющих определить исходные величины для расчета механизмов машины или представляющих возможность оценить ее поведение.

Краткость изложения смысла некоторых явлений и проводимых преобразований требует от читателя достаточных знаний конструкций различных гусеничных машин, их механизмов и узлов, а также знакомства с теорией поршневого двигателя внутреннего сгорания, занимающего пока господствующее положение в силовых установках этих машин.

ДИНАМИКА ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

§ 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Транспортные гусеничные машины предназначены для перевозки грузов по грунтовым дорогам при любом их состоянии и в любое время года. В ряде случаев допускается движение этих машин и по бездорожью. Некоторые машины специального назначения проектируются для преимущественного движения по бездорожью, включая преодоление заболоченных участков местности, небольших водных преград (например, транспортер ГАЗ-71) и снежных покровов (арктические вездеходы).

Транспортировка грузов может осуществляться в кузове, при помощи специального гусеничного или колесного прицепа, или комбинированным способом. В случае использования для этих целей только прицепа машина становится тягачом. Последний вариант для транспортных гусеничных машин практически не наблюдается и наиболее типичен для сельскохозяйственных тракторов, имеющих повышенные транспортные скорости движения.

При конструировании транспортной гусеничной машины необходимо снабдить ее энергетической установкой, удовлетворяющей особенностям работы машины. В свою очередь, качества энергетической установки или двигателя оказывают большое влияние на конструктивные особенности машины, ее подвижность и экономичность работы. Поэтому следует кратко остановиться на особенностях скоростных характеристик различных двигателей. Закономерности этих характеристик имеют прямое отношение к решению некоторых важных вопросов общей теории гусеничной машины.

Транспортные машины обладают автономной энергетической установкой. Это дает им широкие возможности маневрирования при движении. Последнее, в свою очередь, приводит к необходимости значительного изменения крутящего момента (в 10 раз и более) на движущих органах в зависимости от условий движения. При этом желательно автоматическое увеличение момента в случае уменьшения скорости из-за ухудшения условий движения. Такая зависимость момента от скорости приводит к необходимости иметь

постоянную или незначительно изменяющуюся мощность двигателя при любой частоте вращения, что обеспечивает наиболее полную загрузку двигателя в случае значительных изменений условий движения. Скоростная характеристика такого двигателя постоянной мощности показана на рис. 1, где величинами N_e и M_e обозначены соответственно эффективные мощность и крутящий момент двигателя, а n — частота вращения вала двигателя. Изменение крутящего момента двигателя в пределах, требуемых по условиям движения, приводит к максимальному упрощению трансмиссии. Уменьшение мощности и крутящего момента для особо легких условий движения при любой частоте вращения вала двигателя или скорости машины может быть достигнуто уменьшением подачи топлива, в связи с чем графики N_e и M_e расположатся ниже показанных на рис. 1.

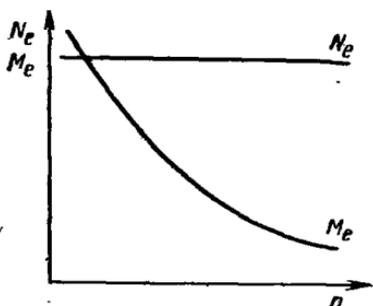


Рис. 1

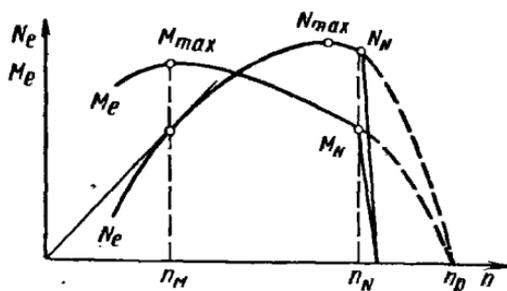


Рис. 2

Качественно такой характеристике соответствует характеристика поршневой паровой машины, обладающей автоматическим изменением крутящего момента по оборотам при постоянной подаче пара. Однако требуемое изменение крутящего момента в больших пределах при сохранении других высоких показателей достигается не всегда. Характеристику, приближающуюся к требуемой, имеют некоторые типы электрических двигателей, в связи с чем их используют и в гусеничных машинах вместо механической трансмиссии или в сочетании с ней. Таковы, например, тракторы с электрическим тяговым двигателем. Но для получения электрической энергии такие машины снабжаются генератором, приводимым во вращение обычным тепловым двигателем. В результате энергия претерпевает двойную трансформацию: из механической в электрическую и из электрической снова в механическую, вследствие чего к. п. д. всей установки понижается, а вес и объем ее возрастают. Кроме того, электротрансмиссия снабжается довольно сложной системой регулирования со вспомогательными электрическими машинами сравнительно небольшой мощности. Эта система обеспечивает необходимый диапазон изменения крутящего момента двигателя по частоте вращения. Такая установка, несмотря на ее принципиальные недостатки, позволяет получить скоростную характеристику тяговых электродвигателей, близкую к требуемой.

Наибольшее распространение в качестве энергетической установки в транспортных машинах получили хорошо отработанные практикой поршневые двигатели внутреннего сгорания — дизели и карбюраторные, скоростная характеристика которых имеет, к сожалению, определенный недостаток.

На рис. 2 представлена внешняя характеристика карбюраторного двигателя, показывающая зависимость эффективной мощности и крутящего момента от частоты вращения. На внешней характеристике обозначены: N_{\max} — максимальная мощность двигателя, N_N — номинальная мощность двигателя, устанавливаемая заводом, M_N — крутящий момент двигателя при номинальной мощности, M_{\max} — максимальный крутящий момент, n_N и n_M — частота вращения вала двигателя, соответствующая N_N и M_M . При установке на двигатель регулятора, ограничивающего максимальную частоту вращения вала, внешняя характеристика справа имеет характер регуляторной характеристики. На рисунке регуляторные характеристики условно показаны в виде прямых, пересекающих графики N_e и M_e при номинальной мощности. Если регулятор отсутствует, то изменение эффективной мощности и момента соответствует штриховым кривым. При снятии нагрузки двигатель, как говорят, «идет в разнос», достигая разносной частоты вращения вала.

Принципиальное отличие внешней характеристики дизеля заключается в том, что номинальная мощность N_N , как правило, расположена левее максимальной (N_{\max}) или совпадает с ней. При использовании обозначений на рис. 2 это обстоятельство не скажется на последующих выводах и рассуждениях. Разносная частота вращения у дизеля больше, чем у карбюраторного двигателя, и недопустима по инерционным нагрузкам, возникающим в деталях. Поэтому на дизель необходимо устанавливать ограничитель частоты вращения.

Недостатком внешней характеристики поршневого двигателя внутреннего сгорания является значительное и неблагоприятное изменение мощности с изменением частоты вращения. Крутящий момент двигателя определяется известным выражением

$$M_e = 955 \frac{N_e}{n} \text{ даН}\cdot\text{м} \left(M_e = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ кгс}\cdot\text{м} \right),$$

где N_e — мощность в кВт (л. с.)¹; n — частота вращения в об/мин; M_e — крутящий момент в даН·м (кгс·м).

Из-за указанного неблагоприятного изменения мощности крутящий момент двигателя изменяется в небольших пределах, не соответствующих изменению условий движения. Его предельное изменение по внешней характеристике оценивают коэффициентом приспособляемости двигателя

$$k_{\text{дв}} = \frac{M_{\max}}{M_N}.$$

¹ Здесь и далее в скобках приводятся размерности величин, относящиеся к формулам, написанным также в скобках.

У карбюраторных двигателей $k_{дв} = 1,15 \div 1,35$, а у дизелей при применении специальных корректирующих устройств в топливном насосе он не превышает 1,2—1,25 (без указанных устройств $k_{дв} = 1,1 \div 1,15$). Предел изменения крутящего момента на ведущем колесе требуется значительно бóльшим и поэтому становится неизбежным введение в трансмиссию машины специальных устройств в виде коробок передач.

Устойчивой областью изменения частоты вращения двигателя при работе на внешней характеристике является область $n_N - n_M$. Отношение этих частот вращения у большинства выполненных двигателей

$$\frac{n_N}{n_M} = 1,5 \div 2,0.$$

Применение всережимного регулятора дает возможность изменять положение регуляторной характеристики на внешней характеристике двигателя. Это позволяет при движении с недогрузкой двигателя сохранять почти постоянной заданную частоту вращения или скорость машины, которая в случае ступенчатой коробки передач находится в прямой зависимости от частоты вращения. Для обеспечения требуемой частоты вращения любая точка области под кривой N_e (рис. 2) может быть совмещена с регуляторной характеристикой двигателя путем воздействия на управляющий орган всережимного регулятора.

При изменении условий движения регулятор соответственно изменит подачу топлива в двигатель, но частота его вращения изменится незначительно в соответствии с регуляторной характеристикой. Топливная экономичность работы двигателя, оцениваемая удельным расходом топлива g_e г/кВт·ч (или г/л. с.·ч), будет при этом также изменяться.

Качественная регулировка горючей смеси у дизелей не предотвращает увеличения удельного расхода топлива при уменьшении нагрузки. Более резкий рост g_e наблюдается в области малых нагрузок двигателя. Максимум крутящего момента и минимум кривой удельных расходов топлива у частичных характеристик дизеля незначительно изменяют свое положение по частоте вращения, сдвигаясь влево при уменьшении нагрузки.

Количественная регулировка горючей смеси у карбюраторных двигателей дает еще более резкое увеличение g_e на частичных характеристиках в случае уменьшения мощности. При этом максимум M_e и минимум g_e значительно сдвигаются в сторону меньших частот вращения, а область устойчивой работы двигателя $n'_N - n'_M$ сильно сужается.

Ухудшение топливной экономичности двигателя на частичных характеристиках заставляет избегать такие режимы его работы и не позволяет использовать изменение крутящего момента на регуляторной ветви в широких пределах. Однако эта рекомендация обычно невыполнима для двигателей транспортных машин в связи с сильно меняющейся нагрузкой и необходимостью значительных изменений

скорости их движения. Регулирование скорости изменением подачи топлива в двигатель (при наличии всережимного регулятора или без него) означает использование частичных характеристик двигателя и позволяет увеличить диапазон скоростей при постоянном передаточном числе трансмиссии. Так, при движении по хорошей дороге требуемая мощность двигателя определяется скоростью.

Отношение максимальной скорости (соответствует мощности N_N) к минимальной на высшей передаче всегда больше, чем отношение $\frac{n_N}{n_M}$ по внешней характеристике. Это особенно заметно для машин с карбюраторным двигателем вследствие более значительного смещения влево максимума момента частичной характеристики, на которой работает двигатель при минимальной скорости движения.

Учитывая сказанное, все расчеты движения транспортной машины при проектировании проводят по внешней характеристике двигателя, предполагая полное использование номинальной мощности двигателя. Необходимо, однако, иметь в виду, что излишний запас мощности двигателя, улучшая динамические качества транспортной гусеничной машины (среднюю скорость, способность разогнаться, поворот), всегда будет приводить к ухудшению ее топливной экономичности.

Перспективным является использование в энергетических установках транспортных машин газотурбинного двигателя (ГТД). Конструктивные преимущества ГТД по сравнению с поршневым двигателем внутреннего сгорания заключаются в отсутствии деталей с возвратно-поступательным движением. Они не требуют установки на машину достаточно сложной системы охлаждения, предъявляя невысокие требования к качеству топлива и имеют высокую готовность к действию благодаря хорошим пусковым качествам.

На рис. 3 показана скоростная характеристика двухвального ГТД, у которого существует только газовая связь между турбиной компрессора и тяговой турбиной. Она выгодно отличается от характеристики поршневого двигателя. ГТД работает устойчиво на всем диапазоне изменения частоты вращения вала тяговой турбины, включая и полное торможение.

В последнем случае момент на валу тяговой турбины будет максимальным. Однако работа ГТД при малой частоте вращения экономически невыгодна из-за низкого к. п. д. (график к. п. д. идентичен графику мощности) и высокого удельного расхода топлива. По этим соображениям выбирают частоту вращения вала тяговой турбины n_1 , ограничивающую рабочий диапазон ее изменения слева.

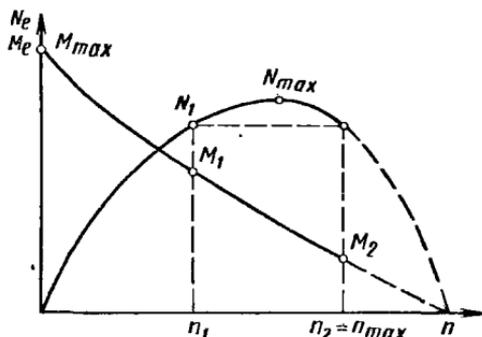


Рис. 3

Эти же критерии вместе с допустимой максимальной частотой вращения турбины по соображениям прочности дают ограничение рабочего диапазона изменения частоты вращения справа $n_2 = n_{\max}$.

Отношение моментов $\frac{M_1}{M_2}$ определяет рабочий коэффициент приспособляемости ГТД. В выполненных конструкциях ГТД его величина изменяется в пределах 2—3: Полный коэффициент приспособляемости ГТД есть отношение $\frac{M_{\max}}{M_2}$. Его величина доходит до 4,5—5. Увеличение коэффициента приспособляемости позволяет сократить число ступеней в коробке передач, упростить ее и уменьшить объем и вес. При этом сохраняется автоматичность изменения крутящего момента на валу тяговой турбины (в зависимости от частоты вращения) без применения специальных устройств. Вес и объем ГТД, как правило, меньше, чем поршневого двигателя той же мощности.

Широкому распространению ГТД на транспортных машинах пока еще препятствуют некоторые присущие им недостатки. Главные из них:

1. Сравнительно высокие удельные расходы топлива, уменьшающиеся, однако, с повышением температуры рабочего цикла и частоты вращения турбины. В опытных образцах сложных ГТД достигнут минимальный удельный расход, равный 270 г/кВт·ч (200 г/л. с. ч), возрастающий на границах рабочей области частот вращения до 326—340 г/кВт·ч (240—250 г/л. с. ч). На частичных характеристиках удельные расходы значительно возрастают. Указанные удельные расходы топлива получены при использовании в схеме ГТД специальных теплообменников (регенераторов) со степенью регенерации не менее 0,8.

2. Высокие температуры рабочего газа и лопаток турбины, требующие применения для них и камеры сгорания специальных жаростойких сталей и материалов. Повышение температуры цикла вызывает необходимость охлаждения лопаток рабочих колес.

3. Высокая частота вращения колес, доходящая до $n_{\max} = 30\ 000$ об/мин, что при высоких температурах требует повышенной механической прочности и устойчивости против ползучести материала лопаток и, естественно, усложняет технологию их изготовления.

Современные достижения науки и техники позволяют устранить указанные недостатки и создать экономически оправданные (по стоимости, долговечности, простоте конструкции и эксплуатационным расходам) образцы ГТД, пригодные для использования в качестве энергетических установок транспортных машин.

§ 2. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ

Для составления уравнений, описывающих законы движения машины в целом (как единой материальной системы), примем, что перемещение машины происходит на плоскости, расположенной

под определенным углом к горизонту, которую в дальнейшем будем именовать плоскостью движения. В соответствии с этим допущением будем также называть опорной плоскостью гусениц (или машины) плоскость, образованную опорными ветвями гусениц, лежащими на плоскости движения, на которых мысленно исключаются шпоры или грунтозацепы траков.

Следует заметить, что действительная поверхность контакта опорной ветви гусеницы с деформируемым грунтом весьма сложна. Продольное сечение или профиль ее, даже при движителе в виде гусеничной ленты, будет описываться волнообразной кривой вследствие увеличения давления на грунт под опорными катками. Более сложным окажется профиль опорной поверхности, если учитывать звенчатость гусеничной цепи и местные неровности грунта. Следовательно, опорная плоскость гусеницы или машины является проекцией действительной опорной поверхности на плоскость движения, а понятие опорная плоскость или плоскость движения является условным. Однако точность расчетов движения гусеничной машины от использования этих условных понятий не пострадает благодаря применению в расчетах опытных коэффициентов, определяемых при натурных испытаниях машин и учитывающих сложный характер профиля действительной опорной поверхности.

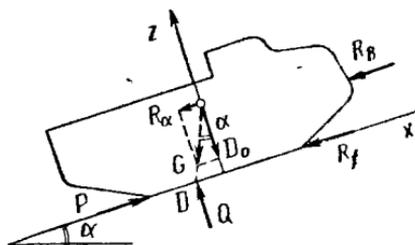


Рис. 4

Внешние силы, действующие на машину при равномерном движении ее без прицепа на подъеме с углом α , показаны на рис. 4.

При равномерном движении на машину действуют внешние силы, происхождение и характер которых различны. Прежде чем составлять уравнение движения, рассмотрим каждую из действующих на машину сил.

Сила тяжести G в особых пояснениях не нуждается. Она приложена в центре тяжести машины и для удобства написания уравнений разложена на две составляющие силы, параллельные осям подвижной системы координат. Предполагается, что центр тяжести расположен в продольной плоскости симметрии машины на оси z , а продольная ось x совмещена с линией пересечения указанной плоскости и опорной плоскости машины.

Составляющую веса, параллельную плоскости движения, называют силой сопротивления подъему:

$$R_{\alpha} = G \sin \alpha. \quad (1)$$

При движении на подъеме эта сила является вредной и ее нужно преодолевать; когда машина движется под уклон, эта сила действует в направлении движения и является движущей или активной. В формуле (1) это учитывается изменением знака угла.

1. Сила тяги и силы, толкающие корпус машины

При перематывании гусеницы ведущим колесом ее опорная ветвь оказывает давление на грунт в направлении своего относительного перемещения или в сторону, обратную движению машины. Эта сила давления на грунт обеспечивается двигателем. Равная ей касательная реакция грунта действует на опорную ветвь гусеницы в обратном направлении, она является внешней силой, действующей на машину, и носит название силы тяги. Физически сила тяги гусеницы представляет собой равнодействующую всех касательных реакций грунта, действующих на опорную ветвь гусеницы в направлении движения.

Общая сила тяги машины складывается из сил тяги гусениц и обозначена буквой P . Теоретически при прямолинейном движении машины по плоскости силы тяги гусениц должны быть одинаковы. В действительности они, как правило, не равны между собой из-за различного взаимодействия гусениц с грунтом в реальных условиях движения и перераспределения веса, приходящегося на каждую гусеницу, вследствие бокового крена машины.

Как будет показано ниже, сила тяги является причиной возникновения в гусеничном движителе сил, толкающих корпус машины.

Для выяснения характера касательных реакций грунта, действующих на опорную ветвь гусеницы при движении машины, на рис. 5 представлены силы, приложенные к отдельно выделенному из опорной ветви звену. Примем, что гусеничная машина движется по горизонтальному участку. Направление движения показано вектором скорости машины v_m .

Выделенное из опорной ветви звено находится в равновесии при действии на него нагрузки от катка N_k , нормальной реакции грунта Q_k , силы P_k , приложенной от левого звена, силы P_{k+1} — от правого звена и равнодействующих элементарных реакции грунта P' и P'' .

Элементарные силы реакции грунта, представленные равнодействующей P' , возникают на грунтозацепе звена благодаря сопротивлению грунта прессованию, сдвигу и срезу. Реакции грунта, сумма которых равна P'' , являются силами трения скольжения или покоя, возбуждаемыми при передаче на грунт вертикальной нагрузки, приходящейся на звено. При этом следует предположить, что звено относительно грунта находится в покое или перемещается с некоторой скоростью, обратной по знаку скорости машины¹. Очевидно, что наличие сил P' и P'' приводит к неравенству сил P_k и P_{k+1} . Первая будет всегда больше, чем вторая.

Линия действия силы, являющейся суммой сил P' и P'' и, следовательно, силы тяги гусеницы расположена между указанными силами. С небольшой погрешностью принимают линию действия силы тяги гусеницы и машины, расположенной в плоскости следа или опорной плоскости гусеницы.

¹ Силами инерции, действующими на звено, в случае неравномерного перемещения по грунту пренебрегаем.

Силы тяги гусеницы должны играть активную роль при движении машины (см. рис. 4), но они действуют на опорные ветви гусениц, которые лежат неподвижно на грунте или перемещаются назад. Как возникают и где приложены силы, толкающие корпус машины вперед и заставляющие его перемещаться на катках по опорным ветвям гусениц? Для выяснения этого рассмотрим в отдельности взаимодействие гусеницы с задним опорным катком и ведущим колесом (рис. 6), имея в виду, что их геометрические оси представляют собой точки корпуса машины.

На рис. 6 показано заднее расположение ведущего колеса. При рассмотрении сил следует учитывать, что для упрощения не принимаются во внимание потери в гусенице и подшипниках. Силы натяжения ветвей гусеницы от собственного веса не учитываются,

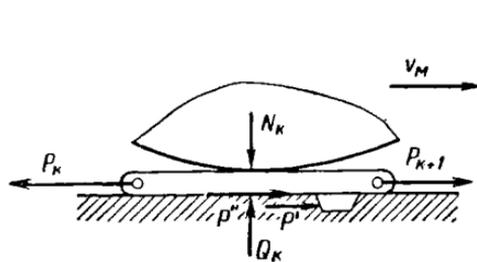


Рис. 5

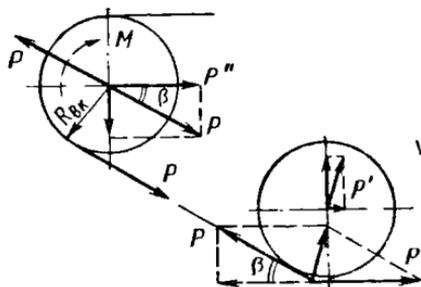


Рис. 6

так как очевидно, что они существуют и в покое и взаимно уравновешены. Условно не показана также сила нагрузки на задний опорный каток от веса корпуса и реакция грунта, действующие вертикально. Силу P можно считать силой тяги одной гусеницы или силой тяги машины.

На опорную ветвь гусеницы в направлении движения действует со стороны грунта сила тяги P . Для создания этой силы к рабочей ветви гусеницы от ведущего колеса должна быть приложена сила, равная ей. Равнодействующая этих двух сил проходит через ось катка и может быть перенесена туда по линии ее действия. Тогда составляющую на оси заднего катка P' можно получить, учитывая, что проекция равнодействующей равна сумме проекций сил составляющих:

$$P' = P - P \cos \beta.$$

К ведущему колесу от рабочей ветви гусеницы приложена также сила P . Если к ведущему колесу в центре приложить две равные, но противоположно направленные силы P параллельно рабочей ветви, то две силы на плече $R_{вк}$ дают пару, уравновешивающую крутящий момент M , приложенный со стороны трансмиссии, а оставшаяся сила дает составляющую в направлении движения

$$P'' = P \cos \beta.$$

Полная сила, толкающая корпус машины, $P_T = P' + P'' = P$. Она равна силе тяги машины.

Распределение толкающей силы между осями заднего катка и ведущего колеса зависит от угла наклона рабочей ветви β :

$$\frac{P'}{P''} = \frac{1 - \cos \beta}{\cos \beta} \quad (2)$$

Влияние угла β легко рассмотреть, пользуясь формулой (2) или рис. 6.

Вертикальные составляющие сил на оси ведущего колеса и заднего катка одинаковы и равны $P \sin \beta$. Эти составляющие при движении машины образуют пару сил, действующую на корпус и вызывающую некоторый поворот его и перемещение кормы вниз. Кроме того, имеет место дополнительное поджатие рессоры заднего опорного катка и уменьшение реакции грунта под ним. Эти явления рассматриваются подробно в гл. VIII.

Для переднего расположения ведущего колеса результат определения силы, толкающей корпус, будет одинаков, но сила P'' приложена к оси направляющего колеса, расположенного на корме машины.

Необходимая для движения машины сила тяги P будет, очевидно, зависеть от других сил, действующих на машину и изменяющихся в различных условиях движения. Определение ее является основной задачей. В дальнейшем под силой тяги P понимается суммарное тяговое усилие двух гусениц.

2. Нормальная реакция грунта

Нормальная реакция грунта Q (см. рис. 4) для машины в целом является суммой нормальных реакций гусениц. Последние представляют собой равнодействующие всех элементарных нормальных реакций грунта, действующих на опорные ветви гусениц. В дальнейшем под нормальной реакцией грунта Q понимается реакция для машины в целом.

Точка приложения нормальной реакции носит название центра давления и обозначена буквой D . Центр давления расположен в опорной плоскости машины. Для рассматриваемого на рис. 4 случая движения на подъеме без бокового крена центр давления находится на продольной оси x подвижной системы координат. Точку D_0 называют начальным центром давления. В этой точке приложена нормальная реакция грунта, когда машина находится в покое на горизонтальной площадке.

Нормальная реакция всегда определяется из уравнения проекции сил на ось z . Для рис. 4

$$Q = G \cos \alpha \quad (3)$$

Положение центра давления находится из уравнения устойчивости, которое рассматривается ниже в гл. IV.

3. Сила сопротивления прямолинейному движению

Движение любой транспортной машины связано с преодолением сил сопротивления, возникающих при взаимодействии ходовой системы с грунтом. Сила сопротивления движению гусеничной машины на деформируемом грунте определяется прежде всего остаточной деформацией грунта под гусеницей или образованием колен. Непрерывное прессование грунта по вертикали требует и непрерывной затраты энергии. Эту затрату можно характеризовать произведением силы сопротивления движению на пройденный машиной путь.

Мелкозвенчатость гусениц транспортных гусеничных машин дает основание при рассмотрении некоторых вопросов¹ заменять их (с той или иной степенью погрешности) гусеничными лентами.

На рис. 7 показаны силы, действующие на жесткий опорный каток при движении по гибкой, нерастяжимой ленте на деформируемом грунте. Спрессованный катком грунт не восстанавливает полностью своей формы, так как упругая деформация грунта h_1-h_2 , как правило, невелика. Поэтому дуга соприкосновения катка и гусеничной ленты с грунтом с передней стороны больше, чем с задней. Равнодействующая элементарных нормальных реакций грунта на дуге контакта смещается от вертикали, проходящей через ось катка, и дает горизонтальную составляющую или силу сопротивления движению R_k . Для движения катка (корпуса машины) необходимо приложить к катку толкающую силу P_k , равную R_k . Упругая деформация грунта h_1-h_2 , естественно, уменьшает сопротивление движению катка, так как на дуге части катка, выходящей из контакта с гусеничной лентой и грунтом, появляются составляющие нормальных сил, направленные по движению.

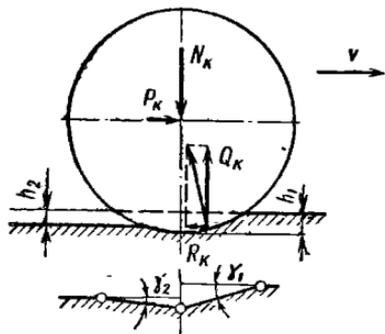


Рис. 7

Если учитывать вертикальные перемещения шарниров звена гусеничной цепи при передвижении по нему опорного катка (перенос нагрузки от одного шарнира к другому), то при совмещении оси катка и шарнира на одной вертикали (рис. 7, внизу) взаимодействие катка с гусеницей и грунтом будет аналогично рассмотренному выше. При наличии упругой и остаточной деформации грунта всегда будет $v_2 < v_1$, а при отсутствии упругой деформации $v_2 = 0$.

Наибольшая вертикальная деформация грунта будет под передним катком. После прохождения переднего катка свойства грунта

¹ Это допущение будем использовать только в тех случаях, когда отсутствует теория, разработанная применительно к звенчатой гусенице, или когда физический смысл и точность решения изменяются незначительно.

изменяются, он уплотнится. Поэтому картина взаимодействия с грунтом следующего опорного катка качественно повторится, но количественные показатели будут другими. Соотношение упругих и остаточных деформаций грунта под соседними катками будет определяться качеством грунта и величиной нагрузок, приходящихся на эти катки. При этом сопротивление движению различных катков будет неодинаковым. Наибольшей величины оно, очевидно, достигает у переднего катка.

При движении по твердым несминаемым грунтам гусеничная машина также испытывает сопротивление. Однако при этом проявляются другие по своей природе силы сопротивления, связанные с сопротивлением перекатыванию опорных катков по гусенице. Теоретически эти силы являются внутренними силами гусеничного обвода, но в реальном звенчатом гусеничном движителе силы сопротивления качению опорных катков проявляются в виде внешних сил. Подробнее это явление рассматривается в гл. II.

Оба вида силы сопротивления движению опорного катка, очевидно, должны быть пропорциональны нагрузке, приходящейся на него, что подтверждается проведенными экспериментами.

Сумма сил сопротивления всех катков дает общую силу сопротивления прямолинейному движению машины R_f (см. рис. 4), которую считают приложенной в опорной плоскости.

Силу сопротивления прямолинейному движению машины определяют по формуле

$$R_f = fQ, \quad (4)$$

где экспериментальный коэффициент пропорциональности f носит название коэффициента сопротивления прямолинейному движению. Он зависит прежде всего от качества грунта, а также от конструктивных особенностей ходовой части гусеничной машины.

В результате экспериментов, проведенных с различными гусеничными машинами, были получены средние опытные значения коэффициента сопротивления движению для различных дорожных условий. Для наиболее распространенных дорог и грунтов он изменяется в пределах от 0,03 (шоссе) до 0,15, доходя в некоторых случаях для песка до 0,20 и снега до 0,40.

С учетом сказанного напрашивается вывод, что у гусеничных машин, предназначенных для передвижения на сминаемых грунтах, главной составляющей силы сопротивления движению является сопротивление от вертикального прессования грунта.

Данные по опытным коэффициентам сопротивления движению приводятся в различных литературных источниках (см., например, [1, 10]), однако только в зависимости от вида грунта или дороги и не учитывают конструктивных особенностей ходовой части и гусеничного движителя.

При расчетах проектируемых гусеничных машин используют, с некоторой погрешностью, значение коэффициента сопротивления движению в зависимости от качества грунта.

4. Сила сопротивления воздуха

Сопротивление воздуха для гусеничных машин играет существенную роль на высокой скорости движения. Силу сопротивления воздуха при расчетах определяют обычно по формуле, выведенной для автомобиля [18]:

$$R_v = 0,98kFv^2 \text{ даН } (R_v = kFv^2 \text{ кгс}), \quad (5)$$

где k — коэффициент обтекаемости; F — площадь поперечного сечения; v — скорость движения.

По внешнему конструктивному оформлению транспортные гусеничные машины ближе всего соответствуют грузовым автомобилям, для которых $k = 0,06 \div 0,07$. Поэтому в расчетах обычно принимают $k = 0,065$ (при скорости в м/с) или $k = 0,005$ (при скорости в км/ч).

Площадь поперечного сечения определяется приближенно по формуле (рис. 8)

$$F = (H - h) B \text{ м}^2. \quad (6)$$

Сила воздушного сопротивления учитывается при высоких скоростях движения (40—50 км/ч и выше). Чем легче машина, тем большее значение имеет учет силы сопротивления воздуха. Если, например, площадь поперечного сечения машины $F = 5 \text{ м}^2$, скорость $v = 50 \text{ км/ч}$, то $R_v = 61,3 \text{ даН}$ (62,5 кгс).

При движении по шоссе гусеничной машины общим весом $19,6 \times 10^3 \text{ даН}$ (20 тс) сопротивление воздуха составляет 10% силы тяги. Если вес машины уменьшить вдвое, то указанное сопротивление будет составлять около 20% силы тяги. Не учитывать это было бы неправильно. Только для упрощения расчетов сравнительно тихоходных и тяжелых машин принято не учитывать эту силу при скорости движения примерно до 50 км/ч. На более же высоких скоростях она начинает приобретать весьма существенное значение.

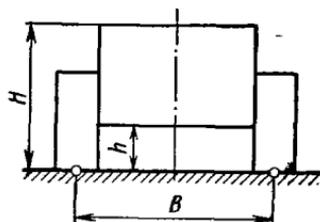


Рис. 8

5. Уравнение равномерного движения машины

Уравнение равномерного прямолинейного движения машины можно получить, взяв сумму проекций сил (см. рис. 4) на ось x :

$$P = R_f + R_a + R_v$$

или подставляя значения слагаемых правой части:

$$P = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G + R_v.$$

Выражение в скобках обычно выделяют в виде самостоятельной величины

$$f_0 = f \cos \alpha + \sin \alpha, \quad (7)$$

которая носит название общего или суммарного коэффициента сопротивления движению на подъеме. Увеличение угла подъема α

в одних и тех же дорожных условиях всегда вызывает увеличение общего коэффициента сопротивления движению. Заметим, что при движении на уклоне коэффициент f_0 может стать отрицательным. Последнее означает, что для обеспечения постоянной скорости машины в этом случае необходимо приложить отрицательную силу тяги или, другими словами, тормозить машину.

Используя формулу (7), можно написать уравнение прямолинейного равномерного движения гусеничной машины в окончательном виде

$$P = f_0 G + R_v, \quad (8)$$

или, пренебрегая сопротивлением воздуха,

$$P = f_0 G.$$

При заданных параметрах машины (G , F) и условиях движения (f , α , v) правая часть уравнения (8) содержит известные величины и сила тяги, которая обеспечивает равномерное прямолинейное движение машины, может быть определена. Следует подчеркнуть, что она является потребной силой тяги. Равную ей должен развить двигатель для осуществления равномерного движения машины.

Часто при тяговом расчете гусеничных машин в случае движения по хорошей дороге аналогично расчету автомобиля пользуются упрощенной формулой для определения потребной силы тяги. При небольших подъемах в пределах $\alpha = 2 \div 4^\circ$ полагают $\cos \alpha = 1,0$; $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$, где i — относительный подъем. В этом случае

$$f_0 = f + i; \quad (9)$$

$$P = (f + i) G + R_v. \quad (10)$$

Частный случай движения машины по горизонтальному участку дороги приводит к упрощению некоторых уравнений. Если $\alpha = 0$, то $Q = G$, $f_0 = f$, и потребная сила тяги

$$P = fG + R_v.$$

6. Сила тяги по сцеплению

Выше было установлено, что сила тяги, действующая на опорную ветвь гусеницы, складывается из касательных реакций грунта (см. рис. 5). Для создания суммарной реакции P (см. рис. 4), обеспечивающей движение машины, грунт должен обладать необходимыми механическими качествами. У разных грунтов весьма различна способность выдерживать нормальные нагрузки от гусеницы без разрушения, создавать касательные силы трения и противостоять прессованию и срезу от действия грунтозацепов. Поэтому предельно возможная касательная реакция грунта будет ограничена.

Если потребная сила тяги окажется больше, чем указанная предельная реакция грунта, то движение машины невозможно. При достаточной мощности двигателя грунт срывается опорными ветвями гусениц и произойдет полное буксование, приводящее к остановке

машины. Более подробно явления буксования гусеницы рассматриваются в гл. II.

Наибольшую силу тяги, которая приводит к полному буксованию, называют силой тяги по сцеплению и определяют по формуле

$$P_{\phi} = \phi Q, \quad (11)$$

где ϕ — коэффициент сцепления.

Для случая движения, показанного на рис. 4,

$$P_{\phi} = \phi G \cos \alpha. \quad (12)$$

Так же, как и f , коэффициент сцепления ϕ является экспериментальным. Все сказанное по поводу опытного определения коэффициента f относится и к коэффициенту сцепления. Приводимые в литературных источниках значения коэффициента сцепления связываются только с качеством грунта или дороги. Для различных грунтов он изменяется в пределах от 0,2 (снежная обледенелая дорога, размокшая дорога на глинистом грунте) до 1,0 (сухая суглинистая луговина и грунтовая дорога).

В расчетах при проектировании используют табличные данные указанных источников по коэффициенту сцепления. При этом вносятся некоторая погрешность расчетов, так как не учитываются конструктивные особенности гусеничного движителя данной машины.

7. Сила тяги по двигателю, динамический фактор и тяговая характеристика

Потребную силу тяги, определяемую по условиям движения, и силу тяги по сцеплению необходимо отличать от силы тяги, которую может развить на гусеницах двигатель, установленный на машине.

Сила тяги на гусенице, определяемая в зависимости от мощности двигателя (сокращенно — по двигателю), может изменяться в широких пределах от нуля до максимума. При одной и той же частоте вращения двигателя или при неизменной скорости движения машины величина силы тяги по двигателю будет определяться количеством топлива, подаваемого в двигатель (работа на частичных или внешней характеристиках). В дальнейшем под силой тяги по двигателю P_d будем понимать суммарную силу тяги на двух гусеницах, которую двигатель может развить при работе на внешней характеристике и постоянной частоте вращения. Случай использования понятия текущего значения силы тяги по двигателю при работе последнего на частичной или регуляторной характеристике будем оговаривать отдельно.

Для двигателя, обладающего свободной мощностью $N_{св}$ (это эффективная мощность за вычетом потерь на работу вентилятора системы охлаждения, воздухоочистителя, глушителя выхлопа и т. п.), используя известное уравнение механики, можно написать

$$N_{св} = \frac{P_d v}{100 \eta_0} \text{ кВт} \left(N_{св} = \frac{P_d v}{75 \eta_0} \text{ л. с.} \right),$$

где P_d — сила тяги по двигателю в даН (кгс); v — скорость в м/с; η_0 — общий к. п. д. машины, учитывающий внутренние потери мощности в механизмах трансмиссии и ходовой части, включая и гусеничный движитель.

В расчетах транспортных машин принято оперировать с размерностью скорости в км/ч, а не м/с. Тогда для скорости, подставляемой в км/ч, сила тяги по двигателю, развиваемая на гусеницах, равна

$$P_d = \frac{360N_{св}}{v} \eta_0 \text{ даН} \left(P_d = \frac{270N_{св}}{v} \eta_0 \text{ кгс} \right). \quad (13)$$

При тяговых расчетах часто пользуются силой тяги по двигателю, отнесенной к весу машины и называемой динамическим фактором:

$$D = \frac{P_d}{G}. \quad (14)$$

Если учитывать воздушное сопротивление движению, то под динамическим фактором понимают отношение свободной силы тяги

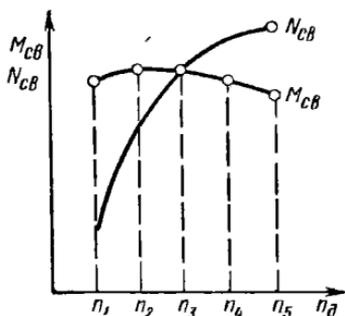
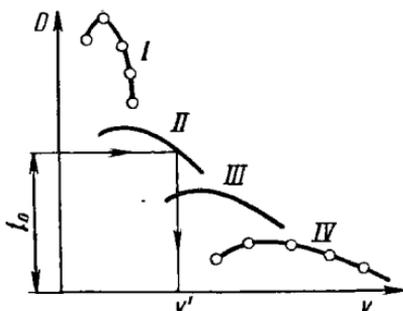


Рис. 9



(т. е. силы тяги по двигателю за вычетом потерь на воздушное сопротивление) к весу машины:

$$D = \frac{P_d - R_v}{G}. \quad (15)$$

Последней формулой, как правило, пользуются при тяговом расчете машин, движущихся со скоростями больше 40—50 км/ч.

Использование динамического фактора позволяет упростить некоторые сравнительные расчеты. Равномерное движение машины в заданных условиях с полным использованием мощности двигателя возможно при соблюдении равенства $P_d = P$. Скорость движения при этом, очевидно, максимальная. Из сопоставления формул (8) и (15) следует, что условие равномерного движения с максимальной скоростью будет выражаться уравнением

$$f_0 = D.$$

Под тяговой характеристикой машины понимают графическую зависимость силы тяги по двигателю или динамического фактора от скорости движения машины (рис. 9).

Для построения тяговой характеристики машины необходимо иметь экспериментальную внешнюю характеристику двигателя ($N_{\text{св}}$, $M_{\text{св}}$), значения общих передаточных чисел трансмиссии i_o на различных передачах коробки, радиус ведущего колеса $R_{\text{вк}}$, а также расчетную или экспериментальную зависимость общего к. п. д. η_o от скорости машины.

Тогда динамический фактор

$$D = \frac{360N_{\text{св}}}{Gv} \eta_o - \frac{R_{\text{в}}}{G} \left(D = \frac{270N_{\text{св}}}{Gv} \eta_o - \frac{R_{\text{в}}}{G} \right); \quad (16)$$

$$D = \frac{M_{\text{св}} i_o \eta_o}{G R_{\text{вк}}} - \frac{R_{\text{в}}}{G}, \quad (17)$$

где

$$v = \frac{3,6\pi R_{\text{вк}} n_{\text{д}}}{30 i_o} = 0,377 \frac{R_{\text{вк}} n_{\text{д}}}{i_o} \text{ км/ч}, \quad (18)$$

$M_{\text{св}}$ — свободный крутящий момент двигателя в даН·м (кгс·м); G — вес машины в даН (кгс); $n_{\text{д}}$ — частота вращения двигателя в об/мин, соответствующая вполне определенному значению момента или мощности на внешней характеристике.

Рассмотрение формул показывает, что каждой передаче в ступенчатой коробке будет соответствовать своя тяговая характеристика. Это определяется разными передаточными числами i_o . Для построения тяговой характеристики нужно взять несколько значений крутящего момента или мощности и соответствующие им частоты вращения двигателя на внешней характеристике и подсчитать по приведенным формулам величины скорости и динамического фактора для каждой точки на разных передачах (с различными значениями i_o и η_o). Общий характер получаемых кривых представлен на рис. 9. График динамического фактора каждой передачи представляет собой перечисленную кривую крутящего момента двигателя и поэтому характерная точка максимума крутящего момента отражается на каждом графике.

Используя условие равномерного движения $f_o = D$ на тяговой характеристике, легко определить максимальную скорость равномерного движения машины и передачу при работе двигателя на внешней характеристике. На рис. 9 суммарному коэффициенту сопротивления движению f_o соответствует максимальная скорость машины v' . Движение происходит при включении второй передачи (на рисунке I—IV — номера передач).

В заданных условиях (f_o) равномерное движение со скоростью, большей, чем v' , невозможно. Движение с постоянной скоростью, меньшей v' , возможно на второй и первой передачах, но при уменьшении подачи топлива в двигатель или работе на частичной характеристике. Следовательно, любая точка поля, расположенная под кривой динамического фактора, представляет собой текущее значение последнего D_f , получаемое при изменении режима работы двигателя.

Для упрощения решения задачи определения максимальной скорости в случае использования одной и той же машины и различных условий движения (например, эксплуатационные расчеты)

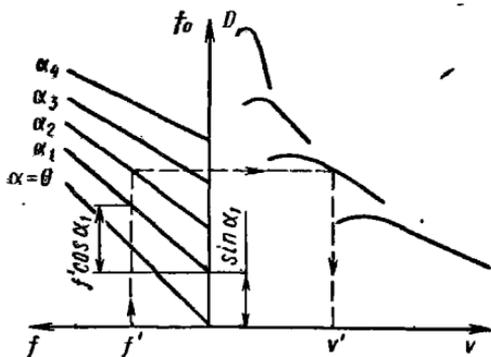


Рис. 10

можно построить номограмму, показанную на рис. 10).
При постоянном угле подъема α уравнение суммарного коэффициента сопротивления движению

$$f_0 = f \cos \alpha + \sin \alpha$$

есть уравнение прямой в координатах f_0 и f . Построим в левой части номограммы семейство этих прямых для различных значений α . Для этого определим на каждой прямой положение двух ее точек, на-

пример $\sin \alpha_1$ на оси ординат ($f = 0$) и отрезок $f' \cos \alpha_1$ для какого-то значения f' , взятого на оси абсцисс. Затем в правой части нанесем динамическую характеристику машины, взяв одинаковым масштаб динамического фактора и суммарного коэффициента сопротивления.

Имея заданные условия движения, например $f = f'$ и $\alpha = \alpha_2$, проводим вертикальную линию от значения f' до пересечения с прямой α_2 , затем горизонтальную — до пересечения с графиком D и на оси v определяем максимальную скорость v' , с которой может двигаться машина при работе двигателя на внешней характеристике.

8. Условия движения, буксования и перегрузки двигателя

Пользуясь тремя понятиями силы тяги, можно написать общие выражения для упомянутых случаев. Приводимые ниже неравенства подчеркивают различие физического смысла той или иной силы тяги. Эти неравенства могут быть написаны в форме сил или в форме относительных коэффициентов, если пренебречь воздушным сопротивлением и использовать формулы (8), (12) и (14):

условие движения

$$P_d \geq P < P_\varphi \text{ или } D \geq f_0 < \varphi \cos \alpha;$$

условие буксования

$$P_d \geq P_\varphi < P \text{ или } D \geq \varphi \cos \alpha < f_0;$$

условие перегрузки двигателя

$$P > P_d < P_\varphi \text{ или } f_0 > D < \varphi \cos \alpha.$$

Влияние прицепа

В предыдущих случаях движения машины рассматривались без прицепа. Наличие прицепа вносит некоторые изменения в уравнение равномерного движения, однако упрощенную форму его (8) можно сохранить. При движении с прицепом скорости снижаются и можно полагать $R_B = 0$.

Общий случай равномерного движения гусеничной машины с прицепом на подъеме представлен на рис. 11. Действие прицепа на тягач заменено силой на крюке (прицепном устройстве) R_K , направленной в общем случае под углом δ к плоскости движения и разложенной на две составляющие: параллельную и перпендикулярную этой плоскости. Остальные силы встречались ранее.

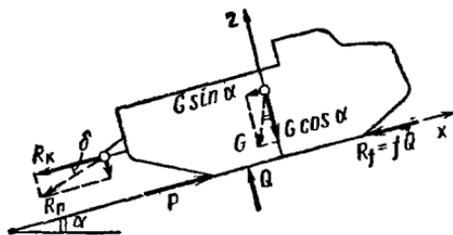


Рис. 11

Для определения нормальной реакции грунта возьмем сумму проекций сил на ось z (знак плюс второго члена соответствует направлению угла δ на рисунке):

$$Q = G \cos \alpha \pm R_K \operatorname{tg} \delta.$$

Наличие прицепа изменяет нормальную реакцию Q и, следовательно, силу сопротивления движению тягача R_f .

Чтобы определить требуемую силу тяги P , возьмем уравнение проекций сил на ось x :

$$P = fQ + G \sin \alpha + R_K.$$

Подставив значение Q , получим

$$P = f_0 G + R_K (1 \pm f \operatorname{tg} \delta). \quad (19)$$

Это выражение отличается от формулы потребной силы тяги машины без прицепа наличием второго члена в правой части.

Как правило, высота прицепных устройств тягача и прицепа одинакова. Тогда $\delta = 0$ и

$$P = f_0 G + R_K. \quad (20)$$

Если рассматривать прицеп отдельно, то для него R_K направлена в обратную сторону и является силой активной, движущей (силой тяги); она может быть определена из выражения

$$R_K = P_n = f_{\text{оп}} G_n, \quad (21)$$

где $f_{\text{оп}}$ — суммарный коэффициент сопротивления движению прицепа; G_n — вес прицепа;

В общем случае, даже для гусеничного прицепа суммарный коэффициент сопротивления движению прицепа $f_{оп}$ не равен коэффициенту f_o тягача; тогда

$$P = f_o G + f_{оп} G_{п}.$$

Удобно представить это выражение без слагаемых в правой части в виде, идентичном формуле (8), выражая зависимость потребной силы тяги от веса тягача:

$$P = f'_o G, \quad (22)$$

где f'_o — приведенный коэффициент сопротивления движению поезда; значение f'_o определяется из равенства

$$f'_o G = f_o G + f_{оп} G_{п},$$

откуда

$$f'_o = f_o + f_{оп} \frac{G_{п}}{G}. \quad (23)$$

10. Максимальный угол подъема по сцеплению

При движении гусеничной машины на подъеме (рис. 11) по мере увеличения угла подъема потребная сила тяги растет, так как увеличивается составляющая веса $G \sin \alpha$. В то же время нормальная реакция Q уменьшается, а вместе с ней уменьшается и сила тяги по сцеплению. При каком-то значении угла подъема потребная сила тяги станет равной силе тяги по сцеплению и наступит полное буксование машины. Значение угла подъема будет, очевидно, при этом предельно возможным по условию сохранения сцепления гусеницы с грунтом. Большой подъем машина не сможет преодолеть, даже если двигатель обеспечивает требуемую силу тяги.

Поэтому для определения предельного угла подъема, который может преодолеть машина по сцеплению, следует приравнять силу тяги по сцеплению для тягача потребной силе $P_{\phi} = P$. Подставляя в это уравнение значения сил по формулам (12) и (22), приняв, что дышло прицепа параллельно плоскости движения, и используя выражения (7) и (23), получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi - f - \frac{G_{п}}{G} f_{п}}{1 + \frac{G_{п}}{G}}. \quad (24)$$

Для случая движения без прицепа $G_{п} = 0$ и

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi - f. \quad (25)$$

Очевидно, во втором случае угол подъема по сцеплению будет больше, так как потребная сила тяги [(формула (20)] уменьшилась на величину $R_{к}$, а сила тяги по сцеплению, зависящая только от веса тягача, осталась неизменной.

Движение машины на подъеме, близком к предельному, будет возможно, если $P_{д} \geq P$.

§ 3. НЕРАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ

1. Коэффициент условного приращения массы

В случае равномерного движения сила тяги двигателя расходуется на преодоление сопротивления движению машины и прицепа. Если сила тяги по двигателю больше или меньше потребной, то машина будет двигаться ускоренно или замедленно. В первом случае избыток мощности двигателя будет обеспечивать разгон машины, а во втором, наоборот, расход накопленной кинетической энергии машины увеличивает движущие силы до требуемой величины.

Для исследования неравномерного движения используем принцип Даламбера. Согласно этому принципу, силы инерции, действующие на тело, уравниваются другими внешними силами. Внешние силы, действующие на машину в случае ее неравномерного движения, показаны на рис. 12 (сопротивлением воздуха пренебрегаем). При неравномерном движении сила инерции может быть силой сопротивления движению. На рис. 12 этот случай соответствует разгону машины и сплошным векторам ускорения $\ddot{j} = \ddot{x}$ и силы I . Сила инерции может быть силой, движущей машину в случае замедленного движения, что на рис. 12 отражено штриховыми векторами ускорения и силы I .

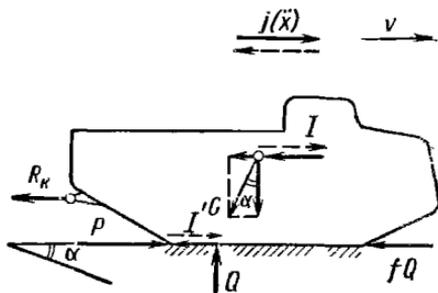


Рис. 12

Как только машина начинает двигаться ускоренно, то ускоренно начинают вращаться все детали трансмиссии и ходовой части. Для разгона этих вращающихся деталей, очевидно, потребуется дополнительная энергия двигателя. Следовательно, исследуя неравномерное движение машины, нужно учитывать не только силу инерции массы машины, но и условную силу инерции I' , характеризующую момент, который потребуется от двигателя для преодоления сопротивления разгону вращающихся деталей. Эта условная сила может быть приложена к любой детали трансмиссии, но удобнее ее приложить к гусеницам в плоскости движения, так как в этом случае она будет входить в общее уравнение движения машины без дополнительного пересчета. Сила инерции машины

$$I = mj = m\ddot{x}, \quad (26)$$

где m — масса машины.

Обозначим общую силу инерции

$$I_0 = I + I'. \quad (27)$$

Общая сила инерции при заданном ускорении неизвестна, поскольку неизвестно второе слагаемое правой части уравнения (27).

Прежде чем определять силу инерции I' , приведенную к опорным ветвям гусениц, найдем инерционный момент всех вращающихся деталей, приведенный к ведущему колесу машины.

Инерционный момент какой-либо детали трансмиссии, вращающейся с переменной угловой скоростью ω_x , относительно собственной оси вращения

$$M_x = J_x \varepsilon_x = J_x \frac{d\omega_x}{dt},$$

где J_x — момент инерции детали; $\varepsilon_x = \frac{d\omega_x}{dt}$ — угловое ускорение.

Передаточное число от детали трансмиссии до ведущего колеса

$$i_x = \frac{\omega_x}{\omega_{вк}},$$

где $\omega_{вк}$ — угловая скорость ведущего колеса.

Тогда

$$\omega_x = i_x \omega_{вк} = i_x \frac{v}{R_{вк}},$$

где v — скорость движения машины; $R_{вк}$ — радиус ведущего колеса.

Подставляя ω_x в выражение для M_x , получим инерционный момент детали относительно собственной оси вращения, выраженный через линейное ускорение машины:

$$M_x = J_x \frac{i_x}{R_{вк}} \frac{dv}{dt} = J_x \frac{i_x}{R_{вк}} j. \quad (28)$$

Этот момент, приведенный к оси ведущего колеса,

$$M'_x = M_x i_x \eta_{дк},$$

где $\eta_{дк}$ — к. п. д. привода от детали до ведущего колеса, или

$$M'_x = J_x \frac{i_x^2}{R_{вк}} \eta_{дк} j. \quad (29)$$

Для вращающихся деталей ходовой части справедливо выражение (28):

$$M_{x_к} = J_{x_к} \frac{i_{x_к}}{R_{вк}} j,$$

где передаточное число от катка до ведущего колеса

$$i_{x_к} = \frac{\omega_к}{\omega_{вк}} = \frac{R_{вк}}{r_к}$$

($\omega_к$ и $r_к$ — угловая скорость и радиус катка).

Инерционный момент катка, приведенный к оси ведущего колеса,

$$M'_{x_к} = M_{x_к} i_{x_к} \frac{1}{\eta_{гус}},$$

где $\eta_{гус}$ — к. п. д. гусеничного движителя.

После подстановки

$$M'_{x_k} = J_{x_k} \frac{i_{x_k}^2}{R_{вк} \eta_{гус}} j. \quad (30)$$

Гусеница участвует в относительном движении около корпуса машины и также разгоняется. Допустим, что вся масса гусеницы совершает только прямолинейное относительное движение (пренебрегаем дугowymi участками обвода, увеличивающими момент инерции катка или колеса). Приведенный к оси ведущего колеса инерционный момент гусениц

$$M'_{гус} = \frac{m_{гус} R_{вк}}{\eta_{гус}} j, \quad (31)$$

где $m_{гус}$ — масса двух гусениц.

Полный инерционный момент, приведенный к оси ведущего колеса, в общем виде (показатель степени к. п. д. + 1 для деталей трансмиссии, — 1 для ходовой части)

$$M' = \left(\frac{1}{R_{вк}} \sum_1^n J_x i_x^2 \eta_{дк}^{\pm 1} + m_{гус} \frac{R_{вк}}{\eta_{гус}} \right) j.$$

Условная сила инерции, приложенная к гусеницам в плоскости движения,

$$I' = \frac{M'}{R_{вк}} \eta_{гус},$$

или, полагая $\eta_x = \eta_{дк} \eta_{гус}$ (к. п. д. от детали до гусеницы включительно),

$$I' = \left(\frac{1}{R_{вк}^2} \sum_1^n J_x i_x^2 \eta_x^{\pm 1} + m_{гус} \right) j = m' j. \quad (32)$$

Силу I' нужно приложить к гусеницам для того, чтобы при данном ускорении j разгонять все вращающиеся детали трансмиссии и ходовой части, включая и саму гусеницу. Тогда

$$m' = \frac{1}{R_{вк}^2} \sum_1^n J_x i_x^2 \eta_x^{\pm 1} + m_{гус}. \quad (33)$$

Величина m' , имеющая размерность массы, носит условное название «приведенной массы» вращающихся деталей и гусениц.

Для расчетов удобно общую силу инерции представить в зависимости от силы инерции машины:

$$I_o = \delta I = m \delta j, \quad (34)$$

где δ — коэффициент условного приращения массы машины или коэффициент учета масс вращающихся деталей; он характеризует влияние масс перечисленных выше деталей на величину суммарной силы инерции.

Уравнение (27) теперь можно написать в виде

$$\delta m j = m j + m' j.$$

Тогда коэффициент условного приращения массы

$$\delta = 1 + \frac{m'}{m} = 1 + \frac{1}{mR_{\text{вк}}^2} \sum_1^n J_x i_x^2 n_x^{\pm 1} + \frac{m_{\text{гус}}}{m}. \quad (35)$$

Самое большое влияние на коэффициент δ оказывают вращающиеся детали, обладающие значительным моментом инерции и расположенные в начале кинематической цепи: двигатель—ведущее колесо. Это получается вследствие квадратичной зависимости коэффициента условного приращения массы от передаточного числа. К таким деталям следует отнести маховик и другие вращающиеся детали двигателя, а также детали главного фрикциона. При этом следует иметь в виду, что в процессе разгона машины влияние маховика учитывается не всегда. В начальный момент трогания машины угловая скорость ведомых деталей фрикциона нарастает, а вал двигателя и маховик замедляют движение, отдавая накопленную ранее кинетическую энергию на разгон. Следовательно, в это время момент инерции маховика не входит в выражение m' или δ . После уравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых частей главного фрикциона начинается разгон машины вместе с маховиком и двигателем.

Для существующих гусеничных машин [10] среднее значение коэффициента условного приращения массы с учетом маховика изменяется от 2—3 на низшей передаче до 1,15—1,40 на высшей (без учета маховика соответственно 1,15—1,40 и 1,1—1,3). Большой диапазон изменения δ на низших передачах объясняется более существенным влиянием общего передаточного числа трансмиссии машины.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что в уравнениях неравномерного движения необходимо учитывать коэффициент условного приращения массы машины. Однако вычисление δ по формуле (35) возможно для существующих или спроектированных машин и достаточно трудоемко из-за необходимости экспериментального или расчетного определения моментов инерции большого количества деталей. В процессе проектирования приближенную оценку коэффициента приращения массы гусеничной машины при ступенчатой коробке передач в трансмиссии можно сделать по эмпирическому выражению

$$\delta = 1,2 + 0,002i_o^2, \quad (36)$$

где i_o — общее передаточное число трансмиссии.

При выключенных фрикционах механизма поворота машины δ принимается в пределах 1,1—1,3.

2. Уравнение неравномерного движения

Определив инерционные силы, действующие на машину, можно составить уравнение неравномерного движения ее. Однако при этом следует разграничить силу тяги $P_{\text{д}}$, потребную для движения от

двигателя и условно приложенную к опорным ветвям гусениц, и равнодействующую $P_{гр}$ касательных реакции грунта.

Ускоренное движение машины (на рис. 12 учитываются силы I и I' , показанные сплошными векторами). При разгоне машины сила тяги, необходимая для движения только массы машины и равная касательной реакции грунта на опорные ветви гусениц, определяется выражением

$$P_{гр} = f_o G + R_k + mj + R_b, \quad (37)$$

где

$$R_k = f_{он} G_{п} + m_{п} \delta_{п} j; \quad (38)$$

j — ускорение машины; $\delta_{п}$ — коэффициент условного приращения массы $m_{п}$ прицепа.

В то же время сила тяги, потребляемая от двигателя и приведенная к опорным ветвям гусениц,

$$P_d = f_o G + R_k + m \delta j + R_b. \quad (39)$$

Сила P_d при разгоне включает внутреннюю силу I' , необходимую для разгона вращающихся деталей трансмиссии, ходовой части и гусениц, выражаемую разностью $P_d - P_{гр}$. Таким образом,

$$I' = m (\delta - 1) j. \quad (40)$$

Для проверки сцепления машины с грунтом путем сравнения с силой тяги по сцеплению необходимо пользоваться выражением (37). Движение машины возможно, если $P_{гр} < P_{\phi}$, но при этом в отличие от равномерного движения в некоторых случаях может оказаться, что $P_d > P_{\phi}$ (особенно на низших передачах в коробке).

Замедленное движение машины. В случае замедленного движения кинетическая энергия вращающихся деталей расходуется на движение машины. Но это возможно в том случае, если на опорных ветвях гусениц создается дополнительная касательная реакция грунта в направлении движения. Эта реакция I' , вектор которой на рис. 12 показан пунктиром, является внешней силой и увеличивает общую силу тяги. В то же время очевидно, что при замедленном движении сила инерции массы машины I (вектор ее на рис. 12 также показан пунктиром) проявляется как движущая. Следовательно, суммарная реакция грунта в направлении движения машины в этом случае

$$P_{гр} = f_o G + R_k - I + I' + R_b, \quad (41)$$

а потребная от двигателя сила будет меньше за счет движущих сил I и I' (отдаваемой кинетической энергии машины и вращающихся деталей):

$$P_d = f_o G + R_k - (I + I') + R_b = f_o G + R_k - m \delta j + R_b. \quad (42)$$

Проверка сцепления машины с грунтом должна производиться по выражению (41).

Все уравнения неравномерного движения написаны с использованием линейного ускорения машины j . Дифференциальную форму этих уравнений, в случае необходимости, можно получить подстановкой $j = \ddot{x}$.

3. Ускорение машины

Для определения ускорения, которое можно получить при разгоне машины с заданным двигателем, следует воспользоваться формулой силы тяги двигателя при разгоне (39) и выражением (38) для R_k . Тогда

$$P_d = f_o G + f_{оп} G_n + m \delta j + m_n \delta_n i + R_B$$

или

$$\frac{P_d - R_B}{G} = f_o + f_{оп} \frac{G_n}{G} + \left(\delta + \delta_n \frac{G_n}{G} \right) \frac{j}{g}.$$

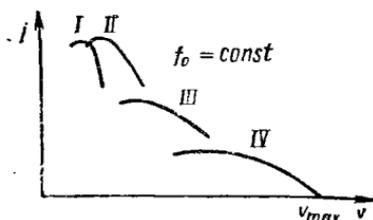


Рис. 13

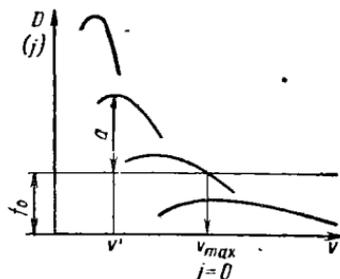


Рис. 14

Учитывая формулы (15), (23) и обозначая коэффициент условного приращения массы тягача при движении с прицепом

$$\delta' = \delta + \delta_n \frac{G_n}{G}, \quad (43)$$

получим

$$j = (D - f_o') \frac{g}{\delta'}. \quad (44)$$

Для случая движения машины без прицепа

$$j = (D - f_o) \frac{g}{\delta}.$$

Располагая тяговой характеристикой машины и значением δ , по формуле (44) можно определить ускорение машины при разгоне на данном грунте. Так как динамический фактор является функцией скорости и передачи, то и график ускорения удобно строить в зависимости от скорости, самостоятельно для каждой передачи (рис. 13).

Из рассмотрения графиков на рис. 13 следует, что наибольшие ускорения машина имеет на низших передачах (I—V — номера

передач). Предельно возможная скорость движения машины на данном грунте v_{\max} соответствует равномерному движению, при котором $j = 0$. Ускорения на первой передаче часто получаются по своим значениям близкими к ускорениям второй передачи, что объясняется более значительным ростом коэффициента приращения массы. На первой передаче δ обычно значительно больше, чем на второй, что и приводит к уменьшению ускорений.

Поскольку в выражение для ускорения (44) входит разность $D - f_0$, то приближенную сравнительную оценку ускорений можно сделать по тяговой характеристике машины (рис. 14). Ранее было установлено, что для равномерного движения машины необходимо равенство динамического фактора и суммарного коэффициента сопротивления движению. Следовательно, проводя на тяговой характеристике горизонталь с ординатой f_0 до пересечения с графиком D , получим на оси абсцисс скорость v_{\max} равномерного движения. Тогда отрезок $a = D - f_0$, соответствующий скорости v' , характеризует ускорение машины при тех же условиях движения.

4. Предельное ускорение по сцеплению

Для выяснения возможности сообщения машине предельного ускорения приравняем касательную реакцию грунта при разгоне $P_{\text{гр}}$ к силе тяги по сцеплению $P_{\text{ф}}$. Используя формулы (12) и (37), получим при $R_{\text{в}} = 0$

$$f_0 G + f_{\text{оп}} G_{\text{п}} + m j_{\text{ф}} + m_{\text{п}} \delta_{\text{п}} j_{\text{ф}} = \varphi G \cos \alpha,$$

откуда

$$j_{\text{ф}} = (\varphi \cos \alpha - f_0) \frac{g}{1 + \delta_{\text{п}} \frac{G_{\text{п}}}{G}}, \quad (45)$$

или для движения без прицепа

$$j_{\text{ф}} = (\varphi \cos \alpha - f_0) g.$$

Предельное ускорение по сцеплению прямо пропорционально φ и не зависит от коэффициента вращающихся деталей тягача. При движении на горизонтальном участке оно больше, чем на подъеме, но не превышает величины g . Так, для грунта с максимально возможным коэффициентом сцепления $\varphi = 1$ при $f_0 = 0,1$ получим $j_{\text{ф}} = 0,9g$. Попытка сообщить машине большее ускорение приведет к срыву грунта гусеницами.

§ 4. ВРЕМЯ И ПУТЬ РАЗГОНА МАШИНЫ СО СТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Под приемистостью машины в широком смысле понимают ее способность маневрировать скоростью при прямолинейном движении. Оценочными параметрами приемистости являются ускорение, время и путь разгона и торможения. Однако часто рассмотрение

вопросов приемистости сводят к оценке способности машины разгоняться, поскольку придание ей хороших разгонных качеств является, несомненно, более трудной задачей проектирования.

1. Действительный процесс разгона

При рассмотрении процесса разгона машины для упрощения предположим следующее: 1) маховик установлен на коленчатом валу двигателя; 2) ведущие детали главного фрикциона связаны валом непосредственно с маховиком (этот вал в дальнейшем называется валом двигателя); 3) ведомые детали главного фрикциона связаны с валом, который в дальнейшем называется валом трансмиссии; 4) движение машины с места начинается при включении первой

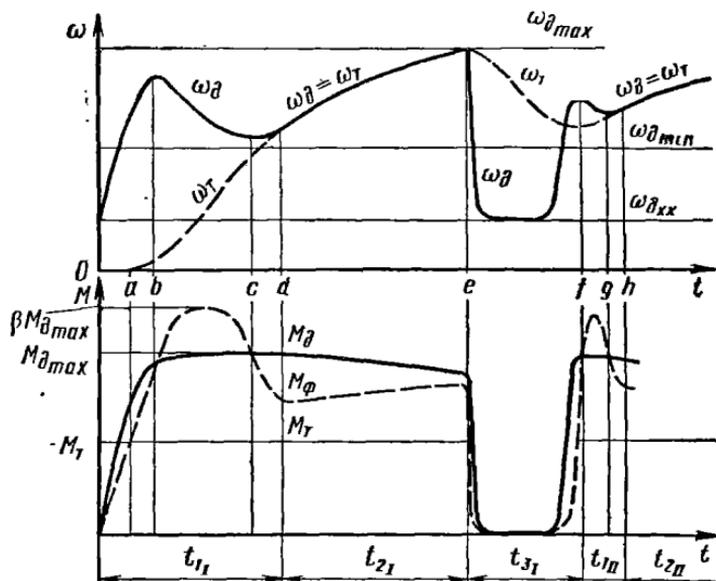


Рис. 15

передачи; если движение начинается с другой передачи, то к ней относится все сказанное ниже о процессе разгона на первой.

Действительный процесс разгона машины представляет собой сложный комплекс явлений, связанных с изменением во времени угловых скоростей вала двигателя ω_d и вала трансмиссии ω_t , крутящего момента, передаваемого главным фрикционом M_ϕ , момента развиваемого двигателем M_d , и, наконец, крутящего момента от сил сопротивления движению машины на трансмиссионном валу M_t . Характер изменения этих величин во времени показан на рис. 15. Изменения указанных величин во времени t удобно связать с действиями водителя при разгоне машины со ступенчатой коробкой передач.

В начальный момент трогания машины водитель плавно отпускает педаль главного фрикциона и нажимает на педаль подачи

топлива. Угловая скорость вала двигателя растет от холостого хода ($\omega_{дхх}$) до некоторого максимума. При этом возрастает крутящий момент двигателя и момент, передаваемый фрикционом. M_d несколько превышает M_f , так как часть энергии расходуется на разгон маховика. В момент времени, обозначенный точкой a , $M_f = M_d$, и машина начинает движение, а угловая скорость вала трансмиссии ω_t , соединенного с ведомыми деталями фрикциона, увеличивается. В момент времени, обозначенный точкой b , ω_d достигает максимального значения,

$$\frac{d\omega_d}{dt} = 0 \text{ и } M_f = M_d.$$

На отрезке времени bc угловая скорость двигателя падает, а угловая скорость трансмиссии растет. Кинетическая энергия маховика вместе с энергией двигателя расходуется на разгон машины и вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части. Поэтому M_f больше M_d . В момент времени c $\frac{d\omega_d}{dt} = 0$ и $M_f = M_d$. В момент времени d угловые скорости вала двигателя и трансмиссии уравниваются. Если на отрезке времени Od имело место буксование главного фрикциона, то дальнейший разгон машины будет происходить без этого явления.

Рассмотренный процесс (Od) носит название первого этапа разгона. От момента времени c и до момента времени e угловая скорость вала двигателя растет. Из-за разгона маховика на этом участке крутящий момент двигателя должен быть больше момента, передаваемого фрикционом.

Второй этап разгона машины осуществляется при $\omega_d = \omega_t$ и соответствует отрезку времени de . В соответствии с внешней характеристикой двигателя крутящий момент его должен несколько уменьшаться при росте ω_d .

Момент фрикциона благодаря затрате дополнительной энергии на ускорение машины и разгон вращающихся деталей будет на всем участке ae превышать момент сопротивления движению M_r .

После достижения максимальной угловой скорости вала двигателя дальнейшее увеличение скорости движения машины на первой передаче становится невозможным. Для продолжения разгона ее необходимо переключить передачу в коробке. В момент переключения передачи водитель выключает фрикцион и резко уменьшает подачу топлива. Угловая скорость ω_d уменьшается до значения при холостых оборотах, а M_d и M_f резко падают до нуля. Вал трансмиссии, оставаясь связанным с ведущим колесом до выключения первой передачи, уменьшает угловую скорость незначительно. После переключения передачи водитель быстрее, чем это было при трогании с места, включает главный фрикцион и увеличивает подачу топлива. Процесс переключения передачи называют третьим этапом разгона (ef).

С момента равенства $M_f = M_r$ снова начинается первый этап разгона на следующей передаче (fh). Однако благодаря вращению

вала трансмиссии ($\omega_T \neq 0$) и более быстрым действиям водителя время этого этапа t_{1II} настолько невелико, что его самостоятельно, в общем времени разгона, обычно не учитывают. При этом за начало второго этапа разгона на следующей передаче принимается скорость машины v_{\min} , соответствующая $\omega_{T_{\min}}$. Определение ее, как и времени, затрачиваемого на третий этап, будет рассмотрено ниже. Все же нужно заметить, что неправильные и неумелые действия водителя в этом случае могут привести к росту t_{1II} , увеличению работы буксования фрикциона и ухудшению динамики разгона машины.

2. Первый этап разгона

Время и путь разгона машины необходимо начать определять с первого этапа. Учитывая действительные законы изменения всех переменных величин на первом этапе, показанные на рис. 15, нетрудно представить себе всю сложность аналитического описания их. При этом заранее можно предположить, что в общем времени разгона машины до максимальной скорости удельный вес t_{1I} будет небольшим. Поэтому следует упростить законы изменения переменных, даже если это приведет к значительной погрешности определения времени разгона машины на первом этапе. Упрощенные (только на первом этапе разгона) графики изменения переменных, позволяющие получить необходимые выводы, показаны на рис. 16.

Для вывода приближенного аналитического выражения времени разгона на первом этапе обычно делают следующие допущения:

1. В начальный момент времени, при включении главного фрикциона угловая скорость коленчатого вала двигателя соответствует ω_{\max} .

2. Включение главного фрикциона происходит мгновенно (речь идет не о процессе буксования фрикциона, а о процессе включения педали управления) и момент, передаваемый фрикционом в первом этапе, постоянен.

3. Крутящий момент двигателя в первом этапе принимается также неизменным, поскольку коэффициент приспособляемости поршневого двигателя близок к единице.

4. Изменение угловых скоростей происходит по линейному закону, что, как будет подтверждено полученными ниже формулами, является следствием второго и третьего допущений.

При полностью отпущенной педали управления и пробуксовке дисков момент, передаваемый фрикционом

$$M_{\phi} = \beta M_{d_{\max}}, \quad (46)$$

где так называемый коэффициент запаса фрикциона (расчетный коэффициент) β всегда больше единицы, а $M_{d_{\max}}$ — максимальный крутящий момент двигателя.

Момент фрикциона для трансмиссии является активным, а для двигателя — тормозным. Коэффициент запаса фрикциона позволяет иметь крутящий момент, действующий на вал трансмиссии в пер-

вый период разгона, больше момента двигателя. Следовательно, к энергии двигателя прибавляется кинетическая энергия маховика и сумма их идет на разгон машины, прицепа, вращающихся деталей трансмиссии и ходовой части их.

Для упрощения решения приведем массу машины с прицепом и вращающиеся части к ведомому валу главного фрикциона и представим их в виде некоторого условного маховика с моментом инерции J_T (рис. 17). Используя уравнение кинетической энергии, можно записать

$$\frac{J_T \omega_T^2}{2} = \frac{(m + m_n) v^2}{2\eta_0} + \sum_1^n \frac{J_x \omega_x^2}{2\eta_x},$$

где $m + m_n$ — масса машины и прицепа; η_0 — общий к. п. д. машины; J_x — момент инерции вращающейся детали машины или прицепа; ω_x — ее угловая скорость; η_x — к. п. д. от ведомого вала фрикциона до детали.

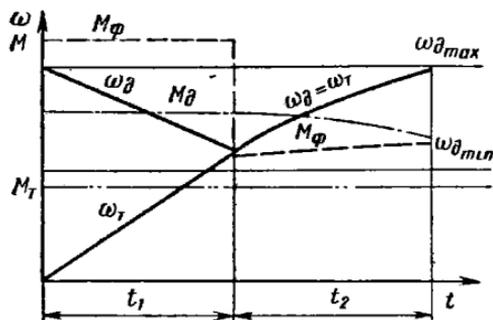


Рис. 16

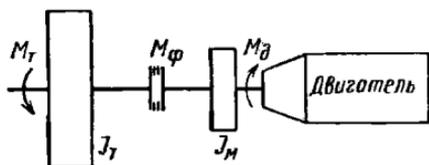


Рис. 17

Левая часть уравнения представляет собой кинетическую энергию условного маховика, равную энергии, потребной для разгона машины и прицепа.

Учитывая, что $v = \omega_{BK} R_{BK}$, общее передаточное число трансмиссии $i_0 = \frac{\omega_T}{\omega_{BK}}$, передаточное число от ведомого вала фрикциона до детали $i_x = \frac{\omega_T}{\omega_x}$, получим окончательно

$$J_T = \frac{m + m_n}{\eta_0 i_0^2} R_{BK}^2 + \sum_1^n \frac{J_x}{\eta_x i_x^2}. \quad (47)$$

Для данной машины приведенный момент инерции условного маховика J_T определяется главным образом общим передаточным числом трансмиссии. Он будет наибольшим на высшей передаче. Этим, например, и объясняется, почему на высшей передаче коробки невозможно тронуться с места.

На первом этапе разгона моменты, действующие на вал между двигателем и фрикционом (см. рис. 16 и 17),

$$M_D + J_n \varepsilon_T = M_F$$

и угловое замедление вала двигателя

$$\epsilon_d = \frac{M_\phi - M_d}{J_m}. \quad (48)$$

Следовательно, для уменьшения углового замедления вала двигателя желательно увеличивать момент двигателя и момент инерции маховика.

Моменты, действующие на вал, находящийся слева от фрикциона (рис. 17),

$$M_\tau + J_\tau \epsilon_\tau = M_\phi$$

и угловое ускорение вала трансмиссии

$$\epsilon_\tau = \frac{M_\phi - M_\tau}{J_\tau}. \quad (49)$$

Следовательно, угловое ускорение вала трансмиссии возрастает, если уменьшается момент сопротивления движению на валу трансмиссии и приведенный момент инерции J_τ . Момент на валу трансмиссии определится из выражения

$$M_\tau = \frac{(f_0 G + f_{оп} G_n) R_{вк}}{i_{0\eta_0}}. \quad (50)$$

Уравнения угловых скоростей в соответствии рис. 16 имеют вид

$$\omega_d = \omega_{dmax} - \epsilon_d t; \quad \omega_\tau = \epsilon_\tau t.$$

В конце первого этапа разгона $t = t_1$ и $\omega_\tau = \omega_d$, тогда время разгона машины в течение первого этапа

$$t_1 = \frac{\omega_{dmax}}{\epsilon_d + \epsilon_\tau}. \quad (51)$$

Время t_1 , как показывают подсчеты, для гусеничных машин меньше 1 с. При определении суммарного времени разгона машины этим временем пренебрегают, поскольку допускается большая погрешность в учете времени на переключение передач.

Действительное значение t_1 будет отличаться от полученного по формуле (51) из-за допущений, которые были сделаны (см. рис. 16). Однако формулы (48), (49) и (51) позволяют сделать некоторые выводы о работе главного фрикциона (главным образом при трогании с места), двигателя, изменении времени t_1 и тепловыделении при пробуксовке дисков. Для этого следует иметь в виду, что на рис. 16 площадь, ограниченная линиями ω_τ , ω_d и осью ординат, в некотором масштабе представляет собой работу буксования фрикциона на первом этапе. Используя рис. 16 и упомянутые формулы, нетрудно заметить, что, например, t_1 и работа буксования уменьшаются при уменьшении начальной угловой скорости вала двигателя, уменьшении момента инерции маховика двигателя J_m (растет ϵ_d), уменьшении сопротивления движению или M_τ (растет ϵ_τ) и увеличении коэффициента запаса фрикциона β . Последнее легко доказать, если пре-

образовать формулу (48) с учетом выражения (46) и равенства $M_d = M_{d_{\max}}$. Тогда

$$\varepsilon_d = \frac{(\beta - 1) M_{d_{\max}}}{J_m}. \quad (52)$$

Если $\beta = 1$, то $\varepsilon_d = 0$ и линия ω_d параллельна оси абсцисс. Из формулы (49) вытекает, что уменьшение β вызывает уменьшение ε_d и в результате время t_1 и работа буксования значительно возрастают. Как следствие сказанного, можно заметить, что неполное включение фрикциона неопытным водителем при трогании машины с места может его значительно перегреть. С другой стороны, разгон с места машины, снабженной гидромуфтой, особенно на второй передаче в коробке (увеличение J_r), приведет к росту t_1 , который надо будет учитывать в общем времени разгона.

3. Второй и третий этапы разгона

Время разгона во втором этапе на передаче, при которой трогаются с места, определяют обычно с допущением, что начало этапа соответствует частоте вращения двигателя при максимальном крутящем моменте. Это в большей степени отвечает разгону в тяжелых условиях движения. При разгоне на последующих передачах начальная скорость второго этапа будет определена более точно.

Ускорение машины в дифференциальной форме

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2},$$

откуда время разгона в интервале скоростей $v_1 - v_2$

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{j}. \quad (53)$$

Для интегрирования правой части уравнения (53) необходимо иметь зависимость $j = f(v)$ или, учитывая формулу (44), при $f'_0 = f_0 = \text{const}$ и $\delta' = \delta = \text{const}$ — зависимость $D = f(v)$.

В литературе встречается несколько эмпирических выражений для построения внешней характеристики двигателя по одной известной точке [18]. Однако использование этих выражений для получения эмпирической функции $D = f(v)$ приводит к достаточно сложному виду искомой функции. С другой стороны, наличие тяговой характеристики, показанной на рис. 9, для расчета проектируемой или существующей машины всегда обязательно. Поэтому в результате проведенных автором поисков [13] можно предложить замену экспериментально-расчетной кривой динамического фактора для любой передачи ступенчатой коробки эмпирической зависимостью

$$D = a - kv^A. \quad (54)$$

Коэффициенты a и k уравнения (54), постоянные для данной передачи, определяются из условия удовлетворения его двум любым

точкам кривой динамического фактора с координатами D_1, v_1 , D_2, v_2 , взятыми из тяговой характеристики. Лучше принимать эти точки соответствующими полным пределам интегрирования v_1 и v_2 , но можно использовать и точки v_{\min} ; D_{\max} и v_{\max} , D_{\min} для данной передачи. Тогда

$$k = \frac{D_1 - D_2}{v_2^4 - v_1^4}; \quad (55)$$

$$\dot{a} = D_2 + kv_2^4. \quad (56)$$

Сравнение аналитической функции (54) с расчетными кривыми D , учитывающими и воздушное сопротивление движению, для машин с карбюраторными двигателями, двух- и четырехтактными дизельными двигателями в большинстве случаев давало максимальную погрешность около 2—3%. При этом для формул (55) и (56) использовались точки кривой динамического фактора, соответствующие на любой передаче v_{\min} и v_{\max} .

Подставляя в уравнение (53) формулы (44), (54) и обозначая

$$a_0 = a - f_0, \quad (57)$$

получим

$$t = \frac{\delta}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{a_0 - kv^4}.$$

Производя интегрирование и обозначая для удобства расчетов

$$b = \sqrt[4]{\frac{a_0}{k}}, \quad (58)$$

получим

$$t = \frac{\delta}{4g} \frac{b}{a_0} \left[2,3 \lg \frac{b+v}{b-v} + 2 \operatorname{arctg} \frac{v}{b} \right]_{v_1}^{v_2}$$

или после подстановки пределов интегрирования и некоторых преобразований

$$t = \frac{\delta}{4g} \frac{b}{a_0} \left[2,3 \lg \left(\frac{b-v_1}{b+v_1} \frac{b+v_2}{b-v_2} \right) + 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{v_2}{b} - \operatorname{arctg} \frac{v_1}{b} \right) \right].$$

Принимая

$$z_1 = \frac{v_1}{b}; \quad z_2 = \frac{v_2}{b}, \quad (59)$$

получим время разгона в форме, более удобной для расчетов:

$$t = \frac{\delta}{4g} \frac{b}{a_0} \left[2,3 \lg \left(\frac{1-z_1}{1+z_1} \frac{1+z_2}{1-z_2} \right) + 2 \left(\operatorname{arctg} z_2 - \operatorname{arctg} z_1 \right) \right], \quad (60)$$

Определение времени разгона по формуле (60) можно производить для любых интервалов изменения скорости, если это необходимо для построения графика или для полного диапазона изменения скорости на данной передаче. Вычисления удобно сводить в таблицу.

Нетрудно доказать, что при максимальной скорости движения ($D = f_0$) получим $v_{\max} = b$. Поэтому на данной передаче величину b можно не вычислять. Последнее равенство делает, однако, невозможным принятие верхнего предела интегрирования $v_2 = v_{\max}$, так как при этом подынтегральная функция уравнения (53) обращается в бесконечность ($j = 0$). В этом случае, как принято в теории, следует считать верхний предел интегрирования

$$v_2 = 0,95v_{\max}. \quad (61)$$

После достижения максимальной скорости движения на i -й передаче (см. рис. 9; обозначим эту скорость как верхний предел интегрирования v_{i_2}) за время включения следующей передачи $i + 1$ скорость движения машины несколько упадет. Поэтому скорость, соответствующая нижнему пределу интегрирования на следующей передаче $v_{(i+1)_1}$, должна быть принята несколько меньшей, чем v_{i_2} . Более точное определение $v_{(i+1)_1}$ можно проделать, пользуясь так называемым коэффициентом потерянной скорости

$$\lambda = \frac{v_{i_2}}{v_{(i+1)_1}}. \quad (62)$$

При движении машины по инерции за время переключения передачи t_{π} ее кинетическая энергия расходуется на преодоление внешних сопротивлений (без учета воздушного сопротивления)

$$\frac{m\delta}{2} (v_{i_2}^2 - v_{(i+1)_1}^2) = Gf_0 S_{\pi},$$

где путь, пройденный машиной, если считать движение равнозамедленным,

$$S_{\pi} = \frac{v_{i_2} + v_{(i+1)_1}}{2} t_{\pi}.$$

Преобразовав уравнение движения с учетом формулы (62), получим выражение коэффициента потерянной скорости

$$\lambda = \frac{1}{1 - \frac{gf_0 t_{\pi}}{\delta v_{i_2}}}. \quad (63)$$

Из формул (62) и (63) следует, что коэффициент потерянной скорости λ всегда больше единицы. Для определения λ , кроме условий движения f_0 и коэффициента приращения массы δ , необходимо также знать время переключения передачи t_{π} .

Время третьего этапа разгона (см. рис. 15) $t_3 = t_{\pi}$, как это следует из описания совершающихся в нем процессов, зависит от конструкции коробки передач и действия водителя. Известны следующие

рекомендации относительно величины t_n : 1) для коробок передач с передвижными шестернями — 3 с; 2) для коробок с передвижными каретками и синхронизаторами — 2 с; 3) для планетарных коробок с переключением передач фрикционными элементами — 1 с.

Увеличение времени переключения передачи увеличивает λ . С ростом номера передачи λ уменьшается.

При известном коэффициенте потерь скорости λ легко определяется начальная скорость разгона или нижний предел интегрирования на следующей передаче:

$$v_{(i+1)_1} = \frac{v_{i_2}}{\lambda}.$$

Общее время разгона машины на n передачах в коробке должно учитывать и время переключения передач

$$t_0 = \sum_1^n t + \sum_1^{n-1} t_n. \quad (64)$$

Для оценки свойств машины при разгоне или ее приемистости определяют также путь разгона машины, сохраняя условия, при которых определялось время разгона.

Приращение пути в дифференциальной форме $ds = v dt$. Сопоставляя это выражение с интегральной формой выражения времени разгона и оставляя прежними принятые обозначения, получим интегральную форму пути разгона:

$$s = \frac{\delta}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{a_0 - kv^4}.$$

Интегрируя последнее выражение и учитывая формулу (58), получим

$$s = \frac{2,3\delta}{4gkb^2} \left| \lg \frac{b^2 + v^2}{b^2 - v^2} \right|_{v_1}^{v_2}.$$

После подстановки пределов интегрирования и некоторых преобразований формула пути разгона машины на данной передаче в интервале скорости движения $v_1 - v_2$ будет иметь вид

$$s = \frac{2,3\delta}{4gkb^2} \lg \left(\frac{1 - z_1^2}{1 + z_1^2} \frac{1 + z_2^2}{1 - z_2^2} \right). \quad (65)$$

Путь, пройденный машиной при движении по инерции за время переключения передачи t_n (оставляя в силе сделанные ранее допущения),

$$s_n = \frac{v_{i_2}}{2} \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) t_n. \quad (66)$$

Суммарное значение пути разгона машины

$$s_0 = \sum_1^n s + \sum_1^{n-1} s_n. \quad (67)$$

Трудоемкость аналитического способа определения суммарного пути и времени разгона до заданной скорости движения машины меньше, чем приводимого ниже распространенного способа графического интегрирования. В большинстве случаев можно обойтись даже без построения тяговой характеристики машины (если она не требуется для других целей). Для этого в формулах (55) и (56) используются полученная ранее максимальная скорость движения на каждой передаче v_2 и соответствующее ей значение динамического фактора D_2 ; v_1 и D_1 принимаются равными полученным при режиме максимального крутящего момента двигателя. Скорость v_2 приравняют верхнему пределу интегрирования (за исключением последней передачи), а нижний предел определяется с использованием формулы (63).

Для получения результатов, более приближающихся к экспериментальным, расчеты следует всегда вести с учетом времени на переключение передач и пути, который машина при этом проходит.

Используя геометрическую интерпретацию определенного интеграла, можно утверждать, что ошибка определения времени или пути разгона на одной передаче будет меньше указанной ранее максимальной погрешности определения динамического фактора по эмпирической зависимости (54).

Выражение (53) может быть использовано также для определения времени разгона приближенным методом графического интегрирования. Для этого, используя графики ускорений машины (см. рис. 13), строят кривые обратных величин, показанные на рис. 18. Вместо значения $j = 0$, соответствующего равномерному движению, при котором подынтегральная функция уравнения (53) обращается в бесконечность, также берут значение j при скорости $0,95v_{max}$.

Площадь фигуры, ограниченная кривой, двумя ординатами при v_1 и v_2 и осью абсцисс, в масштабе представляет собой время разгона до данной скорости v_2 , так как соответствует правой части уравнения (53) времени разгона. При учете масштабов изображения следует иметь в виду, что перемножаемые для получения площади величины должны иметь соответствующие размерности, например, $\frac{1}{j}$ в с/м, v в м/с и время t в с.

Взяв несколько точек на графике каждой передачи и определив указанные площади, можно построить график зависимости времени разгона t от скорости v для данного грунта, показанный на рис. 19. График учитывает время переключения передачи t_n и уменьшение скорости движения машины при этом на величину Δv . На рис. 19 справа эти величины показаны в увеличенном масштабе. Определе-

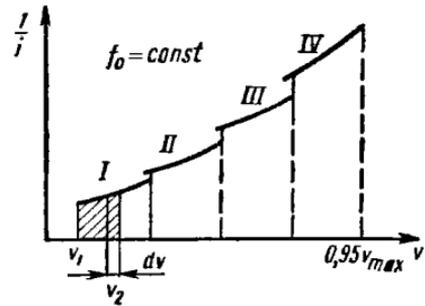


Рис. 18

ние $v_{(i+1)t}$ и t_{Π} производится по рекомендациям, сделанным ранее. График строится для определенного грунта.

Путь разгона в интегральной форме

$$s = \int_{t_1}^{t_2} v dt.$$

Правая часть уравнения представляет собой в масштабе площадь, заштрихованную на рис. 19. Поэтому, выполняя графическое интегрирование функции на рис. 19, получим кривую пути разгона

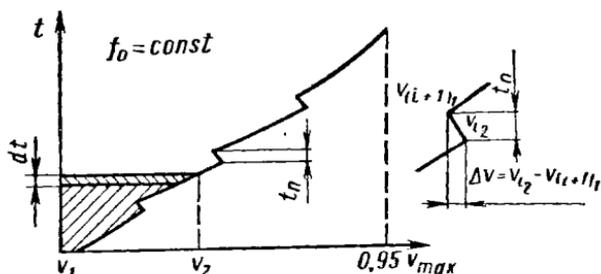


Рис. 19

машины в функции скорости движения. При графическом интегрировании следует использовать те же значения скоростей, которые соответствовали точкам на рис. 18, включая и граничные на данной передаче. Отрезки пути, проделанные машиной при переключении передач, следует определять отдельно графически или по формуле (66).

График пути разгона машины в координатах $s-v$ имеет вид, идентичный кривой времени разгона на рис. 19, и поэтому отдельно не показан.

4. Путь при торможении (тормозной путь)

Способность машины погасить скорость движения оценивают обычно величиной пути, проходимого ею с момента отключения двигателя и затяжки тормозов. С ростом скорости движения гусеничных машин к их тормозным качествам предъявляют более высокие требования. Хотя сопротивление движению и внутренние потери, способствующие затуханию движения, в гусеничном движителе больше, чем в колесном, зато вес гусеничных машин зачастую превышает вес автомобиля.

Рассмотрим три случая торможения гусеничной машины.

1. Остановка машины достигается выключением главного фрикциона или отключением ведущих колес от трансмиссии. Запас кинетической энергии машины, определяемый ее скоростью движения v в момент выключения фрикциона, будет израсходован на преодо-

ние сил сопротивления на всем пути s_T до полной остановки машины:

$$m\delta_0 \frac{v^2}{2} = f_0 G s_T,$$

где δ_0 — коэффициент условного приращения массы машины без учета массы маховика двигателя.

Путь до полной остановки

$$s_T = \frac{\delta_0 v^2}{2gf_0}. \quad (68)$$

2. Воздействие на тормоз вызывает появление касательных реакций грунта, действующих на опорные ветви гусениц в направлении, обратном движению машины. Появляется отрицательная сила тяги, которая также является внешней силой и стремится задержать движение машины. Ее называют тормозной силой. Если осуществляется экстренное торможение, то барабаны или диски остановочных тормозов, связанные с ведущим колесом, должны быть полностью остановлены. В этом случае сила, приложенная от грунта к гусеницам, принимается равной силе тяги по сцеплению, а $\delta_0 = 1$. Тогда

$$m \frac{v^2}{2} = \varphi G s_T \cos \alpha$$

и тормозной путь

$$s_T = \frac{v^2}{2g\varphi \cos \alpha}. \quad (69)$$

При больших величинах коэффициентов сцепления φ тормозной путь будет значительно меньше предыдущего.

3. Остановочные тормоза затянуты частично и коэффициенты φ_i и δ_i имеют промежуточное значение, зависящее от степени затяжки тормозов. При этом тормозной путь будет иметь также промежуточное значение между двумя предыдущими:

$$s_T = \frac{v^2}{2g} \frac{\delta_i}{\varphi_i}. \quad (70)$$

Торможение двигателем, применяемое чаще всего на длительных уклонах, не носит экстренного характера и сопутствует обычно работе остановочных тормозов.

5. Экспериментальное определение приемистости машины

Для экспериментального определения пути и времени разгона и торможения на машине устанавливают специальный прибор, состоящий из двух катушек для перематывания ленты, лентопротяжного механизма и отметчика времени с достаточно малым интервалом (например, 0,1 с). Лентопротяжный механизм прибора через привод с постоянным передаточным числом соединяется с ведущим колесом машины. Поэтому длина протянутой при движении ленты будет

строго пропорциональна пути, пройденному машиной. Отметчик времени через определенные интервалы наносит отметку на ленте. Имея ленту с отметками времени, сделанными при движении машины в интересующем исследователей режиме и для вполне определенных условий движения (грунт, угол подъема или уклона и т. д.), можно построить график зависимости пути от времени.

Принимая скорость движения машины в интервале отметки времени постоянной (определяется делением пути на время), можно построить также график зависимости скорости от времени.

Располагая полученными данными, строят экспериментальные кривые разгона машины, аналогичные рассмотренным выше при определении времени и пути разгона.

§ 5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ И КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ. ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Потребность изменения скорости движения машины и силы тяги в пределах, превышающих возможности поршневого двигателя внутреннего сгорания, приводят к необходимости установки коробки передач. Любая коробка передач придается двигателю для исправления его рабочей характеристики.

В идеальном случае было бы желательно иметь возможность изменять скорость машины и развиваемую силу тяги независимо друг от друга. Однако это вызывает необходимость иметь большой запас мощности двигателя, используемый целиком только на максимальной скорости движения в самых трудных условиях (максимальный подъем). Движение на средних и малых скоростях в этом случае будет происходить при большом недоиспользовании мощности двигателя и, как следствие, с низкой топливной экономичностью, что нерационально. Поэтому, как уже указывалось, ограничение мощности энергетической установки транспортной машины предопределяет зависимость развиваемой силы тяги от скорости движения. Такая зависимость не противоречит «логике движения», заключающейся в том, что более хорошая дорога обладает меньшим сопротивлением движению и позволяет развивать высокие скорости. На тяжелой дороге при больших подъемах можно двигаться с минимальной скоростью, так как такие участки более редки. Поэтому и средняя скорость такой машины по сравнению с машиной, обладающей идеальной по запасу мощности энергетической установкой, уменьшится не так значительно.

Требуемая характеристика двигателя ограниченной мощности (см. рис. 1) должна обладать полной автоматичностью изменения момента в зависимости от частоты вращения. В той или иной степени этим обладают все двигатели, применяемые на транспортных машинах. Естественно поэтому стремление иметь выходную рабочую характеристику установки поршневой двигатель—коробка передач,

приближающуюся к требуемой характеристике двигателя, и также автоматическую. Однако самые распространенные ступенчатые коробки дают закон изменения силы тяги на гусеницах, весьма далекий от показанного на рис. 1, и в полном диапазоне изменения силы P_d или динамического фактора D — не автоматическую (см. рис. 9). Автоматическое изменение силы тяги в пределах одной передачи имеет весьма небольшой диапазон и достигается ценой значительного уменьшения мощности двигателя и ухудшения его топливной экономичности, что весьма нежелательно.

Для транспортного поршневого двигателя, так же как и для стационарного, было бы желательно иметь режим работы с постоянной частотой вращения при максимальной мощности и минимальным удельным расходом топлива. Следовательно, при ограниченной мощности двигателя у любой машины изменение силы тяги будет сопровождаться изменением скорости, если двигатель работает на внешней характеристике. Напрашивается вывод, что в некоторых более трудных условиях движения желаемая скорость не может быть обеспечена и средняя скорость движения машины уменьшится.

Вынужденное изменение скорости движения машины диктуется не только необходимостью изменять силу тяги, но и о б с т а н о в - к о й движения. Однако при неизменной мощности двигателя такое изменение скорости сейчас же вызовет обратное изменение момента на выходном валу вне зависимости от того, нужно это по условиям движения или нет. Все это усложняет рассмотрение вопроса о совместной работе двигателя и коробки передач.

Будем понимать в дальнейшем под условиями движения объективные факторы, определяемые различными видами сопротивления движению. Под обстановкой движения будем подразумевать объективные и субъективные причины, обуславливающие назначение скорости движения. К объективным причинам следует отнести состояние поверхности дороги (ровная или с неровностями), наличие на дороге других машин, повозок, пешеходов и т. д., специфичные требования к скорости, определяемые грузом, видимость дороги и т. п. К субъективным причинам следует отнести желание водителя или пассажиров двигаться именно с данной скоростью.

Бесступенчатая передача изменяет передаточное число непрерывно в некоторых пределах. Все бесступенчатые передачи можно разделить на управляемые (механические, электрические и гидростатические) и автоматические (гидротрансформатор). Следует также различать передачи со стабильным значением к. п. д. в диапазоне регулирования (как правило, механические) и с переменной величиной к. п. д. (все гидравлические).

Наличие в трансмиссии управляемой механической бесступенчатой передачи, в особенности большого диапазона регулирования и с высоким к. п. д., дает машине много преимуществ по сравнению с машиной, имеющей ступенчатую коробку передач. Мнение о том, что любая бесступенчатая коробка передач должна быть автоматической, вытекает, обычно, из рассмотрения совместной работы ее с поршневым двигателем внутреннего сгорания с тривиальным спо-

дена параллельно оси ординат, что соответствует теоретической регуляторной характеристике (в действительности регуляторная характеристика расположена под небольшим углом к вертикали).

Всережимный регулятор избавил водителя от лишних движений ногой и обеспечил выход работы двигателя на внешнюю характеристику с ростом нагрузки (до точки C) при сохранении заданной скорости. После достижения режима точки C , как и при отсутствии регулятора, увеличение момента возможно по внешней характеристике (по кривой CA) также автоматически.

Следует заметить, что при наличии всережимного регулятора педаль подачи топлива управляет только скоростью движения, изменяя ее в довольно больших пределах ($v_M - v_N$). Расширение этих пределов на данной передаче возможно за счет снижения частоты вращения двигателя в области $A'AEB'$ в случае малых сопротивлений движению. Скорость движения v_M при этом можно значительно уменьшить, особенно у карбюраторных двигателей. Если, например, при работе в точке A $v_M = 40$ км/ч, то вблизи точки A' скорость может быть около 25—30 км/ч. В указанной области работа двигателя также устойчива, но возможность автоматического изменения момента уменьшается со снижением частоты вращения и в точке A' отсутствует.

Как упоминалось, регулировка скорости движения частотой вращения вала двигателя при всережимном регуляторе и без него будет происходить при сильно изменяющихся удельных расходах топлива g_e . Минимальному удельному расходу топлива $g_{e_{\min}}$ на внешней характеристике (рис. 20) будет соответствовать только одна точка с абсциссой n_3 (v_3). Минимальный удельный расход топлива на частичных характеристиках $g'_{e_{\min}}$ (он всегда больше $g_{e_{\min}}$) имеет место у дизелей при частоте вращения, близкой к n_3 . Следовательно, наиболее экономичной по расходу топлива у них будет только одна скорость движения v_3 (точнее, область скоростей, весьма близких к v_3) из всех возможных на данной передаче. Поэтому для достижения лучшей топливной экономичности машины с дизельным двигателем нужно стараться пользоваться на любой передаче частотой вращения двигателя n_3 , что трудно выполнимо по обстановке и условиям движения.

У карбюраторных двигателей частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива на частичных характеристиках, более значительно отклоняется от n_3 . Поэтому для машины с таким двигателем правильнее говорить об интервале изменения частоты вращения для более экономичной работы по расходу топлива. Однако карбюраторные двигатели находят меньшее применение на транспортных гусеничных машинах.

2. Двигатель и бесступенчатая коробка передач со стабильным к. п. д.

Под бесступенчатой коробкой передач со стабильным значением к. п. д. будем в дальнейшем понимать управляемую механическую передачу с плавным изменением передаточного числа. Управляемая

бесступенчатая передача при совместной работе с поршневым двигателем обеспечивает машине некоторые новые качества и преимущества по сравнению с обычной ступенчатой коробкой передач.

Если обозначить момент и частоту вращения выходного вала бесступенчатой передачи M_2 и n_2 , то, пренебрегая сопротивлением воздуха и учитывая формулы (17), (18), получим выражения динамического фактора и скорости движения:

$$D = \frac{i_{пк} \eta_{пг}}{GR_{вк}} M_2, \quad (71)$$

где $i_{пк}$ — передаточное число от выходного вала передачи до ведущего колеса; $\eta_{пг}$ — к. п. д. механизмов от того же вала до гусеницы включительно;

$$v = \frac{\pi R_{вк} n_2}{30 i_{пк}} 3,6 = 0,377 \frac{R_{вк}}{i_{пк}} n_2 \text{ км/ч.} \quad (72)$$

При постоянных $i_{пк}$ и $\eta_{пг}$ динамический фактор и скорость соответственно пропорциональны M_2 и n_2 .

Обозначив момент и частоту вращения входного вала коробки передач M_1 и n_1 , а ее к. п. д. $\eta_{п}$, получим

$$i_{п} = \frac{n_1}{n_2}.$$

При постоянных M_1 и n_1 , принимая $\eta_{п} = \text{const}$, получим

$$M_2 = \frac{k_{п}}{n_2}, \quad (73)$$

где

$$k_{п} = M_1 n_1 \eta_{п} = \text{const}; \quad (74)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{п}}. \quad (75)$$

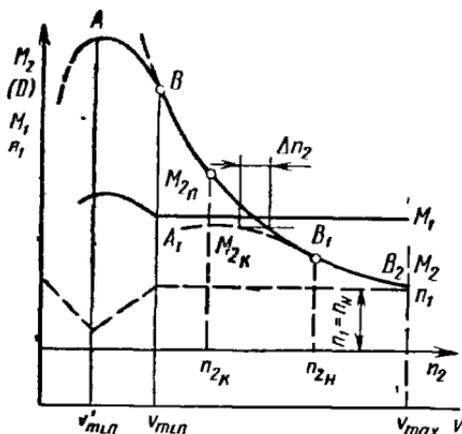


Рис. 21

Характеристики совместной работы установки двигатель—бесступенчатая коробка передач показаны на рис. 21. Предполагается работа двигателя с полной подачей топлива.

Допустим, что первый этап разгона, так же как на начальной передаче ступенчатой коробки, заканчивается в точке А, а второй этап совершается при $i_{п} = i_{п\text{max}} = \text{const}$ по линии АВ с разгоном вращающихся деталей двигателя до максимальной частоты вращения n_N , которая дальше останется постоянной. Скорость машины во втором этапе изменяется от v_{min} до v_{max} . Дальнейшее увеличение скорости машины v возможно только путем изменения $i_{п}$ с одновременным уменьшением M_2 по закону, выраженному гиперболой BB_2 .

Если прекратить разгон в точке B_1 и оставить передаточное число бесступенчатой коробки постоянным, то машина и двигатель будут

вести себя так, как если бы в B_1 находилась конечная точка тяговой характеристики передачи ступенчатой коробки A_1B_1 , имеющей то же передаточное число. Нетрудно доказать, что любая точка последней характеристики располагается ниже кривой M_2 . Используя обозначения на рис. 21, заметим, что по характеристике A_1B_1 при $i_n = \text{const}$

$$\frac{n_{2H}}{n_{2K}} = 1,5 \div 2,0,$$

а отношение моментов при тех же частотах вращения есть коэффициент приспособляемости двигателя $k_{дв}$:

$$\frac{M_{2K}}{M_{2H}} = k_{дв} = 1,1 \div 1,2.$$

Используя формулу (73), получим

$$\frac{M_{2П}}{M_{2H}} = \frac{n_{2H}}{n_{2K}} = 1,5 \div 2,0 \text{ и } \frac{M_{2П}}{M_{2H}} > \frac{M_{2K}}{M_{2H}}.$$

Следовательно, кривая $M_2(D)$ бесступенчатой коробки передач является огибающей всех возможных графиков M_2 или D ступенчатых коробок. Поэтому точка B соответствует минимальной расчетной скорости движения v_{\min} при ступенчатой коробке, а точка $B_2 \rightarrow$ максимальной скорости v_{\max} .

Из сказанного вытекает, что регулирование скорости движения машины, управляемой бесступенчатой коробкой передач при использовании максимальной мощности двигателя, дает наивысшую из всех возможных среднюю скорость движения. Это можно видеть из рис. 21 по выигрышу частоты вращения выходного вала Δn_2 (или скорости Δv), который получается при увеличении момента изменением передаточного числа i_n вместо равного увеличения его двигателем по характеристике A_1B_1 . Этот выигрыш скорости будет тем больше, чем ближе требуемый момент расположен к M_{2K} .

Рассмотрим совместную работу бесступенчатой механической передачи и двигателя при работе последнего на частичной или регуляторной характеристике (рис. 22). Когда по обстановке движения требуется скорость v' и по условиям движения — момент M'_2 , то при отсутствии всережимного регулятора двигателя водителю придется воздействовать на два органа управления. Один из них должен установить требуемое передаточное число i_n , а другой — подачу топлива, соответствующую характеристике $A'B'_1$ (предполагается, что двигатель сохраняет прежнюю частоту вращения). При наличии

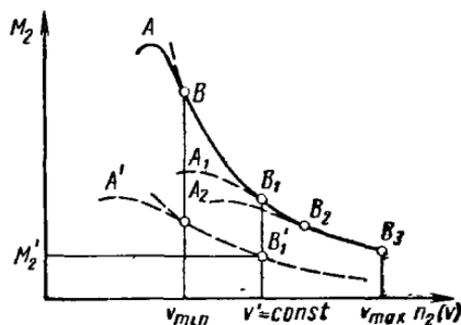


Рис. 22

всережимного регулятора все значительно упрощается, так как процесс выбора частичной характеристики при работе двигателя с постоянной частотой вращения автоматизируется. В этом случае нужно, используя только один орган управления, подобрать i_n для скорости v' .

Сопоставляя совместную работу двигателя и коробки передач (см. рис. 20 и 22), можно прийти к заключению о целесообразности размещения органа управления передаточным числом бесступенчатой коробки в виде педали под правой ногой водителя. При наличии всережимного регулятора эта педаль будет регулировать скорость движения машины аналогично тому, как она делает это, воздействуя на регулятор двигателя при ступенчатой коробке. У машины с бесступенчатой коробкой передач управление режимом работы двигателя по частоте вращения (управление всережимным регулятором двигателя), очевидно, лучше осуществить ручным рычагом, как это выполняется в сельскохозяйственных тракторах. Этот рычаг должен иметь не менее двух фиксированных положений холостого хода и максимальной частоты вращения n_N . Перевод работы двигателя на режим максимальной частоты вращения до трогания машины с места несколько увеличит работу буксования фрикциона в первом этапе, а сам процесс будет идентичен троганию с места сельскохозяйственного трактора.

Всережимный регулятор при неизменном положении педали управления и в рассматриваемом случае обеспечит сохранение заданной скорости движения при изменении нагрузки. Принципиальная разница от ступенчатой коробки передач заключается в том, что двигатель будет работать с заранее заданной постоянной частотой вращения. Только после выхода на внешнюю характеристику B_1 и дальнейшего роста нагрузки целесообразно увеличить M_2 педалью управления i_n , как это разбиралось выше. Работа двигателя останется устойчивой и в том случае, если водитель этого не сделает, но частота вращения $n_2(v)$ при этом будет уменьшаться более интенсивно по характеристике двигателя A_1B_1 . Это водитель почувствует по поведению машины или обнаружит по более резкому изменению показания спидометра.

При установке на машину управляемой бесступенчатой передачи можно также улучшить топливную экономичность машины. Эту возможность можно осуществить в случае совместной работы передачи с дизельным двигателем, снабженным всережимным регулятором.

Общий расход топлива будет меньше, если при любой скорости движения и загрузке двигатель основное время будет работать с частотой n_3 , соответствующей минимальному удельному расходу топлива. Требуемая скорость движения v' на рис. 22 при ступенчатой коробке передач, имеющей график изменения момента A_2B_2 (в общем случае он не совпадает с A_1B_1), может быть получена только при одной, вполне определенной частоте вращения двигателя. Та же скорость v' при бесступенчатой коробке получается при разных частотах вращения двигателя, но с соответствующим изменением

передаточного числа. Это подтверждается формулой (72), в которой n_2 следует заменить выражением (75).

Уменьшение максимальной частоты вращения двигателя и n_1 вызывает изменение M_1 (рис. 21) и коэффициента выхода k_{Π} в формуле (73). Это приводит к другой характеристике выхода, показанной на рис. 23 штриховой линией (например, $CC_1C_2C_3$).

Однако все многообразные характеристики M_2 при работе двигателя с полной подачей топлива укладываются в заштрихованную на рис. 23 область. Предельно устойчивой характеристикой будет кривая $AA_1A_2A_3$.

Чтобы улучшить топливную экономичность машины, очевидно, целесообразно выбрать для работы характеристику $CC_1C_2C_3$ при частоте вращения $n_1 = n_N$,

расположенной в области минимальных удельных расходов. Диапазон изменения скорости движения при $n_1 =$

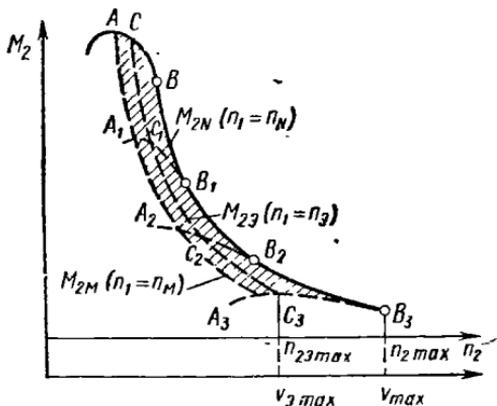


Рис. 23

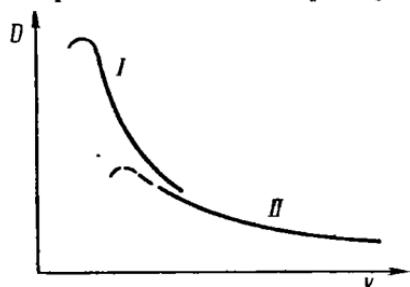


Рис. 24

$= n_3 = \text{const}$ остается достаточно большим, а скорость $v_{3\text{max}}$ будет тем ближе к v_{max} , чем ближе располагается область минимальных удельных расходов на характеристике двигателя к n_N . Следовательно, к двум фиксированным положениям ручного рычага управления частотой вращения двигателя желательно добавить третье, соответствующее n_3 . На этих частотах вращения целесообразно работать для улучшения топливной экономичности, пока требуемая скорость движения будет меньше $v_{3\text{max}}$. Перевод работы двигателя на режим максимальной частоты вращения n_N можно осуществить при любом числе оборотов на выходе. Чтобы уменьшить время разгона и улучшить приемистость, предпочтительно это делать не доходя до точки C_3 , так как ускорение машины при этом (например, в точке C_2 или C_1) будет выше благодаря более высокому значению динамического фактора.

Все сказанное позволяет сделать вывод о желательности установки на транспортной гусеничной машине управляемой бесступенчатой передачи и в том случае, когда она не обладает автоматичностью.

Следует заметить, что если диапазон изменения выходной частоты вращения бесступенчатой передачи оказывается меньше требуемого

для машины, то в трансмиссию необходимо включить дополнительную ступенчатую коробку передач. Тяговая характеристика и в этом случае строится с использованием формул (71), (72) и для дополнительной коробки с двумя передачами имеет вид, показанный на рис. 24.

3. Совместная работа двигателя и гидропередачи

Гидродинамические передачи, применяемые в трансмиссии гусеничных и колесных транспортных машин, разделяются на гидромуфты, гидротрансформаторы и комплексные гидропередачи [32].

Гидромуфты (как и любые другие муфты) крутящий момент двигателя не трансформируют. Энергия от двигателя в них передается через рабочую жидкость непосредственно от насосного колеса турбинному, так как колесо с направляющим аппаратом, составляющее неперемную часть гидротрансформатора, в гидромуфте отсутствует.

Равенство крутящих моментов на входном и выходном валах при установившемся режиме работы приводит к тому, что к. п. д. гидромуфты равен передаточному отношению¹.

Момент на валу насосного колеса гидромуфты выражается уравнением

$$M_1 = \lambda_1 \gamma n_1^2 D_p^5 \text{ даН} \cdot \text{м (кгс} \cdot \text{м)}, \quad (76)$$

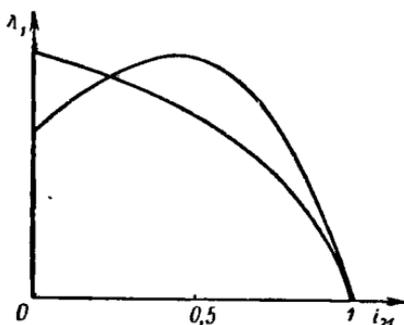


Рис. 25

n_1 — частота вращения насосного колеса в об/мин; D_p — активный диаметр гидромуфты в м.

Значение λ_1 при расчете принимается из исходной безразмерной характеристики гидромуфты, полученной экспериментально при $n_1 = \text{const}$. Характер зависимости λ_1 от передаточного отношения i_{21} для двух типов гидромуфт показан на рис. 25. Благодаря сохранению геометрического и гидравлического подобия у разных по размеру муфт одного типа эта характеристика имеет безразмерный вид.

Гидротрансформатор преобразует крутящий момент, приложенный к валу насосного колеса. Кроме насосного и турбинного колес в гидротрансформаторе имеется колесо с направляющим аппаратом, жестко связанное с корпусом и называемое реактором. При наличии трех колес гидротрансформатор называют одноступенчатым, а если насосное или турбинное колесо разделено на ступени — многоступенчатым.

¹ Так как частота вращения турбинного колеса при работе гидропередачи может быть равна нулю, то графики изменения различных величин для них принято строить в функции передаточного отношения i_{21} , имеющего конечное значение при любой частоте n_2 .

Приведем основные расчетные уравнения гидротрансформатора. Передаточное отношение

$$i_{21} = \frac{n_2}{n_1}. \quad (77)$$

Для определения момента на валу насосного колеса (на входе) справедливо выражение (76) и принятые в нем обозначения. Момент на валу турбинного колеса (на выходе)

$$M_2 = \lambda_2 \gamma n_1^2 D_p^5, \quad (78)$$

где λ_2 — коэффициент момента турбинного колеса.

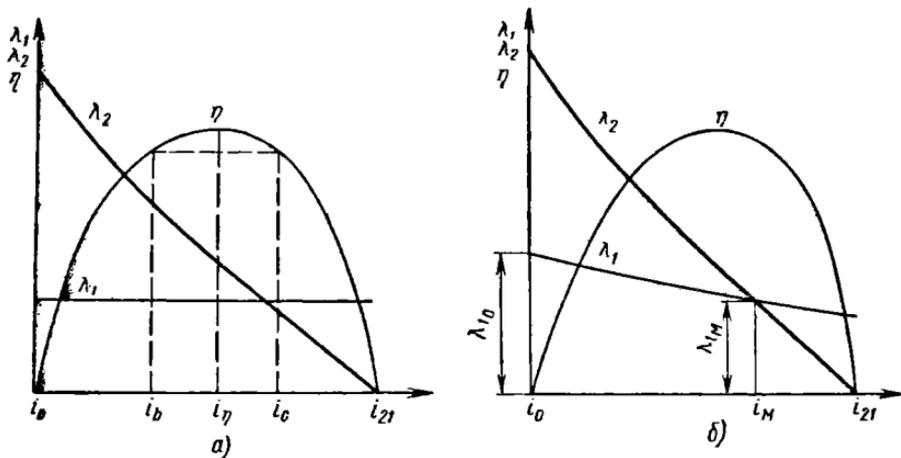


Рис. 26

Коэффициент трансформации или силовое передаточное число

$$K = \frac{M_2}{M_1} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}. \quad (79)$$

К. п. д.

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = K i_{21}. \quad (80)$$

По принятой терминологии гидротрансформаторы разделяются на непрозрачные и прозрачные. У первого изменение момента M_2 на выходном валу и связанное с этим изменение частоты вращения n_2 не вызывает изменения момента M_1 , приложенного к входному валу, и его частоты n_1 . Безразмерная характеристика непрозрачного гидротрансформатора показана на рис. 26, а. На этой характеристике приводится зависимость от передаточного отношения i_{21} коэффициента момента насосного λ_1 и турбинного λ_2 колес, а также кривая изменения к. п. д. η при $n_1 = \text{const}$. Иногда приводится также зависимость коэффициента трансформации K . Как видно из рисунка, коэффициент λ_1 (или M_1 при $n_1 = \text{const}$) остается постоянным на всем диапазоне изменения i_{21} . Загрузка двигателя

гидротрансформатором не изменяется при изменении λ_2 (или M_2 и n_2).

У прозрачного гидротрансформатора, безразмерная характеристика которого показана на рис. 26, б, изменение момента и частоты вращения выходного вала вызывает изменение момента и частоты насосного колеса. Поэтому коэффициент момента насосного колеса λ_1 непостоянен. При уменьшении λ_1 с ростом передаточного отношения гидротрансформатор обладает прямой прозрачностью, а при увеличении λ_1 — обратной прозрачностью.

Степень прозрачности гидротрансформатора характеризуется так называемым коэффициентом (критерием) прозрачности. При монотонном изменении λ_1 под коэффициентом прозрачности понимают отношение момента на валу насосного колеса «стопового» режима работы ($i_{21} = i_0$) к моменту при $K = 1$ ($i_{21} = i_m$):

$$\Pi = \frac{M_{10}}{M_{1m}} = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1m}}.$$

Если график λ_1 имеет экстремум, то правильнее говорить о текущем (или максимальном) коэффициенте прозрачности, соответствующем данному i_{21} , сохраняя в знаменателе выражения Π величины M_{1m} или λ_{1m} . Каждый тип гидротрансформатора имеет свою безразмерную характеристику, полученную экспериментально.

В связи со значительным изменением к. п. д. работа гидротрансформатора в зоне минимального и максимального i_{21} будет сопровождаться большими потерями и тепловыделением. Поэтому длительная работа гидротрансформатора становится возможной только в зоне изменения передаточного отношения i_{21} от i_b до i_c (рис. 26, а), соответствующим допустимым значениям к. п. д. слева и справа от максимума. Отношение i_c к i_b определяет рабочий скоростной диапазон гидротрансформатора.

Для увеличения рабочего диапазона в гидротрансформаторах применяют два или несколько реакторов, которые автоматически при помощи муфт свободного хода (автологов) отключаются поочередно (за исключением последнего) при определенном i_{21} , когда разность $M_2 - M_1$ меняет знак, и свободно вращаются в круге циркуляции, не оказывая воздействия на поток жидкости. При этом график к. п. д. на безразмерной характеристике гидротрансформатора имеет несколько максимумов (соответственно числу реакторов) и область высоких средних значений к. п. д. получается более «растянутой» (рис. 27). Однако конструкция гидротрансформатора при этом усложняется.

Для тех же целей используют в одной гидропередаче сочетание режимов работы гидротрансформатора и гидромуфты. При этом реактор одноступенчатого гидротрансформатора (или отключаемый последним реактор у многореакторного) также снабжается автологом. Автоматическое выключение из работы этого реактора при $K = 1$ превращает гидротрансформатор в муфту. Такие гидропередачи носят название комплексных. Безразмерная характеристика

комплексной гидропередачи с одним реактором показана на рис. 28, где передаточное отношение i_m соответствует переходу на режим работы гидромолфуы.

Использование комплексной гидропередачи приводит к тому, что при наиболее распространенных дорожных условиях режим работы гидротрансформатора используется для разгона, а режим работы гидромолфуы — для продолжительного движения¹. На транспортных гусеничных и колесных машинах преимущественно применяют комплексные гидропередачи с прозрачной характеристикой.

Для построения тяговой характеристики машины и оценки совместной работы гидропередачи с двигателем строятся входная и выходная характеристики гидропередачи. Предположим, что двигатель непосредственно соединен с валом насосного колеса непрозрачного

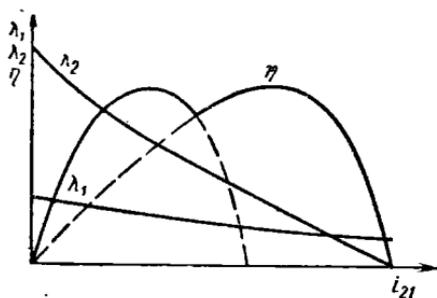


Рис. 27

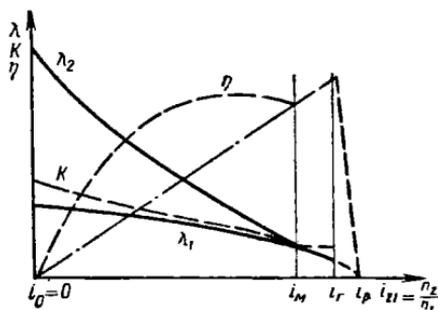


Рис. 28

гидротрансформатора, активный диаметр которого известен². Тогда график момента насосного колеса в соответствии с формулой (76) при $\lambda_1 = \text{const}$ изображается в виде параболы (рис. 29, а). Точка пересечения параболы с кривой M_d внешней характеристики двигателя определяет режим совместной работы по передаваемому моменту M'_1 и максимальную частоту вращения двигателя n'_1 . Уменьшение момента, прикладываемого к насосному колесу от двигателя до M''_1 , возможно только при работе двигателя на частичной характеристике и сопровождается снижением частоты вращения до n''_1 . Следовательно, все возможные режимы работы двигателя укладываются на параболу нагружения насосного колеса, а максимальный момент двигателя при этом не может быть использован. Регулятор на двигателе становится практически ненужным, так как его роль выполняет гидротрансформатор.

Принципиально иная картина будет при использовании прозрачного гидротрансформатора или комплексной гидропередачи. Каждому передаточному отношению на рис. 28 соответствует свое значе-

¹ В некоторых конструкциях гидропередач для еще большего увеличения к. п. д. применяют принудительное выключение гидропередачи после разгона при помощи блокирующего фрикциона.

² Вопросы, связанные с определением активного диаметра выбранной гидропередачи, рассматриваются в гл. III.

ние λ_1 и, следовательно, вполне определенная парабола нагружения насосного колеса на характеристике входа (рис. 29, б), определяемая уравнением (76). Граничными на этом рисунке показаны параболы, соответствующие передаточным отношениям i_0 и i_r на рис. 28. Любая точка внутри заштрихованной области означает вполне определенный режим работы двигателя и гидропередачи. Эта точка определяет собой пересечение некоторой частичной характеристики двигателя и параболы нагружения, соответствующей вполне определенному и постоянному передаточному отношению i_{21} . Разные режимы работы двигателя обеспечиваются изменением подачи топлива водителем или всережимным регулятором. В последнем случае, как и при

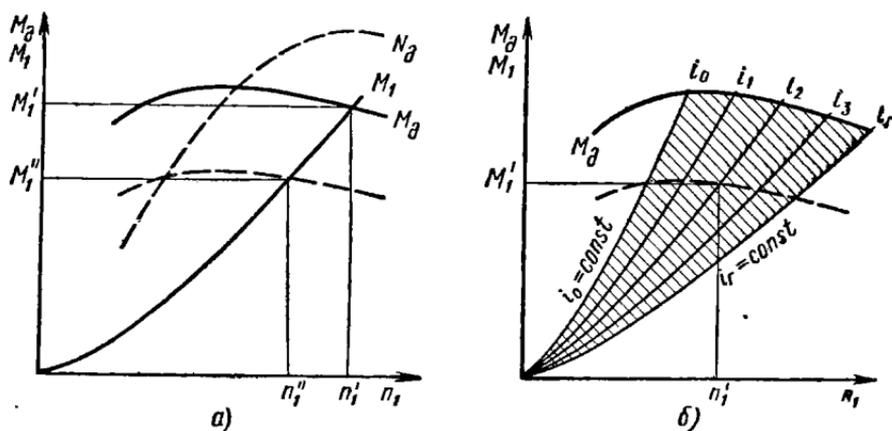


Рис. 29

ступенчатой коробке передач, педаль управления регулятором задает частоту вращения двигателя.

Важно заметить, что характеристика входа на рис. 29, б позволяет использовать рост момента двигателя при работе его на внешней характеристике (от параболы i_r до i_0) или, другими словами, использовать приспособляемость двигателя. Последнее, несомненно, окажет благоприятное влияние на выходную характеристику гидропередачи и тяговую характеристику машины.

Для построения выходной характеристики гидропередачи используется безразмерная характеристика (примем за нее характеристику на рис. 28) и характеристика входа (рис. 29, б). На безразмерной характеристике задаются несколькими значениями i_{21} (принимая их в дальнейшем постоянными) и, определяя соответствующие им λ_1 , по формуле (76) строят параболы нагружения на характеристике входа ($i_0, i_1, i_2, \dots, i_r$; рис. 29, б) до пересечения их с кривой M_d . Точки пересечения парабол с кривой M_d определяют значения $M_1 = M_d$ и n_1 при совместной работе двигателя и гидропередачи и данном передаточном отношении $i_{21} = \text{const}$. После этого определяется частота вращения выходного вала по формуле (77):

$$n_2 = i_{21} n_1$$

и, используя безразмерную характеристику, соответствующий этой частоте момент на выходном валу по формуле (79):

$$M_2 = KM_1$$

и к. п. д. гидропередачи η .

Полученные значения M_2 , M_1 и η позволяют построить выходную характеристику гидропередачи (рис. 30, б). На рис. 30, а для наглядности показана характеристика входа комплексной гидропередачи с тремя параболоми нагружения и внешней характеристикой двигателя. На рис. 30, б нанесен также график изменения частоты вращения двигателя n_1 .

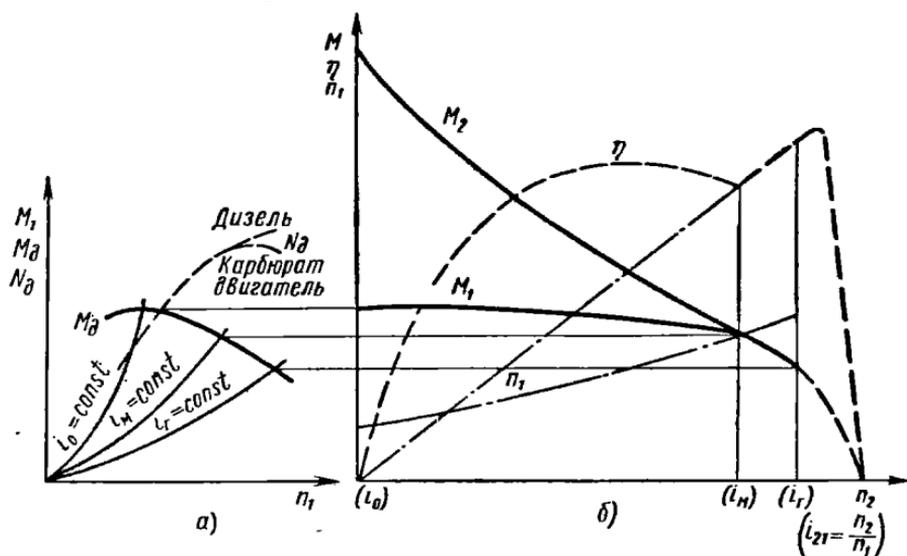


Рис. 30

При построении выходной характеристики гидропередачи для различных частичных характеристик двигателя удобно воспользоваться нанесенными на характеристику выхода параболоми нагружения, построенными для прежних передаточных отношений i_0 , i_1 , i_2 , ..., i_r (рис. 31). Используя формулы (77) и (78), можно получить выражение момента на выходном валу в виде

$$M_2 = \gamma D_p^5 \frac{\lambda_2}{i_{21}^2} n_2^2.$$

Следовательно, при постоянных i_{21} и λ_2 функция $M_2 = f(n_2)$ представляет собой также параболу, график которой легко построить (парабола $i_{21} = i_0 = 0$ при $n_2 = 0$ превращается в прямую линию, совмещенную с осью ординат). Тогда моменту M_1 при n_1 на рис. 29, б будет соответствовать момент M_2 на рис. 31, полученный на параболе нагружения выхода $i_{21} = i_2$ пересечением ее ординатой из точки $n_2' = i_2 n_1$. Используя точки пересечения парабол нагружения с частичной характеристикой двигателя на рис. 29, б, можно найти

соответствующие им точки выходной характеристики гидропередачи, показанной на рис. 31 штриховой линией при частичной подаче топлива в двигатель.

Для непрозрачного гидротрансформатора характеристика выхода строится аналогично с использованием безразмерной характеристики (см. рис. 26, а) и характеристики входа (см. рис. 29, а), включающей только одну параболу нагружения.

Использование приспособляемости двигателя в случае применения прозрачного гидротрансформатора, как правило, приводит к тому, что момент M_2 имеет более крутой характер падения с ростом i_{21} , а момент «стопового» режима ($n_2 = 0$) несколько возрастает. Поэтому при неизменной подаче топлива и одинаковом увеличении момента M_2 от ухудшения условий движения падение частоты вращения n_2 и скорости движения машины с прозрачным гидротрансформатором будет меньше, чем с непрозрачным. Соответственно меньше изменится и значение к. п. д.

Поскольку изменение M_2 у прозрачного гидротрансформатора не оставляет неизменной загрузку двигателя, возможность работы всережимного регулятора становится реальной. Но работа его возможна только в области характеристики входа, заштрихованной

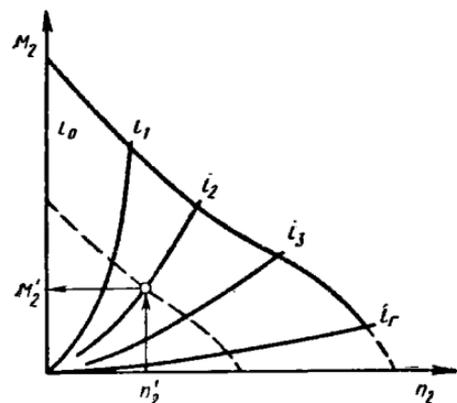


Рис. 31

на рис. 29, б. Машина, двигатель которой снабжен всережимным регулятором и в данный момент работает с неполной подачей топлива при неизменном положении педали управления, будет меньше изменять скорость движения, чем без регулятора. Для доказательства этого рассмотрим изменения, которые будут происходить в работе двигателя и прозрачного гидротрансформатора при соблюдении принятых условий.

На рис. 32 представлены области характеристик входа (а) и выхода (б), соответствующие частичным характеристикам двигателя а и б и параболам нагружения от i_1 до i_4 . Предположим, что из-за ухудшения условий движения момент на выходном валу гидропередачи возрастает от M_2' до M_2'' . Тогда в соответствии с кривой а и параболой i_1 на выходной характеристике момент двигателя должен увеличиваться от M_2' до M_1'' (рис. 32, а). Если регулятор отсутствует, то это увеличение произойдет вследствие изменения режима работы двигателя по частичной характеристике а с изменением частоты вращения от n_1' до n_1'' . Частота выходного вала уменьшится от n_2 до n_2'' и вызовет соответственное падение скорости движения машины.

Иная картина будет, если двигатель снабжен всережимным регулятором. Увеличение момента двигателя до M_1'' при этом достигается изменением его режима работы по линии $a_1 b_1'$. Точка b_1' на рис. 32, а

соответствует точке b'_2 на рис. 32, б. Следовательно, частота вращения выходного вала уменьшается от n_2'' до n_2' , а скорость движения машины упадет на значительно меньшую величину, чем это было в предыдущем случае. Только при совпадении точки b'_1 с внешней характеристикой двигателя и дальнейшем увеличении нагрузки частота вращения двигателя и выходного вала гидропередачи будет падать более интенсивно (подобно тому, как это имело место при ступенчатой коробке передач).

Разнообразные условия движения гусеничной машины, как правило, требуют изменения момента выходного вала M_2 в больших пределах, чем обеспечивает совместная работа поршневого двига-

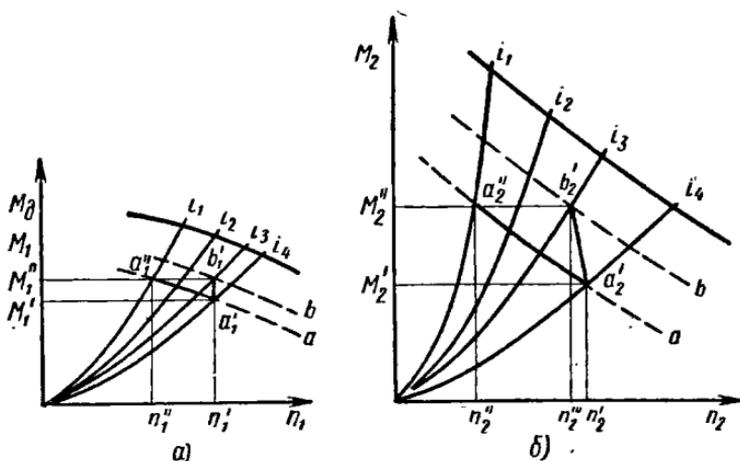


Рис. 32

теля внутреннего сгорания и гидропередачи. При этом следует также учитывать, что работа гидропередачи на малых частотах вращения n_2 сопровождается значительным уменьшением к. п. д. (см. рис. 30, б). Поэтому гидропередачу в транспортной гусеничной машине используют совместно с механической ступенчатой коробкой передач.

Ступенчатая коробка передач в принципе может устанавливаться последовательно за гидропередачей или параллельно ей. Параллельное соединение гидропередачи (или другой бесступенчатой передачи) с коробкой осуществляется по различным схемам (так называемые двух- или многопоточные схемы). Такое соединение требует знания методов синтеза и анализа этих схем, излагаемых в специальной литературе [31, 32, 21]. В дальнейшем примем за основу наиболее распространенный способ расширения диапазона установки двигатель—гидропередача путем последовательного расположения дополнительной ступенчатой коробки за гидропередачей.

Выходная характеристика установки двигатель—гидропередача позволяет при использовании формул (71) и (72) определить значения динамического фактора и скорости машины для любого $M_2(n_2)$ и построить тяговую характеристику, общий вид которой при трех

передачах в дополнительной коробке показан на рис. 33. При любой передаче на этой характеристике можно различить участки движения машины при работе передачи в режимах гидротрансформатора и муфты. В последнем случае кривая D является измененной кривой момента двигателя M на участке $i_m - i_r$ (см. рис. 30, а). В случае автоматического переключения передач дополнительной коробки выбор требуемого по условиям движения D полностью автоматизирован. Без такого переключения и возрастания внешнего сопротивления движение на второй и третьей передачах может продолжаться до полной остановки машины при устойчивой работе двигателя на внешней характеристике. Однако на малых скоростях движения (включая и первую передачу) к. п. д. трансформатора будет невысок.

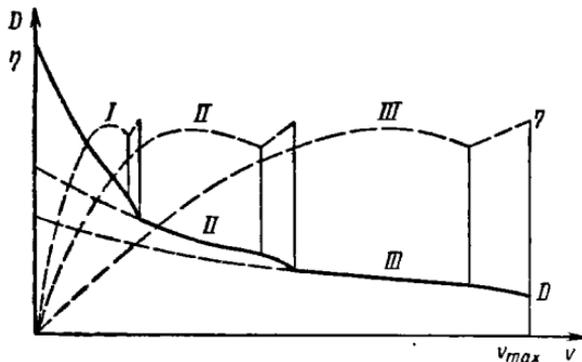


Рис. 33

дальше

4. Коэффициент условного приращения массы машины с бесступенчатой коробкой передач

В исследовании неравномерного движения машины с бесступенчатой передачей особое значение имеет определение коэффициента приращения массы машины, обозначаемого в дальнейшем δ_n . В общем случае это определение будет отлично от приведенного ранее для ступенчатой коробки передач.

Оговоримся заранее, что характеристики входа и выхода гидротрансформатора, полученные для установившихся режимов работы ее, как показывают исследования, остаются справедливыми и для случая неустановившегося движения.

Различные режимы работы на выходных характеристиках бесступенчатых передач (см. рис. 21 и 30) можно привести к трем основным случаям изменения частоты вращения двигателя n_d (или на входе n_1) и передаточного числа передачи i_n (или i_{21}).

1. Рассмотренное ранее определение δ для ступенчатой коробки передач при $n_d = \text{const}$, $i_n = \text{const}$. Для бесступенчатой коробки это соответствует, например, работе на участке AB (см. рис. 21). При этом $\delta_n = \delta = \text{const}$ и полностью справедлива формула (35).

2. $n_d = \text{const}$; $i_n = \text{varia}$. Этому случаю соответствует участок характеристики BB_2 на рис. 21 у бесступенчатой механической передачи, если не учитывать разгон ее промежуточных шкивов, а также характеристика непрозрачного гидротрансформатора (см. рис. 26, а), если пренебречь разгоном жидкости в круге циркуляции. Сделанные допущения можно считать приемлемыми, учитывая

малые размеры промежуточных шкивов и небольшой вес рабочей жидкости.

3. $n_n = \text{varia}$; $i_n = \text{varia}$, которому соответствует работа комплексной прозрачной гидропередачи (см. рис. 30, б).

Очевидно, что последний случай является наиболее общим. Поэтому рассмотрим определение δ_n для третьего случая, имея в виду, что первые два можно получить из результатов последнего как частные решения.

Прежде всего важно заметить, что при постоянной передаче в дополнительной коробке, расположенной последовательно за гидропередачей, формула (35) остается справедливой при определении влияния на коэффициент приращения массы машины всех деталей, расположенных между выходным валом гидропередачи и ведущим колесом (включая турбинное). Это справедливо потому, что передаточное число от любой детали до ведущего колеса остается постоянным. Следовательно, что-то новое в формуле δ_n могут внести только детали трансмиссии, расположенные от вала двигателя до входного вала гидропередачи, включая маховик и насосное колесо. Эти детали разгоняются при росте частоты вращения двигателя и в то же время связаны с ведущим колесом непрерывно изменяющимся силовым и скоростным передаточным числом.

Любая вращающаяся деталь этого участка трансмиссии при разгоне обладает инерционным моментом относительно собственной оси:

$$M_x = J_x \frac{d\omega_x}{dt}.$$

Инерционный момент ее на входном валу гидропередачи

$$M_{x_1} = M_x i_{x_1} \eta_{x_1} = J_x i_{x_1} \eta_{x_1} \frac{d\omega_x}{dt},$$

где i_{x_1} и η_{x_1} — передаточное число и к. п. д. от детали до входного вала.

Если угловая скорость входного вала передачи ω_1 , то

$$i_{x_1} = \frac{\omega_x}{\omega_1} = \text{const},$$

откуда

$$\omega_x = i_{x_1} \omega_1 \quad \text{и} \quad \frac{d\omega_x}{dt} = i_{x_1} \frac{d\omega_1}{dt}.$$

Тогда

$$M_{x_1} = J_x i_{x_1}^2 \eta_{x_1} \frac{d\omega_1}{dt}.$$

Если обозначить суммарный, приведенный к входному валу момент инерции всех k упомянутых деталей

$$J_1 = \sum_1^k J_x i_{x_1}^2 \eta_{x_1}, \quad (81)$$

то суммарный инерционный момент на входном валу

$$M''_{x_1} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}.$$

Применяя ранее употреблявшиеся обозначения коэффициента трансформации или силового передаточного числа K , а также $i_{пк}$ и $\eta_{пк}$ (передаточное число и к. п. д. от выходного вала передачи до ведущего колеса), получим суммарный инерционный момент от этих деталей на ведущем колесе при вполне определенной частоте вращения выходного вала n_2 :

$$M'' = M''_{x_1} K i_{пк} \eta_{пк} = J_1 K i_{пк} \eta_{пк} \frac{d\omega_1}{dt}.$$

Угловое ускорение входного вала передачи

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_1}{d\omega_2} \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{dn_1}{dn_2} \frac{d\omega_2}{dt},$$

но угловая скорость выходного вала передачи может быть связана со скоростью движения машины v :

$$\omega_2 = i_{пк} \omega_{вк} = \frac{i_{пк}}{R_{вк}} v,$$

тогда

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{i_{пк}}{R_{вк}} \frac{dv}{dt} = \frac{i_{пк}}{R_{вк}} j,$$

а

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{i_{пк}}{R_{вк}} j \frac{dn_1}{dn_2}.$$

Суммарный момент на ведущем колесе

$$M'' = J_1 K \frac{i_{пк}^2}{R_{вк}} \eta_{пк} j \frac{dn_1}{dn_2}. \quad (82)$$

Поступая далее аналогично тому, как это было сделано при выводе формулы (35), и учитывая ее для всех остальных деталей, нетрудно получить

$$\delta_{п} = \frac{1}{mR_{вк}^2} \left(J_1 K i_{пк}^2 \eta_{пг} \frac{dn_1}{dn_2} \right) + \delta, \quad (83)$$

где m — масса машины; $\eta_{пг} = \eta_{пк} \eta_{гус}$; δ соответствует выражению (35).

Формула (83) для $\delta_{п}$ имеет более общий характер, чем формула (35).

Для второго случая ($n_d = \text{const}$, $i_p = \text{varia}$) производная $\frac{dn_1}{dn_2} = 0$ и $\delta_{п} = \delta$. В случае применения в трансмиссии бесступенчатой механической передачи или непрозрачного гидротрансформатора остается справедливой формула (35), в которой при $n_d = \text{const}$

учитывается влияние деталей, расположенных между выходным валом передачи и ведущим колесом. Поэтому в точке B характеристики на рис. 21 коэффициент δ падает благодаря прекращению разгона маховика и ведущего шкива передачи. При использовании непрозрачного гидротрансформатора обычно считают, что разгон маховика двигателя и насосного колеса происходит, когда машина стоит на месте.

Для определения δ_{Π} в третьем случае ($n_{\Pi} = \text{varia}$, $i_{\Pi} = \text{varia}$) необходимо иметь выходную характеристику гидропередачи и график функции $n_1 = f(n_2)$ (см. рис. 30, б). Частота вращения n_1 и коэффициент трансформации K переменны, а характер их изменения у разных гидропередач различен. Следовательно, δ_{Π} изменяется с изменением частоты вращения выходного вала гидропередачи. В этом случае необходимо, пользуясь формулой (83) и задаваясь различными n_2 , построить график $\delta_{\Pi} = f(n_2)$, но для этого нужно для каждого n_2 знать производную $\frac{dn_1}{dn_2}$.

В некоторых случаях функция $n_1 = f(n_2)$ с небольшой погрешностью может быть представлена в виде линейной. Тогда $\frac{dn_1}{dn_2} = \text{const}$. В противном случае следует применить графическое дифференцирование этой функции для всех принятых значений n_2 . Выбор в качестве аргумента n_2 облегчает дальнейшие пересчеты δ_{Π} в функции скорости v , так как при различных передачах в дополнительной коробке (разные $i_{\text{пр}}$) можно использовать одни и те же значения K и $\frac{dn_1}{dn_2}$. Для связи частоты вращения n_2 и скорости v используется формула (72).

Аналогично, в случае необходимости, можно учесть влияние промежуточных шкивов бесступенчатой механической передачи. Для этого необходимо построить для них график функции силового передаточного числа $K_p = f(n_2)$ и частоты вращения $n_p = f(n_2)$.

5. Время и путь разгона машины с механической бесступенчатой передачей

Постоянство коэффициента приращения массы машины δ_{Π} на участке характеристики BB_2 (см. рис. 21) бесступенчатой механической передачи дает возможность аналитического определения времени и пути разгона машины на этом участке характеристики для любого интервала скоростей $v_1 - v_2$.

Используя формулы (71)–(74) и принимая размерность скорости м/с, можно получить зависимость динамического фактора от скорости движения машины в рассматриваемом случае:

$$D = \frac{k_{\Pi}}{v}, \quad (84)$$

где

$$k_{\Pi} = \frac{\pi M_1 n_1 \eta_{\Pi} \eta_{\text{пр}}}{30G}. \quad (85)$$

Если принять к. п. д. гусеницы в заданном интервале изменения скорости машины постоянным и равным среднему значению, то при работе двигателя с постоянной частотой вращения получим, что $k_n = \text{const}$. Для участка характеристики BB_2 (см. рис. 21), учитывая формулы (53), (44) и равенство $ds = v dt$, можно написать в интегральной форме

$$t = \frac{\delta_n}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{k_n - f_0 v}; \quad s = \frac{\delta_n}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{v^2 dv}{k_n - f_0 v}.$$

После интегрирования и преобразований получим время разгона

$$t = \frac{\delta_n}{gf_0^2} \left[2,3k_n \lg \frac{k_n - f_0 v_1}{k_n - f_0 v_2} - f_0 (v_2 - v_1) \right], \quad (86)$$

путь разгона

$$s = \frac{\delta_n}{gf_0^3} \left[2,3k_n^2 \lg \frac{k_n - f_0 v_1}{k_n - f_0 v_2} - k_n f_0 (v_2 - v_1) - \frac{f_0^2}{2} (v_2^2 - v_1^2) \right]. \quad (87)$$

Время и путь разгона машины на участке характеристики AB (см. рис. 21) при $i_n = \text{const}$ определяются по формулам (60) и (65). Определение общего времени и пути разгона нужно производить с учетом переключения передач дополнительной коробки, если она имеется в трансмиссии.

Чтобы построить графики времени и пути разгона в функции скорости движения машины, используя формулы (86) и (87), обязательна разбивка общего интервала изменения скорости $v_1 - v_2$ на отдельные участки. Благодаря этому указанное выше допущение о постоянстве к. п. д. гусеницы еще меньше скажется на результатах расчетов.

Для определения времени и пути разгона машины с бесступенчатой передачей можно так же, как и в случае ступенчатой коробки, применять метод графического интегрирования.

Следует заметить, что в формуле (84) не учтена сила сопротивления воздуха при движении машины. В случае высоких скоростей движения это может быть сделано корректировкой коэффициента k_n в формуле (84) по тяговой характеристике, построенной с учетом сопротивления воздуха.

6. Время и путь разгона машины с гидropередачей

Переменный коэффициент δ_n для прозрачного гидротрансформатора и комплексной гидropередачи, а также различие выходных характеристик у разных конструкций не дают возможности достаточно просто аналитически выразить функции $\delta_n = f(v)$. Поэтому для таких передач при определении времени и пути разгона следует

применять метод графического интегрирования. Трудоемкость расчетов при этом возрастает.

В случае использования непрозрачного трансформатора ($\delta_{\pi} = \text{const}$) с достаточной степенью точности можно применить линеаризацию функции $D = f(v)$ в пределах рабочего диапазона (участки графиков на рис. 33, показанные сплошными линиями) каждой передачи. В случае заметной вогнутости кривых можно взять несколько участков интегрирования на каждой передаче.

Обозначив нижний предел интегрирования $v_1 (D_1)$, а верхний $v_2 (D_2)$ аналогично предыдущим выводам, получим

$$D = a - kv; \quad (88)$$

$$k = \frac{D_1 - D_2}{v_2 - v_1}; \quad (89)$$

$$a = D_1 + kv_1. \quad (90)$$

Учитывая формулы (53), (44) и (57), получим в интегральной форме

$$t = \frac{\delta_{\pi}}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{a_0 - kv}; \quad s = \frac{\delta_{\pi}}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{a_0 - kv}$$

или после интегрирования

$$t = \frac{2,3\delta_{\pi}}{gk} \lg \frac{a_0 - kv_1}{a_0 - kv_2}; \quad (91)$$

$$s = \frac{\delta_{\pi}}{gk^2} \left[2,3a_0 \lg \frac{a_0 - kv_1}{a_0 - kv_2} - k(v_2 - v_1) \right]. \quad (92)$$

Для повышения точности расчетов t и s участки работы гидромфты могут быть подсчитаны отдельно по формулам ступенчатой коробки передач (60) и (65).

Следует заметить, что тяговая характеристика машины с газотурбинным двигателем по своему характеру очень близка к показанной на рис. 33. Поэтому определение пути и времени разгона машины с газотурбинным двигателем и ступенчатой коробкой передач можно производить по формулам (91) и (92).

ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ

§ 6. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ГРУНТА И ПРОХОДИМОСТЬ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

1. Свойства и классификация грунтов

Свойства грунта, на котором движется транспортная гусеничная машина, определяют ее тяговые качества и проходимость. Грунт в широком смысле слова — это верхние слои земли, составляющие кору выветривания горных пород. В понятие грунта включается также и почва, под которой понимают смесь обломков горных пород и остатков растительных и животных организмов. По своим свойствам и влиянию на движение машины различают следующие грунты:

1. Скальные (граниты, песчаники, известняки) отличаются высокой прочностью и связностью, обусловленной наличием молекулярных сил сцепления частиц. Эти грунты оказывают небольшое сопротивление движению при ровной поверхности.

2. Связные грунты (глины) представляют собой скопление тонких чешуеобразных гибких частиц, каждая из которых может быть вписана в шар диаметром 5 мкм. Характерной особенностью этих грунтов является наличие сил сцепления частиц, зависящих от влажности. Сухой связный грунт при ровной поверхности оказывает небольшое сопротивление движению. Шпоры или выступы звеньев гусениц благодаря повышенному давлению вызывают местное растрескивание грунта, обеспечивая хорошие сцепные качества гусеницы. Совершенно другую картину дает влажный глинистый грунт. При большой влажности на грунте образуется довольно глубокий слой грязи. Это приводит к значительному увеличению сопротивления движению, так как требует дополнительного расхода энергии на образование колеи. Сцепные качества машины резко падают, ибо выступы или шпоры траков не касаются твердого грунта.

3. Сыпучие грунты (пески) в сухом состоянии не обладают сцепными качествами. Во влажном состоянии эти качества незначительны. При движении гусениц частицы грунта выжимаются в стороны, что приводит к образованию колеи и увеличению сопротивления движению.

4. Органические грунты (ил, торф) частично или полностью состоят из разложившихся остатков животных и растений. Сцепные

качества их различны и зависят от наличия в грунте склеивающих веществ. В силу разнообразия этих грунтов различны и тяговые свойства машины, которые зависят также от глубины слоя такого грунта.

Большинство грунтов, встречающихся при движении гусеничных машин, состоит из песка, глины и перегноя с небольшим добавлением ила, извести и других веществ. В чистом виде упомянутые выше грунты встречаются редко.

Грунты пористы, промежутки между их частицами заполнены воздухом, водой и парами воды. Замечено, что силы сцепления частиц грунта между собой зависят также от поверхностного натяжения воды, причем действие его проявляется тем больше, чем меньше частицы грунта.

Например, сухой песок не обладает сцепными качествами, но смоченный, приобретает их: двигаться по мокрому песку легче, чем по сухому. Поэтому существует классификация грунтов по размеру частиц a_q .

	a_q в мм		a_q в мм
Галька (камни)	> 20	Пыль	0,01—0,05
Гравий	2—20	Ил	0,005—0,01
Песок	0,05—2	Глина	< 0,005

Замечено, также, что качества грунта зависят от содержания в нем глинистых частиц. В связи с этим существует так называемая гранулометрическая классификация грунтов по содержанию (в %) глинистых частиц размером менее 0,005 мм:

Глинистый грунт	> 30%
Суглинок	10—30%
Супесок	3—10%
Песок	< 3%

Для характеристики физических качеств грунта существует довольно много различных величин. Наиболее важные из них характеризуют пористость и влажность грунта.

2. Взаимодействие гусеницы с грунтом

Вопросы взаимодействия гусеницы с грунтом при движении машины настолько сложны и мало изучены, что должны являться предметом специальных исследований. Поэтому ограничимся изложением их в самом общем виде. При этом, однако, целесообразно отметить используемые методы, некоторые выводы проделанных работ и некоторые задачи дальнейших исследований.

Деформация грунта определяется его напряженным состоянием. Поэтому для исследования взаимодействия ходовой части машины с грунтом весьма важно знать напряжения, возникающие в грунте.

В настоящее время достаточно полно разработана общая теория упругости и пластичности твердых изотропных тел. Поэтому понятно стремление использовать эту теорию для исследования напряженного состояния грунта и его деформации или осадки при взаимодействии

с колесами и гусеницей. Примером этого может служить работа М. Г. Беккера «Теория передвижения по суше» [44 или 4].

Естественные грунты (камень, лед, некоторые органические) и твердое покрытие дорог (бетон, асфальт) можно принимать достаточно близкими к изотропным телам. Оценка их поведения по законам теории упругости поэтому вполне допустима. Но высокие несущие способности самих грунтов очевидны. Поэтому может представлять интерес оценка напряженного состояния прежде всего искусственных дорожных покрытий для решения вопроса об их сохранности и долговечности. Пластические глины и некоторые виды снега также достаточно удовлетворительно можно сравнивать с идеальной пластической средой для использования теории пластичности. Наконец для жидкой грязи и машин, обладающих плавучестью, можно при изучении их взаимодействия применять законы гидродинамики.

Однако рассмотренные выше примеры являются лишь частными случаями движения машины. Большинство грунтов анизотропны и обладают весьма разными физическими и механическими качествами. Последнее в сильной степени затрудняет или делает невозможным использование для них теории упругости и пластичности изотропных тел.

Хорошо разработана строительная механика грунтов, которая в теоретической части использует некоторые положения теории упругости и пластичности и включает большое количество экспериментальных выводов. Она также используется для исследования напряженного состояния грунта и его осадки при движении транспортных машин. Примером этого может служить работа А. С. Антонова [1]. Однако строительная механика грунтов имеет дело со статическим приложением нагрузок и весьма большим временем ее действия.

Три четверти слабых грунтов не выдерживают нагрузок от ходовой части транспортных машин без разрушения от пластического течения. Это означает небольшие размеры упругих деформаций грунта при нагружении и необходимость оценки несущей способности грунта с учетом его пластичности.

Пластическая деформация является продолжением упругой и будет оказывать влияние на нагружение грунта, на сопротивление движению от образования колеи и на пробуксовку гусеницы или колеса. Все эти вопросы представляют интерес при исследовании взаимодействия ходовой части машины с грунтом или выводе законов ее движения.

Наиболее распространенным критерием для оценки действия гусеницы на грунт является среднее давление (рис. 34)

$$q = \frac{G}{2bL_i} \text{ кгс/см}^2, \quad (93)$$

где G — вес машины в кгс; b — ширина гусеницы в см.

Размер L_i (в см) соответствует или базе машины, или длине опорной поверхности гусениц при погружении в мягкий грунт на 100 мм, что уменьшает среднее давление на 10—15%. Эпюра давлений при этом имеет вид прямоугольника ($q = \text{const}$).

В выполненных конструкциях машин среднее давление изменяется в довольно широких пределах. Для транспортных гусеничных машин и сельскохозяйственных тракторов оно составляет 0,4—0,6 кгс/см². Считают, что машины высокой проходимости должны иметь $q = 0,15 \div 0,20$ кгс/см². Для сравнения укажем, что давление ноги человека составляет 0,5—0,6 кгс/см²; лыжника — около 0,1 кгс/см²; аэросаней — 0,04—0,06 кгс/см².

В определенных условиях среднее давление, в известной мере, может определять проходимость машины, но оно не может являться исчерпывающей характеристикой ее. Движение по мягкому грунту (болото, глубокий снег, сыпучий песок) вызывает погружение гусеницы с образованием колеи. При этом возрастает сопротивление движению и потребная сила тяги. Осадка машины может оказаться столь большой, что машина сядет днищем на грунт, из-за чего значительно уменьшится давление на гусеницах или, как часто говорят, сцепной вес ее. Это, в свою очередь, может привести к полному буксованию гусеницы и невозможности обеспечить требуемую силу тяги. Движение прекратится, хотя машина не

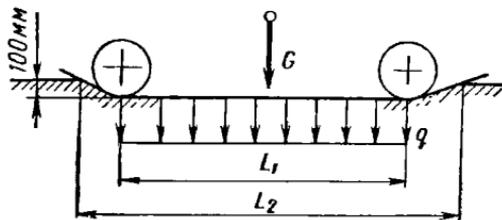


Рис. 34

утонет. Следовательно, при большой глубине слоя рыхлого грунта проходимость машины может ограничиваться фактически большим сопротивлением движению, возникшим вследствие ее недопустимого погружения в грунт. Фактор пластической деформации грунта становится решающим, и в этом случае гораздо большее значение имеет общий вес машины, а не величина давления.

Иная картина будет на мягком грунте неглубокого залегания. При погружении машины в грунт он уплотняется настолько, что сцепные качества его сильно возрастают, чем обеспечивается создание необходимой силы тяги. В некоторых случаях гусеница достигает нижнего твердого слоя при небольшой потере сцепного веса. Величина давления оказывается при этом тоже несущественной. Иногда машина с большим давлением оказывается способной развить более значительную силу тяги. Осадка машины в грунт и в этом случае определяется его пластической деформацией и, в свою очередь, определяет рост сопротивления движению, которое, однако, не является решающим для потери проходимости машины.

Наличие распределенной нагрузки на грунт, обладающей упругими свойствами, даже при равномерном ее характере приводит к весьма сложным зависимостям и трудоемким операциям для определения напряжения и деформации с допущениями теории упругости. Последнее станет ясным, если учесть, что указанные зависимости являются результатом интегрирования функции по площади прямоугольника (звено гусеницы) или эллиптического вида (колесо с пневматиком). М. Г. Беккер [44] указывает, что математические

трудности такого расчета огромны. При этом нужно учитывать, что в отличие от строительной механики грунтов исследование взаимодействия гусеницы с грунтом можно проводить в предположении его однородности или идеальности. Это оправдывается достаточно малыми размерами машин, малой изменчивостью грунта у поверхности, воздействием нагрузки на неглубокие слои (напряжения на глубине, превышающей две ширины гусеницы, практически невелики), а также малым временем нагружения, при котором грунт не успевает изменить свойства, например из-за фильтрации воды.

В случае пластической деформации дело осложняется тем, что, кроме сжатия объема грунта, происходит его боковое течение из-под опорной поверхности и выпирание вверх, являющееся следствием касательных напряжений.

Все сказанное приводит к выводу о практической невозможности применения теории упругости и пластичности изотропных твердых тел для исследования общего случая взаимодействия гусеницы с грунтом даже при большом количестве допущений, упрощающих это взаимодействие. Результаты таких исследований остаются весьма далекими от действительности. Поэтому в работе

[44] делается, например, вывод о целесообразности использования методов, основанных на предположении о различных постоянных модулях упругости грунтов E , определяемых из опытов неограниченного сжатия. Это, вероятно, является следствием достаточно простой, опытной зависимости давления q и вертикальной деформации грунта z , предложенной в свое время В. П. Горячкиным и М. Н. Летошневым и используемой в упомянутой работе для получения выводов, пригодных для целей практики.

Способность грунта противостоять давлению характеризуется глубиной его прессования или осадкой. В общем виде связь давления на грунт с глубиной прессования по опытным данным, полученным при использовании пластинчатых штампов, выражается зависимостью

$$q = kz^n, \quad (94)$$

где k и n — постоянные для данного грунта коэффициенты, зависящие от его качества.

По опытам показатель n для различных грунтов примерно равен единице. Характер зависимости q от z описывается графиками на рис. 35. Зависимость, соответствующая $n > 1$, присуща песку, а $n < 1$ — глине. Для песка характерно более плавное нарастание давления в начале нагружения и более резкое — в конце. Для глины — наоборот. Большинство же грунтов, представляющих собой смесь глины, песка и других компонентов, имеет зависимость,

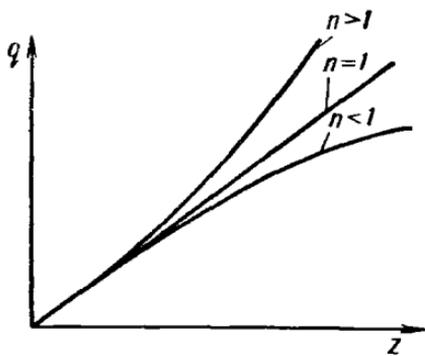


Рис. 35

соответствующую $n = 1$. Поэтому ею часто пользуются, принимая

$$q = kz. \quad (95)$$

Наличие различных примесей в этом случае изменяет наклон этой прямой или коэффициент k .

Замечено, что строгая закономерность между напряжением грунта и деформацией имеет место только до определенного предела. После предела пропорциональности давление не подчиняется полученному закону и грунт разрушается или течет. По данным лаборатории сельскохозяйственных машин МИИСП предел пропорциональности σ_{II} и коэффициент k имеют следующие значения для некоторых грунтов [1]:

	σ_{II} в кгс/см ²	k в кгс/см ²
Ржаное жнивье	6—7	8—13
Залежь	8—9	9—20
Торфяно-луговая почва	4—5	9—12
Песок:		
сильно утрамбованный	2—5	—
слабо утрамбованный	1—5	3—5

Среднее давление гусеничных машин ниже предела пропорциональности, но местное давление на выступах или шпорах траков может превышать приведенные цифры. Увеличение влажности уменьшает коэффициент пропорциональности k .

Сложность теоретического определения напряженного состояния грунта и его деформации, описанная выше, не исчерпывает всех трудностей аналитического описания процесса взаимодействия гусеницы и грунта при учете особенностей движения машины. Кроме многообразия грунтов с весьма различными физико-механическими качествами и изменения влажности грунта, следует учитывать и некоторые другие особенности указанного взаимодействия.

В зависимости от скорости движения машины время действия нагрузки будет изменяться до долей секунды, что не может не сказаться на поведении грунта. Замечено, например, что при динамическом приложении нагрузки способность грунта противостоять ей увеличивается из-за гидростатического эффекта (частицы воды не успевают выжиматься из пор грунта). Сама нагрузка в данной точке грунта сильно изменяется при прохождении катка. Последнее углубляется разницей давлений, производимых одним звеном благодаря наличию на нем выступов и впадин. Нагружение при прохождении очередного опорного катка машины будет вызывать изменение первоначальных качеств грунта, очевидно, тем больше, чем больше величина пластических деформаций. Движение машины по неровностям грунта будет сопровождаться колебаниями подрессоренного корпуса, так же значительно изменяющими нагрузки на отдельных катках.

Все эти явления делают задачу исследования напряженного состояния и деформации грунта под гусеницей весьма трудной.

3. Давление на опорную поверхность гусеницы и погружение гусеничной машины

При использовании пластинчатого штампа для снятия характеристики грунта среднее давление оказывается достаточно хорошим критерием оценки погружения штампа. В то же время использование среднего давления для определения погружения гусеницы по тем же характеристикам в большинстве случаев дает приближенный результат, пригодный для получения в дальнейшем качественных зависимостей.

Выше приводились примеры затруднительности оценки проходимости гусеничной машины по среднему давлению. Они соответствуют

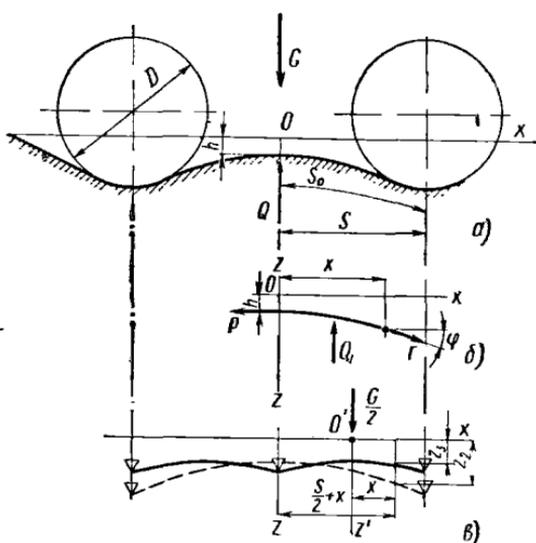


Рис. 36

должны зависеть от степени натяжения гусеницы, конструкции ходовой части и свойств самого грунта.

Примем, что гусеница представляет собой абсолютно гибкую и нерастяжимую ленту, скорость движения ее равна нулю, а расстояние между опорными катками достаточно велико, так как для участка ленты, соприкасающегося с катком, полученные зависимости будут недействительны.

Если опустить машину с гусеничными лентами на недеформированный мягкий грунт, то линия контакта ленты с грунтом будет иметь вид, показанный на рис. 36, а. Такая линия контакта возможна только при соблюдении двух дополнительных условий: 1) гусеничная лента должна иметь «слабину» натяжения по обводу, благодаря которой дуга S_0 всегда больше расстояния S ; 2) грунт обладает достаточно большой упругостью, обеспечивающей непрерывный контакт на всей длине ленты. Следовательно, разность $S_0 - S$ определяется соответствующим предварительным натяжением гусеничного обвода. Заметим, что при бесконечно большом натяжении гусеничной ленты $S_0 = S$ проделанный ниже вывод теряет физический смысл, так как опорная ветвь гусеницы превращается в абсолютно жесткую пластину, нагружающую грунт равномерно во всех точках. Осадка грунта при этом в любой точке подчиняется зависимости (95).

Абсолютная гибкость ленты и упругая деформация грунта приводят к тому, что нагрузка, передаваемая на грунт различными участками ленты, будет неодинакова. Благодаря нерастяжимости ленты в ней возникнут внутренние растягивающие

случаю движения машины на очень мягких грунтах, имеющих достаточно большую глубину залегания. Однако при более распространенных грунтах, на которых гусеничная машина не имеет столь больших погружений, давление по длине гусеницы может измениться в довольно больших пределах. Это объясняется продольной гибкостью гусеницы и конечным числом опорных катков.

Рассмотрим распределение давления q по длине гусеницы и погружение машины на грунте, отвечающем зависимости (95). При этом, используя наблюдения из практики, заранее следует предположить, что эпюра q и осадка машины

усилия. Примем, что общая нагрузка, передаваемая на грунт участком ленты между катками, равна G , ось x расположена в плоскости недеформированного грунта, а начало координат совпадает с точкой отсчета осадки h .

Необходимо найти уравнение дуги в виде функции $z = f(x)$ и минимальную осадку h , имея заданными качество грунта k , ширину гусеницы b и расстояние S . Тогда эпюра давлений по длине опорной ветви определится зависимостью (95).

На рис. 36, б выделен участок гусеничной ленты. При действии растягивающих сил P и T и вертикальной реакции грунта Q_i этот участок находится в равновесии. Поэтому уравнения проекций сил имеют вид

$$P - T \cos \varphi = 0; \quad Q_i - T \sin \varphi = 0.$$

Тогда

$$\frac{Q_i}{P} = \operatorname{tg} \varphi = \frac{dz}{dx},$$

откуда

$$Q_i = P \frac{dz}{dx}.$$

С другой стороны, при ширине гусеницы b , используя формулу (95), можем записать

$$Q_i = \int qb \, dx = kb \int z \, dx.$$

Приравнивая правые части, получим дифференциальное уравнение

$$P \frac{d^2z}{dx^2} = kbz.$$

Решение этого дифференциального уравнения известно и имеет вид

$$z = Ae^{x \sqrt{\frac{kb}{P}}} + Be^{-x \sqrt{\frac{kb}{P}}}.$$

Используя первую производную решения $\frac{dz}{dx}$ и само решение при $x = 0$, когда $\frac{dz}{dx} = 0$ и $z = h$, найдем, что $A = B = \frac{h}{2}$. Тогда

$$z = \frac{h}{2} \left(e^{x \sqrt{\frac{kb}{P}}} + e^{-x \sqrt{\frac{kb}{P}}} \right),$$

или, применяя гиперболическую функцию,

$$z = h \operatorname{ch} \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} x \right). \quad (96)$$

При заданном грунте k и абсциссе x полученное выражение содержит три неизвестных z , h и P . Поэтому необходимы дополнительные уравнения.

Нагрузка $\frac{G}{2}$, приходящаяся на половину длины ленты между катками,

$$\frac{G}{2} = b \int_0^S q \, dx = kb \int_0^S z \, dx = kbh \int_0^S \operatorname{ch} \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} x \right) dx$$

или после интегрирования

$$G = 2h \sqrt{kbP} \operatorname{sh} \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} S \right). \quad (97)$$

Для получения других дополнительных уравнений воспользуемся формулой длины дуги S_0 , добавляя еще одно неизвестное:

$$S_0 = \int_0^S \sqrt{1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} dx.$$

Из уравнения (96)

$$\frac{dz}{dx} = h \sqrt{\frac{kb}{P}} \operatorname{sh} \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} x \right);$$

тогда после подстановки

$$S_0 = \int_0^S \left[1 + \frac{h^2 kb}{P} \operatorname{sh}^2 \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} x \right) \right]^{\frac{1}{2}} dx.$$

Разложим подынтегральное выражение в ряд и ограничимся двумя членами этого ряда:

$$S_0 = \int_0^S \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{h^2 kb}{P} \operatorname{sh}^2 \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} x \right) - \dots \right] dx.$$

Полагая для участка ленты, несоприкасающегося с катками, углы φ небольшими, примем

$$\operatorname{sh} \left(\sqrt{\frac{kb}{P}} x \right) \approx \sqrt{\frac{kb}{P}} x.$$

Окончательно после интегрирования

$$S_0 = S + \frac{h^2}{6} \left(\frac{kb}{P} \right)^2 S^3.$$

Четвертое уравнение можно получить, задаваясь разностью $S_0 - S$ в зависимости от степени предварительного натяжения гусеницы. Тогда количество уравнений будет равно числу неизвестных.

При решении системы уравнений исключим вначале натяжение гусеницы P . Предыдущее уравнение дает

$$\frac{kb}{P} = \sqrt{\frac{6(S_0 - S)}{h^2 S^3}}. \quad (98)$$

Для упрощения решения разложим $\operatorname{sh} \sqrt{\frac{kb}{P}} S$ в формуле (97) в ряд, ограничиваясь двумя его членами. После преобразований

$$G = 2hkbS + \frac{hk^2 b^2}{3P} S^3. \quad (99)$$

Подставляя в последнее выражение формулу (98), получим

$$G = 2kbS [h + 0.41 \sqrt{S(S_0 - S)}]. \quad (100)$$

Это уравнение можно решить относительно минимальной деформации грунта h :

$$h = \frac{G}{2kbS} - 0.41 \sqrt{S(S_0 - S)}. \quad (101)$$

Минимальная деформация грунта определяется при известных параметрах машины, разности $S_0 - S$ и данном качестве грунта.

После определения h из уравнения (98)

$$P = kbhS \sqrt{\frac{S}{6(S_0 - S)}} \quad (102)$$

Располагая h и P , можно по уравнению (98) определить z для любого x и соответствующее ему давление на грунт по формуле (95).

Выведенные формулы имеют качественный характер. Из формулы (101) следует, что с увеличением твердости грунта или коэффициента k деформация грунта и осадка машины уменьшаются

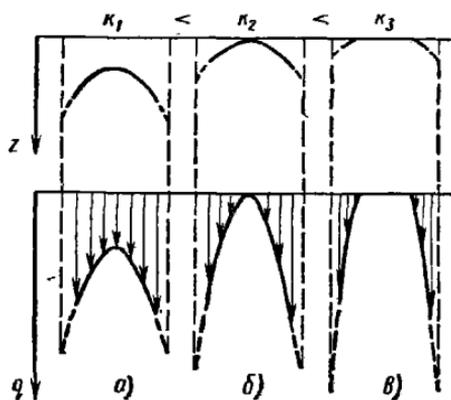


Рис. 37

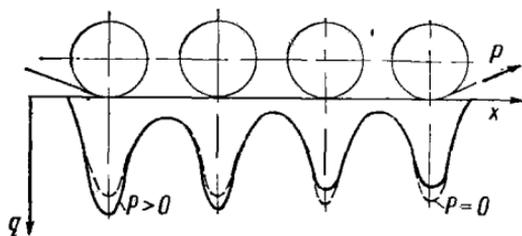


Рис. 38

(рис. 37, а и б). Следовательно, осадка под последующим катком будет всегда меньше, чем под предыдущим. Если принять $h = 0$, то это оказывается возможным только на определенных грунтах, у которых

$$k \geq \frac{G}{0,82bS \sqrt{S(S_0 - S)}}$$

Случай $h = 0$ соответствует эпюре деформаций и удельных давлений на рис. 37, б.

С увеличением твердости грунта средняя часть пролета гусеницы перестает оказывать давление на грунт (рис. 37, в). Чем больше k , тем в большей степени вес машины передается на грунт участками гусеницы, расположенными под катками.

При бесконечно большом натяжении гусеницы по формуле (96) $z = h$. Гусеница на всей длине погружается на одинаковую величину и имеет давление, равное среднему, так как в формуле (101) $S_0 = S$, а $hk = \frac{G}{2bS}$ или $q = q_{cp} = \text{const}$. Однако, как только что было выяснено, это положение несправедливо для твердого грунта, при котором $z = h = 0$.

Графики распределения давления на рис. 37 по своему характеру совпадают с экспериментальными кривыми, показанными на рис. 38. Штриховые участки теоретических кривых q на рис. 37 соответствуют участкам облегания катка лентой, для которых полученные выражения несправедливы.

Для звенчатой гусеницы выведенные закономерности, строго говоря, использовать невозможно. Звено является жесткой пластиной и поэтому способствует выравниванию давления на грунт, если сила нагружения от опорного катка приложена центрально (рис. 39).

Если же ось катка расположена над шарниром, то картина распределения давления изменяется, однако его общий характер по длине опорной ветви гусеницы остается прежним. Об этом свидетельствует вид экспериментальной эпюры на рис. 38, а также сравнение эпюр на рис. 39 и 37. При этом на рис. 39 принято, что для звенчатой гусеницы, в первом приближении, возможна линеаризация эпюры распределения удельного давления по длине опорной ветви гусеницы [1]. Эпюра на рис. 39, а соответствует твердому грунту и на рис. 39, б — мягкому. И при звенчатой гусенице уменьшение коэффициента k , характеризующего качество грунта, приводит к выравниванию эпюры давлений.

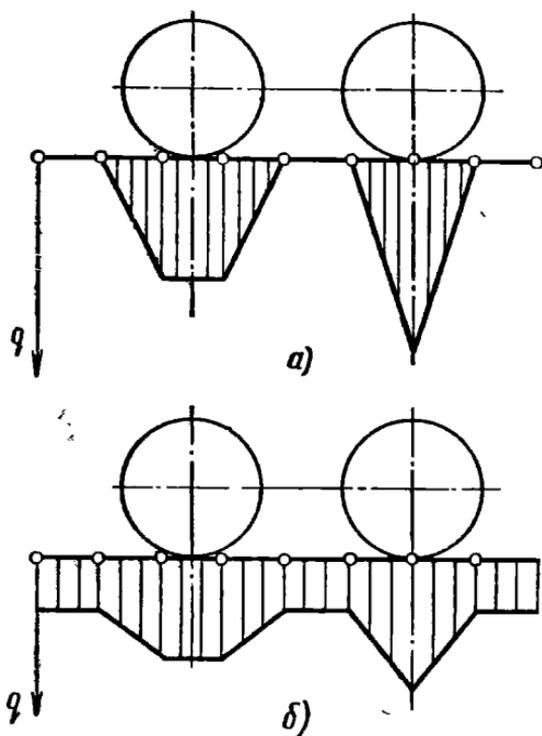


Рис. 39

Полученные результаты, среднее давление характеризует качества гусеничных машин очень приближенно. Весьма приближенным является также допущение о прямоугольной расчетной эпюре давления гусеницы на грунт (см. рис. 34), даже для мягких грунтов. Это допущение обычно обосновывается преимущественным движением гусеничных машин на мягких грунтах. Оно может быть использовано в дальнейших расчетах (например, в теории поворота) только при экспериментальном определении некоторых коэффициентов, содержащихся в формулах, непосредственно на существующих гусеничных машинах. Таким путем можно значительно уменьшить погрешность указанного допущения.

Попутно следует заметить, что из уравнения (100) можно получить формулу коэффициента k , характеризующего качество грунта:

$$k = \frac{G}{2bS[h + 0.41 \sqrt{S(S_0 - S)}} \quad (103)$$

В принципе эта формула может быть использована для опытного определения k данного грунта непосредственно на гусеничной машине. Последнее целесообразно, так как должно привести к уменьшению погрешности от использования уравнения (95) для теоретической оценки некоторых явлений взаимодействия гусеницы с грунтом.

4. Влияние конструктивных параметров

Опубликованные теоретические и экспериментальные исследования позволяют сделать некоторые выводы о влиянии конструктивных параметров на процессы взаимодействия гусеницы с грунтом, которые необходимо учитывать при проектировании машин.

Уменьшение вертикальных деформаций грунта или осадки машины благоприятно во всех случаях движения ее на мягких грунтах. Меньшая глубина колеи всегда будет давать меньшее сопротивление движению. С другой стороны, при меньшей деформации грунта его физические и механические качества будут ближе к первоначальным, что, в большинстве случаев, более благоприятно для обеспечения роста касательной силы тяги.

При передвижении катков по гусенице происходит возрастание давления в любой точке опорной поверхности. В зависимости от качества грунта максимальное давление может превышать среднее в 2,5 раза и более и, конечно, приведет к увеличению осадки. Поэтому выравнивание эпюры давлений по длине гусеницы является весьма желательным. Как было показано в предыдущем разделе, на одном и том же грунте это выравнивание до некоторой степени возможно путем увеличения натяжения гусеницы. Однако увеличение натяжения гусеницы рационально до известного предела, после которого внутренние потери в ходовой части начинают очень сильно расти.

К выравниванию давления и уменьшению осадки ведет также увеличение числа опорных катков машины. Рассмотренный ранее случай $S_0 = S$ при анализе формулы (101) соответствует также бесконечно большому числу опорных катков и приводит к прямолинейной эпюре давлений.

При конечном числе опорных катков для анализа их влияния на осадку машины лучше использовать формулу, получаемую из уравнения (96) подстановкой в него выражения (98):

$$z = h \operatorname{ch} \left(\sqrt[4]{\frac{6(S_0 - S)}{h^2 S^3}} x \right). \quad (104)$$

Разложив ch в ряд и ограничиваясь двумя членами этого ряда, получим

$$z = h + \frac{x^2}{2} \sqrt{\frac{6(S_0 - S)}{S^3}}. \quad (105)$$

Подстановка в последнее уравнение h по формуле (101) приводит к выражению

$$z = \frac{G}{2kbS} - 0,41S \sqrt{\frac{S_0}{S} - 1} + 1,23 \frac{x^2}{S} \sqrt{\frac{S_0}{S} - 1}. \quad (106)$$

Используя схему, показанную на рис. 36, в для случая размещения трех катков вместо двух, заметим, что в формулу (106) при двух катках (ось ординат z) подставляют величину G , S и абсциссу $\frac{S}{2} + x$, а для трех катков (ось ординат z') соот-

ветственно $\frac{G}{2}$, $\frac{S}{2}$ и x . Принимая отношение $\frac{S_0}{S}$ одинаковым, получим z для трех катков меньше, чем для двух. Осадка машины уменьшается в ростом числа катков.

Аналогичный экспериментальный результат был получен Н. И. Груздевым. Значительное изменение осадки машины наблюдалось при увеличении числа опорных катков по борту от двух до семи. Последующее увеличение числа катков оказалось малоэффективным. Следует учитывать, что звенчатая гусеница обладает способностью выравнивать давление за счет жесткости самих звеньев и для нее потребное число катков может быть меньше, чем для ленты. В большей мере это относится к крупным звеньям.

Более сложным является теоретическое обоснование выбора ширины гусеницы. Имеющиеся исследования [44, 1] позволяют решать этот вопрос только качественно.

Если не учитывать явления бокового течения и выпирания грунта при взаимодействии с опорной поверхностью, то анализы показывают более эффективное уменьшение осадки грунта в случае увеличения длины гусеницы, а не ее ширины (при прочих равных условиях) [1]. Однако учет бокового течения и выпирания грунта, которое при узкой гусенице, несомненно, будет больше, чем при широкой, приводит к обратным результатам.

Следует, однако, учитывать, что на очень мягких грунтах (грязь, болото, снег) любая, практически осуществимая для наиболее распространенных гусеничных машин несущая способность гусениц будет неудовлетворительной. Осадка различных машин примерно равного веса на таких грунтах будет практически одинаковой (за исключением специальных вездеходов), а сопротивление движению f для машины с узкими гусеницами должно быть меньше из-за уменьшения объема прессуемого или вытесняемого грунта.

Кроме этого, известно [27], что значительное уширение гусеницы ведет к увеличению ее веса почти в квадратичной зависимости. Это в значительной мере увеличивает растягивающее гусеницу усилие от действия центробежной силы и увеличивает внутренние потери, что для скоростных машин весьма нежелательно.

Однако главное преимущество узкой, но более длинной гусеницы заключается в уменьшении буксования при одинаковых условиях сравнения (см. ниже). Из-за уменьшения вредных потерь на буксование преимущества такой гусеницы, по-видимому, бесспорны.

Из последних выводов вытекает очевидное преимущество гусеничного движителя перед колесным при движении транспортной машины на мягких грунтах. Оно заключается в уменьшении сопротивления движению (обратно тому, что имеет место при движении на твердых грунтах, где коэффициент сопротивления гусеницы значительно больше, чем колеса) и уменьшении потерь на буксование. При этом, если первое преимущество стирается в случае применения на колесных движителях специальных шин низкого давления (увеличенного диаметра, ародных, пневмокотков), то потери на буксование у них все же остаются значительно большими, чем у гусеничного движителя.

1. Общая кинематика гусеничной ленты

Рассмотрим общую кинематику гусеничного движителя (рис. 40) в предположении, что гусеничный обвод выполнен из абсолютно гибкой, но нерастяжимой гусеничной ленты, форма гусеничного обвода, состоящего из дуговых и прямых ветвей, остается неизменной, обвод движется прямолинейно.

Точка A гусеничной ленты участвует в двух движениях: в относительном движении гусеничного обвода около корпуса машины со скоростью v_0 и в переносном движении вместе с корпусом машины со скоростью v . Абсолютная скорость точки A является геометрической суммой указанных скоростей.

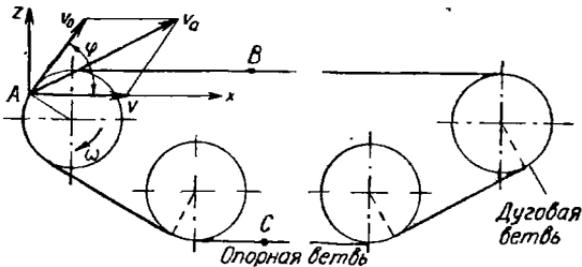


Рис. 40

Совместим начало координат с точкой A и обозначим угол между векторами переносной и относительной скорости через φ , взяв за положительное направление этого угла против часовой стрелки. Абсолютная скорость точки A является геометрической суммой проекций составляющих скоростей:

$$v_{ax} = v + v_0 \cos \varphi; \quad v_{az} = v_0 \sin \varphi; \quad (107)$$

$$v_a = \sqrt{v^2 + v_0^2 + 2vv_0 \cos \varphi}. \quad (108)$$

Для случая, когда переносная скорость равна относительной

$$v_a = 2v \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (109)$$

Для точки B на верхней ветви угол $\varphi = 0$ и $v_{aB} = 2v$. Абсолютная скорость точки B равна удвоенной скорости движения машины. Для точки C на опорной ветви $\varphi = \pi$ и $v_{aC} = 0$. Абсолютная скорость этой точки равна нулю, так как она лежит на грунте.

Если переносная и относительная скорости не равны, то для точки C возможны два случая:

1) $v < v_0$. Точка C перемещается по грунту назад или имеет место буксование. Буксование не обязательно связано с полной остановкой машины. Может быть частичное проскальзывание опорной ветви гусеницы по грунту назад, которое оценивается коэффициентом буксования:

$$\sigma = \frac{v_0 - v}{v_0}. \quad (110)$$

Когда переносная и относительная скорости равны, коэффициент буксования равен нулю. Если переносная скорость равна нулю, то имеет место полное буксование и остановка машины, а $\sigma = 1$.

2) $v > v_0$. Это наблюдается при движении машины по инерции, при буксировке или при торможении. Абсолютная скорость точки С, лежащей на грунте, при этом направлена по движению машины. Имеет место так называемый юз машины. Оценку юза можно производить по коэффициенту юза, определяемому также по формуле (110). Но коэффициент юза при этом всегда отрицателен.

2. Траектория движения точки обвода

Если точка движется по одному из прямолинейных участков обвода, то угол ϕ между переносной и относительной скоростями остается постоянным. Это свидетельствует о том, что направление абсолютной

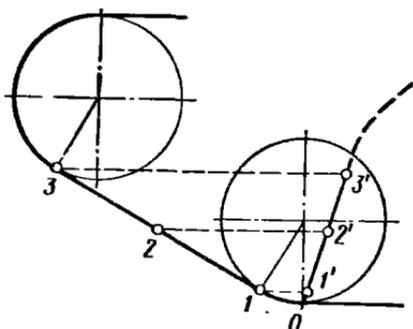


Рис. 41

скорости точки при прохождении прямолинейного участка гусеничного обвода не меняется, а значит, точка движется также по прямой.

Когда точка проходит дуговую ветвь и буксование отсутствует, траектория ее абсолютного движения $'$ представляет собой развертку окружности, катящейся без скольжения по плоскости, или циклоиду. Этими двумя свойствами можно воспользоваться для построения абсолютной траектории точки гусеничного обвода (рис. 41).

Вследствие равенства относительной и переносной скоростей оказывается, что за то время, пока точка обвода из начального положения O переместится в относительном движении по дуге в первое

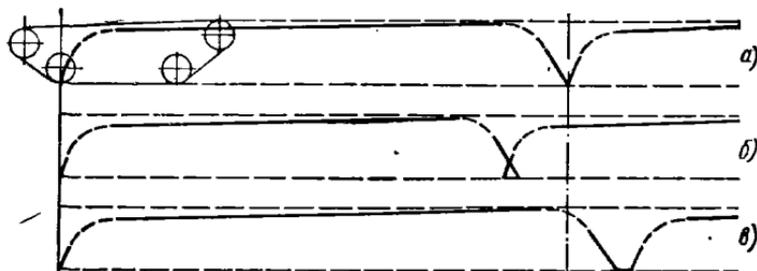


Рис. 42

положение, точка 1 , принадлежащая корпусу, переместится по горизонтали в положение $1'$, причем дуга 01 равна отрезку $11'$. Откладывая далее по горизонтали отрезок $22' = 01 + 12$ получим точку $2'$ траектории. На участке траектории $01'$ точка движется по циклоиде, на участке $1'3'$ — по прямой и далее снова по циклоиде, отдельные

точки которой могут быть найдены аналогичным путем. В итоге получается полная траектория движения точки при $\sigma = 0$, представленная на рис. 42, а. Вся траектория движения точки будет состоять из прямых и циклоид. Последние показаны штриховыми линиями.

Если имеет место буксование, то траектория точки несколько изменится (рис. 42, б). При прохождении точкой участка обвода над грунтом размер абсолютной траектории движения по длине уменьшится. Находясь на грунте, точка совершит некоторый путь назад. При юзе картина будет обратной, и за время нахождения на грунте точка несколько продвинется вперед (рис. 42, в).

Для построения траекторий движения точки обвода с учетом буксования или юза необходимо откладываемые горизонтальные отрезки корректировать с учетом заданного коэффициента буксования или юза.

3. Абсолютное ускорение точки

В предыдущем разделе было установлено, что абсолютная скорость движения точки переменна. Поэтому возникает вопрос об определении ускорения в данной точке гусеничного обвода. Ускорение представляет интерес, поскольку оно характеризует инерционные силы, возникающие в том или другом участке обвода. Полное ускорение будет геометрической суммой его проекций на оси подвижной системы координат x и z (см. рис. 40).

Ранее были получены выражения проекций абсолютной скорости (107). Считая, что переносная и относительная скорости постоянны, и дифференцируя v_{ax} и v_{az} по времени, получим проекции полного ускорения:

$$j_{ax} = \frac{dv_{ax}}{dt} = -v_0 \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt};$$

$$j_{az} = \frac{dv_{az}}{dt} = v_0 \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}.$$

Полное или абсолютное ускорение точки

$$j_a = \sqrt{j_{ax}^2 + j_{az}^2} = v_0 \frac{d\varphi}{dt}. \quad (111)$$

Нетрудно представить себе, что приращение угла φ на рис. 40 при двух положениях точки A равно углу поворота данного колеса, вращающегося с угловой скоростью ω . Следовательно,

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega = \frac{v_0}{\rho},$$

где ρ — радиус этого колеса.

Окончательно полное ускорение точки

$$j_a = \frac{v_0^2}{\rho}. \quad (112)$$

Полученное выражение представляет собой центростремительное ускорение, постоянное при постоянном радиусе ρ . Точки дуговых ветвей катков или колес разных размеров будут иметь различные ускорения. Если точка движется по прямолинейному участку обвода, то $\rho = \infty$ и $j_a = 0$. Следовательно, в точке перехода с дуговой ветви на прямолинейную или наоборот имеются два значения абсолютного ускорения или разрыв непрерывности ускорения. Это явление в механике иногда называют мягким ударом в отличие от жесткого удара, под которым понимается разрыв непрерывности скорости. Следует заметить, что потеря энергии при мягком ударе является величиной второго порядка по сравнению с жестким ударом.

4. Особенности кинематики звенчатой гусеницы

Выводы, сделанные по кинематике гусеничной ленты, в первом приближении остаются справедливыми и для мелкозвенчатой гусеницы. Крупное звено гусеницы вносит ряд весьма существенных изменений в работу гусеничного движителя, вызывая неравномерность движения самой гусеницы, машины или ведущего колеса. В качестве примера на рис. 43 изображен передний опорный каток машины и часть передней ветви звенчатого обвода при движении по абсолютно твердому грунту. Когда каток укладывает звено гусеницы на грунт (рис. 43, а), скорости движения точек свободных ветвей и ленивца будут определяться одной функциональной зависимостью. После укладки звена на грунт (рис. 43, б) скорости тех же точек будут, очевидно, определяться другими зависимостями. Характер изменения этих скоростей в первом и втором случаях будет совершенно различным.

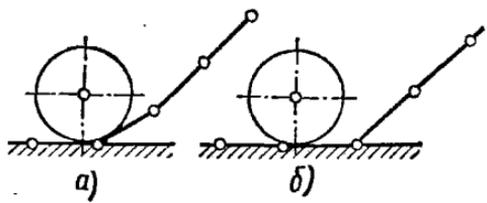


Рис. 43

Гусеничный обвод является многозвенным механизмом с большим числом степеней свободы. Вследствие этого взаимодействие отдельных участков звенчатого обвода с катком или колесом, оси которых принадлежат корпусу машины, может привести к довольно противоречивым результатам. Если (при отсутствии буксования) принять за истинную скорость, сообщаемую машине перематыванием гусеницы ведущим колесом (она определяется длиной гусеницы, перематываемой в единицу времени), то в большинстве случаев окажется, что поступательная скорость, сообщаемая заднему опорному катку машины, в результате его взаимодействия с рабочей ветвью крупнозвенчатой гусеницы в данный момент времени будет совсем другой. В том, что эта поступательная скорость в каждый момент времени различна, нетрудно убедиться.

Предположим, что на рис. 43 показан вместо переднего задний опорный каток и часть рабочей ветви гусеницы (каток и машина в этом случае перемещаются влево). В положении, изображенном

на рис. 43, а, поднимающееся с грунта звено сообщает некоторую поступательную скорость катку и машине. В положении, показанном на рис. 43, б, это вообще невозможно и скорость движения машины должна определяться с учетом взаимодействия гусеницы и ведущего колеса. Следовательно, поступательная скорость корпуса на оси заднего опорного катка в некоторые моменты времени не равна истинной средней скорости движения машины.

Рассмотренные явления носят периодический характер. Период повторения явления в большинстве случаев соответствует времени перемещения по обводу одного звена

$$t = \frac{l}{v_{\text{ср}}},$$

где l — длина звена; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость машины.

Если машина движется прямолинейно и равномерно, то можно исследовать движение гусеницы относительно корпуса и выяснить законы движения отдельных ее звеньев, точек или ветвей.

Аналогичная картина имеет место при установке машины на стенде, когда исследуют явления относительного движения гусеничного обвода около корпуса, задаваясь постоянной скоростью вращения ведущего колеса.

Можно представить движение той же машины при условном допущении отсутствия у нее массы (безынерционная машина). В этом случае неравномерность перемещения звеньев опорной ветви, которая была обнаружена при исследовании на стенде, сейчас же должна привести к изменению скорости движения корпуса, так как при отсутствии буксования переносная скорость движения равна относительной. Другими словами, поскольку относительная скорость опорной ветви гусеницы переменна, то безынерционная машина должна также мгновенно менять свою переносную скорость.

В действительности машина, обладающая большой массой, не может мгновенно изменять скорость движения. Практически при равномерном движении она будет перемещаться с некоторой постоянной скоростью. Следовательно, выявленная на стенде неравномерность движения опорной ветви гусеничного обвода должна сказаться на взаимодействии самого обвода с машиной и с грунтом.

В соответствии с изложенным ранее, наиболее неприятные явления неравномерности движения звеньев гусеницы, очевидно, могут иметь место на участке ведущее колесо (при заднем расположении) — рабочая ветвь — задний опорный каток. Однако при отсутствии требуемой синхронности перемещения концов рабочей ветви в реальной машине с крупнозвенчатой гусеницей появятся дополнительные периодические явления, сглаживающие вредное воздействие неравномерности движения звенчатого обвода. К ним в первую очередь следует отнести: 1) периодические вертикальные перемещения заднего катка, сопровождаемые дополнительной деформацией его рессоры; 2) изменение угловой скорости ведущего колеса благодаря упругой податливости валов трансмиссии; 3) выворачивание звеньев

под задним катком, допускаемое грунтом, в связи с его способностью деформироваться.

Сложность явлений в звенчатом гусеничном обводе не способствовала выяснению полной и достоверной картины его работы. Поэтому ограничимся в дальнейшем изложении некоторых вопросов, позволяющих сделать в отдельных случаях хотя бы качественную оценку и рекомендации. Гусеница при движении машины взаимодействует с грунтом и с ходовой частью самой машины. Поскольку процессы первого взаимодействия оказывают влияние на процессы второго и наоборот, то целесообразно рассмотреть некоторые явления совместной работы звенчатой гусеницы, ведущего колеса и катков.

5. Набегание звенчатой гусеницы на колесо. Коэффициент неравномерности движения гусеницы

На рис. 44, а показан процесс укладывания крупнозвенчатой гусеницы на колесо. Колесо может вращаться принудительно (ведущее колесо, у которого для упрощения рисунка не показано зацепление с гусеницей) или свободно (ленивец). Предположим, что угловая скорость ω вращения колеса постоянна.

При набегании ветви гусеницы на колесо каждое звено будет последовательно проходить три положения, обозначенные a' , a''

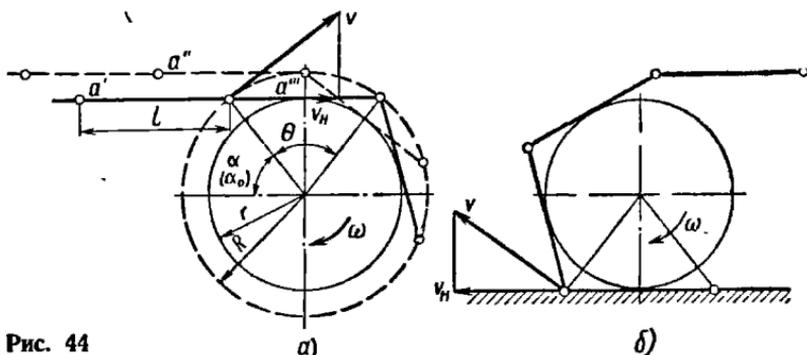


Рис. 44

и a''' . С момента соприкосновения колеса с предыдущим звеном движение правого шарнира звена a' должно подчиняться закону вращательного движения колеса. Этот шарнир будет двигаться по окружности радиуса R , имея окружную скорость v . Изменение угловой скорости в шарнире в этот момент происходит мгновенно от нуля до вполне определенного значения. Следовательно, в шарнире имеет место удар. При этом нетрудно убедиться, что угловая скорость поворота шарнира одинакова с угловой скоростью ω колеса.

Проекция скорости v на направление ветви равна скорости набегания гусеницы на колесо:

$$v_n = v \sin \alpha = R\omega \sin \alpha.$$

Минимальное значение скорости набегания соответствует углам $\alpha = \alpha_0$ и $\alpha = \alpha_0 + \theta$, а максимальное $\alpha = 90^\circ$. Тогда

$$v_{\text{нmin}} = R\omega \sin \alpha_0 = r\omega; \quad v_{\text{нmax}} = R\omega.$$

Отношение этих скоростей характеризует неравномерность движения ветви и называется коэффициентом неравномерности:

$$\delta = \frac{v_{\text{нmax}}}{v_{\text{нmin}}}.$$

Если представить условно, что ведущее колесо машины лежит на грунте и расположено на корме (рис. 44, б), а буксование отсутствует, то при $\omega = \text{const}$ скорость безынерционной машины должна быть также переменной. Тогда, учитывая сказанное в предыдущем разделе, у реальной машины неминуемо возникнут дополнительные динамические нагрузки, действующие на гусеницу, ведущее колесо и трансмиссию машины. Величина этих нагрузок будет зависеть от коэффициента неравномерности.

Используя полученные выражения минимальной и максимальной скоростей набегания, выразим коэффициент неравномерности в функции геометрических размеров:

$$\delta = \frac{R}{r} = \sqrt{1 + \left(\frac{l}{2r}\right)^2}. \quad (113)$$

Из этой формулы следует, что δ будет тем меньше, чем меньше длина звена и чем больше радиус вписанной окружности ведущего колеса. Принято считать, что для мелкозвенчатой гусеницы $\delta = 1,015 \div 1,04$, для крупнозвенчатой δ доходит до 1,3. Чтобы получить δ соответствующим значению мелкозвенчатой гусеницы, необходимо при проектировании ходовой части машины выполнить условие $r > 2l$.

Если принять, что колесо является свободно вращающимся (ленивец), а скорость набегания ветви постоянна, то должна изменяться угловая скорость ω . Аналогично предыдущему случаю коэффициент неравномерности вращения колеса

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}}}{\omega_{\text{min}}} = \frac{R}{r}.$$

Следовательно, оба понятия коэффициента неравномерности в геометрической интерпретации одинаковы.

Представим выражение для скорости набегания задней ветви на ведущее колесо в несколько ином виде (рис. 45). При $\omega = \text{const}$

$$v_{\text{н}} = v \cos(\alpha - \beta) = \omega R \cos(\alpha - \beta). \quad (114)$$

Аналогично скорость сбегания свободной ветви с колеса

$$v_{\text{с}} = \omega R \cos \alpha' = \omega R \cos(\pi - \alpha - n\theta).$$

Если изменение скорости набегания ветви зависит от разности углов $\alpha - \beta$, то изменение скорости сбегания — от угла α' . В общем

случае $\alpha - \beta \neq \alpha'$, поэтому графики изменения скорости набегания и сбегания будут смещены один относительно другого (рис. 46). Следовательно, само ведущее колесо создает неравномерность движения гусеничного обвода и требует «слабины» натяжения гусеницы. Без этого звенчатый гусеничный обвод работать не может.

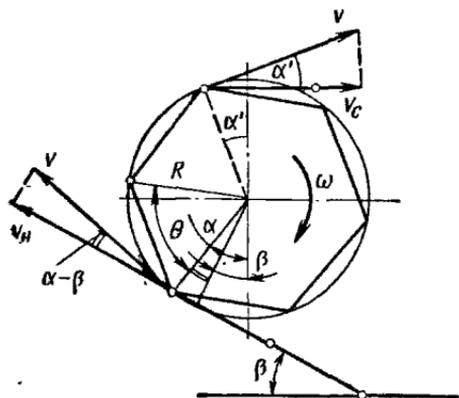


Рис. 45

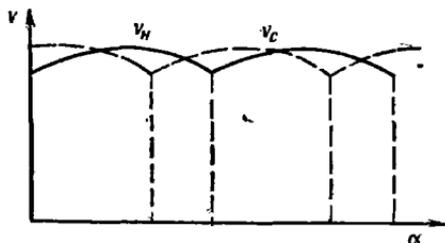


Рис. 46

6. Расчетный радиус ведущего колеса

Под расчетным радиусом ведущего колеса понимается такой радиус, который дает при вычислении среднюю скорость относительного движения гусеничного обвода (в случае отсутствия буксования), равную скорости машины:

$$v = \frac{2\pi R_{\text{БК}} n_{\text{БК}}}{60}$$

С другой стороны, окружная скорость ведущего колеса может быть выражена уравнением

$$v = \frac{z l n_{\text{БК}}}{60},$$

где l — длина звена или шаг звенчатой гусеницы; z — число звеньев, перематываемых ведущим колесом за один оборот; $n_{\text{БК}}$ — частота вращения ведущего колеса.

Приравняв правые части этих выражений, получим

$$R_{\text{БК}} = \frac{lz}{2\pi}. \quad (115)$$

Применяя расчетный радиус ведущего колеса, можно определить скорость машины, пользуясь формулой окружной скорости.

7. О влиянии заднего опорного катка на неравномерность движения звенчатой гусеницы

Выше с качественной стороны рассматривался вопрос о несоответствии средней скорости движения гусеничной машины и скорости, сообщаемой звенчатой гусеницей заднему опорному катку. В работе

Н. Ф. Вержбицкого [8] подробно исследуется изменение скорости опорной ветви крупнозвенчатой гусеницы со следующими допущениями: грунт абсолютно твердый, крепление заднего опорного катка к корпусу машины жесткое, угловая скорость вращения ведущего колеса постоянна, рабочая ветвь гусеницы не провисает и обе гусеницы работают синхронно. Участок гусеницы, примыкающий к заднему опорному катку и ведущему колесу, при этом заменяется трех- и четырехзвенным механизмом подобно тому, как это показано на рис. 43 (на этом рисунке отсутствует кривошип, заменяющий ведущее колесо).

Сделанные допущения значительно искажают действительные кинематические процессы звенчатого обвода. Однако очевидно, что более благоприятный по кинематике гусеничный обвод, рассчитанный с этими допущениями, в реальных условиях движения потребует меньшего сглаживания неравномерности движения со стороны подвески заднего катка, упругости валов трансмиссии и грунта. Это, несомненно, должно привести к уменьшению неблагоприятных динамических явлений и снижению потерь при работе гусеничного движителя.

Главные выводы указанной работы состоят в том, что неравномерность движения опорной ветви гусеницы уменьшается, если уменьшается угол наклона задней ветви β (см. рис. 45), уменьшается длина звена или увеличивается диаметр катка.

Применение мелкозвенчатой гусеницы при больших диаметрах катков приближает звенчатый обвод к ленте, особенно при движении на мягких грунтах. В этих условиях взаимодействие мелкозвенчатой гусеницы и ленты с задним опорным катком будет весьма сходно, а кинематические законы, установленные для крупного звена и твердого грунта, теряют свой смысл.

Участок гусеницы, расположенный на заднем опорном катке, по мере поворота и продвижения катка вперед не вызовет большого выворачивания грунта под ним. Часть звеньев на дуге катка может поворачиваться в относительном движении вместе с катком без скольжения по ободу и более равномерно, подобно ленте, переходить на участок задней ветви при сходе с катка. Следовательно, рекомендация об использовании мелкозвенчатой гусеницы по качественной оценке кинематики является предпочтительной.

Однако возрастание скорости движения транспортных гусеничных машин может привести к необходимости более подробных исследований кинематических процессов взаимодействия звенчатой гусеницы с катками, ведущим колесом, грунтом и в некоторых случаях может даже потребовать рационального увеличения длины звена. Это существенно для оценки влияния кинематики и прежде всего длины звена на динамические явления, возникающие при работе гусеничного движителя. Более подробно эти вопросы целесообразно рассмотреть при изложении некоторых исследований по динамике задней ветви звенчатой гусеницы.

§ 8. СТАТИКА И ДИНАМИКА ГУСЕНИЧНОГО ОБВОДА

1. Статическое натяжение гусеницы

Статическое натяжение гусеничного обвода возникает в результате действия сил тяжести звеньев или участков ленты. Оно является также функцией предварительного натяжения гусеницы.

Определение статического натяжения гусеницы можно произвести, используя известное уравнение провисания абсолютно гибкой нити [1], заменяя его для достаточно малой стрелы провисания уравнением параболы. Но целесообразнее и проще это сделать для реального звенчатого обвода. Конечный результат при этом будет одинаков.

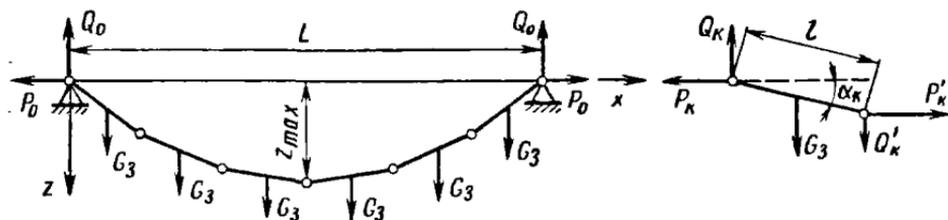


Рис. 47

На рис. 47 показана ветвь гусеницы, свободно провисающая между двумя условными опорами. Реакции P_0 и Q_0 на этих опорах заменяют действие сопряженных с провисающей ветвью участков гусеницы и благодаря симметричности ветви одинаковы справа и слева.

Для отыскания статического натяжения гусеницы необходимо получить выражение стрелы провисания z_{\max} в зависимости от натяжения, которую в дальнейшем можно определить эмпирически, используя данные по существующим машинам.

Силы, действующие на одно звено, выделенное из этой ветви, показаны на том же рисунке отдельно. Для этого звена сумма проекций сил

$$P_k - P'_k = 0; \quad Q_k - G_3 - Q'_k = 0,$$

а сумма моментов относительно правого шарнира звена

$$Q_k l \cos \alpha_k - P_k l \sin \alpha_k - G_3 \frac{l}{2} \cos \alpha_k = 0.$$

Первое уравнение приводит к выводу, что горизонтальная составляющая усилий в шарнирах цепи одинакова для всех звеньев и $P_0 = P_k$.

Для определения P_0 из третьего уравнения нужно знать Q_k и α_k . Рассмотрим равновесие части цепи от левой опоры до звена k и напишем уравнение проекций сил на ось z .

$$Q_0 - G_3 k - Q'_k = 0.$$

Подставляя

$$Q_0 = G_s \frac{n}{2},$$

(где n — полное число звеньев свободной ветви), получим вертикальную реакцию правого шарнира

$$Q_k = \left(\frac{n}{2} - k \right) G_s.$$

Для левого шарнира того же звена, очевидно,

$$Q_k = \left[\frac{n}{2} - (k-1) \right] G_s.$$

Подставив в третье уравнение значение Q_k и имея в виду небольшие углы α_k , можно получить уравнение

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \left(\frac{n+1}{2} - k \right) \frac{G_s}{P_0} \approx \sin \alpha_k. \quad (116)$$

Следует заметить, что при четном n ($k = \frac{n}{2}$) вертикальная реакция среднего шарнира ветви равна нулю. Если n нечетное число, то для среднего звена ветви $\alpha_k = 0$, а вертикальные составляющие реакций его шарниров равны половине веса звена.

Максимальная стрела провисания (рис. 47)

$$z_{\max} = l (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots + \sin \alpha_{k_{\max}}),$$

где сумма синусов, используя уравнение (116),

$$\sum_1^{k_{\max}} \sin \alpha_i = \frac{n - k_{\max}}{2} k_{\max} \frac{G_s}{P_0}.$$

При достаточно большом пролете L и мелкозвенчатой гусенице без большой погрешности можно полагать, что число звеньев четное.

В этом случае $k_{\max} = \frac{n}{2}$. Тогда

$$z_{\max} = \frac{\ln^2 G_s}{8P_0},$$

откуда

$$P_0 = \frac{\ln^2 G_s}{8z_{\max}}. \quad (117)$$

Для определения z_{\max} пользуются относительной стрелой провисания z_0

$$z_{\max} = z_0 L.$$

При подтянутой задней ветви обвода $z_0 = 0,03 \div 0,05$ (слабое предварительное натяжение) и $z_0 = 0,02 \div 0,03$ (среднее натяжение).

Для значений $z_0 > 0,01$ выведенная формула даёт результаты, хорошо совпадающие с опытными данными. Для меньших значений они расходятся, так как в шарнирах значительно возрастают силы трения, которые при выводе не учитывались. Малые стрелы провисания имеют место при очень больших натяжениях. Например, при $z_{\max} = 0$ получим $P_0 = \infty$. Для гусеничной ленты, полагая $l = \frac{L}{n}$ и $G_3 = ql$ (q — вес единицы длины ленты),

$$P_0 = \frac{L^2 q}{8z_{\max}}. \quad (118)$$

Суммарное статическое натяжение на концах свободно провисающей ветви

$$T_{\text{ст}} = \sqrt{P_0^2 + \left(\frac{G_3 n}{2}\right)^2}. \quad (119)$$

2. Натяжение гусеницы от центробежной силы. Полное натяжение

Вывод формулы натяжения гусеницы от центробежной силы для упрощения обычно проводят, отождествляя звенчатую гусеницу с гибкой лентой. Результаты, полученные для ленты, в первом приближении справедливы и для звенчатой гусеницы.

На ветви обвода, перемещающейся с относительной скоростью v_0 и провисающей, вообще говоря, по любой кривой переменного радиуса, выделим заштрихованный элементарный участок с центральным углом $d\alpha$ и радиусом кривизны в центре ρ (рис. 48). Тогда элементарная центробежная сила dC уравнивается составляющими динамического натяжения ленты T_n или натяжением от действия центробежной силы. Используя массу единицы длины ленты m и обозначения на рис. 48, можно написать

$$dC = j_a m \rho d\alpha = \frac{v_0^2}{\rho} m \rho d\alpha;$$

$$dC = 2T_n \frac{d\alpha}{2}.$$

Отсюда дополнительное натяжение ветви ленты от центробежной силы

$$T_n = mv_0^2. \quad (120)$$

Аналогичный результат можно получить для дуговой ветви катка постоянного радиуса R . При этом полная центробежная сила дуговой ветви с углом обхвата γ , которая уравнивается дополнительным натяжением ветвей ленты $T_{ц}$, будет

$$C = 2mv_0 \sin \frac{\gamma}{2}. \quad (121)$$

Дополнительное натяжение ветвей от центробежной силы постоянно при постоянной относительной скорости и массе единицы длины и не зависит от радиуса дуговых ветвей формы обвода и характера провисания. Используя это обстоятельство, легко установить, что весь обвод на рис. 40 находится в любой точке под натяжением $T_{ц}$ и, следовательно, в равновесии. Сила $T_{ц}$ является внутренней силой замкнутого гусеничного обвода и поэтому не создает реакций на катках.

Поскольку элементарные центробежные силы приложены нормально к участкам свободно провисающей ветви обвода, принято считать, что они не изменяют характер ее статического провисания и при движении, если ветвь не обладает продольной податливостью.

Относительное влияние натяжения ветви от центробежных сил показано для частного случая на рис. 49, где $T_{п} = T_{ст} + T_{ц}$ — полное натяжение ветви и $T_{ст}$ статическое натяжение ветви. Это влияние весьма значительно на высоких скоростях движения. Долговечность одного и того же шарнира звена гусеничной машины, передвигающейся преимущественно с высокими скоростями, должна понизиться.

Расчетным натяжением гусеницы при прямолинейном движении будет натяжение рабочей ветви, в которое входит также сила тяги:

$$T_p = T_{п} + \frac{f_0 G}{2}. \quad (122)$$

Обычно натяжение рабочей ветви в случае движения с небольшой скоростью на максимальный подъем превышает натяжение при максимальной скорости движения.

3. Динамика задней ветви звенчатой гусеницы

Рассмотренные в предыдущих разделах вопросы далеко не исчерпывают динамику работы гусеничного движителя, которая исследована недостаточно. В некоторых трудах [1, 26, 30 и др.] исследуются только отдельные вопросы взаимодействия или работы элементов гусеничного движителя.

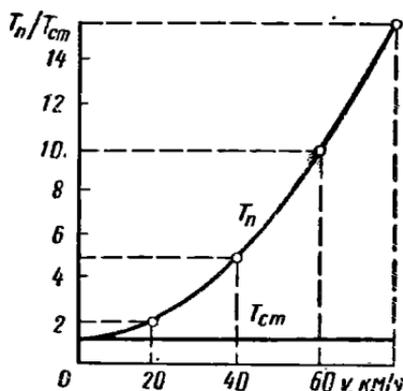


Рис. 49

Определенный интерес представляет работа [11], так как она посвящена динамике взаимодействия звенчатой цепи с опорным под-рессоренным (в отличие от рассматриваемого в работе [8]) катком и ведущим колесом при абсолютно несминаемом грунте. Участок задней ветви цепи при этом сводится к четырехзвеннику (рис. 50), обладающему двумя степенями свободы. Положение катка по высоте переменнo.

Теоретические исследования и использование экспериментальных данных позволили установить влияние параметров расчетной схемы на ударное воздействие гусеницы на ведущее колесо, задний каток и грунт. Установлено, что удар имеет место в момент отрыва последнего звена опорной ветви от грунта и при сходе катка на следующее звено. И с точки зрения динамических воздействий цепи подтверждается полезность уменьшения угла β наклона задней ветви к грунту, установленная ранее в работе [8].

Для быстроходных гусеничных машин на высших передачах, когда момент от инерционных нагрузок на ведущем колесе значительно превышает момент от сил сопротивления, при подборе угловых параметров схемы рекомендуется устанавливать определенное положение смены зуба на ведущем колесе. Используя размер b_{\max} на рис. 51 в момент превращения четырехзвенника в трехзвенник (или в последний момент соприкасания катка с двумя звеньями гусеницы), рекомендуется при смене зуба на ведущем колесе (рис. 51, б) подобрать размер $b_0 = (0,4 \div 0,6) b_{\max}$. В этом случае целесообразно выполнять соотношения углов

$$\frac{\pi}{2} - \alpha_0 = \frac{\theta}{2} - \beta_0.$$

Выполнение такого подбора углов при правильном выборе размера b_0 устраняет ударное воздействие цепи в момент отрыва звена от грунта и значительно снижает энергию удара катка о звено опорной ветви, лежащее на грунте, в момент опускания на него катка. Чтобы уменьшить энергию удара, необходимо также максимально облегчить задний опорный каток. Наличие резинового бандажа на заднем опорном катке сглаживает колебание момента на ведущем колесе.

Влияние других параметров нельзя рассматривать обособленно, так как изменение одного из них ведет к изменению других. В примере, который приводится в работе [11], указано, что при правильном подборе углов увеличение длины звена гусеницы в 1,5 раза способствует общему снижению расчетных динамических нагрузок более чем в 2 раза. Следовательно, в рассматриваемом случае не нужно стремиться к уменьшению коэффициента неравномерности δ , а обеспечить создание на ведущем колесе такой неравномерности, которая компенсирует неравномерность выхода звена из-под заднего опорного катка и тем самым способствует уменьшению динамических нагрузок. Последнее аналогично, например, работе двойного синхронного кардана.

Гусеница представляет собой многозвенный механизм с большим числом степеней свободы. Уменьшение их заменой гусеницы на отдельных участках трех- и четырехзвенным механизмом естественно приводит к искажениям. Однако и такие упрощения при исследовании динамики в упомянутой работе приводят к весьма сложным дифференциальным уравнениям, решаемым только с помощью ЭВМ. Искажающими результат решения являются также допущения о постоянной угловой скорости вращения ведущего колеса при значительной упругой податливости на кручение валов трансмиссии и распространение некоторых экспериментальных результатов, полученных при скоростях движения машины, не превышающих 20 км/ч, на более высокие скорости.

Все это позволяет использовать выводы работы [11] в первом приближении в случае исследования динамики задней ветви звенчатой гусеницы при движении машины на твердых грунтах.

Выяснение влияния длины звена на работу гусеницы нуждается в дополнительной проверке и исследованиях, но сделанный в рассматриваемой работе вывод представляет интерес, поскольку практика гусеничного машино-

строения имеет примеры отдельных машин с крупнозвенчатой гусеницей, обладавших высокой скоростью движения на дорогах с твердым покрытием.

С увеличением скорости движения транспортных гусеничных машин более отчетливо проявляются недостатки, присущие мелкозвенчатой гусенице. К ним прежде всего относится увеличение числа шарниров и связанное с этим увеличение веса гусеницы. Последнее вызывает пропорциональный рост инерционных нагрузок и натяжения от центробежной силы, что весьма неблагоприятно для быстро-

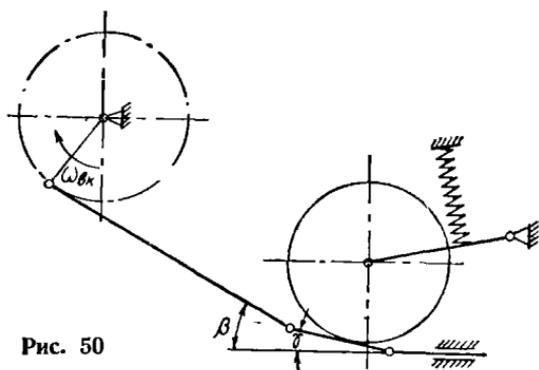


Рис. 50

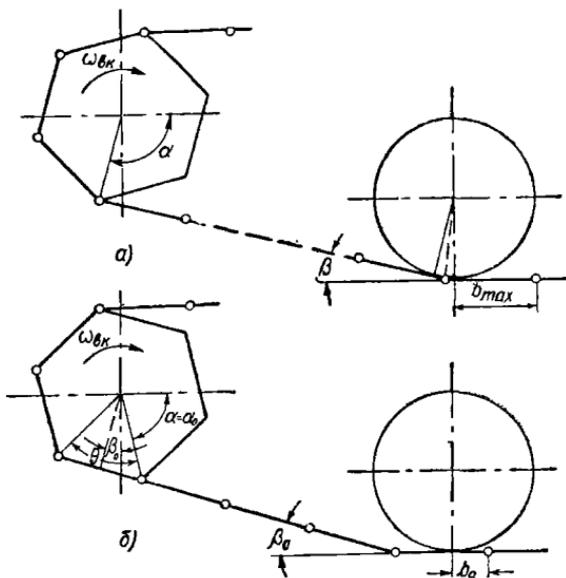


Рис. 51

ходных машин. Увеличение скорости движения само по себе может приводить к увеличению размера и веса шарнира для сохранения его долговечности. Снижение веса звенчатой гусеницы быстроходной машины, при прочих равных условиях, становится возможным только за счет уменьшения числа шарниров или увеличения длины звена. Следовательно, при проектировании ходовой части быстроходной машины чрезвычайно важно выбрать рациональную длину звена гусеницы и положение ведущего колеса. Этот выбор должен обеспечивать допустимый рост натяжения от центробежной силы, требуемую долговечность шарнира и минимум динамических нагрузок, возникающих в отдельных участках обвода.

Создание надежной гусеничной ленты в связи с развитием химии полимеров приобретает особую актуальность и занимает важное место в проводящихся исследованиях. С развитием промышленности пластических материалов эта проблема может быть решена, прежде всего для класса легких гусеничных транспортеров. Преимущества такой гусеницы по кинематике и динамике в свете рассмотренного выше очевидны.

4. Использование модели гусеничного обвода при его экспериментальных исследованиях

Недостаточность развития теории кинематики и динамики звенчатого обвода приводит к целесообразности моделирования его при проектировании дорогостоящей гусеничной машины. Модель гусеничного обвода должна быть выполнена по законам подобия. В качестве грунта на стенде такой модели обычно применяется бесконечная лента или подобная гусеница, установленная на роликах под опорной ветвью испытываемого обвода. Такие условия имитируют на стенде движение обвода на твердом несминаемом грунте или, при соответствующем подборе материалов ленты, движение на мягком, но упругом грунте, отличающемся от действительного большей упругой деформацией.

Стендовые испытания модели обвода позволяют проанализировать различные варианты взаимного расположения органов ходовой части, включая и различную длину звена.

Высокий уровень современной техники тензометрирования и записи мгновенных значений силовых и кинематических величин дает возможность получить достаточно полную картину процессов взаимодействия гусеницы с ведущим колесом, катками и имитированным грунтом в различных точках обвода, представляющих интерес. Построение экспериментальных функций при этом нужно вести по достаточному количеству опытных точек, взяв их между двумя соседними характерными явлениями или этапами, наблюдающимися при работе звенчатой гусеницы на стенде. К таким этапам можно отнести: смену зуба на ведущем колесе, момент отрыва звена от грунта под задним опорным катком, спрямление задней ветви гусеницы, набегание переднего опорного катка на наклонно расположенное звено передней ветви, момент укладки его на грунт, изме-

нение числа звеньев верхней свободной ветви при взаимодействии ее с ленивцем и ведущим колесом и т. п. Строго говоря, законы движения некоторых точек обвода в промежутках между любыми соседними этапными точками из указанных должны быть различны.

Если считать главной задачей стендовых испытаний моделей обвода исследование кинематики и инерционных нагрузок проектируемого гусеничного движителя, то в первом приближении можно использовать стенд без нагружающих тормозных устройств, что упростит его конструкцию. При этом наиболее простая программа испытаний будет включать в себя запись перемещений интересующих нас точек обвода в функции угла поворота ведущего колеса. Путем графического дифференцирования полученных экспериментальных кривых можно построить зависимость скорости и ускорения этих точек обвода, позволяющих оценить, прежде всего, его кинематические качества.

Возможность варьирования при экспериментах скоростью, а в лучшем случае и нагрузкой приведет к установлению картины динамических воздействий на различные элементы обвода нескольких принятых схем расположения органов гусеничного хода. Возможность выбора наиболее оптимальной из них еще в процессе проектирования гусеничной машины несомненно окупит затраты на создание такого стенда более высокими качествами самой гусеничной машины.

§ 9. НАТЯЖЕНИЕ ВЕТВЕЙ УПРУГОГО ОБВОДА

Гусеница упругого звенчатого обвода имеет резинометаллические шарниры и обладает продольной податливостью, так же как и реальная упругая лента, используемая в ходовой части некоторых машин. Податливость упругой гусеницы — величина, обратная жесткости. Под удельной продольной жесткостью упругой гусеницы понимают зависимость

$$k_0 = \frac{Tl}{\Delta l F_d} \text{ кгс/см}^2, \quad (123)$$

где l — длина звена (участка) гусеницы; Δl — приращение указанной длины под действием растягивающего усилия T ; F_d — деформируемая площадь шарнира.

Относительная угловая жесткость

$$m_0 = \frac{M_{ш}}{b\alpha} \text{ кгс/рад}, \quad (124)$$

где $M_{ш}$ — момент скручивания шарнира (участка ленты длиной l) при угле закручивания α ; b — ширина гусеницы.

Продольная податливость упругой гусеницы приводит к перераспределению упругих продольных деформаций и изменению нагруженности отдельных ее ветвей. Поэтому стрела провисания свободной ветви такой гусеницы является функцией не только геометрии обвода (расположения катков или длин пролетов h) и веса q , но и сил, растягивающих ветвь. Изменение длины свободной ветви s , вызы-

вает изменение предварительного статического натяжения $T_{ст}$. Формулы, полученные ранее для определения натяжений ветвей в жестком обводе, становятся недействительными. Следовательно, стрела провисания свободной ветви по-прежнему определяет действительное или текущее статическое натяжение в обводе, но, как будет показано ниже, не является исходным параметром для его определения.

Изменение длин свободных ветвей упругого обвода, а следовательно, и стрел провисания происходит главным образом под влиянием двух факторов. Во первых, это — приращение длины свободной ветви за счет дополнительной деформации рабочей ветви под действием тяговой нагрузки и, во-вторых, — аналогичное явление, возникающее от действия дополнительного натяжения всех ветвей, уравнивающего центробежные силы. При этом доказано, что приращение длины свободной ветви от уменьшения стрелы провисания всех рабочих ветвей, находящихся под действием силы тяги, оказывается несущественным и им можно пренебречь.

В упругих обводах для обеспечения устойчивой работы и предотвращения схода катка с беговой дорожки и сбрасывания гусеницы предварительное статическое натяжение $T_{ст}$ легких машин доводят до 1500—2000 кгс, а у средних и тяжелых — до 3000 кгс (в жестких обводах статическое натяжение не превышает 600—800 кгс). $T_{ст}$ становится сопоставимым с тяговым усилием, а иногда превышает его. Поэтому изменение предварительного натяжения от действия тягового усилия или под влиянием натяжения от центробежных сил существенно меняет характер нагруженности упругого обвода. Большой диапазон изменения нагрузок и скоростей транспортной гусеничной машины приводит к тому, что изменение шага упругой звенчатой гусеницы может составлять 5—6 мм, а общее удлинение обвода доходит до 400—500 мм.

Текущее статическое натяжение обвода T_c становится функцией силы тяги на ведущем колесе $P_{вк}$ и скорости v . Полное натяжение свободной ветви определяется суммой T_c и $T_{ц}$. Натяжение рабочей ветви обвода

$$T_{раб} = T_c + T_{ц} + P_{вк}. \quad (125)$$

Определение изменения статического натяжения упругого обвода произведем по упрощенной приближенной методике В. Ф. Платонова [30].

1. Влияние тягового усилия

На малой скорости движения можно пренебречь действием дополнительного натяжения обвода от центробежных сил и считать в формуле (125) $T_{ц} = 0$, а T_c — функцией силы тяги P или $T_c = T_{ср}$. Если предположить, что соотношения между усилиями в ветвях зависят только от изменения длин ветвей в результате продольной податливости, а сами усилия определяются только величиной упругих деформаций, то сумма удлинений рабочих и свободных ветвей

$\Delta s_{\text{раб}} + \Delta s_{\text{св}}$ при любом значении $P_{\text{вк}}$ равна сумме удлинений ветвей от статического натяжения;

$$\Delta s_{\text{раб}} + \Delta s_{\text{св}} = \Delta s_{\text{страб}} + \Delta s_{\text{стсв}},$$

или с учетом зависимости (123)

$$\frac{T_{\text{раб}} s_{\text{раб}}}{k_0 F_d} + \frac{T_{\text{ср}} s_{\text{св}}}{k_0 F_d} = \frac{T_{\text{ст}}}{k_0 F_d} (s_{\text{раб}} + s_{\text{св}}).$$

После подстановки $T_{\text{раб}} = T_{\text{ср}} + P_{\text{вк}}$ получим действительное статическое натяжение обвода при силе тяги на ведущем колесе $P_{\text{вк}}$:

$$T_{\text{ср}} = T_{\text{ст}} - \frac{P_{\text{вк}}}{1 + \frac{s_{\text{св}}}{s_{\text{раб}}}}, \quad (126)$$

где $T_{\text{ст}}$ — предварительное статическое натяжение обвода у машины, находящейся в покое; $s_{\text{св}}$ и $s_{\text{раб}}$ — суммарная длина свободных и рабочих ветвей обвода соответственно.

Формула (126) дает линейную зависимость действующего статического натяжения обвода от $P_{\text{вк}}$ и обеспечивает расхождение с более точными уравнениями не более 3—5% [30] и достаточно близкое совпадение с экспериментальными данными. Она действительна при $T_{\text{ср}} \geq P_{\text{вк}}$. В противном случае можно считать, что $T_{\text{ср min}} \approx 0,5 q s_{\text{св}}$. Полагая $T_{\text{ср}} = 0$, получим расчетное предварительное статическое натяжение обвода, обеспечивающее устойчивую работу передней наклонной ветви:

$$T_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{вк}}}{1 + \frac{s_{\text{св}}}{s_{\text{раб}}}}. \quad (127)$$

Полученная зависимость (126) выявляет влияние конструктивной схемы обвода по расположению ведущего колеса, так как содержит отношение суммарной длины свободных и рабочих ветвей. Эту зависимость от $P_{\text{вк}}$ натяжений $T_{\text{ср}}$ и $T_{\text{раб}}$ в частном случае иллюстрируют графики на рис. 52, полученные с помощью формул (125) и (126) при сделанных допущениях. Для обобщения заметим, что натяжение в свободной ветви мало зависит от величины продольной удельной жесткости упругих шарниров, если она изменяется в пределах 1800—6000 кгс/см².

Графики на рис. 52 показывают, что при переднем расположении ведущего колеса сила $T_{\text{раб}}$ увеличивается незначительно (до значения $P_{\text{вк}} = T_{\text{ст}}$) за счет большого уменьшения натяжения свободной ветви. Без учета времени нахождения шарнира под действием того

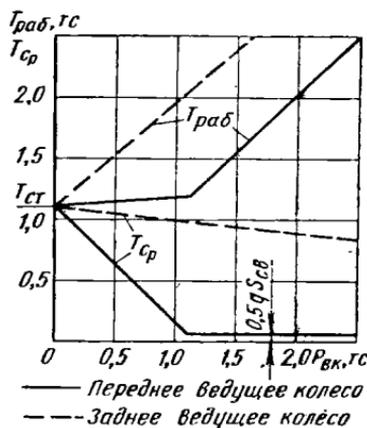


Рис. 52

или иного натяжения (или относительного пути шарнира за полный цикл перемещения его по обводу) средняя нагруженность обвода с передним ведущим колесом оказывается ниже, чем с задним ведущим колесом. Поэтому переднее расположение ведущего колеса представляется предпочтительным, особенно если в любых условиях движения сохраняется неравенство $P_{вк} \leq T_{ст}$, обеспеченное при проектировании использованием формулы (127). Однако вряд ли можно во всех случаях делать вывод о целесообразности переднего расположения ведущего колеса на основании рис. 52 без учета указанного выше фактора времени действия растягивающих нагрузок.

Заметим, что в расчетах по приведенным формулам длину данной ветви обвода между опорами можно заменять длиной пролета L_i .

2. Влияние скорости движения

Экспериментально доказано, что вследствие удлинения ветвей под действием натяжений от центробежных сил меняется и стрела их провисания, а следовательно, и предварительное статическое натяжение. Рассмотрим это явление отдельно, отвлекаясь от изменения статического натяжения под действием силы тяги. Обозначим текущее статическое натяжение величиной $T_{св}$. Для определения $T_{св}$ с погрешностью, не превышающей 10%, используют приближенную зависимость от статического натяжения длины ветви s_i одного пролета с расстоянием между поддерживающими катками L_i ; вывод зависимости основан на том, что в упругих обводах стрелы провисания ветвей малы по сравнению с длинами пролетов:

$$s_i = L_i + \frac{q^2 L_i^3}{24T^2}, \quad (128)$$

где T — действующее статическое натяжение.

Удлинение ветви Δs_i можно, с одной стороны, определить, используя формулу (123), как разность абсолютных приращений длины ветви, находящейся под натяжениями $T_{ц} + T_{св}$ и $T_{ст}$:

$$\Delta s_i = \frac{L_i}{k_0 F_{п}} (T_{ц} + T_{св} - T_{ст}),$$

а, с другой стороны, используя формулу (128), имеем

$$\Delta s_i = s_{i_{св}} - s_{i_{ст}};$$

$$s_{i_{св}} = L_i + \frac{q^2 L_i^3}{24T_{св}^2};$$

$$s_{i_{ст}} = L_i + \frac{q^2 L_i^3}{24T_{ст}^2},$$

где в действующее статическое натяжение $T_{св}$ сила $[T_{ц}]$, естественно, не входит, так как она не создает реакций на опорах ветви.

Решая приведенные уравнения совместно, получим

$$T_{ц} + T_{св} - T_{ст} = \frac{k_0 F_d q^2 L_i^2}{24} \left(\frac{1}{T_{св}^2} - \frac{1}{T_{ст}^2} \right). \quad (129)$$

Формула (129) при известном $T_{ст}$ позволяет получить графическую зависимость $T_{св}$ от v , для частного случая представленную на рис. 53. При расчетах целесообразно задавать значения $T_{св}$ в пределах от $0,5qL_i$ до $T_{ст}$ и определять по формуле (129) соответствующую величину натяжения $T_{ц}$. После этого из выражения (120) находится соответствующая скорость движения v .

Следует заметить, что изменение веса единицы длины гусеницы под влиянием растяжения начинает заметно сказываться только при высоких скоростях движения (70—100 км/ч). Относительная угловая жесткость m_0 оказывает небольшое влияние на натяжение ветвей и ею можно пренебречь.

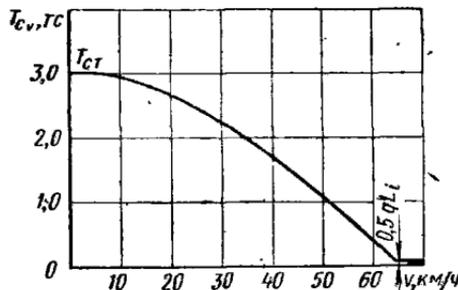


Рис. 53

3. Динамическая характеристика гусеничного обвода

Полученные выше зависимости позволяют представить графически общую картину нагруженности ветвей гусеничного обвода, показанную на рис. 54 в виде так называемой динамической характеристики. В верхней части графики предельно возможных по двигателю сил на ведущем колесе для различных передач получены при использовании формулы

$$P_{вк} = \frac{P_d}{2\eta_{гус}}, \quad (130)$$

где сила P_d определяется, например, по выражению (13).

В нижней части, не используя формулу (120), строится график $T_{ц}$, справедливый для всех передач. Для получения полного натяжения свободной ветви к ординатам этой кривой должны прибавляться текущие значения статического натяжения T_c при данной скорости v и силе $P_{вк}$.

В первом приближении T_c для низших передач в коробке можно определять по формуле (126), пренебрегая влиянием $T_{ц}$ или скорости ($T_c = T_{ср}$), а для высших передач — по графику $P_{св}$ на рис. 53, построенному заранее по уравнению (129), пренебрегая влиянием $P_{вк}$ ($T_c = T_{св}$).

Однако в любом случае можно учитывать влияние скорости и действующей силы тяги последовательным расчетом. Для этого после построения графика T_{c_p} следует воспользоваться формулой (126), в которой вместо предварительного статического натяжения $T_{ст}$ полагается T_{c_p} , действующее в обводе на данной скорости. Полученное по формуле (126) значение $T_{c_p} = T_c$ учитывает влияние скорости и силы тяги, а также место расположения ведущего колеса в обводе. Предлагаемый порядок расчета обеспечивает наименьшую трудоемкость вычислений.

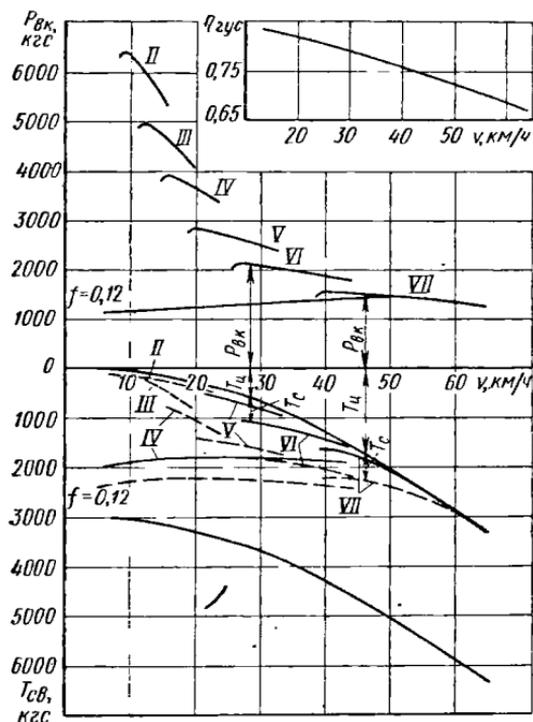


Рис. 54

Полное натяжение свободной ветви является суммой $T_u + T_c$, а натяжение рабочей ветви в соответствии с формулой (125) определяется суммированием ординат при данной скорости. На рис. 54 эти ординаты обозначены для случаев переднего и заднего расположения ведущего колеса при двух разных скоростях движения.

Динамическая характеристика обвода дает возможность оценить нагруженность ветвей при переднем и заднем расположении ведущего колеса. Из рис. 54 следует, что полное натяжение свободных и рабочих ветвей в двух указанных случаях на высоких скоростях движения отличается меньше, чем на малых скоростях, но число шарниров, находящихся под натяжением $T_{раб}$ при заднем ведущем колесе, значительно меньше, чем при переднем.

Полученные графики позволяют построить сравнительные диаграммы растягивающих усилий, действующих в ветвях и шарнирах обвода, чтобы оценить их нагруженность и время действия тех или иных сил.

Аналогично могут быть построены кривые натяжений для заданных условий движения (f_0 и v). В этом случае в верхней части динамической характеристики обвода строится кривая (сетка кривых) $P_{вк} = f(v)$ при $f_0 = \text{const}$:

$$P_{вк} = \frac{P}{2\eta_{гус}},$$

где потребная сила тяги определяется формулой (8). Располагая значениями $P_{вк}$ в нижней части характеристики, наносится кривая T_c , получаемая с использованием графика на рис. 53 и формулы (126) по прежней методике.

Полное натяжение свободной ветви является суммой

§ 10. ВНУТРЕННИЕ ПОТЕРИ
В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ И К. П. Д.
ГУСЕНИЦЫ

1. Потеря энергии при движении гусеницы

Работа гусеничного движителя, как и всякого другого механизма, связана с непроизводительными потерями энергии в нем, которые должны учитываться к. п. д. $\eta_{гус}$ гусеницы. Однако существующая методика опытного определения коэффициента сопротивления f приводит к тому, что некоторые потери учитываются как в к. п. д., так и в f , что, естественно, снижает точность тягового расчета движения машины. Заметим, что экспериментальное определение к. п. д. гусеницы производится на специальном стенде. Опытное определение коэффициента сопротивления движению обычно связано с замером усилия, необходимого для буксировки испытуемой машины в естественных условиях. Это усилие принимается равным потребной силе тяги.

Потери в гусеничном движителе при движении можно разделить на несколько групп.

1. Потери на прессование грунта. Они пропорциональны нормальной реакции на гусенице, зависят от качества грунта и учитываются, как рассматривалось в гл. I, коэффициентом сопротивления движению.

2. Потери на перекатывание опорных катков по гусенице. Они также в большой степени зависят от нагрузки на опорные катки. Как указывалось в гл. I, силы сопротивления качению опорных катков по гусенице теоретически являются для гусеничного обвода внутренними, поэтому должны были бы входить в к. п. д. гусеницы. Но это возможно, если предположить очень большое натяжение опорной ветви гусеницы, исключающее зазоры в шарнирах. При наличии зазоров в шарнирах опорной ветви (особенно возможных под передними катками) внутренняя сила сопротивления движению катка τ (рис. 55) будет уравниваться через звено гусеницы такой же по величине касательной реакцией грунта, направленной против движения. Следовательно, в этом случае внутренняя сила гусеничного обвода τ становится внешней и должна входить в общее сопротивление движению. Естественно, что эти потери имеют место при обкатывании машины на стенде и поэтому входят в к. п. д. Однако, так как методы экспериментального определения f не позволяют исключить указанные потери, то они входят также и в коэффициент сопротивления движению. Для повышения точности тягового расчета машины потери на перекатывание опорных катков по гусенице необходимо учитывать или в f или в к. п. д. Обычно их учитывают коэффициентом сопротивления движению.

3. Потери на трение в шарнирах свободных ветвей, находящихся под определенным натяжением, при взаимном перемещении про-

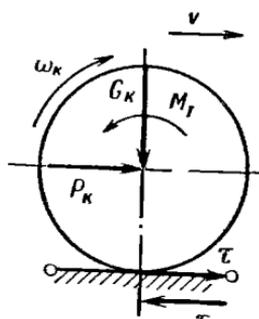


Рис. 55

ушины звена и пальца. Эти потери входят как в к. п. д., так и в коэффициент сопротивления движению также в силу того, что методика определения последнего не позволяет их определить. При тяговых расчетах следует учитывать их в к. п. д. гусеницы.

4. Потери в шарнирах рабочей ветви, аналогичные потерям предыдущей группы. Эти потери учитываются в к. п. д., так как обычно при опытным определении коэффициента f рабочая ветвь не нагружена силой тяги.

5. Потери на удар при набегании звеньев гусеницы на колесо или каток. Они учитываются в к. п. д. потому, что скорость движения при экспериментальном определении коэффициента сопротивления движению, как правило, невелика.

6. Прочие потери: а) потери на неровности грунта, вызывающие удары при движении (учитываются коэффициентом сопротивления движению); б) потери на проскальзывание звеньев по ведущему колесу при смене рабочего зуба вследствие разности шагов цепи и колеса; в) потери на удар звена о зуб при входе в зацепление; г) потери в подшипниках катков. Последние три вида прочих потерь, учитываемые в к. п. д., могут иметь место и при опытным определении коэффициента сопротивления движению. Величина их колеблется в зависимости от скорости движения машины и натяжения гусеничной цепи.

2. К. п. д. гусеницы

К. п. д. гусеницы можно представить отношением

$$\eta_{\text{гус}} = \frac{N_{\text{гус}}}{N_{\text{вк}}},$$

где $N_{\text{гус}}$ — мощность, отводимая от гусеницы или затрачиваемая на движение; $N_{\text{вк}}$ — мощность, подводимая к гусенице, или мощность на ведущем колесе.

Мощность $N_{\text{гус}}$ может быть представлена как разность

$$N_{\text{гус}} = N_{\text{вк}} - N_{\eta},$$

где N_{η} — суммарная мощность потерь в ходовой части машины. Тогда к. п. д. гусеницы

$$\eta_{\text{гус}} = 1 - \frac{N_{\eta}}{N_{\text{вк}}}. \quad (131)$$

Следовательно, к. п. д. гусеницы можно определить, зная суммарную мощность потерь N_{η} или, по крайней мере, главные ее составляющие.

Главными потерями в гусеничном движителе являются: 1) потери на трение в шарнирах сопряжения ветвей, находящихся под натяжением силы T_i и имеющих наибольшее угловое перемещение по сравнению с другими; 2) потери на удар по колесу или катку при набегании гусеничной цепи. Все остальные потери обычно оцениваются величинами второго порядка.

Работа трения в шарнире $W_{ш}$ может быть определена выражением

$$W_{ш} = \mu_{ш} T r_{ш} \Phi_{ш}, \quad (132)$$

где $\mu_{ш}$ — коэффициент трения в шарнире; $r_{ш}$ — радиус шарнира; $\Phi_{ш}$ — угол относительного поворота звеньев.

Опытные значения коэффициента трения зависят от типа шарнира и материала трущихся поверхностей [1] и имеют следующие величины:

	$\mu_{ш \text{ min}}$	$\mu_{ш \text{ max}}$
Игольчатый шарнир	0,022	0,022
Обычный шарнир из стали Г12	0,100	0,330
» углеродистой стали	—	0,665

При малых углах поворота (до 8°) значение $\mu_{ш}$ получается значительно меньше указанных величин, что при больших зазорах в шарнире объясняется наличием трения качения. При углах поворота больше 8° коэффициент трения скольжения в шарнире в большой степени зависит от материала деталей, их термообработки и условий работы. Значения коэффициента трения при работе шарнира насухо, с абразивом или в воде будут весьма различны.

Эти обстоятельства показывают, что точное определение работы трения в шарнирах затруднительно из-за весьма разнообразных условий работы гусеничного движителя даже при одном и том же материале деталей гусеницы. Однако из формулы (132) следует, что для уменьшения потерь на трение в шарнирах нужно стремиться к уменьшению диаметра пальца шарнира.

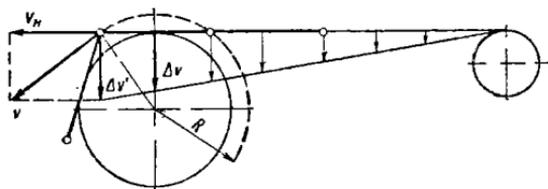


Рис. 56

Потери энергии на удар об обод колеса при набегании цепи связаны с потерей радиальной скорости Δv набегающего звена (рис. 56). Сложность явления удара набегающей цепи по ободу заключается в следующем: 1) неизвестно, какая масса ветви, кроме массы первого звена m_3 , участвует в ударе, поэтому определяя массу, считают

$$m_y = c m_3,$$

где поправочный коэффициент c больше единицы; 2) неизвестно, какая часть энергии расходуется на удар, а какая тратится на колебания свободной ветви и впоследствии гасится трением в шарнирах; 3) неизвестно, какая часть энергии удара обратима и какая нет. Очевидно, явление обратимости может иметь ярко выраженный характер при наличии резинового банджа катка.

По теореме Карно потеря живой силы на удар равна живой силе потерянной скорости. Если бы масса, участвующая в ударе, была известна, то, пренебрегая потерями на колебания звеньев цепи и

обратимостью энергии, можно было бы определить потерю энергии на удар по выражению

$$W_y = \frac{m_y \Delta v^2}{2}. \quad (133)$$

Большой диапазон изменения коэффициента трения в шарнире и неопределенность потерь на удар звеньев об обод колеса или катка делают теоретическое определение к. п. д. гусеницы мало достоверным, хотя методы такого определения в литературе излагаются [1]. Опытные данные подтверждают, что работа одной и той же гусеницы в разных условиях и при различной степени натяжения дает большое расхождение в значении к. п. д. С другой стороны, принимать в рас-



Рис. 57

четах к. п. д. гусеницы постоянным нельзя. Опыт показывает, что к. п. д. гусеницы зависит от скорости движения (рис. 57), эксперимент подтверждает также, что для различных машин к. п. д. различен и принятие его одинаковым для машин равного веса достаточно условно.

На основании экспериментов В. А. Петров предложил эмпирическую зависимость для определения к. п. д. гусеницы с открытым металлическим шарниром при нормальном предварительном натяжении:

$$\eta_{гус} = \frac{0,95}{1 + \frac{1}{D} (0,025 + 3 \cdot 10^{-6} v^2)} \quad (134)$$

где $D = f$ — динамический фактор или коэффициент сопротивления движению; v — скорость движения в км/ч.

К. п. д. гусеницы по выражению (134) зависит от скорости и от нагрузки. Увеличение нагрузки приводит к росту к. п. д., что наблюдается обычно и у других механизмов.

Характер зависимости к. п. д. от скорости соответствует экспериментальной кривой на рис. 57 (участок, проведенный сплошной линией). Однако формула (134) действительна для скоростей движения до 50 км/ч, так как при более высоких скоростях эксперименты не производились.

Для машин легких весовых категорий (до 8—10 т) В. Ф. Платонов [30] рекомендует следующие эмпирические зависимости для определения к. п. д. гусеницы при верхнем пределе скорости 80—90 км/ч:

гусеница с открытыми шарнирами

$$\eta_{гус} = 0,78 - 0,525e^{-5,15fG} + 0,0015 (12,5 - v)^k; \quad (135)$$

гусеница с закрытыми шарнирами

$$\eta_{гус} = 0,83 - 0,398e^{-4,675fG} + 0,0015 (12,5 - v)^k, \quad (136)$$

где $k = 1,10$ для тяжелых и $k = 1,15$ для легких условий движения.

Для приближенных тяговых расчетов применяют иногда линейную зависимость к. п. д. гусеницы от скорости

$$\eta_{гус} = 0,95 - 0,005v, \quad (137)$$

где скорость v подставляется также в км/ч.

Зависимость к. п. д. гусеницы от места расположения ведущего колеса выражена недостаточно точно. При переднем ведущем колесе потери на трение в шарнирах сопряжения рабочей ветви должны увеличиться. Однако, по данным Л. В. Сергеева, на больших скоростях движения более высокий к. п. д. гусеницы может оказаться у машины с передним ведущим колесом, так как из-за более натянутой верхней ветви и большего провисания передней наклонной потери на трение и удары на поддерживающих катках и на удар переднего опорного катка должны уменьшаться.

3. Экспериментальное определение к. п. д. гусеницы

Такое определение производится на стенде, схема которого представлена на рис. 58. Гусеничный движитель собирается на отдельной раме и устанавливается на стенде, представляющем собой также гусеничную цепь, размещенную на поддерживающих катках или роликах. С ведущим колесом гусеницы через вал с карданами соеди-

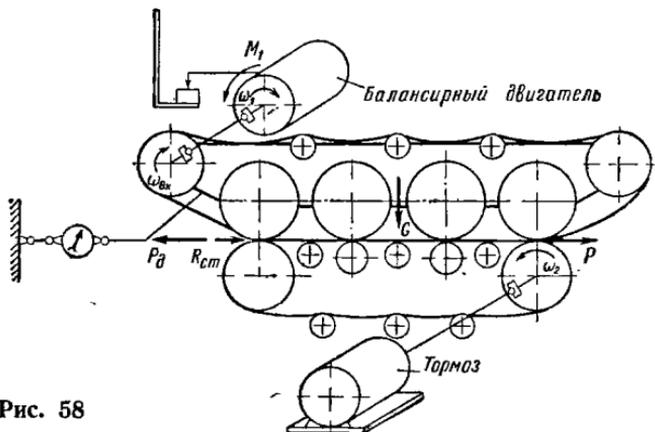


Рис. 58

няется балансирующий двигатель. На одном из колес, имеющих надежное зацепление с гусеницей стенда, устанавливается или электрический генератор, являющийся тормозом, или какой-либо другой тормоз, обладающий требуемым диапазоном изменения частоты вращения для проведения испытаний при различных скоростях. Для расширения этого диапазона иногда используют промежуточную ступенчатую коробку передач.

Рама испытуемой гусеницы сзади связывается с неподвижной опорой через динамометр при помощи шарнирных тяг. Динамометр служит для замера реактивного усилия P_d и может быть заменен

реактивным звеном с тензометрами для записи усилий на осциллографе. Динамометр размещается в плоскости следа гусеницы для сохранения реакций на опорных катках неизменными. Рама гусеницы нагружается вертикальным усилием, равным нагрузке G , приходящейся на одну гусеницу. Боковые перемещения рамы устраняются дополнительными роликами или шарнирными растяжками.

К. п. д. гусеницы есть отношение

$$\eta_{\text{гус}} = \frac{N_{\text{гус}}}{N_1}.$$

Подводимая к ведущему колесу мощность N_1 определяется замером реактивного момента M_1 и частоты вращения n_1 двигателя.

Для определения мощности, отводимой от гусеницы, $N_{\text{гус}}$, необходимо знать скорость относительного движения опорной ветви v_0 и тяговое усилие на ней; v_0 определяется по известной частоте вращения двигателя n_1 .

Направления усилий, действующих на опорной ветви испытуемой гусеницы (на верхней ветви гусеницы стенда они обратны), показаны на рис. 58. Внутренние потери стенда при отключенном тормозе характеризуются некоторой силой сопротивления движению его гусеницы $R_{\text{ст}}$. Эта сила при разных скоростных и нагрузочных режимах работы будет различна. Для ее определения необходимо испытывать отдельно сам стенд. Однако при определении к. п. д. этого можно избежать.

Величина второй силы P , действующей на опорную ветвь гусеницы, определяется степенью торможения и является главной составляющей, которая обуславливает режим нагружения гусеничного обвода.

Нетрудно заметить, что суммарная сила на опорной ветви гусеницы легко определяется показаниями динамометра, так как

$$P_{\text{д}} = P_{\text{ст}} + P.$$

Следовательно, мощность, отводимая от гусеницы,

$$N_{\text{гус}} = \frac{P_{\text{д}} v_0}{360} \text{ кВт} \left(N_{\text{гус}} = \frac{P_{\text{д}} v_0}{270} \text{ л. с.} \right),$$

если v_0 имеет размерность в км/ч, а $P_{\text{д}}$ — в даН (кгс).

К. п. д. гусеницы определяется как отношение двух полученных мощностей при любом скоростном и силовом режимах работы обвода, установленном для опыта.

Если ведущие колеса гусеничной машины снабжены динамографами, позволяющими записать момент или окружное усилие, то определение к. п. д. гусениц аналогичным способом может быть проделано на стенде тяговых испытаний машины. Схема этого стенда эквивалентна нижней части схемы на рис. 58, но тяговый стенд имеет две гусеницы, на которые устанавливается испытуемая машина.

§ 11. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

1. Коэффициент сопротивления движению гусеницы

Как указывалось ранее, коэффициент сопротивления движению f , определяемый экспериментально, учитывает потери на прессование грунта, на качение катков (обе эти группы потерь пропорциональны нормальной реакции или нагрузке, приходящейся на гусеницу) на трение в шарнирах свободных ветвей и некоторые другие потери (например, от неровностей грунта). Следует подчеркнуть, что учет в f той или иной группы потерь определяется характером эксперимента. Например, если при определении f отсутствует рабочее натяжение гусеницы, то потери в шарнирах рабочей ветви не будут влиять на f и должны учитываться в к. п. д.

Главной группой потерь, характеризующих коэффициент сопротивления движению на мягком грунте, являются потери на прессование грунта. Они являются наибольшими из всех потерь.

В связи с этим интересно выяснить, от каких величин будет зависеть коэффициент сопротивления движению в предположении, что при перемещении машины имеются только потери на прессование грунта, а все остальные отсутствуют [20]. При таком допущении очевидно, что работа силы тяги P_n на пути s (рис. 59) должна быть равна работе прессования на площади sb , где b — ширина гусеницы.

Для определения работы прессования на рис. 59 нужно разделить площади с различной глубиной прессования. Площадь под шпорами на пути s равна $F_1 = bt \frac{s}{l}$, площадь под звеньями гусеницы

$$F_2 = b(l-t) \frac{s}{l}$$

Учитывая, что $l = \frac{L}{i}$, где L — длина опорной поверхности и i — число шпор на опорной поверхности, получим

$$F_1 = bti \frac{s}{L} \quad \text{и} \quad F_2 = b(L-ti) \frac{s}{L}.$$

Элементарная работа

$$d(P_n s) = q_w F_1 dz + q F_2 dz,$$

где q_w — давление под шпорой; q — давление под звеном.

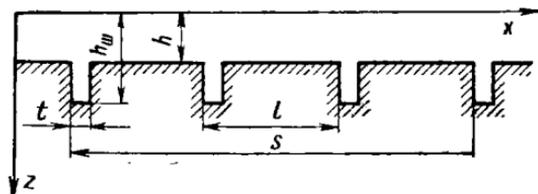


Рис. 59

Подставляя значения площадей F_1 и F_2 и используя формулу (95), получим выражение полной работы

$$P_{\text{пс}} = kbt_i \frac{s}{L} \int_0^{h_{\text{ш}}} z dz + kb(L - ti) \frac{s}{L} \int_0^h z dz.$$

После интегрирования потребная сила тяги с учетом потерь при движении только на прессование грунта

$$P_{\text{п}} = \frac{kb}{2L} [tih_{\text{ш}}^2 + (L - ti)h^2]. \quad (138)$$

Чтобы определить коэффициент сопротивления движению, необходимо иметь выражение нормальной реакции

$$Q = q_{\text{ш}}bt_i + qb(L - ti) = kb[tih_{\text{ш}} + (L - ti)h]. \quad (139)$$

Тогда коэффициент сопротивления движению с учетом потерь только на прессование грунта

$$f_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}}}{Q} = \frac{tih_{\text{ш}}^2 + (L - ti)h^2}{2L[tih_{\text{ш}} + (L - ti)h]}. \quad (140)$$

Для упрощения анализа формулы (140) примем $t = 0$ (гусеница не имеет шпор или толщина их мала и ею можно пренебречь). Тогда

$$f_{\text{п}} = \frac{h}{2L} = \frac{q}{2kbL^2}. \quad (141)$$

Из полученных выражений следует, что $f_{\text{п}}$ пропорционален глубине колеи. Чем меньше давление, тем меньше $f_{\text{п}}$, если $q = \text{const}$, то $f_{\text{п}}$ будет уменьшаться с ростом L . Это вполне согласуется с выводом, сделанным ранее в § 6. При равных весах машин длина опорной поверхности должна оказывать влияние на $f_{\text{п}}$ больше, чем ширина. Коэффициент $f_{\text{п}}$ зависит от грунта, так как в выражение (141) входит коэффициент пропорциональности k или глубина колеи h .

Целесообразно подчеркнуть качественный характер зависимости (141), приближенно характеризующий влияние конструктивных параметров гусеницы на сопротивление движению машины на мягких, прессуемых грунтах.

2. Сопротивление перекачиванию опорного катка

Ощутимое слагаемое общей силы сопротивления движению машины дают потери на перекачивание опорных катков. Удельный вес этих потерь возрастает с увеличением твердости грунта.

Быстроходные гусеничные машины часто имеют опорные катки с резиновым бандажом, а в некоторых конструкциях используется и пневматическая шина. Для таких опорных катков при определении сопротивления перекачиванию следует рассматривать случай качения свободное (ненагруженное моментом) деформируемого колеса по твердой поверхности. Заметим, что полученные выводы останутся

справедливыми и для случая качения жесткого колеса по твердой поверхности.

Схема действия сил и эпюра нормальных реакций беговой дорожки в плоскости качения для указанного случая представлены на рис. 60, где R_k — сила сопротивления перекатыванию катка, P_k — толкающая сила, G_k — нагрузка на каток и Q_k — равнодействующая нормальных реакций гусеницы. Очевидно, что $P_k = R_k$ и $Q_k = G_k$.

При движении деформируемого катка по жесткому основанию всегда обнаруживается, что сумма нормальных давлений у точек, выходящих из контакта, меньше, чем у точек, входящих в контакт. Это следствие того, что всякий упругий материал не является идеальным, и у выходящих из контакта точек восстановление первоначального объема происходит с некоторым запаздыванием по отношению к снятию нагрузки. Это запаздывание характеризуется так называемым временем упру-

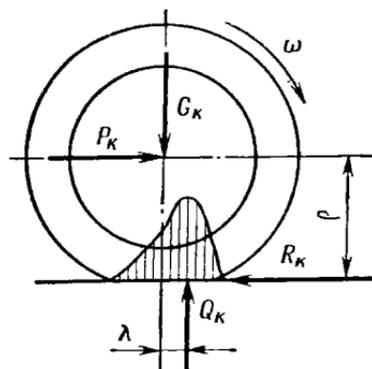


Рис. 60

гой реакции материала и относится как к резиновым бандажам, так и к стальным каткам. Даже очень твердая закаленная сталь ведет себя аналогично. Благодаря этому явлению нормальная реакция Q_k смещается от вертикали, проходящей через ось, по направлению движения катка на величину λ .

Из уравнения моментов относительно точки приложения силы Q_k получим

$$P_k = \frac{\lambda}{\rho} G_k = f_k G_k, \quad (142)$$

где коэффициент сопротивления перекатыванию катка

$$f_k = \frac{\lambda}{\rho}.$$

Уравнение (142) позволяет заключить, что для снижения толкающей силы следует увеличивать радиус катка и уменьшать нагрузку на каток или увеличивать число катков. Но при постоянном весе машины увеличение числа опорных катков может не привести к уменьшению суммарной толкающей силы или силы сопротивления перекатыванию опорных катков. Однако увеличение числа катков дает более равномерную эпюру давлений гусеницы на грунт, и как было установлено, уменьшает ее погружение. Последнее должно снижать общее сопротивление движению машины.

Строго говоря, потери на перекатывание опорных катков могут быть отличны при движении машины по твердому грунту (шоссе) или испытаний на стенде и при движении по мягкому грунту. В последнем случае неминуемо насыпание или налипание грунта на беговую дорожку гусеницы и увеличение потерь на перекатывание. Точ-

ное соотношение этих потерь в различных условиях движения не установлено.

По данным Л. В. Сергеева, сила сопротивления движению, характеризующая внутренние потери в гусеничном движителе, учитываемые коэффициентом сопротивления движению, составляет 3% нормальной реакции. Это соответствует минимальному опытному коэффициенту сопротивления движению гусеничной машины на шоссе.

3. Экспериментальное определение коэффициента f

В практике применяется несколько способов экспериментального определения коэффициента сопротивления движению f .

1. Буксировка испытуемой машины (рис. 61). Между тягачом и испытуемой машиной включается самопишущий динамометр для замера средних величин усилий P_d . Испытание проводится на ровном грунте с небольшой скоростью движения. Для устранения влияния потерь в трансмиссии испытуемой машины выключаются механизмы управления или отключаются бортовые передачи от ведущих колес.

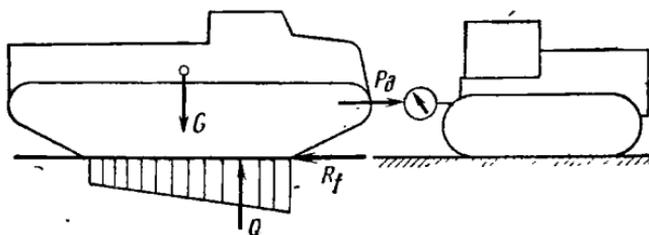


Рис. 61

Из схемы действия сил на рис. 61 следует

$$P_d = R_f = fQ,$$

откуда

$$f = \frac{P_d}{Q}.$$

Рассматриваемый способ имеет недостаток, заключающийся в том, что испытуемая машина движется полностью или частично по следу тягача (по уплотненному грунту), что приводит к некоторому снижению коэффициента f . Это обстоятельство в известной мере компенсируется тем, что под влиянием силы P_d эпюра давлений испытуемой машины превращается в трапецию, вызывая перегрузку передних опорных катков, что должно привести к некоторому увеличению f . Кроме того, недостатком является и то, что при буксировке машины гусеницы могут иметь юз, а не буксование, которое будет иметь место в естественных условиях движения.

2. Метод затухания движения (рис. 62). В этом случае машина разгоняется до определенной скорости, а затем производится отключение гусениц от трансмиссии, вследствие чего дальнейшее движение

происходит по инерции. При этом необходимо замерить начальную скорость движения v и путь s , пройденный машиной. При движении по инерции накопленная кинетическая энергия машины расходуется на работу силы сопротивления R_f . Учитывая отдачу кинетической энергии вращающимися деталями коэффициентом приращения массы δ , получим

$$m \frac{v^2}{2} \delta = G f_0 s,$$

откуда

$$f_0 = \frac{v^2 \delta}{2gs}.$$

При наличии уклона местности эксперимент проводят в двух противоположных направлениях с замером тех же величин. Два уравнения для суммарного коэффициента сопротивления движению (7) дают возможность определить угол подъема α и f . Когда испытание проводится на ровном участке, то $f_0 = f$. При движении, как и в предыдущем случае, гусеницы могут иметь юз.

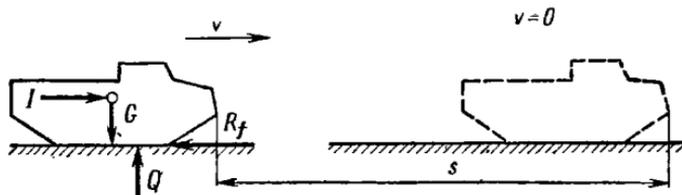


Рис. 62

Если принять коэффициент f_0 независимым от скорости, то данный метод дает более правильное среднее значение коэффициента, так как при затухании движения скорость изменяется в большом диапазоне. Однако опыты показывают, что f_0 зависит от скорости. На первый взгляд представляется, что с увеличением скорости коэффициент сопротивления должен уменьшаться, так как на большой скорости вероятно меньшее прессование грунта по вертикали. На практике получается обратное: повышение скорости приводит к увеличению f_0 вследствие того, что неровности грунта приводят к ударам и энергия их будет входить в потери, учитываемые коэффициентом сопротивления. Например, при движении машины по пахоте и луговине, где неровности сравнительно небольшие, сопротивление движению увеличивается на 20—25% при изменении скорости от 1 до 35 км/ч.

3. С использованием динамометрических ведущих колес. Этот способ наиболее совершенный. Сущность его заключается в записи момента или тягового усилия на ведущих колесах при движении испытываемой машины с помощью динамометров, установленных на них. Однако в этом случае в ходовой части будут иметь место потери, учитываемые ранее в к. п. д. гусеницы, величина которых будет тем больше, чем больше скорость движения и сила тяги. Предварительное определение к. п. д. гусениц машины позволяет исключить потери,

не входящие в коэффициент сопротивления движению, при обработке результатов эксперимента по определению f . При известном к. п. д. гусеницы

$$f_0 = \frac{P_{\text{вк}}}{G} \eta_{\text{гус}}$$

Такой способ приводит к наилучшим результатам, так как машина испытывается в естественных условиях движения, но необходимость определения к. п. д. гусениц на тяговом стенде значительно увеличивает трудоемкость эксперимента. Силовые и скоростные режимы испытаний на стенде и в дорожных условиях должны быть одинаковы, а натяжение гусениц неизменным. Дорожные испытания могут проводиться только достаточно близко от лаборатории. Для получения средних расчетных значений f необходимо испытать различные машины. Все это приводит к большому усложнению экспериментов.

Опытное определение f на малых скоростях движения дает среднее расчетное значение его (в зависимости от вида грунта) для дороги с твердым покрытием 0,03—0,05, для сухой грунтовой дороги 0,06—0,07, для грязной грунтовой дороги 0,1—0,13, для песка 0,15—0,20, для луга 0,08—0,10 и для снега 0,10—0,40. Эти величины не учитывают влияние на f конструктивных особенностей ходовой части и гусениц данной машины, а также скорость ее движения.

§ 12. СЦЕПЛЕНИЕ ГУСЕНИЦЫ С ГРУНТОМ

1. Буксование гусеницы и коэффициент сцепления

Часто при движении гусеничной машины обнаруживается, что действительный путь s_d , пройденный ею, оказывается меньше теоретического s_t . Это объясняется частичным буксованием опорной ветви гусеницы по грунту, зависящим от качества грунта, конструкции гусеницы и развиваемой силы тяги. Степень пробуксовки оценивают обычно коэффициентом буксования

$$\sigma = \frac{s_t - s_d}{s_t} \quad (143)$$

Коэффициент сцепления ϕ должен быть связан с буксованием гусеницы. Расчетное его значение соответствует такой величине σ , после достижения которой наступает полный срыв грунта под гусеницами.

Полезно получить хотя бы качественные зависимости, позволяющие приближенно оценить влияние конструктивных параметров гусеницы и машины на коэффициенты σ и ϕ .

Как показано в гл. I, сила тяги на гусенице складывается из двух составляющих (рис. 63): продольной реакции грунта на шпорах или грунтозацепах P' и силы трения звеньев по грунту P'' . Одинаковую продольную реакцию P'_i на всех шпорах можно предположить только в том случае, если грунт является весьма упругим.

Большинство естественных грунтов обладает весьма небольшими упругими качествами и поэтому продольная нагрузка на различные шпоры не будет одинаковой. При установившемся движении опускание очередного переднего звена в грунт не вызовет перераспределения продольной нагрузки на шпорах, так как все остальные находящиеся в грунте шпоры обеспечивают требуемое тяговое усилие P' . Но как только ведущим колесом будет поднято из грунта заднее звено, продольная реакция на шпорах должна будет перераспределиться. Это приводит к дополнительному прессованию грунта назад на какую-то величину Δ оставшимися в нем шпорами, включая и переднюю. Если у передней шпоры это будет первая подпрессовка грунта, то у второй спереди она будет уже второй. Следовательно, каждая последующая шпора имеет общее количество подпрессовок на единицу

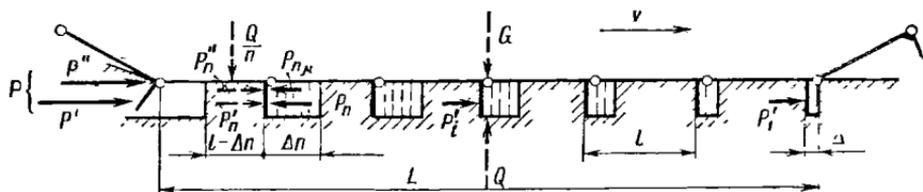


Рис. 63

больше, чем предыдущая. Последняя шпора спрессует грунт на величину $n\Delta$, где n — число нагруженных шпор.

Приняв линейный закон зависимости давления шпоры от касательной деформации грунта, можно считать единичную подпрессовку на всех шпорах одинаковой и в соответствии с формулой (95) $q_i = kh_i$. Тогда, если F — площадь шпоры,

$$P' = \sum_1^n q_i F = k\Delta (1 + 2 + 3 + \dots + n) F = k\Delta \frac{1+n}{2} nF.$$

Сила трения скольжения звеньев по грунту

$$P'' = \mu Q,$$

где μ — коэффициент трения скольжения опорной ветви гусеницы по грунту.

Общая сила тяги выразится уравнением

$$P = P' + P'' = k\Delta \frac{1+n}{2} nF + \mu Q.$$

Решим это уравнение относительно единичной подпрессовки

$$\Delta = \frac{2(P - \mu Q)}{kF(1+n)n}. \quad (144)$$

Для данной машины величина единичной подпрессовки будет определяться качеством грунта (k и μ), а также величиной силы тяги P , потребной для движения и обеспечиваемой двигателем. На блэз

мягком грунте и при большом значении силы тяги единичная подпрессовка будет больше, что и следует из формулы (144).

Исходя из формулы (143), коэффициент буксования можно представить в виде

$$\sigma = \frac{\Delta}{l}, \quad (145)$$

так как на пути l происходит прессование грунта назад на величину Δ , являющуюся разностью теоретического и действительного пути.

Подставив в формулу (145) значение Δ по выражению (144) и учитывая, что $nl = L$, получим

$$\sigma = \frac{2(P - \mu Q)}{kF(1+n)L}. \quad (146)$$

Буксование машины зависит от качества грунта и силы тяги на гусенице. Оно уменьшается с увеличением длины опорной ветви L числа звеньев n и площади шпоры F . Поэтому формула (146) подтверждает замечание, сделанное в § 6, о меньших потерях на буксование у машин, имеющих, при прочих равных условиях, более длинную опорную ветвь гусеницы. Буксование уменьшается с ростом Q , так как при этом растет сила трения P .

Для определения коэффициента сцепления в функции буксования σ уравнение (146) можно решить относительно силы тяги

$$P = \frac{kF(1+n)L\sigma}{2} + \mu Q. \quad (147)$$

Примем, что текущее значение коэффициента сцепления соответствует отношению силы тяги P к нормальной реакции Q :

$$\varphi = \frac{P}{Q} = \frac{kF(1+n)L}{2Q} \sigma + \mu. \quad (148)$$

Характер полученной теоретической зависимости φ от σ качественно согласуется с опытной зависимостью тех же величин, показанной на рис. 64, где сплошная кривая соответствует связным грунтам, а штриховая — несвязным. В первом случае по опытам коэффициент сцепления с ростом σ увеличивается до определенного предела. В большинстве случаев его максимум соответствует буксованию $\sigma = 0,25 \div 0,30$. Увеличение буксования или дальнейший рост коэффициента буксования приводит не к росту, а к уменьшению коэффициента сцепления из-за практически полного разрушения грунта под гусеницами (во втором случае характер увеличения φ с ростом σ резко изменяется). Формула коэффициента сцепления (148) становится недействительной вследствие нарушения принятой зависимости давления от деформации грунта.

Последнее не противоречит экспериментальному определению расчетного значения коэффициента сцепления, применяемого в тяговых расчетах машин, так как в этом случае берут максимальную величину силы тяги P_φ , которая в конечном итоге привела к полному

буксованию машины. По опыту расчетный коэффициент сцепления (рис. 64)

$$\varphi_{\max} = \frac{P_{\varphi_{\max}}}{Q}. \quad (149)$$

Теоретический расчетный или максимальный коэффициент сцепления можно получить, если в выражение (148) подставить максимально допустимое значение коэффициента буксования σ . Казалось бы, что максимальным значением σ должна быть единица, однако в действительности срыв грунта произойдет при меньшем значении σ , что подтверждает график опытной зависимости на рис. 64. Определим это максимальное значение коэффициента σ , исходя из предельного напряжения среза данного грунта τ_{\max} , которое можно установить экспериментально без использования самой машины.

Анализируя взаимодействие заднего звена опорной ветви гусеницы с грунтом (рис. 63), можно прийти к выводу, что касательная нагрузка от этого звена $P_n + P_{n\mu}$ на образовавшийся кирпич грунта возбуждает две ответные реакции грунта: P'_n и P''_n .

Первая появляется только при наличии продольного прессования грунта ($P'_n = P_n$). Вторая является силой трения между звеном и грунтом ($P''_n = P_{n\mu}$). Естественно предположить, что при критическом состоянии произойдет срез кирпича грунта под действием суммарной касательной силы $P_n + P_{n\mu} = P'_n + P''_n$, где

$$P'_n = kF\Delta n; \quad P''_n = \mu \frac{Q}{n}.$$

Учитывая небольшую высоту шпора гусеницы транспортной машины $h_{ш}$ примем, что площадь среза равна площади основания кирпича грунта $(l - \Delta n)b$ (рис. 63), где b — ширина гусеницы [при этом пренебрегаем площадью среза боковых граней кирпича $(l - \Delta n)h_{ш}$, которые, например, при ячеистом расположении грунтозацепов отсутствуют].

Срез грунта под задним звеном опорной ветви приводит к перераспределению касательных усилий на остальных звеньях или шпорах. При этом необходимо учитывать, что задняя шпора является наиболее нагруженной и исключение ее из работы приведет к срезу грунта всеми остальными шпорами. Для доказательства заметим, что если кирпич грунта под задним звеном не выдерживает касательной нагрузки

$$P'_n + P''_n = kF\Delta n + \mu \frac{Q}{n},$$

то приращение касательной силы у предпоследнего звена $(n - 1)$ для сохранения устойчивости должно быть меньше $kF\Delta$. Если $\lambda_{n-1} =$

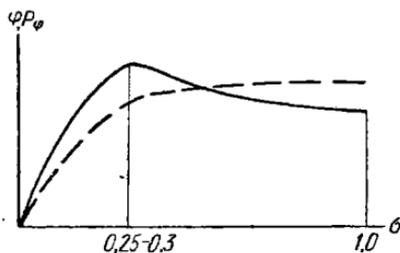


Рис. 64

$= kF\Delta$, то звено $(n - 1)$ получит дополнительную деформацию Δ и усилие $P_{n-1} \doteq P_n$, что приведет к срезу кирпича грунта у звена $(n - 1)$. Нетрудно убедиться, что выключение из работы заднего звена приводит к приращению $\lambda_{n-1} > kF\Delta$, так как $\lambda_{n-1} = \frac{P_n}{n-1}$. Следовательно, звено $(n - 1)$ тоже срежет грунт. Переходя аналогично к последующим звеньям, можно прийти к выводу о неминувности полного среза грунта под гусеницей при срезе кирпича под задним звеном.

Обозначим напряжение среза в грунте τ . Тогда уравнение устойчивости по срезу кирпича под задним звеном (рис. 63)

$$P'_n + P''_n = (l - \Delta n) b\tau$$

или, используя значение P'_n и P''_n зависимости $l = \frac{L}{n}$ и (145), получим

$$kFL\sigma + \mu \frac{Q}{n} = Lb \frac{1 - \sigma n}{n} \tau.$$

После подстановки $F = bh_{ш}$, $q = \frac{Q}{Lb}$ и преобразований зависимость σ и τ выражается уравнением

$$\sigma = \frac{\tau - \mu q}{(\tau + kh_{ш})n} = \frac{1 - \frac{\mu}{\tau} q}{\left(1 + \frac{k}{\tau} h_{ш}\right)n}. \quad (150)$$

При анализе уравнения (150) необходимо учитывать, что оно представляет собой зависимость допустимого (по напряжению среза грунта) буксования от характеристик грунта и конструкции гусеницы. Чем больше напряжение среза допускает грунт, тем больше может быть буксование гусеницы без разрушения грунта, приводящего к полному буксованию. Максимально допустимое буксование соответствует критическому напряжению среза τ_{max} , при котором кирпич под задним звеном срезается.

Зависимость текущего коэффициента сцепления от напряжения среза грунта под задним звеном и от других параметров можно получить, подставив формулу (150) в уравнение (148):

$$\varphi = \frac{kh_{ш}}{2q} \cdot \frac{1+n}{n} \cdot \frac{\tau - \mu q}{\tau + kh_{ш}} + \mu.$$

В последнем уравнении расчетное или максимальное значение коэффициента сцепления φ_{max} соответствует τ_{max} :

$$\varphi_{max} = \frac{kh_{ш}}{2q} \frac{1+n}{n} \frac{\tau_{max} - \mu q}{\tau_{max} + kh_{ш}} + \mu. \quad (151)$$

Расчетный коэффициент сцепления в большей мере зависит от качества грунта (k , μ , τ_{max}). При $n > 10$ число шпор опорной ветви гусеницы практически не оказывает влияния на φ_{max} .

Характер зависимости φ_{\max} от среднего давления гусеницы q и высоты шпоры $h_{\text{ш}}$ подтверждается экспериментами. На рис. 65 показан общий вид опытных кривых φ_{\max} по данным Л. В. Сергеева.

Область давлений на грунт гусениц существующих машин представлена на графике рис. 65, а сплошной линией и зависимость $\varphi_{\max} = f(q)$ качественно совпадает с полученной теоретической. То же самое следует сказать и о влиянии высоты шпоры (рис. 65, б). Необходимо только представлять, что увеличение высоты шпоры ведет к увеличению сопротивления движению машины за счет большей работы погружения и выема ее из грунта.

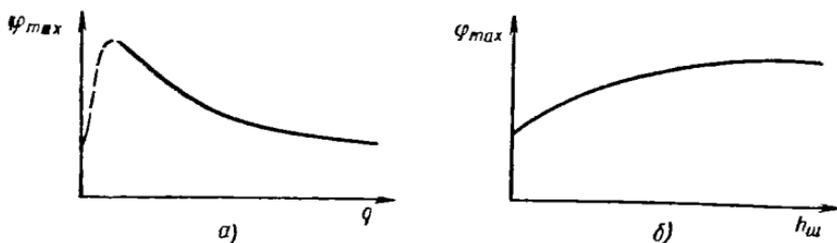


Рис. 65

На сравнительно твердых грунтах работа шпоры отлична от работы на мягких грунтах. Высокие давления на шпорах вызывают местное разрушение грунта и незначительное внедрение их в грунт.

Подставив в формулу расчетного коэффициента сцепления (151) $q = kh$ (где h — вертикальная деформация грунта) и считая коэффициенты k одинаковыми для нормального и касательного направлений, получим

$$\varphi_{\max} = \frac{h_{\text{ш}}}{2h} \frac{1+n}{n} \frac{\tau_{\max} - \mu q}{\tau_{\max} + kh_{\text{ш}}} + \mu. \quad (152)$$

Естественно, что в том случае рабочая высота шпоры $h_{\text{ш}}$ равна глубине ее внедрения в грунт h и для $n \geq 10$

$$\varphi_{\max} = a + \mu,$$

где $a = \text{const}$. Следовательно, расчетный коэффициент сцепления на таких грунтах определяется взаимодействием шпор и грунта, что соответствует физическому смыслу происходящих явлений.

Наконец в случае гладкой гусеницы в формуле (152) следует считать $h_{\text{ш}} = 0$, что приводит к естественному выводу — $\varphi_{\max} = \mu$.

2. Мощность потерь на буксование

Буксование опорной ветви гусеницы по грунту сопровождается непроизводительной для движения затратой мощности, теряемой на разрушение и деформацию грунта. Мощность потерь на буксование равна разности мощности, поступающей на гусеницы от двигателя N_{π} и действительно необходимой для движения $N_{\text{д}}$:

$$N_{\sigma} = N_{\pi} - N_{\text{д}}$$

Мощность N_T определяется потребной силой тяги P и теоретической скоростью движения машины v_T , мощность N_d — той же силой и действительной скоростью v_d . Если представить формулу (143) в виде

$$\sigma = \frac{v_T - v_d}{v_T},$$

то мощность потерь на буксование

$$N_\sigma = \frac{Pv_T}{360} \sigma \text{ кВт} \left(N_\sigma = \frac{Pv_T}{270} \sigma \text{ л. с.} \right). \quad (153)$$

Мощность потерь на буксование пропорциональна коэффициенту буксования. При полном буксовании гусениц $N_\sigma = N_T$; мощность тратится на разрушение грунта, непроизводительное для движения.

Формулы (146) и (150) дают возможность качественно оценить влияние конструктивных параметров машины на потери мощности при буксовании.

3. Экспериментальное определение расчетного коэффициента сцепления

Применяется несколько способов опытного определения расчетного или максимального коэффициента сцепления.

1. Буксировка испытуемой машины с затянутыми тормозами на горизонтальной площадке. При таком способе гусеницы не имеют относительного движения и машина движется юзом, срезая грунт грунтозацепами. Требуемое для среза грунта тяговое усилие $P_{d_{\max}}$ определяется динамометром, а коэффициент сцепления — как отношение

$$\varphi = \frac{P_{d_{\max}}}{G}.$$

Работа грунтозацепов при срезе грунта может отличаться в зависимости от того, движется машина вперед или назад. Правильнее буксировать машину назад. Однако и в этом случае работа грунтозацепов и гусеницы при неподвижных катках отличается от их работы при движении машины. Кроме того, этот способ не дает возможности установить зависимость коэффициента сцепления от буксования.

2. Вытаскивание гусеницы. При этом способе машина буксируется вперед, а разостланная гусеница из-под катков вытаскивается назад и замеряется потребное для этого усилие. Условия работы здесь более близки к действительным, но кратковременность эксперимента приводит к неустановившимся режимам движения. Указанную выше зависимость φ от σ определить также невозможно.

3. Нагружение испытуемой машины динамометрической тележкой (рис. 66). Такая тележка представляет собой прицеп, позволяющий на ходу изменять нагрузку на крюке испытуемой машины. Для этого на тележке устанавливается тормоз, связанный через ведущие колеса с ее гусеницами. При испытании торможением постепенно увеличивается нагрузка на крюке испытуемой машины до момента

срыва грунта и полного буксования ее. Динамометр при этом регистрирует силу на крюке $P_{к\max}$.

Так как на горизонтальном участке $P_{\psi} = \varphi G$, то

$$\varphi G = fG + P_{к\max},$$

откуда

$$\varphi = f + \frac{P_{к\max}}{G}.$$

Способ требует предварительного определения коэффициента сопротивления движению, но дает возможность установить зависимость φ от буксования гусеницы. Для определения коэффициента буксования записывают частоту вращения ведущего колеса, определяя по нему теоретический путь машины и измеряют действительно пройденный путь на местности.

Испытания обычно проводят при малых скоростях движения. Влияние скорости движения машины на коэффициент сцепления φ изучено мало.

По данным А. А. Крживицкого, φ уменьшается с ростом скорости движения из-за более интенсивного разрушения грунта ударами звеньев.

Среднее опытное значение коэффициента φ , приводимое в литературе, не учитывает конструктивных особенностей гусеницы. В зависимости от грунта для гусеничных машин принимают следующие величины расчетного φ :

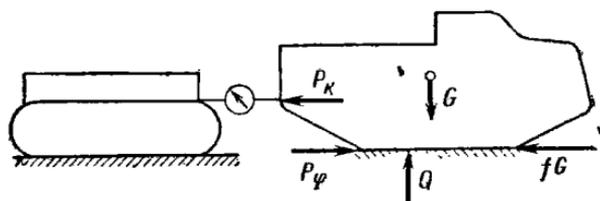


Рис. 66

	φ
Дорога с асфальтовым покрытием	0,75—0,8
Грунтовая дорога:	
сухая	0,8—1,0
грязная	0,5—0,7
Песок сухой	0,4—0,5
Луг, поросший травой (сухой)	0,9—1,0
Снег (большее значение — при $t = 0^{\circ}\text{C}$)	0,2—0,8

§ 13. ОСОБЕННОСТИ СНЕЖНОГО ПОКРОВА

Исследования по взаимодействию гусеничного движителя со снежным покровом и рекомендации для проектирования в настоящее время основываются главным образом на эмпирических заключениях и результатах экспериментов. Так же как и для ряда грунтов, это отражает слабое развитие механики снежного покрова, обладающего чрезвычайно большой разнообразностью и изменчивостью физико-механических свойств. Последние в большой степени зависят от структуры, плотности, влажности снега, высоты слоя его залегания, температуры снега и воздуха и изменения ее во времени (чередование

и продолжительность оттепелей и морозов). Важнейшие свойства снега — связность и фрикционные качества значительно изменяются также при деформации под действием вертикальной и касательной нагрузок. Диапазон изменения плотности снега весьма большой: от 0,01—0,03 г/см³ для пушистого сухого до 0,6—0,7 г/см³ для талого весеннего. Некоторое представление о влиянии давления q и температуры воздуха t° на плотность снега ρ дают опытные графики, показанные на рис. 67 [1]. Обращает на себя внимание, что при температуре воздуха около -10°C при $q > 0,2$ кгс/см² плотность снега практически не зависит от давления.

В результате экспериментов замечено, что при одной и той же плотности снега, или одном и том же давлении и постоянной температуре, осадка снега s прямо пропорциональна глубине снежного покрова h .

Зависимость относительной осадки $\frac{s}{h}$ в функции давления приве-

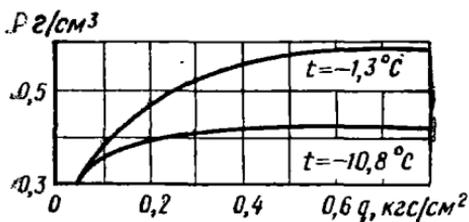


Рис. 67

осадка различных машин в снегу будет мало отличаться. Поэтому для уменьшения глубины колеи и сопротивления движению снегоходные гусеничные машины должны иметь среднее давление меньше 0,2 кгс/см².

Основной зависимостью, определяющей глубину колеи или сопротивление движению при движении машины по снежному покрову, является зависимость $q = f(z)$, представленная выше, например в виде формулы (94), называемой иногда кривой прессования. Для снега большей частью эти кривые получаются экспериментально, путем последовательного вертикального нагружения плоского штампа и регистрации деформации z . Естественно, что эти зависимости будут отличаться от действительных при взаимодействии опорной ветви гусеницы со снегом.

В Трудах научно-исследовательской лаборатории снегоходных машин Горьковского политехнического института [24, 38, 39] приводятся результаты некоторых исследований взаимодействия штампов, моделей и гусеничных движителей со снегом, которые используются ниже. Заметим, что в некоторых случаях они противоречивы и это следует, очевидно, объяснять различием процессов взаимодействия со снегом штампов и гусениц, весьма нестабильными качествами снежного покрова и последующими уточнениями при проведении и анализе экспериментов.

На рис. 69 представлены типичные кривые прессования снега для невысоких давлений штампов: кривые 1 и 2 — для полевого снега, 3 и 4 — для лесного снега (кривые 1 и 3 — при площади штам-

дена на рис. 68. Зная h и $\frac{s}{h}$, легко определить абсолютный размер осадки снега при данном давлении.

Из графика очевидно, что при средних давлениях гусеницы больше 0,2 кгс/см² относительная

па 625 см², а 2 и 4 — при 2500 см²). Плотность и твердость полевого снега соответственно в 1,3 и 3,6 раза больше, чем лесного. Функция $q = f(z)$ монотонна и явно нелинейна. Для более значительных давлений штампа кривая прессования снега, показанная на рис. 70, качественно меняет свой характер, что требует физического обоснования.

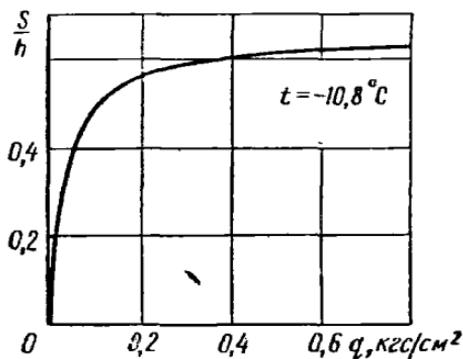


Рис. 68

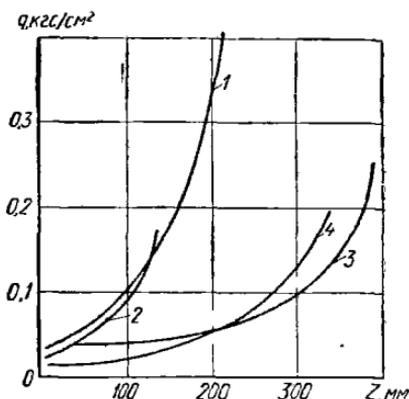


Рис. 69

В ряде исследований указывается, что при углублении штампа под действием вертикальной силы, под ним образуются два клина 1 и 2 уплотненного снега с измененным напряженным состоянием (рис. 71), имеющие форму усеченной пирамиды или конуса, в зависимости от конфигурации штампа. На участке кривой AB (см. рис. 70) по мере погружения штампа сопротивление вдавливанию возрастает,

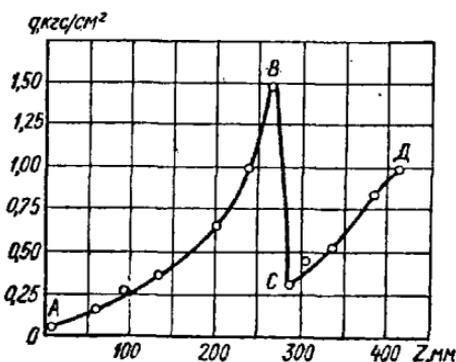


Рис. 70

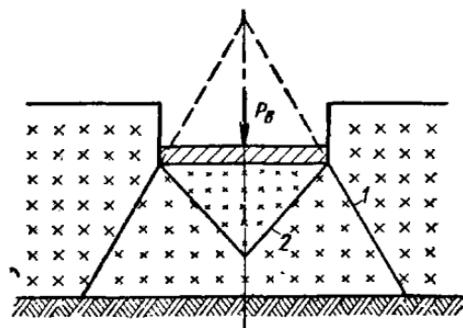


Рис. 71

главным образом благодаря увеличению сопротивления снега смятию и росту трения подштампового клина 2 (рис. 71). При достижении клином 2 твердого подслоя сопротивление вдавливанию еще более увеличивается за счет деформации более плотного снега. На участке BC (см. рис. 70) клин разрушается и давление резко падает при небольших перемещениях штампа, а затем на участке CD по мере роста деформации вновь начинается процесс упрочнения снега, обладающего уже другими качествами. Заметим, что средние давления гусе-

ниц меньше соответствующего точке B , но максимальное давление, которое является расчетным для оценки проходимости, может даже на снежном покрове превышать указанное.

Некоторое представление о связи давления и относительной деформации снежного покрова $\frac{s}{h}$ дает эмпирическая зависимость [39], полученная для снега различной плотности $\rho = 0,168 \div 0,4 \text{ г/см}^3$ при экспериментах на штампах и скорректированная на гусеницы путем введения поправочного коэффициента $k_r = 1,13 \div 1,18$ на примере использования трактора Т-100М с полужесткой подвеской:

$$q = k_r [(116\rho - 0,7)\rho + 153b] \left(\frac{s}{h}\right)^{3,16}, \quad (154)$$

где b — ширина гусеницы в см.

По экспериментальным данным коэффициент сопротивления движению f при перемещении по снежному покрову изменяется в пре-

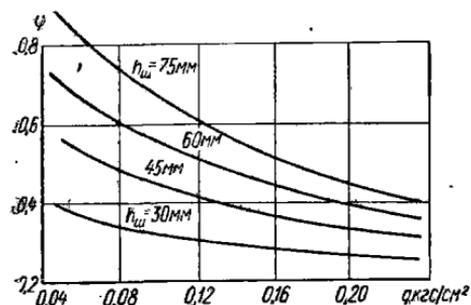


Рис. 72

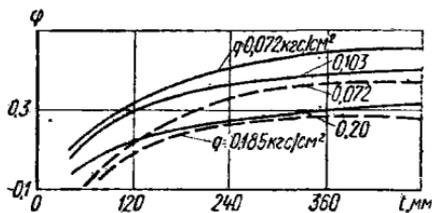


Рис. 73

делах 0,08—0,4 или для наиболее часто встречающихся условий ($h = 100 \div 600 \text{ мм}$) — в пределах 0,08—0,3 (подъемы не более 2%). Статистический анализ результатов испытаний дает равную вероятность f в последнем случае. Коэффициент сопротивления гусеничного прицепа,двигающегося по колее тягача, составляет 0,1÷0,15, доходя иногда до 0,2.

Снижение давления снегоходной машины положительно влияет на увеличение коэффициента сцепления φ , максимальная величина которого на снежном покрове составляет 0,5—0,6. Увеличение φ имеет важное значение для роста предельного угла подъема по сцеплению, обеспеченного соответствующей тягой на гусеницах, развиваемой двигателем. Как правило, при $h = 500 \div 600 \text{ мм}$ подъемы, преодолеваемые снегоходом, не превышают 10—15°.

По данным [38], полученным при экспериментах на машинах и моделях гусеницы, изменение коэффициента φ в зависимости от давления q и высоты грунтацепя $h_{ш}$ показано на рис. 72. Качественно эти зависимости подчиняются формуле (151) или данным рис. 65, а. Эксперименты со штампами [38] при $q \leq 0,08 \text{ кгс/см}^2$, но с большим диапазоном изменения $h_{ш}$ при сохранении общей зависимости φ от q не дают монотонности зависимости φ от $h_{ш}$ и выде-

ляют оптимальную высоту грунтозацепа $h_{гз} = 50 \div 60$ мм, обеспечивающую максимальное значение φ .

Наконец, исследования подтверждают, что для снежного покрова сцепные качества гусеничного движителя зависят от расстояния или шага между грунтозацепами t (рис. 73), где сплошные кривые соответствуют снежному покрову средней плотности, а штриховые — рыхлому, и получены при $h_{гз} = 30$ мм. Из приведенных на рис. 73 данных следует, что при проектировании снегоходной гусеницы нужно принимать t не менее 240 мм.

Обеспечение высокой проходимости гусеничной машины по любому снежному покрову с минимальным давлением 0,035—0,05 кгс/см² конструктивно весьма затруднительно для машин средней и большой грузоподъемности. Следовательно, при проектировании снегоходов необходим оптимальный подход. Если не использовать принцип мототобогана, то, с одной стороны, нужно обеспечить движение машины без ее посадки на днище (это можно достигнуть также увеличением дорожного просвета), а с другой стороны, обеспечить возможно больший коэффициент сцепления и возможно меньший коэффициент сопротивления движению. Поэтому в указанных ранее публикациях рекомендуется для снегоходных машин грузоподъемностью 0,5—1 т давление $q = 0,12 \div 0,15$ кгс/см² при дорожном просвете $h_m = 0,5$ м или $q = 0,09 \div 0,1$ кгс/см² при $h_m = 0,35$ м. Для машин грузоподъемностью 3—5 т считается выполнимым $q = 0,15 \div 0,2$ кгс/см², естественно — при увеличении сопротивления движению.

С учетом требований заданного веса машины, реального размещения гусениц при компоновке, обеспечения повышенной проходимости по снежному покрову и необходимого коэффициента сцепления, в работе [38] предлагаются эмпирические зависимости для определения опорной площади одной гусеницы в зависимости от дорожного просвета машины h_m в см (при условии $h_m > h$):

$$F = 183 \frac{G}{h_m} \text{ см}^2 \quad (155)$$

или в зависимости от требуемого давления

$$q = \frac{G}{2F} \approx \frac{h_m}{366} \text{ кгс/см}^2. \quad (156)$$

Исходя из реальных условий и конструктивных возможностей, гусеничная машина при передвижении по снежному покрову должна обладать средней скоростью 10—25 км/ч, используя преимущественно 1-ю и 2-ю передачи, и преодолевать подъемы до 20°. Это потребует увеличения удельной мощности машины. У существующих снегоходов удельная мощность изменяется в пределах 20—60 л. с./т, дорожный просвет — в пределах 200—600 мм, а давление — от 0,035 до 0,2 кгс/см².

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Знание законов прямолинейного движения машины и анализ работы гусеничного движителя позволяют установить последовательность тягового расчета проектируемой машины. Под ним понимается определение некоторых главных параметров машины, обеспечивающих возможность прямолинейного движения ее в заданных условиях. В процессе конструирования узлов и механизмов проектируемой машины некоторые расчетные величины подвергаются изменениям (передаточные числа при подборе зубьев пары шестерен, длина трака или расчетный радиус ведущего колеса и т. п.). Поэтому возникает необходимость согласования уже определенных в процессе проектирования параметров и проведения поверочного тягового расчета машины после окончания проектирования. При этом уточняются некоторые величины, принимавшиеся ранее приближенными.

При проектировании транспортной машины задаются: вес машины G с полезным грузом на платформе, максимальная скорость движения v_{\max} по хорошей дороге, максимальный угол подъема α_{\max} на крепком грунте и некоторые другие данные, которые не используются в тяговом расчете. Для тягача, кроме того, задается минимальная и максимальная силы тяги на крюке или полный вес прицепа. Использование в этом случае приведенного коэффициента сопротивления поезда по формуле (23) позволяет вести тяговый расчет тягача по формулам для машины, работающей без прицепа. Примем вначале, что в трансмиссии машины предполагается использовать ступенчатую коробку передач.

Задачами тягового расчета являются: определение мощности двигателя, минимальной скорости движения и диапазона изменения скоростей или передаточных чисел трансмиссии; назначение или разбивка промежуточных передач ступенчатой коробки; оценка тяговых качеств и приемистости машины (построение тяговой характеристики, определение ускорений, времени и пути разгона); оценка топливной экономичности.

§ 14. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Известно, что поворот гусеничной машины требует от двигателя мощности значительно большей, чем при прямолинейном движении. Однако назначение мощности двигателя, исходя из условий поворота, нерационально, так как предопределяет большое недоиспользование ее в прямолинейном движении, которое является преобладающим.

Определение номинальной свободной мощности двигателя производят из условия равномерного движения машины на максимальной скорости по хорошей дороге, используя формулу (8) для P ,

$$N_{св} = \frac{Pv_{\max}}{360\eta_0} \text{ кВт} \quad (N_{св} = \frac{Pv_{\max}}{270\eta_0} \text{ л. с.}), \quad (157)$$

где P в даН (кгс) и v_{\max} в км/ч заданы, суммарный или общий коэффициент сопротивления движению $f_0 = f + i$, а η_0 — общий к. п. д.

Для хорошей дороги с твердым покрытием принимают коэффициент сопротивления $f = 0,03 \div 0,04$, а относительный подъем $i = 0,02 \div 0,03$. Следовательно, использование в расчете $f_0 = 0,05 \div 0,07$ обеспечивает движение машины на высшей передаче по хорошей дороге и преодоление относительных подъемов 2—3% без снижения максимальной скорости. Однако при назначении f_0 следует учитывать требования, предъявляемые к проектируемой машине. Номинальная свободная мощность двигателя пропорциональна f_0 и при малом коэффициенте f относительный подъем оказывает очень большое влияние на общий коэффициент сопротивления f_0 . Поэтому заниженное значение f_0 приведет к значительному уменьшению скорости движения на небольших подъемах, а завышенный f_0 — к большому недоиспользованию мощности двигателя при движении на ровных участках хорошей дороги и ухудшению топливной экономичности. Положительным фактором в последнем случае является улучшение поворотливости гусеничной машины и приемистости при разгоне, а также некоторое увеличение долговечности двигателя.

Общий к. п. д. машины в предварительных тяговых расчетах оценивается приближенно:

$$\eta_0 = \eta_{тр} \eta_{гус}, \quad (158)$$

где $\eta_{тр}$ — к. п. д. трансмиссии; $\eta_{гус}$ — к. п. д. гусеницы.

В предварительных расчетах и при использовании известной схемы трансмиссии принимают к. п. д. цилиндрической пары шестерен и эпициклического планетарного ряда 0,98, конической пары шестерен 0,95—0,97. К. п. д. гусеницы на максимальной скорости движения оценивают ориентировочно по формуле (137) или более точно — по формулам (134)—(136).

Эффективная номинальная мощность двигателя

$$N_{eN} = N_{свN} + N_{пот}, \quad (159)$$

где $N_{пот}$ — мощность потерь или мощность, затрачиваемая на работу вентилятора, воздухоочистителя, гидравлического управления механизмами трансмиссии и т. п.

Обследование ряда машин показывает, что мощность привода вентилятора системы охлаждения при максимальной частоте вращения двигателя составляет в большинстве случаев

$$N_{в\max} = (0,08 \div 0,1) N_{e\max}$$

Если известен расход мощности на вентилятор $N_{в}$ для некоторой частоты вращения $n_{в}$, то можно построить кривую мощности, потребной для привода вентилятора, в функции частоты вращения n , пользуясь зависимостью

$$N_{вi} = N_{в} \left(\frac{n}{n_{в}} \right)^3 \quad (160)$$

Суммарная мощность потерь рассчитывается с учетом дополнительного оборудования (воздухоочиститель, глушитель выхлопа, гидропривода и т. п.):

$$N_{пот} = (0,10 \div 0,17) N_{e\max}, \quad (161)$$

где вместо $N_{e\max}$ с некоторой погрешностью можно использовать N_{eN} или $N_{свN}$.

По номинальной эффективной мощности подбирается двигатель для машины или выдается задание на его проектирование.

В выполненных конструкциях гусеничных машин удельная мощность, как правило, колеблется в пределах 12—25 л. с./т, достигая в отдельных случаях 35—40 л. с./т.

§ 15. МИНИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Определение минимальной скорости движения машины производят из условия равномерного движения ее на максимальном подъеме, используя уже определенную номинальную свободную мощность двигателя $N_{свN}$ (режим работы при номинальной частоте вращения):

$$v_{\min} = \frac{360 N_{свN} \eta_0'}{P_{\max}} \text{ км/ч} \left(v_{\min} = \frac{270 N_{свN} \eta_0'}{P_{\max}} \text{ км/ч} \right). \quad (162)$$

Общий к. п. д. η_0' будет иметь другое значение, чем при определении мощности двигателя по формуле (157), так как к. п. д. гусеницы вследствие малой скорости движения принимается равным 0,90—0,95.

Потребная сила тяги определяется по выражению

$$P_{\max} = f_0 G = (f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) G$$

или как предельно возможная сила тяги по сцеплению

$$P_{\max} = \varphi G \cos \alpha.$$

В первом случае требуется проверка по сцеплению гусеницы с грунтом. При этом должно соблюдаться неравенство $f_0 \leq \varphi \cos \alpha$ или заданный угол подъема α_{\max} должен быть меньше предельного угла подъема по сцеплению, определяемого формулой (24) или (25).

При расчетах принимают достаточно трудный для движения грунт (сухой дерн) $f = 0,08 \div 0,010$, обладающий высоким коэффициентом сцепления $\varphi = 0,8 \div 1,00$.

Таким образом, определенная минимальная скорость движения обеспечивает движение машины в трудных условиях при преодолении максимального подъема и использования двигателя с ранее определенной мощностью. Возможность увеличения P_{\max} за счет роста крутящего момента двигателя при снижении им частоты вращения приводит к некоторому запасу тяги на случай местного увеличения сопротивления движению, например, из-за неровности пути.

Если принять $f = 0,08$ и $\varphi = 0,8$, то в случае движения без прицепа угол подъема по сцеплению оказывается около 36° , а $f_0 \approx 0,65$. Следовательно, для обеспечения равномерного движения на предельном подъеме достаточно иметь при номинальной частоте вращения $D = 0,65$, а максимальный динамический фактор $D_{\max} = 0,8 \div 0,85$. У некоторых машин на первой передаче он доходит до 1,0 и даже более. Увеличение динамического фактора первой передачи приводит к росту ускорения при разгоне и улучшает приемистость машины на данной передаче.

§ 16. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАПАЗОНА ТРАНСМИССИИ

Различают понятия скоростного или кинематического и силового диапазонов трансмиссии машины. Скоростной или кинематический диапазон трансмиссии машины есть отношение максимальной скорости движения к минимальной при одной и той же частоте вращения двигателя. Используя формулу (18), нетрудно заметить, что это отношение равно отношению общих передаточных чисел трансмиссии:

$$d = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{i_{0\max}}{i_{0\min}}. \quad (163)$$

Под силовым диапазоном трансмиссии понимают отношение максимальной силы тяги по двигателю к минимальной, взятое при номинальной мощности двигателя:

$$d_m = \frac{P_{d\max}}{P_{d\min}}. \quad (164)$$

Силовой диапазон учитывает потери мощности в механизмах трансмиссии и гусеничном движителе.

Используя уравнение

$$N_{свN} = \frac{P_{d\min} v_{\max}}{360\eta_0} = \frac{P_{d\max} v_{\min}}{360\eta_0},$$

получим

$$d = d_m \frac{\eta_0}{\eta_0}. \quad (165)$$

Так как для гусеничной машины вне зависимости от типа используемой коробки передач $\eta_0 < \eta'_0$, то всегда будем иметь d меньше d_m .

Отличие скоростного и силового диапазонов становится особенно заметным при использовании в трансмиссии бесступенчатой передачи с сильно изменяющимся к. п. д.

Формулы (157) и (162) применяются для случая равномерного движения машины, при котором потребная сила тяги равна силе тяги по двигателю. Они учитывают изменение общего к. п. д. машины. Поэтому использование этих формул для определения $N_{свН}$ и v_{\min} в тяговом расчете всегда обеспечивает требуемый скоростной и силовой диапазоны трансмиссии. При этом условии все дальнейшие расчеты можно выполнить, используя скоростной или кинематический диапазон.

Если в трансмиссии имеется только одна коробка передач с изменяющимся передаточным числом i_n , то, очевидно, ее диапазон скоростей d_n равен диапазону трансмиссии:

$$d_n = d = \frac{i_{n\max}}{i_{n\min}}.$$

При наличии последовательно расположенного редуктора или дополнительной коробки передач также с изменяющимся передаточным числом получим

$$d = d_n d_k,$$

где d_k — диапазон скоростей дополнительной коробки передач.

Диапазон скоростей транспортных машин имеет следующие средние значения: для легковых автомобилей 3—4, для грузовых автомобилей 5—7, для сельскохозяйственных тракторов 2,7—4 (у используемых для транспортных перевозок выше) и для гусеничных машин 6—10 и более.

§ 17. ВЫБОР ИЛИ РАЗБИВКА ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ СТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ

Как было установлено в § 5, самая высокая средняя скорость движения достигается у машины с бесконечно большим числом передач (бесступенчатая передача) и работе двигателя на режиме максимальной мощности. Для роста средней скорости движения желательно увеличивать число передач в ступенчатой коробке. С другой стороны, по условиям изготовления и эксплуатации всегда проще, дешевле и предпочтительнее ступенчатая коробка с минимальным числом передач. Все это необходимо учитывать при назначении числа промежуточных передач и разбивке их передаточных чисел.

Топливная экономичность машин с разным, но конечным числом передач зависит от расхода топлива двигателем, от обстановки и условий движения. Сравнение различных машин, как будет показано ниже возможно только для строго определенных условий движения.

1. Ступенчатая коробка с минимальным числом передач

Рассмотрим вначале распределение расчетных скоростей движения на промежуточных передачах ступенчатой коробки при условии обеспечения разгона машины с места до максимально возможной скорости движения и минимального числа передач (рис. 74). Расчетная скорость движения соответствует номинальной частоте вращения двигателя n_N .

Для получения минимального числа передач в коробке, очевидно, необходимо использовать весь или почти весь рабочий диапазон изменения частоты вращения двигателя n_d от n_0 до n_N . Достижение наибольших ускорений при разгоне предполагает работу двигателя на внешней характеристике.

Формула (18) устанавливает линейную зависимость скорости машины v от частоты вращения двигателя n_d при постоянной передаче в коробке:

$$v = A_i n_d \text{ км/ч,}$$

где коэффициент A_i является для данной передачи постоянным:

$$A_i = 0,377 \frac{R_{\text{ВК}}}{i_0} \quad (166)$$

и в системе координат $n_d - v$ представляет собой тангенс угла наклона прямой изменения скорости в функции n_d .

Предположим, что разгон машины начинается с первой передачи. Первый этап разгона на рис. 74 представлен отрезком ab . Положение точки b на прямой или луче первой передачи oc определяется дорожными условиями движения. При более легких условиях точка b располагается правее. После того как угловые скорости ведущих и ведомых частей главного фрикциона окажутся равными (в точке b), разгон машины осуществляется увеличением частоты вращения двигателя (отрезок bc). В момент достижения скорости v_1 на первой передаче необходимо переключить передачу в коробке. Процесс переключения передачи соответствует линии cd , проведенной параллельно оси абсцисс с допущением, что скорость машины сохраняется постоянной. В действительности скорость машины за время переключения несколько упадет [см. формулы (62), (63)] в соответствии с отрезком cd' , но положение точки d (частота вращения n_0) предусмотрено несколько правее предельно устойчивой частоты вращения n_m . Разность частот вращения $n_0 - n_m$ должна быть такова, чтобы точка d'

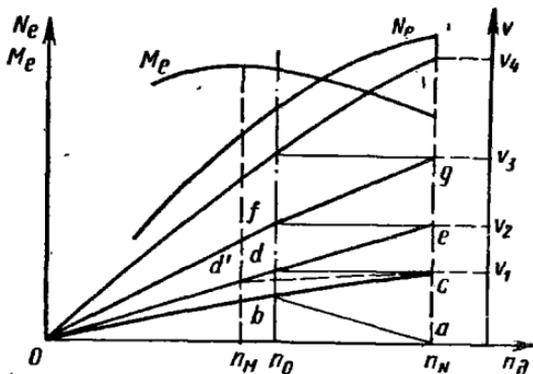


Рис. 74

не могла расположиться левее частоты вращения n_m . Следовательно, для продолжения разгона машины на второй передаче необходимо, чтобы ее луч проходил через точку d .

Все сказанное можно распространить на последующий разгон машины с использованием других передач. При этом на всех передачах разность частот вращения $n_0 - n_m$ принята постоянной для одинакового использования рабочего диапазона изменения частоты вращения двигателя.

Из подобия треугольников на рис. 74 следует

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{n_N}{n_0}; \quad \frac{v_3}{v_2} = \frac{n_N}{n_0} \text{ и т. д.}$$

или

$$\frac{v_i}{v_{i-1}} = \frac{v_{i-1}}{v_{i-2}} = \dots = \frac{v_2}{v_1} = \frac{n_N}{n_0} = q.$$

Тогда, полагая $v_1 = v_{\min}$ и $v_k = v_{\max}$, получим

$$\begin{aligned} v_2 &= v_1 q; \\ v_3 &= v_2 q = v_1 q^2; \\ &\dots \dots \dots \\ v_k &= v_1 q^{k-1}, \end{aligned}$$

где q — знаменатель геометрической прогрессии.

Из последнего уравнения

$$q = \sqrt[k-1]{d}. \tag{167}$$

Формула (167) позволяет определить знаменатель геометрической прогрессии q при заранее назначенном числе передач коробки k . Очевидно, чем больше k , тем меньше q и ближе к n_N частота вращения n_0 . Область изменения рабочих частот двигателя при движении сужается.

При проектировании машины представляет интерес определение минимального числа передач, которое необходимо иметь в коробке при данном ее скоростном диапазоне. Для получения формулы числа передач прологарифмируем выражение (167) и заменим в нем $q = \frac{n_N}{n_0}$. Тогда

$$k = \frac{\lg d}{\lg \frac{n_N}{n_0}} + 1. \tag{168}$$

Чтобы получить теоретически минимальное число передач, нужно заменить в формуле (168) n_0 на предельно возможную частоту вращения n_m :

$$k_{\min} = \frac{\lg d}{\lg \frac{n_N}{n_m}} + 1.$$

Дробный результат, полученный при определении теоретического минимального числа передач, округляется до ближайшего большого целого числа. После этого можно найти значение q , n_0 и оценить запас частоты вращения $n_0 - n_M$ по типу, приведенному на рис. 74. Запас частоты вращения $n_0 - n_M$ приводит к обязательному перекрытию графиков D по скорости на тяговой характеристике машины (см. рис. 9). Максимальная скорость движения на любой передаче при n_N будет больше скорости движения на следующей по номеру передаче при n_M . Этим обеспечивается устойчивая работа двигателя при продолжении разгона на следующей передаче, несмотря на некоторую потерю скорости машины за время переключения.

Если указанное требование не выполнено, то разгон машины с переключением передач на ходу становится возможным только при частичных характеристиках двигателя благодаря некоторому смещению максимума крутящего момента по частоте вращения влево. Однако ускорение машины в этом случае будет меньше, что нежелательно.

Формула (18) дает возможность определить общее передаточное число трансмиссии при v_{\max} или v_{\min} и назначить передаточные числа в коробке на первой и последней передачах. Передаточные числа промежуточных передач коробки находятся при этом из соотношения

$$\frac{i_{n_i}}{i_{n_{i+1}}} = q. \quad (169)$$

Передаточные числа коробки изменяются также по закону геометрической прогрессии.

Несомненным достоинством разбивки передач ступенчатой коробки по закону геометрической прогрессии является возможность иметь минимальное число их. Все другие законы построения будут давать большее число ступеней. Предел изменения мощности двигателя (рис. 74) на различных передачах одинаков, следовательно, одинакова и экономичность работы двигателя на этих передачах, оцениваемая удельным расходом топлива g_e .

Существенный недостаток такого закона при минимальном числе передач заключается в большой разности или разрыве скоростей движения на высших передачах. При работе двигателя на внешней характеристике это отрицательно сказывается на значении средней скорости движения машины. Если представить себе наличие луча промежуточной передачи v_{II} на рис. 75 между v_4 и v_3 , то при одинаковой скорости движения v' мощность двигателя на ней всегда будет

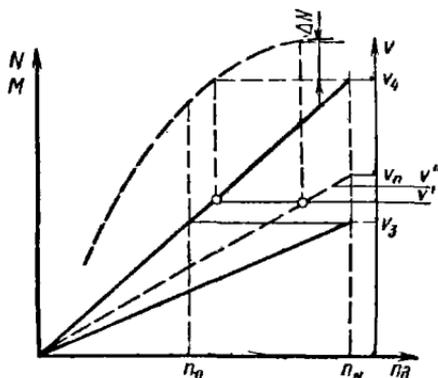


Рис. 75

больше на ΔN . Включение промежуточной передачи в коробке при сохранении прежней скорости движения v' приведет к уменьшению подачи топлива регулятором или позволит несколько увеличить скорость движения, например до v'' , используя всю мощность двигателя. Поэтому можно увеличить среднюю скорость движения машины.

Если же машина большее время движется с использованием частичных характеристик двигателя (с запасом мощности), то и при разбивке передаточных чисел по закону геометрической прогрессии с минимальным числом передач средняя скорость движения будет достаточно высокой. Ухудшение условий движения в этом случае будет компенсироваться увеличением мощности двигателя при сохранении прежней скорости. Наиболее близко к таким условиям движения подходят автомобили, работающие на хороших дорогах, где частое и значительное возрастание сопротивления движению исключается профилировкой самой дороги. Более разнообразные условия движения транспортных гусеничных машин требуют сближения расчетных скоростей высших передач, особенно при небольшом запасе мощности двигателя.

2. Ступенчатая коробка с равными интервалами скоростей соседних передач

Примем разности между расчетными скоростями движения, одинаковыми для всех соседних передач (рис. 76). Это приведет к уменьшению разрыва значений скоростей на высших передачах по сравнению с предыдущим законом и позволит написать уравнение

$$v_i - v_{i-1} = v_{i-1} - v_{i-2} = \dots = v_2 - v_1 = a = \text{const.}$$

Тогда, полагая $v_1 = v_{\min}$, а $v_k = v_{\max}$, получим

$$v_2 = v_1 + a;$$

$$v_3 = v_2 + a = v_1 + 2a;$$

$$v_k = v_1 + (k - 1)a.$$

Закон построения ряда расчетных скоростей соответствует арифметической прогрессии с разностью ее

$$a = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{k - 1}, \quad (170)$$

Из подобия треугольников на рис. 76

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{n_N}{n_{02}}.$$

После подстановки значений v_2 и a получим число передач

$$k = \frac{d - 1}{\frac{n_N}{n_{02}} - 1} + 1. \quad (171)$$

Теоретически минимальное число передач коробки можно получить, заменив n_{02} на n_M .

Дальнейшие расчеты выполняются аналогично предыдущему закону, но выражение (169) нужно заменить отношением

$$\frac{i_{n_{i+1}}}{i_{n_i}} = \frac{v_i}{v_{i+1}}. \quad (172)$$

Используя формулу (18) можно получить, что передаточные числа коробки в этом случае изменяются по закону гармонического ряда

$$\frac{1}{i_k} - \frac{1}{i_{k-1}} = \dots = \frac{1}{i_i} - \frac{1}{i_{i-1}} = \dots = \frac{1}{i_2} - \frac{1}{i_1}.$$

Своевременное переключение передач позволяет двигателю работать на частоте вращения, близкой ее значению при максимальной мощности. Это благоприятно для увеличения средней скорости, если условия движения изменяются более значительно. С увеличением номера передач запас частоты вращения двигателя при переключении передачи растет.

Применение закона арифметической прогрессии увеличивает число передач в коробке при том же диапазоне трансмиссии. Пределы изменения мощности двигателя на разных передачах различны. Следовательно, его топливная экономичность при работе на разных передачах будет также отличаться. Разность расчетных скоростей на низших передачах по сравнению с геометрической прогрессией несколько увеличилась.

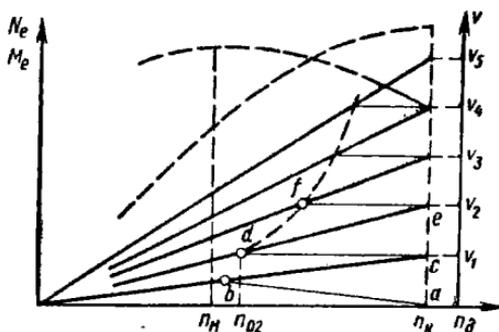


Рис. 76

3. Разбивка промежуточных передач ступенчатой коробки с учетом использования мощности двигателя

Предыдущие методы выбора промежуточных передач коробки используют кинематические величины, характеризующие машину и двигатель. Полученные законы дают возможность только косвенно судить о полноте использования номинальной мощности двигателя при движении машины.

Как отмечалось выше, использование мощности двигателя транспортной машины не может быть таким же полным, как стационарного двигателя, работающего с постоянной нагрузкой. Степень нагружения двигателя транспортной машины зависит от многих факторов. К ним следует отнести номинальную мощность выбранного двигателя (или удельную мощность, приходящуюся на тонну веса машины),

изменение условий движения или коэффициента сопротивления по длине пути, степень загрузки машины полезным грузом, число передач в ступенчатой коробке, количество поворотов, совершаемых при движении, и способность машины сохранять устойчивость прямолинейного движения, условия, диктуемые обстановкой движения и т. п. Последний пункт делает невозможной полную загрузку двигателя транспортной машины даже при наличии бесступенчатой передачи, в принципе позволяющей обеспечить его работу при постоянной частоте вращения.

Если не учитывать влияние обстановки движения и изменение долговечности двигателя, то, при прочих равных условиях, весьма желательно, чтобы машина обладала наивысшей средней скоростью движения, которая может быть получена только при наиболее полной загрузке двигателя. Последнее обстоятельство делает желательным такое распределение промежуточных передач ступенчатой коробки, которое способствует увеличению загрузки двигателя, по крайней мере, в наиболее распространенных или часто встречающихся условиях движения.

Предположим вначале, что для достижения наиболее высокой средней скорости движения двигателю придется постоянно работать на внешней

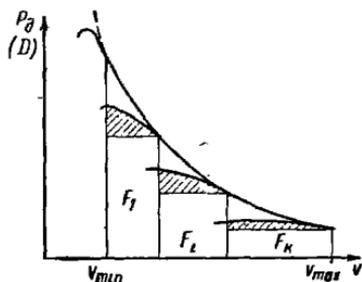


Рис. 77

характеристике, но с различными частотами вращения при изменении скорости движения. На рис. 77 показана тяговая характеристика машины с бесступенчатой и ступенчатой коробками передач. Если принять динамический фактор на каждой передаче ступенчатой коробки неизменным и равным минимальному, то приближенно можно считать, что степень загрузки двигателя определяется отношением суммы площадей прямоугольников $\sum_1^k F_i$ к площади F под характеристикой бесступенчатой коробки, измеренной в том же диапазоне изменения скоростей. Это отношение достаточно близко к коэффициенту использования мощности двигателя при работе на внешней характеристике, который при суммировании площадей учитывает также заштрихованные на рис. 77 области.

По данным Л. В. Сергеева, в случае одинакового числа передач в ступенчатой коробке отношение $\sum_1^k F_i/F$ будет наивысшим для раз-

бивки промежуточных передач по закону геометрической прогрессии. При диапазоне коробки, равном 10, это отношение растет весьма значительно при увеличении числа передач до пяти (0,76), в меньшей степени — при увеличении числа передач от пяти до восьми (0,85) и незначительно — после. Следовательно, можно считать, что для диапазона 10 рациональное число передач коробки k находится в пределах 5—8. Это соответствует минимальному числу передач, опре-

деленному по формуле (171) для арифметической прогрессии. Поэтому в дальнейшем будем считать известным число передач ступенчатой коробки k .

Наиболее полное использование номинальной мощности двигателя, очевидно, возможно только при очень стабильных условиях движения. Представим теоретически идеальный случай, когда все возможные условия движения машины укладываются в n значений коэффициента сопротивления f_0 при n меньше k . Тогда для наиболее полного использования мощности двигателя достаточно определить соответствующие им расчетные движения скорости v_i (включая v_{\max} и v_{\min}) при номинальном режиме работы двигателя. По этим скоростям движения следует назначить передаточные числа ступенчатой коробки (n передач). Дополнительные $k - n$ передач в коробке нужны только для разгона машины и носят вспомогательный характер.

Однако условия движения гусеничной машины столь разнообразны, что сведение их к достаточно достоверным типовым коэффициентам сопротивления весьма затруднительно. Только после накопления большого количества статистических данных при испытаниях машин по различным маршрутам большой протяженности на основе их анализа и обработки можно получить вероятные типовые коэффициенты сопротивления, использование которых в расчетах повысит степень загрузки двигателя. В настоящее время наиболее действенным средством увеличения загрузки двигателя следует считать увеличение числа передач или применение бесступенчатой передачи.

Выводы, сделанные на основе соотношений площадей из рис. 77, предполагают работу двигателя на внешней характеристике. В действительности на этом режиме двигатель транспортной машины, как правило, работает мало. Следовательно, эти выводы не учитывают изменение нагрузки двигателя при работе на частичных характеристиках.

Некоторое представление об изменении нагрузки двигателя при работе на частичных характеристиках и учете этого изменения дает метод разбивки промежуточных передач ступенчатой коробки по коэффициентам использования мощности двигателя, предложенный Е. И. Магидовичем. Приведенный ниже этот метод относится только к оценке нагрузки двигателя при постоянной частоте вращения и, следовательно, при соответствующем изменении подачи топлива все-режимным регулятором или педалью управления.

Для получения наивысшей средней скорости движения это справедливо, если частоты вращения двигателя приняты номинальными. Но в действительности водитель использует и другие частоты вращения, отличные от номинальных.

Так как затрата мощности на обслуживание двигателя, установленного на машине, зависит от его частоты вращения, то оценку нагрузки его будем производить по использованию свободной номинальной мощности $N_{свN}$.

Коэффициент использования мощности двигателя при постоянной частоте вращения

$$\lambda = \frac{N}{N_{свN}}, \quad (173)$$

где N — мощность двигателя, фактически используемая для движения.

Обозначим расчетную скорость движения на i -й передаче v_i , а общий к. п. д. машины η_{o_i} . Тогда суммарный коэффициент сопротивления движению f_o , при котором машина со скоростью v_i движется равномерно, используя мощность N , будет

$$f_o = \frac{360N}{Gv_i} \eta_{o_i}. \quad (174)$$

При изменении мощности по теоретической регуляторной характеристике ($n_N = \text{const}$) f_o изменяется от нуля до $f_o = D_i$, где D_i — минимальный динамический фактор на данной передаче при расчетной скорости движения v_i и частоте вращения двигателя n_N (сопротивление воздуха $R_b = 0$),

$$D_i = \frac{360N_{свN}}{Gv_i} \eta_{o_i}. \quad (175)$$

Совместное решение уравнений (174) и (175) дает

$$f_o = \lambda D_i. \quad (176)$$

Таким образом, общий коэффициент сопротивления движению линейно зависит от коэффициента использования мощности двигателя при постоянной частоте вращения последнего. Но эта зависимость различна для различных передач (рис. 78). При $\lambda = 1$ имеем $f_o = D_i$.

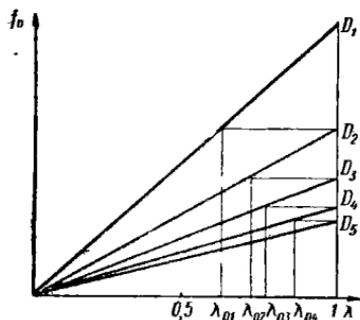


Рис. 78

Разбивка промежуточных передач коробки сводится к определению рациональных значений D_i и соответствующих им расчетных скоростей v_i , исключая D_1 (v_{\min}) и D_k (v_{\max}), которые уже известны из предыдущих расчетов. Известен также скоростной (d) и силовой (d_m) диапазон коробки передач.

Из подобия треугольников на рис. 78 следует

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{\lambda_{01}}{1},$$

где λ_{01} — коэффициент использования мощности двигателя в момент перехода с первой передачи на вторую.

Использование формулы (175) для первой и второй передач приводит к уравнению

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{v_1}{v_2} \frac{\eta_{o2}}{\eta_{o1}} = \lambda_{01}$$

или

$$v_1 = \lambda_{01} \frac{\eta_{o1}}{\eta_{o2}} v_2.$$

Аналогично для i -й передачи

$$v_i = \lambda_{0i} \frac{\eta_{0i}}{\eta_{0i+1}} v_{i+1} \quad (177)$$

и для предпоследней ($k - 1$)-й передачи

$$v_{k-1} = \lambda_{0k-1} \frac{\eta_{0k-1}}{\eta_{0k}} v_k.$$

Перемножив правые и левые части всех $k - 1$ уравнений, после сокращений получим

$$\lambda_{01} \lambda_{02} \dots \lambda_{0i} \dots \lambda_{0k-1} = \frac{1}{d} \frac{\eta_{0k}}{\eta_{01}} = \frac{1}{d_m}. \quad (178)$$

Уравнение (178) дает возможность подобрать коэффициенты λ_{0i} . При расчете их значения увеличивают для рабочих передач и уменьшают для нерабочих. Если гусеничная машина предназначена для работы без прицепа, то рабочими передачами следует считать высшие, а если с прицепом, то рабочие передачи будут средними. При расчетах желательно получить λ_{0i} рабочих передач около 0,8. На первой передаче принимают $\lambda_{01} = 0,4 \div 0,5$.

Естественно, что увеличение числа передач и сближение лучей соседних передач на рис. 78 приводит к росту λ_{0i} .

При известных λ_{0i} формула (177) дает возможность определить все промежуточные расчетные скорости v_i . К. п. д. η_{0i} при этом оценивается приближенно, но в результате первого расчета может быть уточнен. После этого строят лучи скоростей машины на разных передачах в функции частоты вращения двигателя (для проверки возможности разгона машины) и определяют передаточные числа трансмиссии и коробки передач. Качественно сближение расчетных значений D_i на рис. 78 приводит к сближению лучей скоростей данных передач.

Заметим, что если принять $\lambda_{0i} = \lambda_0 = \text{const}$ и общий к. п. д. машины одинаковым на всех передачах, то на основании формулы (177) можно прийти к заключению о расположении расчетных скоростей передач коробки по закону геометрической прогрессии.

Существуют и другие методы определения передаточных чисел ступенчатой коробки, которые основываются на иных критериях оценки разбивки передач. В частности, можно указать на распределение передаточных чисел по закону динамического ряда, предложенное Н. К. Куликовым [22]. Применение этого закона должно обеспечивать наименьшее время разгона машины до максимальной скорости.

4. Корректирование закона распределения промежуточных передач

Вопросы, рассмотренные в предыдущих разделах, делают очевидным тот факт, что увеличение числа передач ступенчатой коробки, кроме увеличения средней скорости движения машины, способствует росту загрузки двигателя при весьма разнообразных условиях движения. При полной подаче топлива в двигатель всегда может быть

выбрана такая передача в коробке, при которой будет обеспечена работа двигателя на номинальном или близком к нему режиме.

В случае большого числа передач законы распределения промежуточных передач также могут быть различными. Однако очевидно, что с ростом числа передач разница в свойствах того или иного закона будет практически стираться.

Сравнение различных законов построения гаммы промежуточных передач возможно только при строгом соблюдении момента перехода с одной передачи на другую. Этот момент характеризуется на рис. 74 и 76 частотой вращения двигателя n_{oi} . При большом числе передач разность или запас частот вращения двигателя $n_{oi} - n_m$ возрастает, а работа его в этом интервале частот вращения остается устойчивой.

Водитель не может чувствовать момент необходимого переключения передачи так, как он ощущает его по работе двигателя при минимально возможном числе передач, определенном по формуле (168). Поэтому преимущества ступенчатой коробки с большим числом передач могут быть получены только при наличии автоматического переключения. Без этого потребуются очень высокая квалификация водителя и очень большое внимание к своевременному переключению передач, что практически весьма трудно осуществить. Последнее обстоятельство вместе с требованием упрощения конструкции приводит к тому, что на транспортных гусеничных машинах довольно редко встречаются коробки с большим числом передач без автоматики или, по крайней мере, без устройств, облегчающих переключение их. В большинстве случаев число передач не превышает пяти.

Основной недостаток закона распределения промежуточных передач по геометрической прогрессии с минимальным числом ступеней — большой разрыв скоростей на высших передачах — можно исправить только увеличением числа передач. Увеличенный разрыв расчетных скоростей на низших передачах у арифметической прогрессии в принципе исправим без увеличения числа передач, но с явным нарушением принятого закона распределения. Этим и следует объяснить отсутствие выполненных коробок передач по величинам расчетных скоростей, определяемых законом арифметической прогрессии.

Рациональным корректированием двух первых законов распределения передаточных чисел коробки при значительном ее диапазоне удастся иногда сократить общее число передач на одну-две по сравнению с арифметической прогрессией. Сближение высших передач у геометрической прогрессии и сохранение почти неизменными низших можно обеспечить при графическом расчете промежуточных скоростей ступенчатой коробки наклоном линии частоты вращения как это показано на рис. 79. Если принять за линию частот вращения, n_0 прямую ab , то закон соотношения расчетных скоростей будет отличаться от геометрической и арифметической прогрессии. Скорость движения на третьей передаче v_3 расположилась ниже v_3' и выше v_3'' . Общее число передач коробки будет больше, чем в случае геометрической прогрессии, и меньше, чем при арифметической. Для определения оптимального числа передач нужно изменять наклон линии ab , оставляя неизменными v_{max} и v_{min} . Скорость v_2 обычно опреде-

ляется по закону геометрической прогрессии коробки с минимальным числом передач.

Второй способ корректирования распределения передаточных чисел коробки сводится к «отрыву» первой передачи. Он применим, если расчетная минимальная скорость движения машины в тяжелых условиях получилась около 5 км/ч или меньше. В этом случае построение закономерной гаммы передач начинают со второй ступени, принимая расчетное значение $v_2 = (2,0 \div 2,5) v_{\min}$ (8—12 км/ч). Первая передача является замедленной и используется только в тяжелых условиях движения. Переключение коробки с первой передачи на вторую при движении, как правило, невозможно. Поэтому при наличии замедленной передачи в обычных условиях машина начинает разгон с места непосредственно со второй передачи.

Если разбивка промежуточных передач производится по коэффициентам использования мощности двигателя, то при использовании замедленной передачи принимают для нее $\lambda_{01} \approx 0,4$.

Описанные выше законы соотношений передаточных чисел ступенчатых коробок на практике в «чистом» виде не встречаются. Кроме указанных выше причин, отклонения происходят вследствие необходимости подбора целых чисел зубьев шестерен при вписывании различных пар в одно межцентровое расстояние или при соблюдении законов конструирования планетарных передач. Иногда изменение расчетной скорости на передаче связано с обстановкой движения. Например, уменьшение v_{\min} для безопасности движения в гараже. Большинство выполненных ступенчатых коробок передач по соотношению передаточных чисел в той или иной мере приближается к закону геометрической прогрессии.

Во всех случаях корректирования передаточных чисел ступенчатой коробки необходимо убедиться в наличии достаточного запаса частоты вращения $n_{oi} - n_m$ или перекрытия графиков D на тяговой характеристике. Минимальные перекрытия по скорости принимаются обычно в пределах 2—5 км/ч. Точнее, требуемое перекрытие графиков D по скорости можно установить, пользуясь формулой коэффициента потерянной скорости (63).

§ 18. ОСОБЕННОСТИ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА МАШИНЫ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Использование бесступенчатой передачи в трансмиссии транспортной гусеничной машины в первую очередь требует решения вопроса об обеспечении расчетного скоростного и силового диапазонов транс-

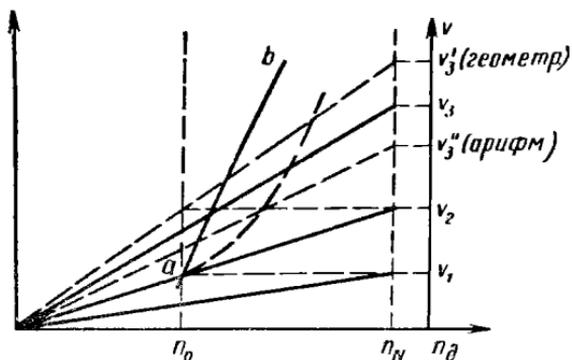


Рис. 79

миссии. Важно заметить, что и в этом случае использование формулы (163) и учет режима работы двигателя и к. п. д. бесступенчатой передачи в выражениях (157) и (162) обеспечивает требуемый, силовой диапазон трансмиссии и позволяет проводить все дальнейшие определения нужных параметров по диапазону скоростей d . При этом, если диапазон передачи меньше диапазона трансмиссии, то неизбежно введение в схему дополнительной коробки передач.

1. Бесступенчатая механическая коробка передач

При использовании механической бесступенчатой передачи с регулируемой частотой вращения на выходном валу обычно исходят из ее диапазона скоростей $d_{\text{п}} = 3,5 \div 4,5$ (в среднем 4). Однако следует учитывать, что существуют схемы фрикционных передач (торидная фрикционная передача с хордальным расположением промежуточных шкивов), позволяющие при высоком значении к. п. д. характеризующем потери в контактах, получить диапазон регулирования до 10 и выше [14]. В то же время применение механической

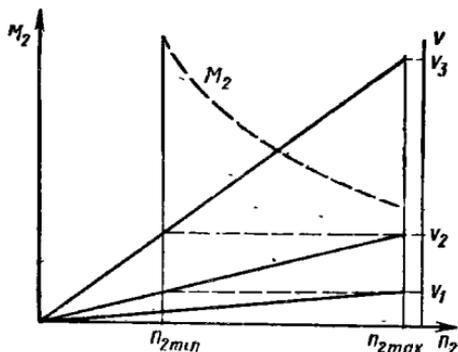


Рис. 80

бесступенчатой передачи со сравнительно невысоким диапазоном регулирования, равным 4, уже обеспечивает изменение скорости движения в 4 раза, например от 15 до 60 км/ч, т. е. в наиболее распространенных пределах ее изменения по условиям и обстановке движения. Выбор такого интервала скоростей потребует небольшого числа переключений передач дополнительной коробки. Недостаточное развитие промышленных образцов таких передач

связано с наличием определенных трудностей конструктивного и технологического порядка. Но это не уменьшает интереса к возможности их использования в трансмиссиях транспортных машин.

Зная диапазон скоростей бесступенчатой передачи $d_{\text{п}}$, нетрудно определить требуемый диапазон дополнительной коробки, расположенной последовательно:

$$d_{\text{к}} = \frac{d}{d_{\text{п}}}.$$

В качестве дополнительной коробки передач используют ступенчатые коробки на две-три передачи. При двух передачах целесообразно применять эпициклический планетарный ряд, у которого при блокировке передаточное число равно единице.

Процесс переключения передач дополнительной коробки на ходу будет также сопровождаться потерей скорости движения машины. Однако в рассматриваемом случае этой потерей скорости можно пренебречь, принимая коэффициент потерянной скорости λ , определяемый формулой (63), равным 1. Так как максимальная и мини-

мальная скорости машины с бесступенчатой механической передачей соответствуют номинальной частоте вращения двигателя n_N , то уменьшение скорости движения машины при переключении передач компенсируется некоторым уменьшением частоты вращения двигателя.

Способ определения числа передач дополнительной коробки нетрудно привести к рассмотренному ранее, если представить, что выходной вал бесступенчатой передачи принадлежит условному двигателю с рабочим диапазоном изменения частоты вращения от $n_{2\min}$ до $n_{2\max}$ (рис. 80). Минимальное число передач дополнительной коробки определяется по выражению, аналогичному формуле (168) геометрического закона распределения расчетных скоростей:

$$k_{\min} = \frac{\lg d_k}{\lg \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}} + 1. \quad (179)$$

При неизменном принятом рабочем диапазоне бесступенчатой передачи необходимо дробное значение k_{\min} округлить до ближайшего большего целого числа. Если k_{\min} несколько больше целого числа, то в некоторых случаях целесообразно незначительно увеличить рабочий диапазон бесступенчатой передачи с тем, чтобы уменьшить число передач дополнительной коробки на единицу.

Дальнейшие расчеты проводятся в последовательности, которая была описана ранее при рассмотрении ступенчатой коробки с минимальным числом передач. Для построения тяговой характеристики машины следует воспользоваться формулами (71) и (72).

2. Комплексная гидropередача

Диапазон изменения скорости комплексной гидropередачи теоретически равен бесконечности (см. рис. 30, б), так как минимальная частота вращения выходного вала равна нулю. Силовой диапазон ее, равный отношению моментов выходного вала на «стоповом» режиме ($n_2 = 0$) и режиме перехода на муфту, значительно меньше. Для комплексных гидropередач на всем диапазоне работы он изменяется в пределах 2—4 (4—6) (в скобках приводятся цифры для гидротрансформатора без режима муфты).

Приведенные величины меньше требуемых по условиям движения гусеничных машин и достигаются при весьма малых значениях к. п. д. в зоне малых выходных частот вращения (см. рис. 30, б). Следовательно, практически гидropередача не применима без дополнительной коробки.

Из-за значительного падения к. п. д. в зоне малых выходных частот вращения, связанного с большими потерями в круге циркуляции и большим выделением тепла, эта область частот вращения используется только для разгона машины с места до минимальной скорости движения на первой передаче. При продолжительной работе частота вращения выходного вала гидropередачи ограничивается слева минимально допустимым к. п. д. Обычно его принимают

около 0,8, поэтому рабочий скоростной диапазон в выполненных образцах комплексных гидропередат $d_p = 2,5 \div 2,8$ (2—2,3), а рабочий силовой диапазон $d_{mp} = 1,5 \div 2,2$ (2—2,3). При этом максимальный к. п. д. на режиме трансформатора достигает 0,85—0,9 (0,8—0,86) и на режиме муфты 0,94—0,95.

Примем, что дополнительная коробка расположена последовательно за комплексной гидропередатчей. Минимальное число передатчей дополнительной коробки определяется по формуле (179), где $n_{2 \min}$ — частота вращения выходного вала при минимально допустимом к. п. д. гидропередатчи и работе двигателя на внешней характеристике.

Одной из основных задач тягового расчета машины с гидропередатчей является согласование работы гидропередатчи и двигателя. Многообразие возможных режимов работы двигателя и гидропередатчи, автоматически изменяющей передаточное отношение, делает эту задачу достаточно трудной. Главными критериями оценки согласованности параметров двигателя и гидропередатчи при их совместной работе являются динамические качества машины (максимальная и средняя скорости движения, приемистость при разгоне и необходимая мощность двигателя), а также топливная экономичность ее работы.

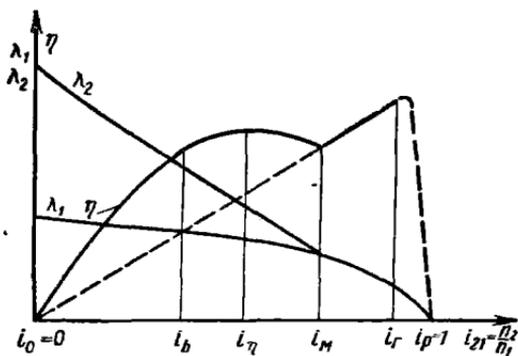


Рис. 81

При проектировании транспортной машины с гидропередатчей последнюю подбирают из существующих по наиболее подходящей характеристике. Для оценки совместной работы двигателя и гидропередатчи нужна безразмерная характеристика подобранной гидропередатчи и характеристика двигателя. Как указывалось в гл. I, на транспортных гусеничных и колесных машинах в настоящее время используются комплексные гидропередатчи с прозрачной характеристикой. Примем за основу безразмерную характеристику комплексной гидропередатчи (рис. 81) с одним реактором и автоматическим переходом на режим муфты. Полученные при данной характеристике выводы можно, в случае необходимости, распространить на многореакторную и многоступенчатую комплексную гидропередатчу. На рис. 81 приняты следующие обозначения передаточных отношений характеристики (для краткости написания индекс 21 у передаточного отношения опускается):

i_0 — передаточное отношение режима полного торможения выходного вала гидропередатчи при $n_2 = 0$ («стоповый» режим);

i_b — передаточное отношение, соответствующее минимально допустимому к. п. д. длительной работы (левая граница рабочего диапазона гидропередатчи);

i_η — передаточное отношение, соответствующее максимальному к. п. д. (точка максимума кривой η);

i_M — передаточное отношение, соответствующее максимальной скорости движения (точка максимума кривой λ);

i_Γ — передаточное отношение, соответствующее режиму трансформатора (точка пересечения кривых λ_1 и λ_2);

i_{η} — передаточное отношение, соответствующее максимальному к. п. д. при работе на режиме гидротрансформатора;

i_m — передаточное отношение точки характеристики при переходе на режим муфты;

i_r — передаточное отношение, соответствующее расчетному максимальному к. п. д. ($\eta_{\max} = \eta_r$) при работе на режиме гидромфты;

i_p — передаточное отношение режима работы при снятии нагрузки на валу турбины, соответствующее максимальной частоте вращения вала турбины.

Условимся в дальнейшем всем другим параметрам характеристики при данном передаточном отношении присваивать индекс, соответствующий этому отношению.

Согласование совместной работы двигателя и выбранной для использования гидропередачи по соответствию крутящих моментов и частоты вращения на входе, как показывает формула (76), может осуществляться только изменением двух параметров: активного диаметра рабочего колеса D_p или частоты вращения насосного колеса (входного вала) n_1 . Предположим, что двигатель соединен с входным валом гидропередачи напрямую ($n_d = n_1$). Тогда согласование совместной работы возможно только путем изменения D_p . Выбор требуемого активного диаметра гидропередачи производится методом подбора.

Совместная работа двигателя и гидропередачи на транспортной гусеничной или колесной машине должна обеспечить:

- 1) использование номинальной мощности выбранного двигателя;
- 2) наилучшее использование приспособляемости двигателя для расширения скоростного рабочего диапазона и уменьшения числа передач дополнительной коробки;

- 3) высокие средние скорости движения машины и движение на максимальной скорости по хорошей дороге (шоссе) с преодолением подъемов 2—4% без снижения скорости (требование, которое удовлетворялось при определении мощности двигателя машины со ступенчатой коробкой передач);

- 4) возможность длительного движения в тяжелых условиях без перегрева рабочей жидкости гидропередачи;

- 5) работа двигателя (по возможности) на экономичных режимах расхода топлива, так как увеличенные потери мощности в гидропередаче обычно приводят к ухудшению топливной экономичности машины;

- 6) рациональное использование всережимного регулятора для облегчения управления скоростью движения машины;

- 7) устойчивую работу двигателя на внешней характеристике при «стоповом» режиме.

Заранее оговоримся, что полное удовлетворение всех требований в совокупности вряд ли возможно, так как некоторые из них противоречивы.

У дизельного двигателя, который в большинстве случаев используется на транспортных гусеничных машинах, нет ярко выраженной точки внешней характеристики N_{\max} . Поэтому на внешней харак-

характеристике свободного крутящего момента двигателя будем выделять две точки: M_N — момент при номинальной мощности N_N и M_M — максимальный момент¹ (у карбюраторного двигателя, как правило, точка N_{\max} расположена близко к номинальной мощности N_N). Отношение $\frac{M_M}{M_N}$ обуславливает полный коэффициент приспособляемости двигателя $k_{дв}$ при работе на внешней характеристике. При тяговом расчете этот коэффициент для выбранного двигателя известен.

С другой стороны, нерационально применение комплексной гидропередачи без достаточно полного использования скоростного диапазона работы на режиме гидромукты. Последнее уменьшает рабочий скоростной диапазон гидропередачи, понижает среднее значение к. п. д. в этом диапазоне и увеличивает теоретическое число передач в дополнительной коробке. Более значительное снижение среднего значения к. п. д. при этом произойдет в зоне максимальной скорости движения, где он особенно важен для машин, двигающихся большее время по хорошим дорогам, и где абсолютное значение одного процента потерь возрастает из-за использования большей мощности двигателя.

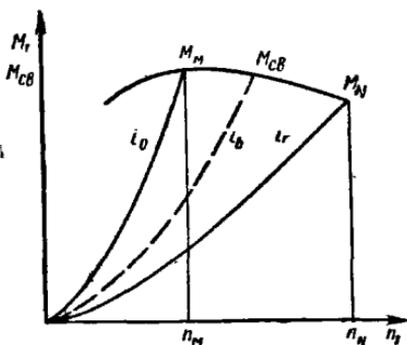


Рис. 82

Следовательно, использование полной приспособляемости двигателя и полного диапазона работы гидропередачи (от i_0 до i_r по рис. 81) наряду с выполнением большинства перечисленных требований в лучшем случае предопределяет совместное расположение парабол нагружения при i_0 и i_r насосного колеса и графика момента двигателя так, как это показано на рис. 82. Чтобы сделать предварительную приближенную оценку пригодности выбранной гидропередачи по использованию приспособляемости двигателя при работе на внешней характеристике, введем понятие расчетного коэффициента прозрачности комплексной передачи:

$$P_p = \frac{M_{1_0}}{M_{1_r}}, \quad (180)$$

где M_{1_0} — момент на валу насосного колеса при «стоповом» режиме работы гидропередачи и частоте вращения $n_1 = n_M$ (n_M — для выбранного двигателя); M_{1_r} — момент при передаточном отношении i_r (см. рис. 81), соответствующий $n_1 = n_N$.

¹ Принимаем, что максимальный свободный крутящий момент расположен при той же частоте вращения, которая соответствует максимальному эффективному моменту. Если первый по частоте расположен левее другого, то это, очевидно, не означает уменьшение минимально устойчивой частоты вращения двигателя при работе на внешней характеристике.

В общем случае эти моменты в зависимости от свойства гидропередачи могут быть больше или меньше соответственно моментов двигателя M_M и M_N на рис. 82.

По формуле (76)

$$M_{1_0} = \gamma \lambda_{1_0} n_M^2 D_p^5; \quad M_{1_\Gamma} = \gamma \lambda_{1_\Gamma} n_N^2 D_p^5.$$

Тогда

$$P_p = \frac{\lambda_{1_0}}{\lambda_{1_\Gamma}} \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2, \quad (181)$$

где отношение $\frac{\lambda_{1_0}}{\lambda_{1_\Gamma}}$ определяется по безразмерной характеристике на рис. 81, а $\frac{n_M}{n_N}$ — по внешней характеристике двигателя.

Очевидно, что случай совместного расположения парабол нагружения насосного колеса и внешней характеристики двигателя, показанный на рис. 82, может иметь место только, если $P_p = k_{дв}$. Следовательно, чтобы полностью использовать приспособляемость двигателя, необходимо иметь у выбранной гидропередачи P_p равным или больше $k_{дв}$. Если P_p меньше $k_{дв}$, то будет использоваться только некоторый участок кривой момента двигателя. В частности, если применяется простой непрозрачный гидротрансформатор, то P_p меньше 1. В этом случае расчетный коэффициент прозрачности будет наименьшим по сравнению с любой другой гидропередачей, применяемой с выбранным двигателем (используется только одна точка кривой момента двигателя на рис. 29, а). Заметим, что если принять

$k_{дв} = 1,25$; $\frac{n_M}{n_N} = 0,6$, то для удовлетворения условия $P_p = k_{дв}$ или условия расположения парабол в соответствии с рис. 82 необходимо, чтобы выбранная гидропередача имела отношение $\frac{\lambda_{1_0}}{\lambda_{1_\Gamma}} = 3,47$. Анализ безразмерных характеристик показывает, что это возможно только для комплексных передач.

При P_p , не равном $k_{дв}$, возникает весьма существенный вопрос о рациональном расположении парабол нагружения при i_0 и i_Γ относительно кривой момента двигателя $M_{св}$. Рассмотрим вначале поочередно для одной и другой парабол нагружения те последствия, к которым приводит изменение их положения на характеристике входа (рис. 83). На рис. 83 за начальное положение 1 параболы нагружения принимается такое, которое соответствует рис. 82.

Положения 1 и 2 параболы «стопового» режима на рис. 83, а означают, что при полной остановке машины под нагрузкой работа двигателя на внешней характеристике остается устойчивой (двигатель не «заглохнет»). Однако при положении 2 максимальный момент M_M никогда не используется и приспособляемость двигателя ухудшается. Это отрицательно скажется на динамике движения машины при трогании с места и на малых скоростях. Положение 3 параболы i_0 не обеспечивает устойчивой работы двигателя и является недопустимым.

Положение 1 параболы i_r на рис. 83, б означает, что заданная максимальная скорость движения машины будет получена при номинальной свободной мощности $N_{свN}$. Однако при использовании формулы (157) для определения $N_{свN}$ назначение f_0 нужно связать с необходимостью выполнить или не выполнить третье требование из перечисленных выше в данном разделе. При этом учитываются два обстоятельства: 1) небольшой угол подъема $\alpha = 2 \div 3^\circ$ на хорошей дороге (шоссе, $f = 0,03 \div 0,04$) приводит к увеличению общего коэффициента сопротивления f_0 примерно в 2 раза: следовательно, примерно вдвое возрастает мощность $N_{свN}$, определяемая по формуле (157), и момент M_N ; 2) парабола нагружения при i_r (рис. 81)

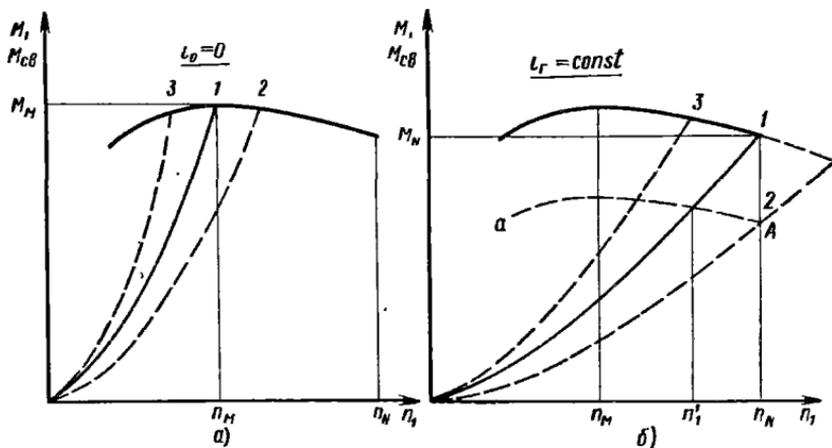


Рис. 83

определяет правую границу рабочего диапазона комплексной гидропередачи; при большем передаточном отношении тяговые качества машины и к. п. д. резко падают.

Рассмотрим два случая назначения f_0 при первом положении параболы i_r на рис. 83. Они будут обеспечиваться разным активным диаметром гидропередачи.

1. В формуле (157) $f_0 > f$. Заданная максимальная скорость движения на хорошей дороге (f) будет иметь место только на подъемах $\alpha = 2 \div 3^\circ$. При движении на ровном участке пути ($\alpha = 0$) скорость значительно уменьшится, так как двигатель должен работать на некоторой частичной характеристике a . Точка пересечения кривой a с параболой 1 определяет максимальную частоту вращения n'_1 , которой на характеристике выхода (рис. 84) соответствует частота вращения n'_2 (на рисунке график a соответствует частичной характеристике a на рис. 83, б).

2. В формуле (157) $f_0 = f$. При подъеме $\alpha = 2 \div 3^\circ$ увеличение f_0 примерно вдвое соответственно увеличит момент M_2 на выходной характеристике (рис. 84). Условно примем, что график M_2 для этого случая остается справедливым при другом масштабе. Это приведет также к большому снижению n_2 и максимальной скорости

при движении на столь небольшом подъеме хорошей дороги. Упомянувшееся третье требование и в том и другом случае явно не выполняется.

Если при выборе активного диаметра гидропередачи обеспечить положение 2 параболы нагружения i_r (см. рис. 83, б), то это прежде всего определяет необходимость запаса мощности при движении с максимальной скоростью по ровному участку хорошей дороги (расчетная частота вращения $n_1 = n_N$) и, следовательно, необходимость определения $N_{св_N}$ по формуле (157) при $f_o > f$. Точка внешней характеристики двигателя, соответствующая M_N , при этом будет использована на некоторой параболе нагружения, у которой $i_{21} < i_r$. Следовательно, на подъеме $\alpha = 2 \div 3^\circ$ скорость движения машины снизится на величину, меньшую, чем в предыдущих случаях (см. § 5), и третье требование выполняется наиболее полно наряду с выполнением большинства других. Работа всережимного регулятора в этом случае будет осуществляться и при максимальной частоте вращения $n_1 = n_N$. Заметим попутно, что точка А на рис. 83, б может быть впоследствии использована для выбора активного диаметра гидропередачи.

Положение 3 параболы нагружения i_r на рис. 83, б следует считать неприемлемым, так как при этом номинальная мощность двигателя не используется. Только особые причины, например очень малый расчетный коэффициент прозрачности гидропередачи при обязательном использовании момента M_M , могут привести к такому расположению параболы нагружения i_r . Но при этом основное, первое требование к совместной работе двигателя и гидропередачи не выполняется.

Таким образом, при использовании комплексной гидропередачи положение параболы i_r на характеристике входа во многом определяет совместную работу двигателя и гидропередачи, а также тяговые и динамические качества машины. Если считать требование об использовании номинальной мощности двигателя обязательным, то все возможные положения рассмотренных парабол нагружения укладываются в заштрихованные на рис. 85 области в зависимости от соотношения Π_p и $k_{дв}$.

При условии полного использования работы комплексной гидропередачи на режиме муфты определение активного диаметра рабочего колеса следует, очевидно, вести по положению параболы нагружения i_r . Верхнее положение этой параболы на рис. 85, а и б соответствует точке пересечения с внешней характеристикой двигателя при частоте вращения n_N (момент M_N). Как было выяснено, опре-

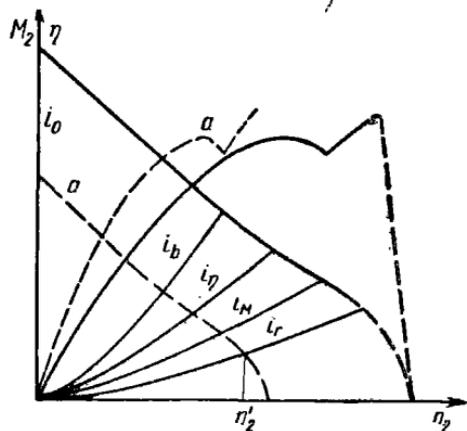


Рис. 84

деление свободной мощности двигателя $N_{свN}$ при этом целесообразно выполнять по формуле (157) и принятых в § 14 условиях движения (при $f_0 > f$). Тогда из формулы (76)

$$D_p = \frac{1}{\delta} \frac{1}{\sqrt{\gamma \lambda_{i_r}}} \sqrt[5]{\frac{M_{1I}}{n_N^2}}, \quad (182)$$

где λ_{i_r} — коэффициент момента при i_r (см. рис. 81); M_{1I} — расчетный момент двигателя, обеспечивающий заданные условия движения.

В расчетах принимают $i_r = 0,95$. При верхнем расположении параболы нагружения $M_{1I} = M_N$. Предельно нижнее расположение

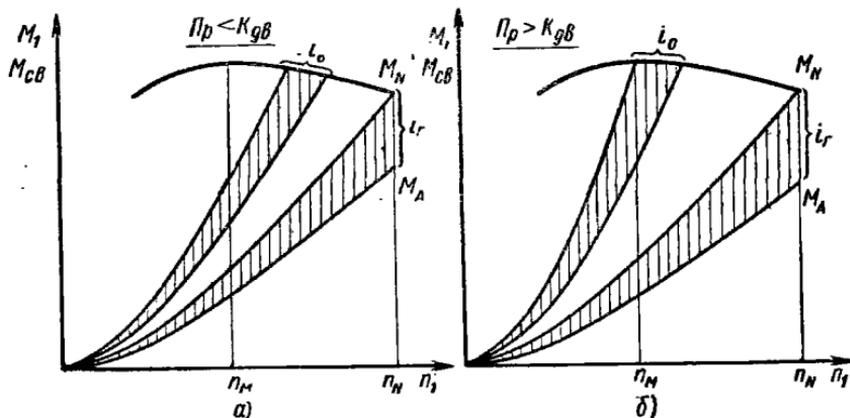


Рис. 85

параболы рассматриваемой области соответствует $M_{1I} = M_A$. Если принять, что последний режим работы имеет место при максимальной скорости движения по ровному участку хорошей дороги ($f = 0,03 \div 0,04$), то расчетный момент M_A определяется применением формул (71) и (79) с учетом того, что $D = f$ и коэффициент трансформации $K = 1$. Скорость машины и частота вращения n_2 при этом связаны уравнением (72). Для получения высокой средней скорости движения по хорошей дороге выбранный размер активного диаметра должен быть ближе к расчетному значению D_p полученному при M_A .

В результате проделанных расчетов следует принять внутри установленного интервала изменения активного диаметра несколько значений D_p , которые подлежат дальнейшей оценке. Точный ответ о принятии того или иного D_p за окончательный может дать только характеристика выхода гидропередачи и тяговая характеристика машины. Поэтому для каждого D_p строятся указанные характеристики, сравнение которых по совокупности поставленных ранее требований дает возможность определить оптимальный активный диаметр.

Согласование совместной работы двигателя и гидропередачи можно также осуществить без изменения активного диаметра. Для

этого при заданном двигателе и выбранной гидропередаче необходимо соединить вал двигателя и насосного колеса через редуктор вполне определенного передаточного числа. Примем, что передаточное число редуктора

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_1},$$

где $n_{\text{дв}}$ — частота вращения двигателя; n_1 — частота вращения насосного колеса.

Момент M_1 насосного колеса можно привести к валу двигателя:

$$M_1' = \frac{M_1}{i_{\text{ред}} \eta_{\text{ред}}},$$

где $\eta_{\text{ред}}$ — к. п. д. редуктора.

Тогда при изменении передаточного числа редуктора, параболы нагружения i_0 и i_r в системе координат $M_{\text{дв}} n_{\text{дв}}$ будут менять свое положение относительно кривой момента двигателя подобно тому, как это показано на рис. 85. Зная координаты одной точки совместной работы на характеристике двигателя (например, $M_{\text{дв}N}$ и $n_{\text{дв}N}$) и соответствующее этой точке передаточное отношение i_{21} гидропередачи на безразмерной характеристике, можно определить требуемую частоту вращения насосного колеса из уравнения

$$M_1' = M_{\text{дв}}$$

или

$$\frac{\gamma \lambda_1 D_p^5 n_1^2}{n_{\text{дв}} \eta_{\text{ред}}} = M_{\text{дв}},$$

откуда

$$n_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{дв}} n_{\text{дв}} \eta_{\text{ред}}}{\gamma \lambda_1 D_p^5}}. \quad (183)$$

После этого по отношению частот вращения легко определяется $i_{\text{ред}}$. Изменение в формуле (183) $M_{\text{дв}}$ в пределах от M_N до M_A (рис. 85) приводит к соответствующему изменению передаточного числа редуктора. Последнее аналогично изменению активного диаметра D_p .

Изложенные в настоящем разделе принципы согласования совместной работы можно положить в основу выбора активного диаметра гидротрансформатора, работающего без перехода на режим гидромуфты.

§ 19. ЗАДАЧИ И СОДЕРЖАНИЕ ПОВЕРОЧНОГО ТЯГОВОГО РАСЧЕТА

После завершения проектирования транспортной машины проводится поверочный тяговый расчет ее, который устанавливает окончательные расчетные данные и качества машины при прямолинейном движении. Аналогично производится тяговый расчет

существующей гусеничной машины, для которой по каким-либо причинам отсутствуют необходимые сведения.

Поверочный тяговый расчет производится с использованием методов и формул, изложенных в предыдущих главах. Поэтому в данном разделе ограничимся перечислением вопросов, которые составляют содержание поверочного тягового расчета. Несколько особое положение занимает оценка топливной экономичности при прямолинейном движении машины, метод проведения которой излагается ниже.

Для поверочного тягового расчета необходимо иметь уточненные данные по спроектированной машине. В эти данные включаются также следующие графики и характеристики: 1) внешняя характеристика двигателя (N_e, M_e); 2) графики изменения мощности, потребной на обслуживание двигателя, установленного на машине ($N_{пот}$ в функции частоты вращения двигателя); 3) топливная характеристика двигателя; 4) график зависимости к. п. д. гусеницы от скорости движения; 5) к. п. д. трансмиссии на различных передачах; 6) в случае использования комплексной гидропередачи — ее безразмерная характеристика, а также характеристики входа и выхода.

Результаты поверочного тягового расчета машины представляют в виде графиков и итоговых расчетных величин. Графически изображается: 1) внешняя характеристика двигателя (N_e, M_e) и графики изменения свободной мощности $N_{св}$ и свободного крутящего момента $M_{св}$; 2) выходная характеристика установки двигатель — бесступенчатая передача с нанесенными кривыми удельных расходов топлива; 3) тяговая характеристика машины; 4) графики ускорений машины на различных передачах при заданных условиях движения $f_0 = \text{const}$ (для тягача в случае движения с прицепом и без него); 5) свободная сила тяги на крюке тягача при заданных условиях равномерного движения, определяемая по формуле

$$P_k = G(D - f_0);$$

6) план скоростей движения машины в зависимости от частоты вращения двигателя для всех передач ступенчатой коробки;

7) топливная характеристика машины, совмещенная с тяговой характеристикой (см. ниже).

В виде итоговых расчетных величин поверочного тягового расчета представляются:

1) максимальный угол подъема машины с прицепом и без него, обеспечиваемый двигателем, при различных дорожных условиях (сравнительно с максимальным углом подъема по сцеплению) и определяемый по выражению

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{f_0}{1 + f^2} - \sqrt{\left(\frac{f_0}{1 + f^2}\right)^2 - \frac{f_0^2 - f^2}{1 + f^2}},$$

полученному из формулы (7). С некоторой погрешностью ту же величину можно определять по формуле

$$\sin \alpha_{\max} \approx f_0 - f.$$

При определении α_{\max} для тягача с прицепом следует f_0 принять равным приведенному коэффициенту сопротивления движения поезда. Для обеспечения равномерного движения на подъеме необходимо, чтобы соблюдалось равенство $f_0 = D$, где D берется для низшей передачи;

2) время и путь разгона машины до максимальной скорости на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием (шоссе) с прицепом и без него (в случае необходимости иллюстрируется графиками).

§ 20. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ МАШИНЫ

Топливная экономичность транспортных машин играет существенную роль в общей экономичности их работы. У автомобильного транспорта, например, стоимость расходуемого топлива составляет 15—20% себестоимости перевозок.

Методы оценки топливной экономичности автомобиля, применимые и для транспортной гусеничной машины, широко освещены в специальной литературе [18, 9, 43]. Они основываются на топливно-экономических характеристиках двигателя, полученных экспериментальным путем, и на результатах испытаний самих машин. После того как новая транспортная гусеничная машина спроектирована, представляет интерес возможность теоретической оценки ее топливной экономичности по известным качествам используемого двигателя. В результате оценки для улучшения топливной экономичности машины возможны изменения некоторых параметров, принятых в расчетах (например, изменение характеристики входа гидротрансформатора).

Наиболее распространенным и наглядным критерием оценки топливной экономичности движения машины является абсолютный расход топлива Q_s на 100 км пути (рис. 86). Такая характеристика строится в виде зависимости Q_s от скорости машины для определенных условий движения (f_0) на данной передаче в коробке.

Более универсальной является топливная характеристика в виде кривых одинакового или равного километрового расхода топлива Q_{s_i} , нанесенных на тяговую характеристику машины (совмещенная характеристика). Каждая точка под графиками динамического фактора (см. рис. 9) определяет силовой и скоростной режимы работы машины и двигателя. Нанесение кривых равных километровых расходов топлива на тяговую характеристику дает возможность определить суммарный расход топлива по заданным условиям или обстановке движения. При этом легко можно перейти к величине расхода

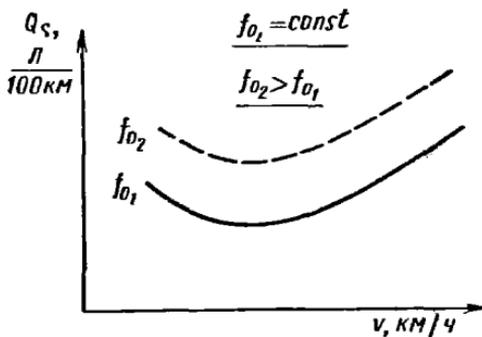


Рис. 86

топлива на единицу веса машины или перевозимого на ней полезного груза. Метод построения совмещенной топливной характеристики машины излагается ниже. При этом режим работы двигателя принимается установившимся, а движение машины прямолинейным и равномерным.

Топливная экономичность машины определяется: 1) расходом топлива или топливной экономичностью работы двигателя; 2) величиной к. п. д. коробки передач (трансмиссии) и гусеничного движителя; 3) рациональным сочетанием совместной работы двигателя и коробки (число передач у ступенчатой коробки и характеристика входа у гидротрансформатора); 4) режимом движения машины, определяемым условиями или обстановкой движения.

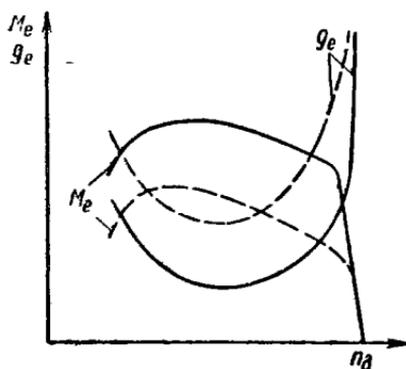


Рис. 87

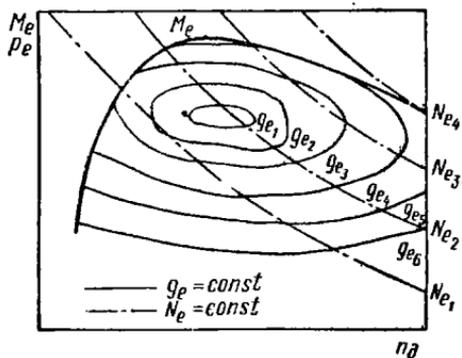


Рис. 88

Известно, что топливная экономичность работы двигателя на различных режимах достаточно полно характеризуется удельным расходом топлива g_e (г/кВт·ч или г/л. с. ч.), который зависит от эффективного к. п. д. двигателя η_e и низшей теплотворной способности топлива H_u (Дж/кг или ккал/кг):

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} \quad \left(g_e = \frac{632}{H_u \eta_e} \text{ г/л. с. ч.} \right). \quad (184)$$

Удельный расход топлива используется обычно как критерий сравнения топливной экономичности двигателей и может быть принят за основу в дальнейших расчетах. Уменьшение эффективного к. п. д. двигателя на частичных нагрузках приводит к росту удельных расходов топлива, как это показано на рис. 87 штриховой кривой. Каждой кривой изменения эффективного крутящего момента двигателя соответствует своя кривая изменения удельного расхода топлива.

В настоящее время широкое распространение получили характеристики топливной экономичности двигателя в виде графиков равных удельных расходов топлива, нанесенных на область работы двигателя в системе координат M_e, n_d . Характер кривых равных удельных расходов для дизельного двигателя представлен на рис. 88, где кривая M_e — эффективный момент двигателя при полной подаче

топлива. Кривые равного удельного расхода, особенно у карбюраторных двигателей, могут иметь вид, отличный от показанных. Их вид и расположение определяются особенностями того или иного двигателя. Кривые $g_e = \text{const}$ экспериментальные и могут быть также получены обработкой достаточно большого числа частичных характеристик, показанных на рис. 87. Такая топливная характеристика двигателя используется во всех последующих выводах. Условимся, что порядковый индекс, присвоенный той или иной постоянной величине, будет возрастать с ростом самой величины, например $g_{e_1} < g_{e_2} < g_{e_3}$ и т. д., $N_{e_1} < N_{e_2} < N_{e_3}$ и т. д.

Штрихпунктирные кривые моментов равных мощностей двигателя на рис. 88 в случае необходимости строятся по уравнению

$$M_e = 955 N_e \frac{1}{n_d} \text{ даН} \cdot \text{м} \left(M_e = 716,2 N_e \frac{1}{n_d} \text{ кгс} \cdot \text{м} \right).$$

При $N_e = \text{const}$ функция $M_e = f(n_d)$ является гиперболой. В данном случае точка касания гиперболы N_{e_1} с кривой изменения крутящего момента двигателя на внешней характеристике определяет максимальную мощность двигателя и соответствующую ей частоту вращения.

Из теории двигателей известна зависимость крутящего момента от среднего эффективного давления p_e :

$$M_e = \frac{V_p}{\pi n_T} p_e, \quad (185)$$

где V_p — рабочий объем цилиндров двигателя в л (литраж); n_T — число тактов рабочего процесса.

Следовательно, по оси ординат на рис. 88 вместо крутящего момента можно откладывать среднее эффективное давление p_e . Последнее у различных двигателей изменяется в меньших пределах, чем момент, что позволяет иметь стандартные и заранее напечатанные координатные сетки с построенными гиперболами постоянных мощностей, на которые можно наносить графики $g_e = \text{const}$.

Любая точка рабочей области на рис. 88 определяет значения M_e , n_d , g_e и N_e .

Удельный расход топлива при заданной частоте вращения двигателя и постоянной мощности связан с часовым расходом Q_t в кг/ч зависимостью

$$g_e = 1000 \frac{Q_t}{N_e}. \quad (186)$$

Расход топлива на 100 км пути в кг

$$Q_s = Q_t \frac{100}{v},$$

где v — скорость в км/ч.

Тогда

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10v}$$

или при плотности топлива ρ_T в кг/л

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10\rho_T v} \text{ л/100 км.} \quad (187)$$

Эффективная мощность двигателя определяется как сумма свободной мощности, отдаваемой на вал трансмиссии, и мощности потерь на обслуживание двигателя, установленного на машине:

$$N_e = N_{св} + N_{пот.}$$

При установившемся движении свободная мощность определяется из формулы

$$N_{св} = \frac{P_{дv}}{360\eta_o} \text{ кВт} \left(N_{св} = \frac{P_{дv}}{270\eta_o} \text{ л. с.} \right),$$

где $P_{д} = P = f_o G + R_v$ [см. формулу (8)].

Известная при данной частоте вращения двигателя мощность потерь [например, из уравнения (160)] может быть представлена аналогично свободной с использованием приведенной к гусеницам силы $P_{пот.}$, характеризующей потери на обслуживание двигателя:

$$N_{пот.} = \frac{P_{пот.} v}{360\eta_o} \text{ кВт} \left(N_{пот.} = \frac{P_{пот.} v}{270\eta_o} \text{ л. с.} \right). \quad (188)$$

Обозначим коэффициент относительного сопротивления воздуха при движении машины

$$f_v = \frac{R_v}{G} \quad (189)$$

и коэффициент потерь

$$f_{пот.} = \frac{P_{пот.}}{G}. \quad (190)$$

После замены N_e в уравнении (187) получим

$$Q_s = \frac{g_e G}{3600\rho_T \eta_o} (f_o + f_v + f_{пот.}) \text{ л/100 км;} \\ \left(Q_s = \frac{g_e G}{2700\rho_T \eta_o} (f_o + f_v + f_{пот.}) \text{ л/100 км} \right), \quad (191)$$

где на ровном участке дороги $f_o = f$.

Формула (191) подтверждает сделанное ранее замечание о влиянии на топливную экономичность машины качества двигателя, потерь в трансмиссии и ходовой части и режима движения.

Режим движения включает заданный коэффициент сопротивления f_o и скорость машины, которая, в свою очередь, определяет частоту вращения двигателя и g_e при вполне определенной нагрузке (N_e или M_e).

Для построения кривых постоянных километровых расходов лучше использовать преобразованную формулу (187). Подставляя в нее эффективную мощность, выраженную через момент

$$N_e = \frac{M_e n_d}{955} \text{ кВт} \left(N_e = \frac{M_e n_d}{716,2} \text{ л. с.} \right)$$

и скорость машины по выражению (18), получим

$$Q_s = B_i g_e M_e \text{ л/100 км}, \quad (192)$$

где коэффициент

$$B_i = \frac{i_0}{3600 \rho_T R_{BK}} \left(B_i = \frac{i_0}{2700 \rho_T R_{BK}} \right) \quad (193)$$

постоянен при данной передаче в ступенчатой коробке. Формула (192) вместе с графиками равных удельных расходов топлива двигателя удобна для построения кривых равных километровых расходов топлива на тяговой характеристике. Однако, если формула (192) дает зависимость Q_s от эффективного крутящего момента двигателя M_e , то при построении тяговой характеристики используется зависимость динамического фактора D от свободного момента $M_{св}$ по формуле (17).

Условием равномерного движения машины при работе двигателя на внешней характеристике является равенство $f_0 = D$. В случае f_0 меньше D двигатель работает с неполной подачей топлива или на частичной характеристике. Эту точку под кривой динамического фактора при заданной скорости можно охарактеризовать текущим значением свободной удельной силы тяги на гусеницах по двигателю D_f . При этом $D_f = f_0$. Для используемого ниже графоаналитического метода построения кривой Q_s необходимо иметь зависимость D_f от M_e . Заменив в формуле (17) $M_{св}$ на M_e и приняв $R_B = 0$, обозначим через D_e текущее значение эффективной удельной силы тяги на гусеницах, определяемое по моменту двигателя, без учета потерь на его обслуживание и сопротивление воздуха:

$$D_e = C_i M_e, \quad (194)$$

где постоянный на данной передаче коэффициент

$$C_i = \frac{\eta_0}{GR_{BK}} i_0. \quad (195)$$

Тогда текущее значение свободной удельной силы тяги по двигателю

$$D_f = D_e - (f_B + f_{\text{пот}}). \quad (196)$$

Из формулы (18) ранее была получена линейная зависимость скорости машины от частоты вращения двигателя для данной передачи

$$v = A_i n_d \text{ км/ч},$$

где коэффициент A_i определяется по формуле (166).

Рассмотрим графоаналитический метод построения кривой $Q_s = \text{const}$ на тяговой характеристике машины для одной из передач. На рис. 89 выбираются соответствующие масштабы величин, откладываемых по осям координат. При этом масштаб D , D_e , f_v и $f_{\text{пот}}$ принимают одинаковым. В левом нижнем квадранте предварительно строятся внешняя характеристика двигателя M_e и кривые постоянных удельных расходов топлива (условно показана одна). В правом верхнем квадранте наносится кривая динамического фактора. В правом нижнем квадранте строятся: график $f_v = \varphi(v)$ по формуле (189),

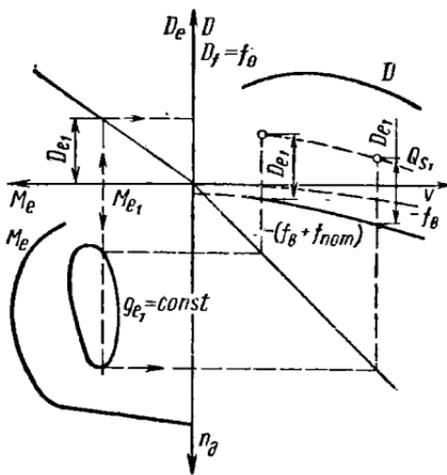


Рис. 89

одинаковый для всех передач, график $f_{\text{пот}} = \varphi(v)$ по формулам (190) и (188) и график суммарных величин $f_v + f_{\text{пот}}$. Величины f_v и $f_v + f_{\text{пот}}$ откладываются вниз от оси абсцисс. Далее по формулам (195) и (166) определяется наклон прямых и наносятся сами прямые в левом верхнем и нижнем правом квадрантах. После этого можно определять координаты точек тяговой характеристики D_f и v , соответствующие данному расходу топлива Q_s .

Задаваясь величиной Q_{s1} , по формуле (192) находим величину произведения $g_e M_e$. Это произведение дает возможность по топливной характеристике двигателя в левом нижнем квадранте определить M_{e1} для принятого удельного расхода $g_{e1} = \text{const}$:

$$M_{e1} = \frac{Q_{s1}}{B_i g_{e1}}$$

Если M_{e1} больше максимального момента M_e , то величину Q_{s1} необходимо принять другой.

Значения M_{e1} и g_{e1} определяют частоту вращения двигателя, которой будут соответствовать вполне определенные скорости движения машины, легко получаемые на оси абсцисс тяговой характеристики.

С другой стороны, величина M_{e1} дает вполне определенное значение D_{e1} в левом верхнем квадранте. Если масштабы построения D_e , D и $(f_v + f_{\text{пот}})$ одинаковы, то искомую величину D_{f1} находят в соответствии с формулой (196), откладывая по вертикали D_{e1} от суммарного графика $(f_v + f_{\text{пот}})$. Повторяя расчеты при $Q_{s1} = \text{const}$ и новых значениях g_{e1} , получим нужное количество точек для построения кривой постоянного километрового расхода топлива Q_{s1} на тяговой характеристике. Точки, не лежащие в рабочей области e_e , не представляют интереса и поэтому обычно не учитываются.

Все указанные расчеты могут быть проделаны также аналитически по упоминавшимся для построения графиков (рис. 89) фор-

мулам с использованием экспериментальных кривых равных удельных расходов топлива, показанных на рис. 88.

В результате можно получить топливную характеристику машины на всех передачах в виде кривых равных расходов топлива в л на 100 км пути (при требуемых интервалах изменения Q_s), нанесенных на ее тяговую характеристику. Общий вид такой характеристики для двух смежных передач ступенчатой коробки показан на рис. 90. В зависимости от формы кривых $g_e = \text{const}$ графики $Q_s = \text{const}$ могут изменять свой вид и иметь точки перегиба, но общий характер их останется, как правило, идентичным, показанным на рис. 90. Каждая точка совмещенной характеристики дает значение $D_f = f_o$, v и Q_s .

Полученная топливная характеристика машины в целом позволяет сделать некоторые заключения, совпадающие с выводами, известными из практики. При $v = \text{const}$ (рис. 90) на одной из передач коробки увеличение сопротивления движению приводит к увеличению километрового расхода топлива ($Q_{s_1} < Q_{s_2} < Q_{s_3}$ и т. д.). Это происходит потому, что величина в скобках формулы (191) возрастает в большей степени, чем уменьшается g_e с ростом на-

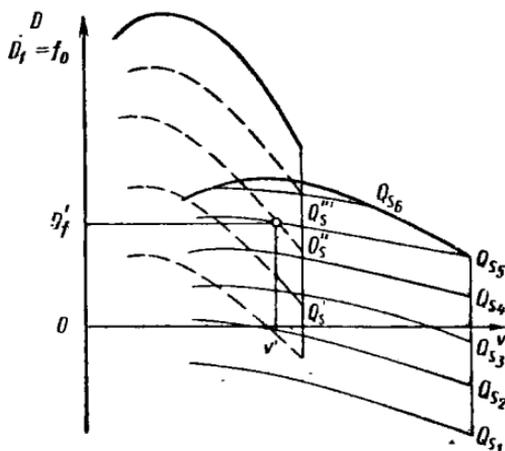


Рис. 90

грузки на частичных характеристиках двигателя при $n_d = \text{const}$. Наличие максимума на кривой $Q_s = \text{const}$ можно объяснить аналогично. Удельный расход топлива g_e минимален (см. рис. 87) при вполне определенной скорости движения. Если скорость уменьшается или увеличивается, то g_e растет (менее интенсивно при увеличении v , так как режим работы двигателя приближается к внешней характеристике). Сохранение Q_s постоянным в формуле (191) в случае изменения скорости оказывается возможным только при уменьшении суммы f или f_o .

На одной и той же дороге ($f_o = \text{const}$) километровый расход топлива будет зависеть от скорости движения. Кривые расхода топлива, показанные на рис. 86 при постоянной передаче, можно получить из графиков рис. 90, если взять на них значения Q_s в зависимости от скорости для любого заданного $f_o = \text{const}$. При этом на каждой передаче обнаруживается наиболее экономичная по расходу топлива скорость движения, соответствующая только данным дорожным условиям.

Графики постоянных километровых расходов топлива, построенные для существующих машин [43], позволяют сделать важное заключение о том, что при постоянных v и $D_f = f_o$, если движение возможно на любой из двух смежных передач, то километровый расход

топлива на низшей передаче больше, чем на высшей. На рис. 90 точка с координатами v' и D_f' лежит на пересечении кривых Q_s'' и Q_{s_2} , но Q_s'' больше Q_{s_2} . Аналогичный вывод можно сделать, анализируя формулу (191), где g_e на низшей передаче явно увеличится за счет снижения потребного от двигателя момента и увеличения его частоты вращения, а $f_{\text{пот}}$ благодаря последнему также возрастает.

Следовательно, для экономии топлива никогда не нужно переходить на низшую передачу, пока возможно движение на высшей. Это противоречит необходимости включения низшей передачи для получения более высокой средней скорости движения, которая была выявлена выше. Такой проигрыш в топливной экономичности при увеличении средней скорости движения может и не привести к ухудшению общей экономики движения машины, так как ее производительность явно возрастает. Если же скорость на высшей передаче ограничена обстановкой движения и до полной загрузки двигателя далеко, то переход на низшую передачу явно нецелесообразен. Это обстоятельство упрощает манипуляции водителя и используется им для экономии топлива.

Пользуясь топливной характеристикой машины на рис. 90 можно рассчитать абсолютный расход топлива на заданном отрезке пути. Для этого необходимо знать процентные соотношения отдельных участков пути с определенным средним сопротивлением движению и соответствующие им средние скорости. При равных условиях можно сравнивать топливную экономичность различных машин, равно как и расход топлива на тонну перевозимого груза. Последний получается делением километрового расхода на вес груза.

Рассмотренный метод построения кривых равных километровых расходов топлива остается справедливым и при бесступенчатой коробке передач, если в левом нижнем квадранте рис. 89 поместить графики равных удельных расходов топлива g_2 , отнесенных к мощности N_2 , развиваемой на выходном валу коробки. Если соединение двигателя с входным валом передачи осуществляется без промежуточного редуктора, то при известном часовом расходе топлива Q_t получим

$$g_2 = \frac{Q_t}{N_2} = \frac{Q_t}{N_1 \eta_{\text{п}}} = \frac{Q_t}{N_e \eta_{\text{п}}}$$

или

$$g_2 = \frac{g_e}{\eta_{\text{п}}} \quad (197)$$

В случае использования бесступенчатой механической передачи можно принять, что при изменении нагрузки частота вращения двигателя сохраняется постоянной и соответствует или номинальной n_N или экономичной частоте вращения, соответствующей минимальным удельным расходам топлива, n_e . Некоторое изменение частоты вращения при работе на регуляторной характеристике, в случае необходимости, можно учесть при проведении описываемых ниже расчетов. Каждому значению момента $M_e = M_1$ при постоянной частоте

вращения двигателя соответствует только одно значение g_e (см. рис. 88). Поэтому для упрощения вычислений, используя кривые рис. 88, можно предварительно построить графики g_e в функции момента двигателя для указанных постоянных частот вращения. Характер этих кривых представлен на рис. 91. Следовательно, при постоянных M_1 и n_1 к. п. д. бесступенчатой передачи согласно формуле (197) получим $g_2 = \text{const}$. Характер и положение кривой $g_2 = \text{const}$ в координатах M_2, n_2 определится соответствующим значением M_2 , которое по формулам (73) и (74) при постоянных M_1 и n_1 зависит только от n_2 . Тогда зависимости $M_2 = f(n_2)$ для разных M_1 на рис. 92 представляют собой кривые соответствующих

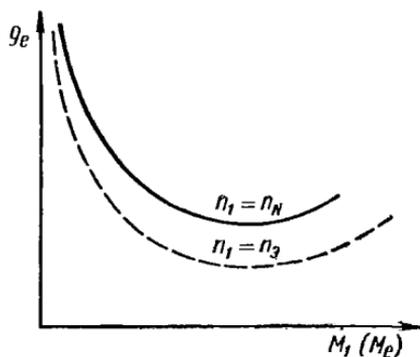


Рис. 91

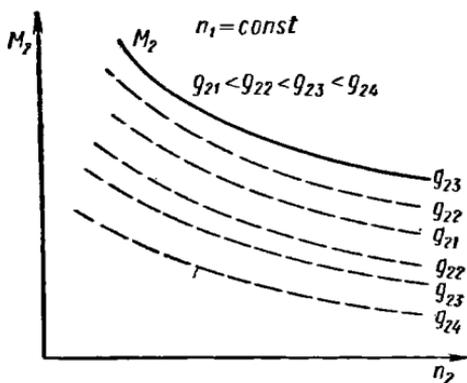


Рис. 92

равных удельных расходов g_2 всей установки двигатель—передача, определенных с использованием рис. 91 и формулы (197).

Построение кривых Q_s на тяговой характеристике машины производится аналогично тому, как это было описано при ступенчатой коробке передач. Очевидно, желательно иметь две такие характеристики для частот вращения двигателя n_N и n_3 . Можно построить графики километровых расходов в зависимости от скорости движения-машины $Q_s = f(v)$ при работе двигателя только на внешней характеристике и при постоянной частоте вращения (n_N или n_3) и $g_e = \text{const}$. Трудоемкость построения их меньше, но они носят частный характер.

В случае установки в трансмиссии комплексной гидropередачи кривые равных удельных расходов топлива (рис. 88) дают возможность оценить совместную работу двигателя и гидropередачи и выбрать активный диаметр D_p с учетом топливной экономичности, о чем упоминалось в § 18. Наложение характеристики входа гидropередачи на графики равных удельных расходов топлива g_e (рис. 93) уже позволяет увидеть область реальных значений g_e , при которых будет работать двигатель с данной передачей. На рис. 93 параболы нагружения обозначены в соответствии с рис. 81. Изменение D_p (или введение передаточного числа между двигателем и входным валом гидropередачи) приводит к изменению положения всех парабол нагружения насосного колеса. Сдвиг парабол влево приводит

к включению в рабочую область минимальных удельных расходов топлива и более предпочтителен. Однако номинальная мощность двигателя при этом не используется, что, как правило, нерационально. Следовательно, при использовании номинальной мощности

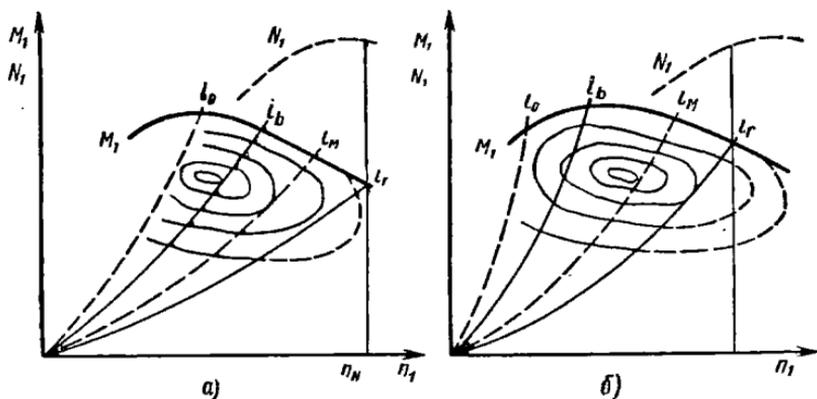


Рис. 93

двигателя придется назначить D_p , не считаясь с расположением кривых, равных g_e , и заведомо идти на ухудшение топливной экономичности.

Подобная оценка совместной работы двигателя и гидропередачи, но с учетом потерь в самой гидропередаче, может быть сделана и

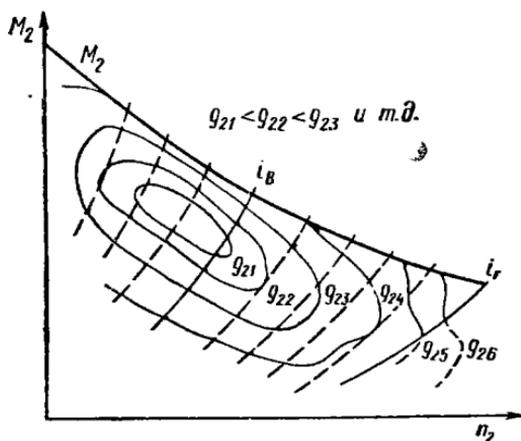


Рис. 94

по характеристике выхода. Для этого необходимо построить на ней кривые равных удельных расходов g_2 (рис. 94), которые в соответствии с формулой (197) всегда будут больше соответствующих им g_e и учитывают к. п. д. гидропередачи. Построение кривых $g_2 = \text{const}$ на характеристике выхода следует начать с нанесения на характеристики входа и выхода достаточно большого числа парабол нагружения способом, рассмотренным в § 5 (раз-

дел 3). Тогда, например, точке с удельным расходом g_e при частоте вращения n_1 на параболе i_r (рис. 93) будет соответствовать вполне определенная точка при частоте вращения $n_2 = n_1 i_r$ на аналогичной параболе рис. 94. При этом g_2 определяется по формуле (197).

Для удобства построения кривых равных удельных расходов g_2 лучше задаться определенным $g_2 = \text{const}$ на данной параболе i_{21} и по формуле (197) определить соответствующее значение g_e характеристики входа. Это g_e и принятое i_{21} определяют частоту вращения n_1 . Следовательно, абсцисса $n_2 = n_1 i_{21}$ на характеристике выхода обозначает на данной параболе точку принятого $g_2 = \text{const}$. Достаточно большое количество таких точек на разных параболах позволяет объединить их общей кривой $g_2 = \text{const}$ на характеристике выхода (рис. 94). При этом параболы i_r и i_b ограничивают область рабочего диапазона комплексной гидропередачи.

Пользуясь топливной характеристикой установки двигатель—гидропередача, можно нанести кривые равных километровых расходов топлива Q_s на тяговую характеристику машины аналогично тому, как это делалось при ступенчатой коробке на рис. 89.

УСТОЙЧИВОСТЬ

§ 21. ПРОДОЛЬНАЯ И ПОПЕРЕЧНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИНЫ

1. Общие определения

Устойчивостью гусеничной машины называется способность ее сохранять заданное положение при действии внешних сил или способность восстанавливать начальное положение после прекращения действия сил. Процесс потери устойчивости связан с изменением заданного положения. Это изменение может происходить в пространстве или на плоскости движения. Поэтому различают устойчивость машины от опрокидывания и устойчивость от сползания или заноса.

Способность машины сохранить заданное положение в покое или движении называется статической устойчивостью. Способность машины возвращаться в исходное положение после прекращения действия внешних сил определяется динамической устойчивостью. Последнее относится главным образом к случаю оценки устойчивости против опрокидывания.

Потеря устойчивости против опрокидывания приводит к повороту машины относительно некоторой оси, которую называют осью опрокидывания. Возможность поворота машины относительно оси, лежащей в поперечной плоскости машины, связывается с определением продольной устойчивости против опрокидывания. Возможность поворота или опрокидывания машины относительно продольной оси зависит от поперечной устойчивости.

Как отмечалось выше, вопросы устойчивого движения гусеничной машины не исчерпываются сохранением или стабилизацией ее положения в вертикальных плоскостях. Неустойчивость движения может возникнуть также в результате произвольного изменения положения машины или заданной траектории движения ее на самой плоскости движения. Наиболее типичным примером этого явления может быть занос машины вбок при повороте под действием центробежной силы, которая не уравновешивается боковыми реакциями грунта на гусеницах. Так как рассмотрению этого явления должно предшествовать сообщение определенных сведений по теории поворота гусеничной машины, то оно разбирается ниже, в гл. VI. В дан-

ной главе рассматриваются только основные вопросы статической устойчивости от опрокидывания и сползания. При рассмотрении этих вопросов используются некоторые общепринятые термины и понятия, приводимые ниже.

На рис. 95 показаны определенные ранее силы, которые действуют на машину при ускоренном движении, и обозначены параметры, необходимые для оценки устойчивости. Определение начального центра давления (точка D) и центра давления (точка D_0) было приведено в гл. I.

Ось опрокидывания — это прямая, проектируемая в точку на продольную или поперечную проекции машины, около которой возможен поворот машины на некоторый угол. На рис. 95, например, это оси, проходящие через точки A, B, C, E . Первоначально поворот при опрокидывании возможен относительно оси A назад и относительно оси B вперед. В дальнейшем поворот может продолжаться относительно осей, проходящих через точки E и C .

Очевидно, что центр давления D совпадает с точкой пересечения равнодействующей R всех внешних сил (за исключением реакций грунта) с опорной плоскостью, так как при этом моменты всех сил относительно точки D равны нулю.

Расположение центра тяжести машины определяется размерами h и a , которые называют координатами центра тяжести.

Угол α_m носит название угла стабилизации,

$$\operatorname{tg} \alpha_m = \frac{a}{h}. \quad (198)$$

Принято считать, что при расположении центра давления в точке D_0 машина обладает начальной устойчивостью. Начальная устойчивость может и не быть наилучшей. Если центр тяжести в продольной плоскости машины смещен относительно середины опорной поверхности и $a \neq b$, то смещение центра давления под действием внешних сил в направлении более отдаленной оси опрокидывания приводит к повышению устойчивости машины относительно другой оси опрокидывания. Действие на машину внешних сил, направленных взаимно противоположно, может привести к отсутствию смещения центра давления.

Продольное смещение центра давления оценивают координатой x . При изменении положения центра давления машина сохраняет устойчивость, если он остается в пределах отрезка AB . Если a меньше b , то условие продольной устойчивости в общем виде будет $x < a$, а расчетное условие опрокидывания определится неравенством $x > a$.

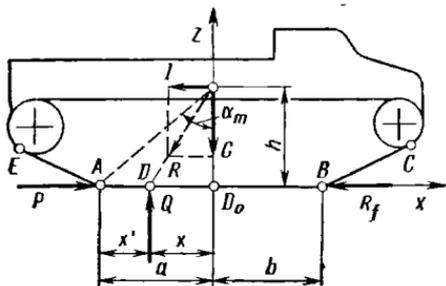


Рис. 95

Под запасом смещения центра давления понимают величину $x' = a - x$, а под запасом устойчивости

$$\alpha' = \frac{x'}{a} = 1 - \frac{x}{a}. \quad (199)$$

Благодаря наличию рессор в подвеске величины, характеризующие положение центра давления, и угол стабилизации становятся переменными, так как под влиянием внешних сил корпус машины может иметь вертикальное перемещение, но учитывая большую жесткость рессор и, главное, наличие ограничителей хода катков, обычно полагают, что статическая устойчивость машины изменяется незначительно. Поджатие заднего или переднего катков приводит к некоторому уменьшению координаты h , что, с точки зрения устойчивости, более благоприятно.

Гусеничные машины при движении по местности должны обладать статической устойчивостью при любых уклонах местности, на которых вообще возможно движение. Поэтому оценка устойчивости против опрокидывания имеет большое значение для машин, у которых центр тяжести расположен высоко. При оценке предельной устойчивости машины следует принимать наихудший из всех возможных вариант действия внешних сил.

В дальнейшем, если это специально не оговорено, при рассмотрении вопросов статической устойчивости под термином опрокидывание машины будет пониматься $\alpha' = 0$ по формуле (199). Случай нулевого запаса устойчивости является первым критическим состоянием при потере устойчивости и теоретически предельно допустимым при движении машины, даже если при $\alpha' < 0$ действительного опрокидывания не произойдет и спустя какое-то время после начала поворота относительно оси опрокидывания машина возвратится в начальное положение.

2. Общий случай продольной устойчивости

Представим общий случай движения гусеничной машины на подъем с ускорением (рис. 96). Определение продольной устойчивости машины при этом сводится к определению координаты смещения x центра давления и сравнению полученной величины с величиной a . Эта координата находится из уравнения моментов относительно центра давления

$$x = h \operatorname{tg} \alpha + \frac{hl + R_k h_k + M_I}{G \cos \alpha}, \quad (200)$$

где M_I — суммарный инерционный момент всех вращающихся в продольной плоскости деталей (ведущие колеса, ленивцы, опорные катки, поддерживающие катки, шестерни бортовой передачи и т. п.);

$$M_I = \sum_1^n J_i \ddot{\varphi}_i;$$

здесь J_i — момент инерции детали; $\ddot{\varphi}_i$ — угловое ускорение.

Как следствие этого условия, на данном грунте при критическом значении суммы сил $X + I$ машина начинает опрокидываться, так как $\varphi > \operatorname{tg} \alpha_m$.

3. Условие сползания машины. Машина сползает, если неравенство (201) изменит знак, и не опрокидывается, если неравенство (202) выполняется. Тогда в общем виде условие сползания определяется неравенством

$$\operatorname{tg} \alpha_m > \frac{X+I}{Z} > \varphi. \quad (205)$$

Следствие этого условия — машина в критическом случае сползает, так как $\operatorname{tg} \alpha_m > \varphi$. Следовательно, за счет уменьшения h угол стабилизации проектируемой машины должен отвечать неравенству $\operatorname{tg} \alpha_m > \varphi$. При этом больший угол стабилизации будет всегда предпочтительнее, так как при сползании машины всегда может быть увеличение коэффициента φ за счет случайных препятствий.

4. Поперечная устойчивость

При движении машины с боковым креном возможно опрокидывание или сползание в боковом направлении. На рис. 98 показаны силы, действующие на машину в поперечной плоскости при повороте и угле бокового крена β . Поперечная составляющая веса $Y = G \sin \beta$, а $Z = G \cos \beta$. Сила C является центробежной. Равнодействующая касательных реакций грунта на двух гусеницах μZ

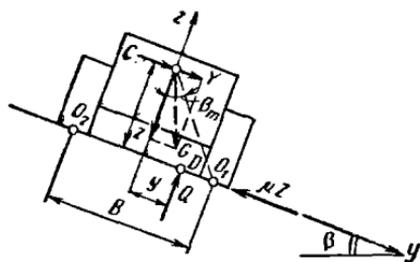


Рис. 98

препятствует боковому сползанию машины. Коэффициент пропорциональности μ называют коэффициентом сопротивления боковому сдвигу. Он зависит от качества грунта и конструкции траков.

Оценивая поперечную устойчивость машины, принимают, что оси опрокидывания проходят через точки O_1 и O_2 , положение которых определяет размер колеи B . Это допущение

оправдывается тем, что в начале опрокидывания машина поворачивается вбок относительно обода опорного катка, оставляя прижатой к грунту опорную ветвь гусеницы.

Машина при движении с боковым креном будет сохранять устойчивость, если центр давления D не выходит за пределы ширины колеи. Запас устойчивости, условия устойчивого движения, опрокидывания и сползания могут быть записаны аналогично рассмотренным случаям продольной устойчивости. Например, условие устойчивого движения соблюдается, если

$$\mu > \frac{Y+C}{Z} < \operatorname{tg} \beta_m, \quad (206)$$

где β_m — угол поперечной стабилизации,

$$\operatorname{tg} \beta_m = \frac{B}{2h}.$$

Поперечное смещение центра давления определяется из уравнения моментов относительно точки D :

$$y = h \operatorname{tg} \beta + \frac{Ch}{Z}. \quad (207)$$

Поперечная устойчивость против опрокидывания у гусеничных машин меньше, чем продольная, потому что размер колеи всегда меньше размера базы и угол стабилизации $\beta_m < \alpha_m$.

§ 22. УСТОЙЧИВОСТЬ НА КОСОГОРЕ

1. Общий случай

При равномерном движении в гору под некоторым углом ψ к направлению максимального подъема α_0 (рис. 99, а) машина имеет как продольный, так и поперечный крен. Силу G можно разложить

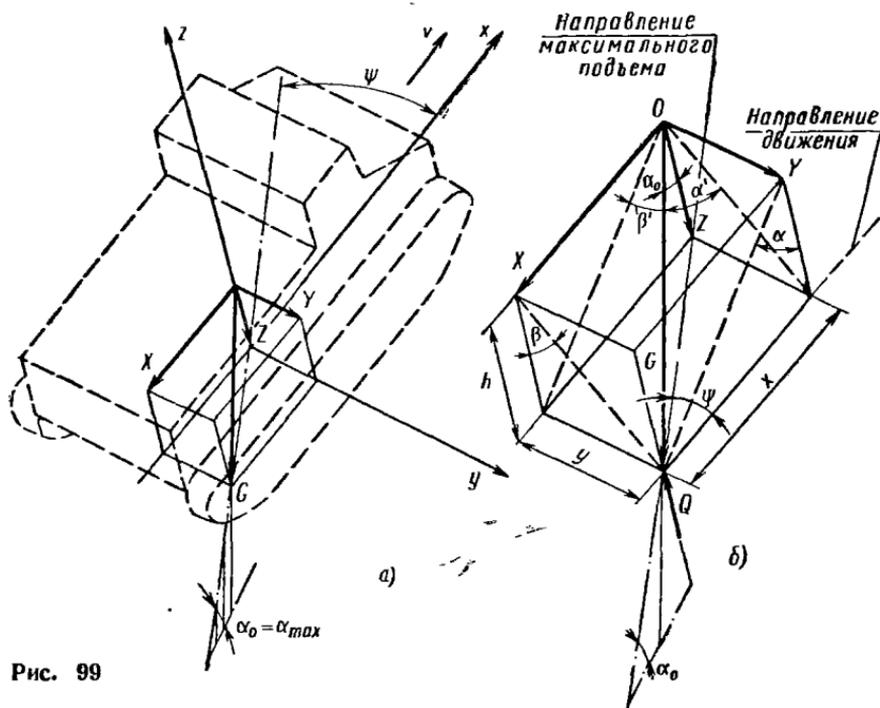


Рис. 99

на три составляющие X , Y и Z , параллельные осям подвижной системы координат. Центр давления сместится одновременно с поперечной и продольной осей машины. Примем, что нижняя плоскость параллелепипеда на рис. 99, б совпадает с плоскостью грунта. Тогда

при отсутствии других внешних сил x и y будут координатами центра давления. Угол ψ в этой плоскости называется курсовым углом. Кроме этого, на рис. 99 обозначены следующие углы: α_0 — угол максимального подъема, α и β — углы подъема и бокового крена

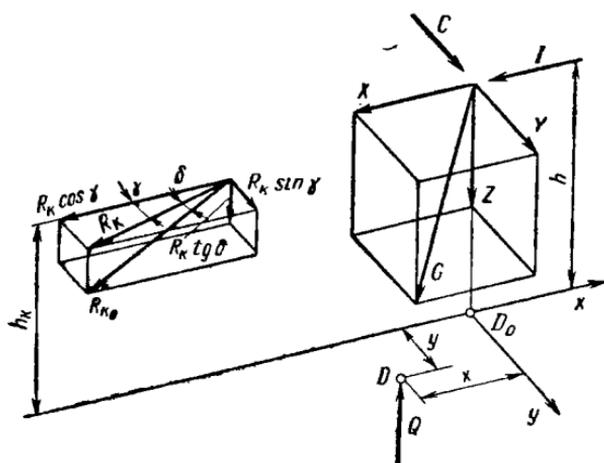


Рис. 100

в плоскостях, перпендикулярных плоскости грунта, α' и β' — углы подъема и бокового крена в вертикальных плоскостях (обе плоскости проходят через вектор G). Внешние силы, действующие на машину в плоскости движения, условно опущены.

Оценка устойчивости положения машины при движении по косогору производится также путем определения координат смещения

центра давления x и y . Однако их определение в общем случае возможно при известных силах X , Y и Z .

$$\begin{aligned} X &= G \sin \alpha' = G \cos \beta' \sin \alpha = G \sin \alpha_0 \cos \psi = \\ &= G \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha; \end{aligned} \quad (208)$$

$$\begin{aligned} Y &= G \sin \beta' = G \cos \alpha' \sin \beta = G \sin \alpha_0 \sin \psi = \\ &= G \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \beta; \end{aligned} \quad (209)$$

$$Z = G \cos \alpha_0. \quad (210)$$

Из уравнений (208) и (209) следует, что

$$\sin \psi = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_0}; \quad \cos \psi = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_0}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (211)$$

Полученные формулы дают возможность определить требуемые величины, имея заданными G , α_0 и ψ .

При отсутствии других внешних сил координаты центра давления определяются из геометрических соотношений:

$$\left. \begin{aligned} x &= h \operatorname{tg} \alpha = h \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \psi; \\ y &= h \operatorname{tg} \beta = h \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (212)$$

При действии на машину других внешних сил, например сил инерции и силы на крюке (рис. 100), для определения координат смещения центра давления нужно составить уравнения моментов

относительно осей координат. Используя обозначения на рис. 100 и полагая $R_k \operatorname{tg} \delta = 0$, получим координаты центра давления:

$$\left. \begin{aligned} x &= h \frac{X+I}{Z} + h_k \frac{R_k \cos \gamma}{Z}; \\ y &= h \frac{Y+C}{Z} + h_k \frac{R_k \sin \gamma}{Z}. \end{aligned} \right\} \quad (213)$$

Условия устойчивого движения по опрокидыванию и сползанию для случая движения с прицепом могут быть выведены аналогично предыдущим случаям.

2. Допустимый курсовой угол движения на косогоре

Вследствие того, что поперечная устойчивость гусеничной машины всегда меньше продольной, движение машины поперек склона не всегда допустимо. В связи с этим важно определить, с каким предельным курсовым углом возможно движение машины с поворотами без опрокидывания.

При равномерном движении и $R_k = 0$ предельные углы подъема и крена машины постоянны и равны углам стабилизации.

Для исключения опрокидывания машины при повороте на 360° на косогоре необходимо, чтобы центр давления не выходил за пределы окружности радиуса $\frac{B}{2}$ (рис. 101).

Пренебрегая действием центробежной силы при повороте и принимая $a > \frac{B}{2}$, получим предельно возможный угол подъема $\alpha_0 = \beta_m$ или

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{B}{2h}.$$

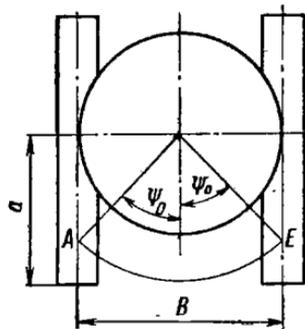


Рис. 101

Если максимальный угол подъема больше указанного, то устойчивое движение на подъем или по косогору возможно, но с ограниченным поворотом машины, при котором центр давления не будет выходить за пределы дуги AE . Это дает возможность поворачиваться в пределах изменения угла $\pm \psi_0$. Допустимый курсовой угол ψ_0 выражается зависимостью

$$\sin \psi_0 = \frac{B}{2a} = \frac{\operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg} \alpha_m}. \quad (214)$$

Предельный угол подъема по устойчивости против опрокидывания в этом случае будет больше, чем в предыдущем, а именно $\alpha_0 = \alpha_m$.

§ 23. ПОНЯТИЕ О ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ

Рассмотренные выше уравнения статической устойчивости машины достоверны для определения безусловного опрокидывания [второе критическое состояние, в общем отличное от нулевого запаса устойчивости по формуле (199)] только для

случая отсутствия действия на машину каких-либо внешних сил, исключая силу тяжести и реакции грунта. Тогда, при малых скоростях и ускорениях движения, на рис. 96 и 98 $I = C = 0$ и равенстве угла подъема или крена соответствующему углу стабилизации, вектор силы тяжести G пересекает ось опрокидывания. Условия первого и второго критических состояний выполняются одновременно и малейший внешний импульс может вызвать безусловное опрокидывание машины.

1. Общий случай поперечной устойчивости

Ограничимся в дальнейшем рассмотрении поперечной динамической устойчивости, имея в виду, что для продольной устойчивости оценка производится аналогичным образом. Возвращаясь к общей схеме сил, действующих на машину (см. рис. 98), заметим, что нулевой запас устойчивости приводит к нулевой нормальной реакции на верхней гусенице в точке O_2 (первое критическое состояние). Дополнительное силовое воздействие в направлении силы Y приведет к тому, что машина начнет поворот относительно оси опрокидывания O_1 . Однако безусловного опрокидывания машины не произойдет, если дополнительной энергии не хватит для того,

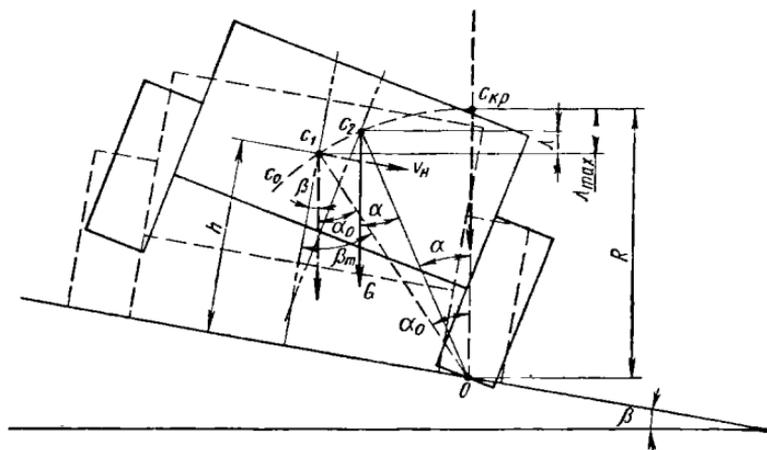


Рис. 102

чтобы поднять центр тяжести при повороте до положения, при котором вектор G пересечет ось опрокидывания O_1 . В этом случае машина возвратится в первоначальное положение.

Занос машины в направлении поперечной оси y со скоростью v_y , как правило, начинается раньше первого критического состояния по опрокидыванию. Поэтому наиболее типичным явлением, вызывающим поворот машины относительно оси опрокидывания, будет встреча опорной ветви гусеницы, на которой расположена ось опрокидывания, с препятствием, сопровождаемая ударом или зарыванием опорной ветви в грунт. Энергия удара обуславливает возникновение силы инерции, действующей в направлении сил Y и C (см. рис. 98), и поворот всей системы относительно оси опрокидывания O_1 .

Основываясь на изложенном, под динамической устойчивостью машины против опрокидывания следует понимать ее способность поглощать энергию внешнего импульса (например, в момент удара о местное препятствие) и возвращаться в начальное положение после поворота на некоторый угол относительно оси опрокидывания. Промежуточное положение, которое занимает машина при таком повороте относительно оси O , показано на рис. 102, допуская, что ось опрокидывания не перемещается на край гусеницы после выборки всех зазоров в шарнирах опорной ветви. На рис. 102 в начальном положении машина имеет угол крена β . Все силы, кроме силы тяжести G , условно не показаны. При повороте около оси опрокидывания O центр тяжести машины описывает часть окружности радиуса R , последовательно проходя поло-

жения c_1 (начальное), c_2 , $c_{кр}$ и т. д. Используя известные R , β_m , β и обозначения на рисунке, получим

$$\alpha_0 = \beta_m - \beta, \quad (215)$$

текущую высоту подъема центра тяжести от начального положения

$$\lambda = R [\cos \alpha - \cos (\beta_m - \beta)] \quad (216)$$

и высоту подъема центра тяжести до второго критического состояния

$$\lambda_{\max} = R [1 - \cos (\beta_m - \beta)]. \quad (217)$$

Формула (217) показывает, что отсутствие бокового крена машины в начальном положении (точка c_0 при $\beta = 0$) увеличивает λ_{\max} и улучшает динамическую устойчивость. В случае $\beta = \beta_m$ получим $\lambda_{\max} = 0$ и второе критическое состояние устойчивости совмещается с первым.

После удара гусеницы о препятствие движение машины относительно оси O имеет вращательный характер с явно уменьшающейся угловой скоростью ω . Если ω уменьшается до нуля раньше, чем центр тяжести займет положение $c_{кр}$, то машина остановится и возвратится в начальное положение (центр тяжести — в c_1). Если в точке $c_{кр}$ окажется $\omega > 0$, то машина, безусловно, опрокинется.

Поэтому для определения предельной скорости бокового заноса машины при ударе о препятствие (скорости прямолинейного движения — для случая продольной динамической устойчивости) и уменьшения числа неизвестных следует в положении центра тяжести $c_{кр}$ считать $\omega = 0$. Тогда при большей скорости заноса машина безусловно опрокинется, а при меньшей возвратится в начальное положение. При этом, вообще говоря, теоретически безразлично имелась или нет нормальная реакция на верхней гусенице. Но динамическая устойчивость явно ухудшается вследствие уменьшения λ_{\max} , если при одинаковой скорости заноса в момент удара о препятствие машина уже была повернута на некоторый угол. Это аналогично увеличению угла крена β .

При рассмотренном характере вращательного движения машины момент инерции системы J_0 (относительно точки O) будет оказывать существенное влияние и должен учитываться. Поэтому, обозначив начальные значения скоростей в момент удара v_n и ω_n , пренебрегая энергией, затраченной на деформацию препятствия, для определения предельной или критической скорости v_n воспользуемся уравнениями кинетических моментов и кинетической энергии.

В соответствии с рис. 102 уравнение кинетических моментов при поступательном и вращательном движении машины, учитывая нулевые конечные скорости:

$$\frac{G}{g} v_n h = J_0 \omega_n. \quad (218)$$

Уравнение кинетической энергии при тех же условиях

$$\frac{1}{2} J_0 \omega_n^2 = G \lambda_{\max}. \quad (219)$$

Решая уравнения (218) и (219) совместно, получим критическую скорость заноса (прямолинейного движения)

$$v_n = \frac{g}{h} \sqrt{2 \frac{J_0}{G} \lambda_{\max}}. \quad (220)$$

Превышение данной скорости при ударе гусеницы о местное препятствие приведет к безусловному опрокидыванию машины.

Последнее время проявляется интерес к оценке поперечной динамической устойчивости транспортных машин при возникновении вынужденных угловых поперечных колебаний поддрессоренного корпуса. Это имеет значение в особенности для машин с высоким расположением центра тяжести. Поперечные вынужденные колебания возможны при соответствующем расположении периодически повторяющихся неровностей дороги и усиливаются с возникновением резонанса. Они могут

приводить к периодическому нарушению устойчивости по первому критическому состоянию, связанному с уменьшением нормальной реакции грунта на одной из гусениц до нуля. Второе критическое состояние устойчивости при этом маловероятно, так как отрыв одной гусеницы от грунта устраняет воздействие возмущающего момента от неровностей, действующего на машину в поперечной плоскости.

В рассматриваемом случае, так же как и при оценке статической устойчивости, следует считать недопустимыми условия движения при нулевой реакции на одной из гусениц, так как это будет приводить к периодическому и значительному изменению сил тяги на гусеницах и нарушению режимов работы двигателя и трансмиссии. Следовательно, при поперечных колебаниях корпуса актуальной является оценка устойчивости только по первому критическому состоянию.

В принципе поставленная задача может быть решена при заданной амплитуде угловых колебаний корпуса в поперечной плоскости. В случае подвески машины с амортизаторами амплитуда должна определяться методами, аналогичными изложенным в гл. VIII. Результаты решения значительно отличаются от результатов оценки статической устойчивости, без учета инерционных возмущений, когда, как указывалось выше, условия первого и второго критических состояний устойчивости совпадают.

2. Устойчивость при торможении

Формулы (200), (207) и (213) показывают, что наиболее опасными являются силы, приложенные в центре тяжести и, в частности, сила инерции I . Но при разгоне машины на горизонтальном участке, как бы ни была велика мощность двигателя, трудно создать такое ускорение, которое обеспечило бы появление силы инерции, достаточной для достижения первого критического состояния устойчивости

или опрокидывания. Тем более это невозможно при движении машины на подъеме, когда почти нет запаса мощности двигателя, который мог бы идти на разгон. Резкое торможение машины, которое при большой скорости движения сопровождается приложением значительной силы инерции, более опасно для потери устойчивости. Рассмотрим вначале случай торможения на горизонтальном участке без прицепа (рис. 103).

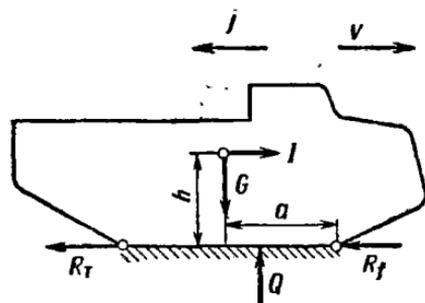


Рис. 103

Торможение машины возбуждает внешнюю силу R_T и вызывает появление силы инерции I . В случае полной затяжки тормозов и движения юзом $(R_f + R_T)_{\max} = \varphi G$ и $I = \varphi G$. Однако для движения юзом, кроме того, необходимо отсутствие опрокидывания.

Это удовлетворяется, если $Ih < Ga$. Подставляя значение силы инерции, получим условие устойчивости от опрокидывания на горизонтальном участке:

$$\frac{l}{g} < \frac{a}{h}.$$

Следовательно, все зависит от величины замедления j , получаемого при торможении.

При движении тягача под уклон (рис. 104), когда имеется составляющая веса, направленная по движению, торможение вызывает появление силы инерции, направленной в ту же сторону. Наличие жесткой сцепки тягача с прицепом при накачивании последнего дает силу на крюке, направленную по движению. Все это значительно ухудшает устойчивость тягача.

Оценка устойчивости тягача в этом случае сводится к определению координаты центра давления x . Для этой цели можно воспользоваться уравнением (200). Но в этом уравнении неизвестны сила инерции I и сила воздействия прицепа R_K (если принять $M_i = 0$).

Для определения силы инерции спроектируем все силы на продольную ось, обозначив $R_T + R_f + R_{\Pi} = R_0$ и $G + G_{\Pi} = G_0$. Для системы тягач — прицеп

$$I + I_{\Pi} + G_{\Pi} \sin \alpha - R_0 = 0,$$

где

$$I + I_{\Pi} = m_0 j.$$

Решая последние уравнения совместно, получим

$$j = g \left(\frac{R_0}{G_0} - \sin \alpha \right). \quad (221)$$

Тогда сила инерции, действующая на тягач,

$$I = G \left(\frac{R_0}{G_0} - \sin \alpha \right). \quad (222)$$

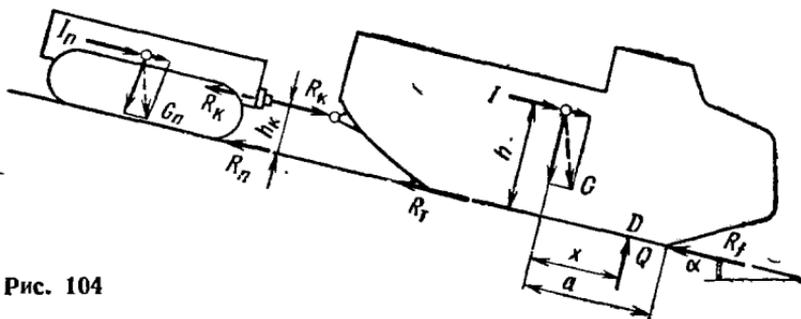


Рис. 104

Для определения R_K рассмотрим равновесие одного прицепа, учитывая, что сила R_K действует на него в обратном направлении:

$$R_K + R_{\Pi} - G_{\Pi} \sin \alpha - I_{\Pi} = 0.$$

Подставив значение

$$I_{\Pi} = G_{\Pi} \left(\frac{R_0}{G_0} - \sin \alpha \right),$$

получим

$$R_K = G_{\Pi} \frac{R_0}{G_0} - R_{\Pi}. \quad (223)$$

После подстановки формул (222) и (223) в уравнение (200) смещение центра давления равно

$$x = \frac{h}{\cos \alpha} \frac{R_0}{G_0} + \frac{h_K}{G \cos \alpha} \left(G_{\Pi} \frac{R_0}{G_0} - R_{\Pi} \right). \quad (224)$$

Анализ этой формулы показывает, что смещение центра давления больше зависит от величины тормозной силы R_T , входящей в R_0 , чем от угла спуска α . На первый взгляд это неправдоподобно, но нужно иметь в виду, что рост составляющей веса $G \sin \alpha$ с увеличением угла α приводит к росту ускорения движения и появлению силы инерции, направленной в обратную сторону и стабилизирующей положение тягача. Однако воспользоваться этим для улучшения устойчивости тягача при движении на уклоне невозможно. Разгон до большой скорости значительно увеличивает кинетическую энергию машины и опасен тем, что при наезде на местное препятствие или при выходе машины на горизонтальный участок дороги неизбежен удар и, как следствие, резкое замедление движения. Это вызовет появление весьма большой силы инерции, направленной по движению, и безусловное опрокидывание

тягача. Поэтому на уклоне нельзя применять резкое торможение и разогнаться до большой скорости. Тем самым обеспечивается небольшая величина ускорений и инерционных сил.

У сельскохозяйственных тракторов при проектировании иногда смещают центр тяжести вперед относительно середины опорной поверхности, для того чтобы выровнять эпюру удельных давлений на грунт при наличии силы тяги на крюке. Для транспортных тягачей, двигающихся на повышенных и высоких скоростях, можно допустить смещение центра тяжести только назад для улучшения устойчивости по опрокидыванию при движении на уклоне.

Для расчета устойчивости следует принимать максимально возможную тормозную силу, равную силе тяги по сцеплению:

$$R_f + R_T = \varphi G \cos \alpha$$

Если рассматривать устойчивость тягача при отсутствии прицепа, то последний член в выражении (224) обратится в нуль. При этом остаются справедливыми неравенства (203)—(205).

Критическую скорость движения по второму критическому состоянию устойчивости можно определить по формулам (220) и (217), в которых все параметры должны соответствовать продольной плоскости машины с учетом двух возможных осей опрокидывания (*B* и *C* на рис. 95) и определяются аналогично показанным на рис. 102.

§ 24. ПРИЛОЖЕНИЕ УРАВНЕНИЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДЛЯ ОПЫТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕСА И КООРДИНАТ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ МАШИНЫ

Наиболее распространенным методом определения веса и координат центра тяжести машины является последовательное подвешивание машины при опоре ее на две различные точки (рис. 105). При этом замеряется усилие *P* в точке подвеса и плечо до неподвижной опоры. Такое подвешивание делается дважды при разных плечах *l*₁ и *l*₂. Разность этих плеч должна быть достаточно боль-

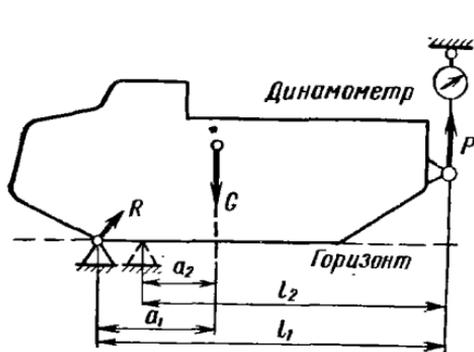


Рис. 105

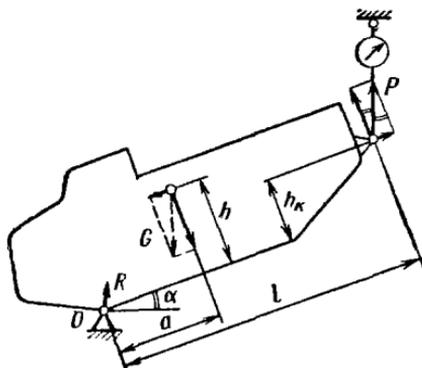


Рис. 106

шой. При эксперименте необходимо выключить упругие элементы подвески машины и обеспечить неизменность положения гусениц и катков относительно корпуса машины. Сам корпус необходимо выставить в положение, идентичное его статическому положению при установке машины на горизонтальной площадке. Линия действия силы *P* должна быть вертикальная.

Для исключения влияния момента трения в опоре показания динамометра при замере силы *P* берутся средними из значений, которые получаются, если нажать на машину в точке крепления динамометра и медленно отпустить и затем несколько приподнять ее и отпустить.

Для определения веса и горизонтальной координаты центра тяжести можно составить уравнения

$$\begin{aligned}Ga_1 &= P_1 l_1; \quad Ga_2 = P_2 l_2; \\ a_1 - a_2 &= l_1 - l_2.\end{aligned}$$

Решая эти уравнения совместно, получим формулу для определения веса машины

$$G = \frac{P_1 l_1 - P_2 l_2}{l_1 - l_2} \quad (225)$$

и для определения горизонтальной координаты

$$a_1 = \frac{P_1 l_1}{G}. \quad (226)$$

Для определения вертикальной координаты центра тяжести измеряют плечи и силы на динамометре при различных углах наклона машины α (рис. 106). Из уравнения моментов относительно точки O

$$h = a \operatorname{ctg} \alpha - \frac{P}{G} (l \operatorname{ctg} \alpha - h_k). \quad (227)$$

По значениям вертикальной координаты для нескольких углов $\alpha > 4-5^\circ$ определяется средняя величина h .

РАВНОМЕРНОЕ КРИВОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ ИЛИ ПОВОРОТ

§ 25. КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА

1. Кинематические зависимости при повороте гусеничной машины

Поворот гусеничной машины осуществляется изменением скоростей движения гусениц. При этом гусеницу, обладающую большей скоростью, называют забегающей, а гусеницу, обладающую меньшей скоростью и находящуюся ближе к центру поворота, отстающей.

В целом поворот гусеничной машины в плане (рис. 107) можно рассматривать как плоское вращательное движение. Следовательно, в каждый момент времени должна существовать ось мгновенного вращения системы, проекция которой на плоскость поворота есть центр поворота O .

Поворот опорной ветви гусеницы около центра O (рис. 108, а) представляют в виде бесконечно большой суммы бесконечно малых прямолинейных перемещений dx опорных катков и последующих поворотов на бесконечно малый угол $d\alpha$ опорной ветви около точек O_2 , O_3 и т. д.

Бесконечно малые прямолинейные перемещения опорных катков вызывают аналогичные перемещения средней точки опорной ветви гусеницы из O_1 в O_2 , из O_2 в O_3 и т. д. Точка, относительно которой происходит мгновенный поворот опорной ветви, носит название полюса поворота гусеницы. При установившемся характере поворота указанные полюса не меняют своего положения относительно корпуса машины. В общем случае полюса поворота гусениц O_1 и O_2 на рис. 107 не совпадают с поперечной осью машины, проходящей через середину гусениц, но они всегда расположены на одной прямой, проведенной из центра поворота O перпендикулярно продольной оси машины [28].

Примем в дальнейшем, что буксование или юз гусениц отсутствует. При этом допущении план мгновенных скоростей точек продольной оси опорной ветви гусеницы показан на рис. 108, б. Угловые скорости поворота гусеницы относительно полюса O_1 и машины относительно центра поворота O (см. рис. 107) одинаковы. Скорости v_1 и v_2 точек корпуса машины, лежащих на одной нормали с полюсом поворота O_1 , направлены вдоль продольных осей соот-

ветвующих гусениц и равны относительной скорости перематывания их. Скорость произвольной точки A корпуса, лежащей на продольной оси гусеницы, является геометрической суммой скоростей $v_1 = \omega R_1$ и $u_1 = \omega r_1$ и равна ωR_A , что соответствует закону вращательного движения системы относительно центра O .

Боковые перемещения точек опорной ветви гусеницы (см. рис. 108, б) приводят к появлению дополнительных поперечных сил сопротивления, действующих от грунта на гусеницу при повороте, которые при прямолинейном движении машины отсутствуют.

Относительная скорость движения гусеницы при повороте задается механизмом поворота, установленным на машине. В принципе механизм поворота может изменять скорость одной или одновременно двух гусениц.

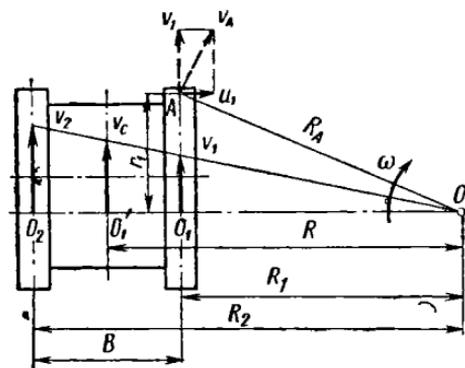


Рис. 107

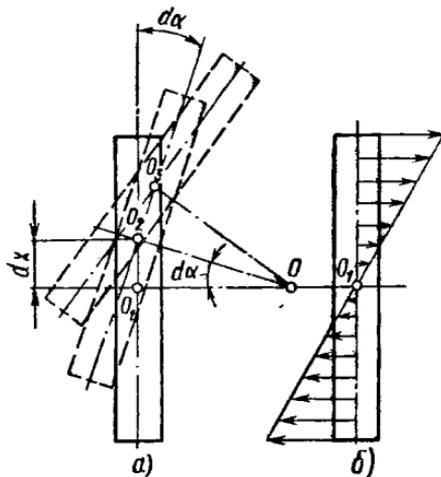


Рис. 108

При анализе поворота величинам, относящимся к забегающей гусенице, принято присваивать индекс 2, а отстающей гусенице— индекс 1. Тогда на рис. 107 R — радиус поворота средней точки корпуса машины, R_2 — радиус поворота по забегающей гусенице, R_1 — радиус поворота по отстающей гусенице и B — колея машины.

Если угловые скорости ведущих колес обозначить через ω_2 и ω_1 , а радиус ведущего колеса R_{BK} , то

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_{BK}\omega_2}{R_{BK}\omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i_{21},$$

где i_{21} — передаточное число между ведущими колесами; при повороте i_{21} всегда больше единицы.

С другой стороны, из подобия треугольников на рис. 107 передаточное число между бортами может быть представлено в виде отношений

$$i_{21} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{2R + B}{2R - B},$$

а радиусы поворота в функции известных скоростей или передаточного числа i_{21} :

$$R_2 = \frac{v_2}{v_2 - v_1} B = \frac{i_{21}}{i_{21} - 1} B; \quad (228)$$

$$R = \frac{v_2 + v_1}{v_2 - v_1} \frac{B}{2} = \frac{i_{21} + 1}{i_{21} - 1} \frac{B}{2}; \quad (229)$$

$$R_1 = \frac{v_1}{v_2 - v_1} B = \frac{1}{i_{21} - 1} B. \quad (230)$$

Часто радиус поворота представляют в виде относительной величины, у которой за единицу длины принята половина ширины колеи машины:

$$\rho_i = \frac{R_i}{B/2} = \frac{2R_i}{B}, \quad (231)$$

где i определяет индекс радиуса.

Основные кинематические величины, относящиеся к средней точке машины, и передаточное число имеют при этом более компактные выражения:

$$i_{21} = \frac{\rho + 1}{\rho - 1}; \quad (232)$$

$$\rho_2 = \frac{2v_2}{v_2 - v_1} = \frac{2i_{21}}{i_{21} - 1}; \quad (233)$$

$$\rho = \frac{v_2 + v_1}{v_2 - v_1} = \frac{i_{21} + 1}{i_{21} - 1}; \quad (234)$$

$$\rho_1 = \frac{2v_1}{v_2 - v_1} = \frac{2}{i_{21} - 1}. \quad (235)$$

При этом угловая скорость поворота машины

$$\omega = \frac{v_2}{R_2} = \frac{v_2 - v_1}{B}. \quad (236)$$

2. Кинематический фактор механизма поворота

В некоторых уравнениях теории поворота удобно использовать зависимость скорости от положения точки машины, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения, которую она имела до входа в поворот. Предположим, что в общем случае на плане скоростей (рис. 109) при включении механизма поворота уменьшаются относительные скорости движения обеих гусениц. Вследствие этого точка, сохранившая при повороте скорость прямолинейного движения $v_{пр}$, оказывается за пределами машины и становится воображаемой. Положение этой точки характеризуется плечом выноса скорости прямолинейного движения l_k .

Аналогично относительному радиусу поворота, определяемому по формуле (231), примем относительное плечо выноса скорости прямолинейного движения при повороте:

$$q_k = \frac{l_k}{B/2} = \frac{2l_k}{B}. \quad (237)$$

Сокращенно эту величину называют кинематическим фактором механизма поворота.

Используя подобие треугольников, получим формулы скоростей:

$$v_2 = \frac{\rho + 1}{\rho + q_k} v_{пр}; \quad (238)$$

$$v_c = \frac{\rho}{\rho + q_k} v_{пр}; \quad (239)$$

$$v_1 = \frac{\rho - 1}{\rho + q_k} v_{пр}. \quad (240)$$

Величина кинематического фактора зависит только от схемы механизма поворота. Если, например, в качестве механизма поворота используется простой дифференциал, то скорость центра машины сохраняется равной скорости прямолинейного движения при неизменной частоте вращения двигателя. Следовательно, $l_k = 0$ и $q_k = 0$. Бортовой фрикцион или планетарный механизм поворота сохраняют скорость прямолинейного движения на забегающей гусенице. Для этих механизмов

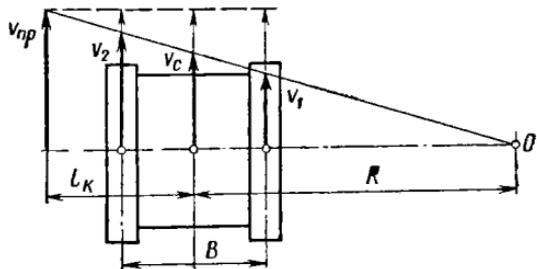


Рис. 109

$l_k = \frac{B}{2}$ и $q_k = 1,0$. Более сложные механизмы поворота уменьшают скорости движения обеих гусениц и для них $q_k > 1$.

§ 26. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОВОРОТУ

1. Момент сопротивления повороту и силы тяги на гусеницах при простейшем случае поворота

Рассмотрим вначале наиболее простой, частный случай поворота гусеничной машины на горизонтальной площадке, без прицепа с расположением центра тяжести в продольной плоскости над серединой опорных ветвей гусениц и на малой скорости, при которой центробежной силой, действующей на машину, можно пренебречь. Внешние силы, действующие в этом случае на машину, показаны на рис. 110 и полюсы поворота гусениц O_1 и O_2 лежат на попереч-

ной оси машины. Силы тяги P_1 и P_2 обозначены соответственно для отстающей и забегающей гусениц. Рассмотренная кинематика поворота гусеничной машины дает основание считать, что к каждой гусенице приложена сила сопротивления прямолинейному движению $f \frac{Q}{2}$ и поперечные

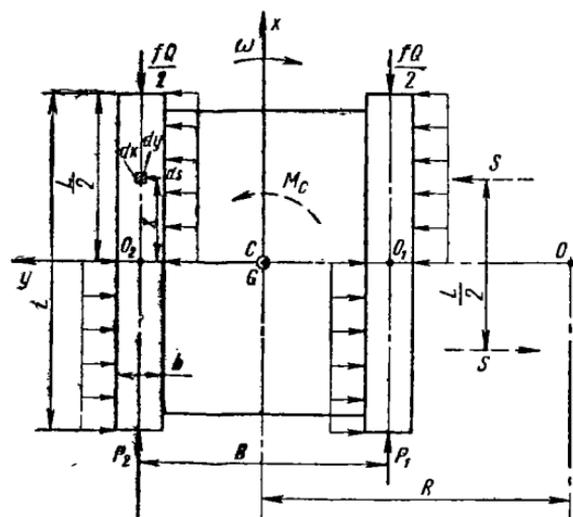


Рис. 110

с учетом ширины гусениц выделим элементарную площадку на опорной плоскости со сторонами dx и dy . Тогда элементарная касательная сила, действующая на эту площадку со стороны грунта,

$$dS = \mu q dx dy,$$

а момент сопротивления повороту

$$M_c = 4 \int_0^b dy \int_0^{\frac{L}{2}} \mu q x dx.$$

В общем случае эти выражения справедливы для любого закона распределения q по длине и ширине гусеницы. Учитывая сделанные допущения и формулу (93), получим после интегрирования

$$M_c = \frac{\mu QL}{4}, \quad (241)$$

где в рассматриваемом случае $Q = G$.

Следовательно, при равномерном распределении давления по ширине гусеницы, что достаточно близко отражает экспериментальные результаты при жестких траках, M_c не зависит от этого размера. Поэтому ту же формулу для M_c можно получить, принимая условно ширину гусеницы равной единице, в виде момента пары сил S , которые являются равнодействующими прямоугольных

силы, препятствующие повороту ее около полюса и образующие момент сопротивления повороту M_c . Предположим также, что распределение удельного давления по длине и ширине гусениц равномерное, поворот машины происходит с заданным и постоянным радиусом, коэффициент сопротивления боковому сдвигу или повороту гусениц μ постоянен.

Для определения момента сопротивления повороту M_c в общем случае

эпюр боковых сил. При этом условное давление, приходящееся на единицу длины опорной ветви, определяют по выражению

$$q = \frac{Q}{2L}.$$

Тогда

$$S = 2\mu q \frac{L}{2} = \frac{\mu Q}{2}.$$

Коэффициент пропорциональности μ называют коэффициентом сопротивления повороту. Заметим, что величина момента сопротивления повороту не изменится, если в дальнейшем проводить расчеты, условно полагая наличие на машине одной гусеницы, но принимая при этом

$$q = \frac{Q}{L}. \quad (242)$$

Для определения потребных сил тяги спроектируем все силы на продольную ось машины:

$$P_2 + P_1 = fQ \quad (243)$$

и напишем уравнение моментов сил относительно центра машины:

$$P_2 \frac{B}{2} - P_1 \frac{B}{2} - M_c + \frac{fQ}{2} \frac{B}{2} - \frac{fQ}{2} \frac{B}{2} = 0$$

или

$$(P_2 - P_1) \frac{B}{2} = M_c. \quad (244)$$

Левая часть уравнения (244) представляет собой момент, поворачивающий машину. При равномерном повороте он равен моменту сопротивления. С ростом M_c при увеличении μ поворачивающий момент должен увеличиваться. После достижения предельно возможной по двигателю силы тяги на забегающей гусенице ($P_2 = P_{д1}$) дальнейшее увеличение поворачивающего момента возможно только путем изменения знака силы тяги P_1 в формуле (244), т. е. изменения ее направления действия. В этом случае сила P_1 будет играть активную роль.

Уравнение (244) можно переписать в виде

$$P_2 - P_1 = \frac{\mu QL}{2B}. \quad (245)$$

Решая уравнения (243) и (245) совместно, получим

$$P_2 = \frac{fQ}{2} + \frac{\mu QL}{4B}; \quad P_1 = \frac{fQ}{2} - \frac{\mu QL}{4B}. \quad (246)$$

Те же выражения для P_2 и P_1 можно получить, если использовать уравнения моментов относительно полюсов поворота гусениц O_1 и O_2 . Последний прием следует рекомендовать для определения

сил тяги на гусеницах при наличии других внешних сил, действующих на машину.

Анализ полученных уравнений позволяет сделать некоторые важные выводы. Уравнения (246) определяют необходимые силы тяги на гусеницах, которые необходимы, чтобы выполнить равномерный поворот в заданных условиях. Эти силы должны быть обеспечены двигателем и механизмом поворота машины.

Уравнение (243) показывает, что сумма сил тяги при повороте не изменилась и равна силе тяги прямолинейного движения. Однако из практики известно, что при повороте требуется увеличение мощности двигателя. Из уравнения (245) видно, что сила тяги на забегающей гусенице больше, чем на отстающей, на величину $\frac{\mu QL}{2B}$.

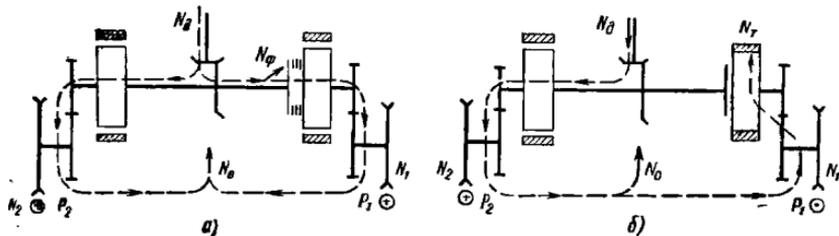


Рис. 111

Таким образом, из уравнений (243) и (245) следует, что с уменьшением силы P_1 сила P_2 настолько же возрастает. Значит, соотношение сил P_2 и P_1 при прочих одинаковых условиях определяется величиной коэффициента μ , который, как это будет показано, зависит от радиуса поворота машины.

Поясним сказанное примером. Пусть $f = 0,08$; $\mu = 0,08$ (один радиус); $\frac{L}{B} = 1,5$, тогда $f \frac{Q}{2} = 0,04Q$; $\frac{\mu QL}{4B} = 0,03Q$; $P_2 = 0,07Q$ и $P_1 = 0,01Q$. Если же $\mu = 0,6$ (другой радиус), то $\frac{\mu QL}{4B} = 0,225Q$; $P_2 = 0,265Q$ и $P_1 = -0,185Q$. В первом случае направление силы тяги P соответствует показанному на рис. 110. Если принять, что механизмом поворота машины является бортовой фрикцион, то для создания сил тяги на гусеницах поток мощности двигателя распределяется так, как показано на рис. 111, а. Уменьшение силы P_1 до требуемой величины осуществляется пробуксовкой бортового фрикциона. Во втором случае равномерный поворот с положительным направлением силы тяги P_1 невозможен.

Для увеличения поворачивающего момента необходимо приложить тормозную силу P_1 (рис. 111, б). При этом гусеница отстающего борта отключается от двигателя и тормозится. Мощность двигателя N_d целиком передается на забегающий борт (N_2) и расходуется на поворот машины или преодоление внешних сопротивлений (N_0). Часть ее N_1 поступает на отстающую гусеницу и теряется в тормозе N_T . Отстающая гусеница является ведомой и перематывается за счет энергии двигателя, передаваемой через забегающую гусеницу.

Отношение силы на забегающей гусенице к силе тяги прямолинейного движения во втором случае $\frac{P_2}{fQ} = 3,31$. Это отношение вместе с потоками мощности на рис. 111, б уже поясняет, почему часто при повороте гусеничной машины требуется значительное увеличение мощности двигателя. Если сохраняется прежняя скорость движения забегающей гусеницы, то мощность двигателя должна увеличиваться в 3,31 раза.

Следовательно, в идеальном случае, механизм поворота гусеничной машины, кроме изменения относительных скоростей гусениц, должен обеспечить требуемое для поворота изменение сил тяги на гусеницах.

2. Коэффициент сопротивления повороту

Сопротивление повороту машины складывается из различных по своей природе составляющих. К ним относятся: 1) трение поверхностей траков по грунту при угловом перемещении опорной ветви гусеницы относительно полюса поворота; 2) суммарная реакция смятия, сдвига и среза грунта торцовыми и выступающими частями траков; 3) сопротивление перемещению валика грунта, нагрбаемого гусеницами и катками, что особенно заметно при повороте гусеничных машин на рыхлом грунте с небольшим радиусом.

В результате экспериментов установлено, что суммарная сила сопротивления перемещению звена гусеницы по деформируемому грунту зависит от величины перемещения. Характер этой зависимости показан на рис. 112, где P — суммарная сила сопротивления и S — перемещение. Чем больше перемещение звена, тем больше сила сопротивления перемещению. Это обстоятельство позволяет утверждать, что сила сопротивления повороту зависит от радиуса поворота. Если последний достаточно велик, то угловые и линейные перемещения точек опорных ветвей гусениц около полюса поворота малы. В этом случае реакция грунта и момент сопротивления повороту будут иметь меньшее значение, чем при повороте с малым радиусом, когда боковые перемещения точек гусеницы значительно больше. Кроме того, вероятно момент сопротивления повороту зависит от давления на грунт, в известной мере определяющего глубину погружения машины, а также от угловой скорости поворота.

Формула (241) не отражает влияния на момент сопротивления повороту указанных параметров. Но поскольку коэффициент сопротивления повороту μ в этой формуле является коэффициентом пропорциональности между моментом QL и действительным моментом сопротивления M_c , то все сказанное о влиянии на него радиуса поворота, давления и угловой скорости следует целиком отнести и к μ .

Некоторые допущения, сделанные при выводе формулы (241), делают ее справедливой лишь в первом приближении и пригодной

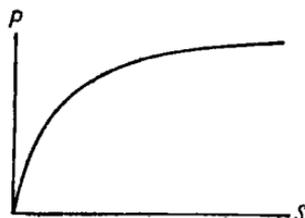


Рис. 112

для практического использования только в случае экспериментального определения коэффициента μ в условиях, соответствующих повороту реальной машины. Поэтому при определении μ по опытным данным следует воспользоваться той же формулой (241).

Использование в расчетах осредненных значений коэффициента μ , приводимых в литературе в зависимости от качества грунта, дает погрешность определения M_c , так как при этом не учитываются конструктивные особенности данной машины.

3. Зависимость коэффициента μ от радиуса поворота

В предыдущем разделе указывалось, что коэффициент или момент сопротивления повороту должен быть функцией радиуса поворота, угловой скорости и давления.

Зависимость μ от давления и угловой скорости поворота не установлена ни теоретически, ни экспериментально. В то же время доказано, что принятие μ постоянным и не зависящим от радиуса поворота дает весьма приближенное решение и является грубым допущением.

В ряде опубликованных работ установлена качественная и количественная зависимость момента сопротивления повороту и коэффициента μ от радиуса поворота для гусеничных тракторов и быстроходных машин. Эти работы подчеркивают особенно интенсивное изменение μ при изменении радиуса поворота от $R = \frac{B}{2}$ до $R = 15 \div 20$ м. В них делается вывод, что основное сопротивление повороту определяется трением опорных поверхностей траков при поперечных перемещениях по грунту. При этом зависимость сил трения от радиуса поворота объясняется наличием внутреннего трения деформируемого грунта. Перемещение трака вызывает появление сил трения не только на контактирующих поверхностях, но и в слое грунта, простирающемся на некоторую глубину. Тогда малые поперечные перемещения траков опорной ветви потребуют меньшей затраты энергии.

Меньшее сопротивление повороту оказывает суммарная реакция смятия, сдвига и среза грунта торцовыми и выступающими частями траков. Абсолютные и относительные затраты энергии на этот вид сопротивления повороту, так же как и на трение, определяются прежде всего качеством грунта.

На некоторых грунтах значительное влияние на сопротивление повороту оказывает вал грунта, нагребаемый гусеницей и катками. При большом погружении в рыхлый грунт, в снег сопротивление повороту от нагребания резко возрастает.

Сравнительно незначительны силы сопротивления повороту, характеризующие влияние ширины гусеницы, даже при наличии развитых грунтозацепов. Как показывают эксперименты, эти силы очень мало зависят от радиуса поворота.

На основании обширных экспериментов А. О. Никитиным была выведена эмпирическая зависимость коэффициента μ от радиуса поворота:

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{a + (1 - a) \frac{R_2}{B}}, \quad (247)$$

где a — постоянный коэффициент, принимаемый в расчетах в среднем 0,85; R_2 — радиус поворота по забегающей гусенице; B — колея.

Максимальный коэффициент сопротивления повороту для некоторых грунтов по данным А. О. Никитина имеет следующие значения:

	μ_{\max}
Сухой дернистый суглинистый грунт (влажность $W < 8\%$)	0,8—1
Сухая грунтовая дорога на суглинке	0,7—0,9
Пахота на суглинке ($W < 8\%$)	0,6—0,8
Суглинистая влажная дорога ($W \geq 20\%$)	0,3—0,4
Снег рыхлый	0,25—0,3
Снег слежавшийся при температуре 0°C	0,6—0,7

Вывод эмпирической формулы (247) сделан по результатам испытаний разных машин в различных условиях поворота.

Для расчета механизма поворота необходимо использовать наиболее тяжелые режимы движения. Они соответствуют повороту на сухом дернистом суглинистом грунте. Все остальные грунты являются для поворота менее трудными.

В соответствии с принятым ранее обозначением относительного радиуса поворота ρ по выражению (231) формула (247) приобретает вид

$$\mu = \frac{40\mu_{\max}}{37 + 3\rho}. \quad (248)$$

Нетрудно убедиться, что в обеих формулах А. О. Никитина μ_{\max} соответствует повороту машины около остановленной гусеницы, при котором $\rho = 1$ ($R = \frac{B}{2}$ и $R_2 = B$). С увеличением радиуса поворота μ и момент сопротивления повороту значительно уменьшаются. При стремлении ρ к бесконечности μ стремится к нулю. Последнее означает, что для прямолинейного движения остаются справедливыми формулы сил тяги (246). В случае использования формулы (247) или (248) любые выражения потребных сил тяги при повороте, которые будут получены ниже для сложных условий поворота, имеют более общий характер.

4. Оценка поворотливости по сцеплению забегающей гусеницы

Значительное увеличение силы тяги на забегающей гусенице делает необходимой проверку возможности поворота машины по сцеплению. Для обеспечения поворота на горизонтальной площадке при равномерном распределении веса машины на обе гусеницы необходимо, чтобы соблюдалось неравенство

$$\varphi \frac{Q}{2} \geq P_2.$$

Подставляя выражение для P_2 , получим

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2(\varphi - f)}{\mu}.$$

Если принять $\varphi = 0,8$; $f = 0,1$; $\mu_{\max} = 0,7$, то $\frac{L}{B} \leq 2,0$. Такое неравенство соответствует существующим машинам. Следовательно, на заданном грунте их поворот по сцеплению забегающей гусеницы возможен с любым радиусом $\rho \geq 1 \left(R \geq \frac{B}{2} \right)$.

Для снежной дороги $\varphi = 0,4$; $f = 0,1$; $\mu_{\max} = 0,6$ и $\frac{L}{B} \leq 1,0$. Поворот реальной машины, например с $\frac{L}{B} = 1,5$, без буксования забегающей гусеницы на такой дороге возможен только при $\rho > 1 \left(R > \frac{B}{2} \right)$ ввиду уменьшения μ .

Попытка поворота с малым радиусом на такой дороге приведет к полному буксованию забегающей гусеницы.

5. Влияние характера распределения давления по длине гусеницы на момент сопротивления повороту

Ранее был определен момент сопротивления повороту (241) при условии, что давление и касательные боковые силы по длине гусеницы распределяются по закону прямоугольника (рис. 113, а). Сохраняя допущения, принятые при выводе формулы (241), сделаем сравнительную оценку момента сопротивления повороту для других эпюр давлений, показанных на том же рисунке. Условно примем линейный закон изменения давления на этих эпюрах. Используя формулу (242), нетрудно получить выражения момента сопротивления:

для эпюры на рис. 113, б

$$M_c = \frac{\mu QL}{6};$$

для эпюры на рис. 113, в

$$M_c = \frac{\mu QL}{4+6};$$

для эпюры на рис. 113, г

$$M_c = \frac{7\mu QL}{3}.$$

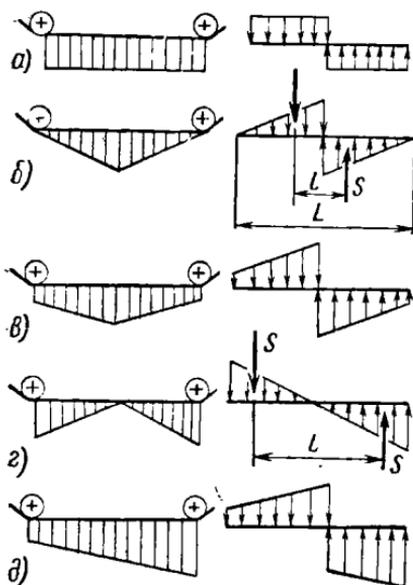


Рис. 113

По сравнению с формулой (241) уменьшение момента сопротивления дает эпюра б, а увеличение — эпюра г. Однако ни одна из них в практике гусеничного машиностроения не применяется из-за худ-

шения проходимости машины, перегрузки отдельных катков, конструктивного и производственного усложнения подвески и т. п. В некоторых случаях может оказаться рациональным использование эпюры на рис. 113, б для гусеничного прицепа.

И, наконец, можно представить эпюру давлений в виде трапеции (рис. 113, в). В практике часто встречаются случаи движения машины, при которых первоначальная прямоугольная эпюра давлений превращается в трапецию (движение на подъем или уклон, движение тягача с прицепом). Определение момента сопротивления повороту в последнем случае оказывается более сложным и требует предварительного рассмотрения некоторых вопросов, излагаемых в следующем разделе.

6. Продольное смещение полюсов поворота гусеницы и центра поворота машины при распределении давления по трапеции

Эпюра нормальных давлений в виде трапеции является следствием продольного смещения центра давления. В этом случае линия действия нормальной реакции грунта Q , которая является равнодействующей всех элементарных нормальных сил, должна проходить через центр тяжести площади трапеции (рис. 114). Для удобства дальнейших преобразований определим вначале зависимость длин сторон трапеции от смещения центра давления x .

В теории поворота за начальный центр давления D_0 принимают середину гусеницы.

Так как сделано допущение, что ширина гусеницы равна единице, то для определения сторон a и b достаточно взять сумму статических моментов площадей прямоугольника и треугольника относительно точек A и B и приравнять ее статическому моменту площади трапеции. Примем, что q и x известны.

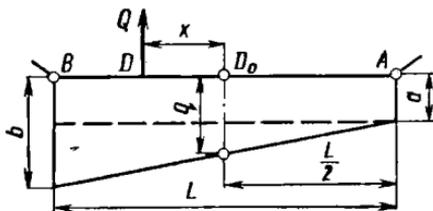


Рис. 114

Уравнение моментов относительно точки B

$$aL \frac{L}{2} + \frac{(b-a)L}{2} \frac{L}{3} = \frac{a+b}{2} L \left(\frac{L}{2} - x \right)$$

или после преобразований

$$\frac{L}{2} - x = \frac{L}{3} \frac{2a+b}{a+b}. \quad (249)$$

Написав аналогичное уравнение моментов относительно точки A , получим

$$\frac{L}{2} + x = \frac{L}{3} \frac{2b+a}{b+a}. \quad (250)$$

Обозначим относительное смещение центра давления

$$x_0 = \frac{x}{L/2} = \frac{2x}{L}, \quad (251)$$

тогда выражение (249) примет вид

$$1 - x_0 = \frac{2}{3} \frac{2a + b}{a + b}.$$

Заметим, что $a + b = 2q$, где среднее давление на единицу длины определяется формулой (242). Решая совместно последние уравнения, получим

$$a = q(1 - 3x_0); \quad b = q(1 + 3x_0). \quad (252)$$

В случае трапецидального закона, распределения давлений (рис. 115) полюс поворота будет расположен в точке O , положение которой определяется из условия равновесия гусеницы или равенства площадей трапеций, расположенных сверху и снизу. Точка O не может совпадать с точкой D_0 или D , так как заведомо известно, что в этом случае площади указанных трапеций не равны. Продольное смещение полюса поворота гусеницы принято обозначать χ . Следовательно,

$$\begin{aligned} \mu \frac{a+c}{2} \left(\frac{L}{2} + \chi \right) &= \\ &= \mu \frac{c+b}{2} \left(\frac{L}{2} - \chi \right). \end{aligned}$$

Обозначим относительное продольное смещение центра поворота

$$\chi_0 = \frac{\chi}{L/2} = \frac{2\chi}{L}, \quad (253)$$

тогда

$$\begin{aligned} (a + c)(1 + \chi_0) &= \\ &= (c + b)(1 - \chi_0). \end{aligned}$$

Выражения для a и b были получены ранее. Для подстановки значения c в левую часть этого уравнения используем подобие треугольников $\Delta 1$ и $\Delta 2$ (рис. 115). Из их подобия следует

$$\frac{c-q}{q-a} = \frac{\chi}{L/2}, = \chi_0$$

откуда

$$c = q(1 + \chi_0) - a\chi_0. \quad (254)$$

Аналогично из подобия треугольников $\Delta 1$ и $\Delta 3$ для подстановки в правую часть уравнения находим второе выражение

$$c = q(1 - \chi_0) + a\chi_0. \quad (255)$$

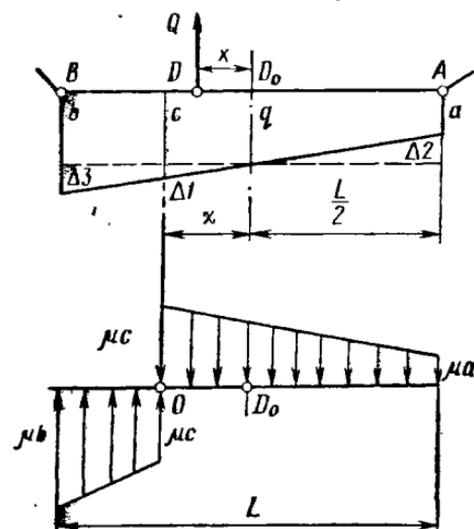


Рис. 115

Подстановка формул (254) и (255) приводит к уравнению

$$4q\chi_0 + (a - b)(1 - \chi_0^2) = 0. \quad (256)$$

Используя выражения (252), окончательно получим

$$3\chi_0\chi_0^2 + 2\chi_0 - 3x_0 = 0. \quad (257)$$

Уравнение (257) дает возможность определить продольное смещение центра поворота машины или полюсов поворота гусениц в зависимости от смещения центра давления. Оно подтверждает, что χ_0 не равно x_0 . Только при $x_0 = 0$ получаем $\chi_0 = 0$. Это соответствует прямоугольной эпюре давлений на рис. 110. Следовательно, случай поворота машины с трапецидальной эпюрой давления является более общим.

Заметим (рис. 115), что по мере увеличения смещения центра давления x сторона трапеции a будет уменьшаться, пока трапеция не превратится в треугольник.

При $a = 0$ формула (252) дает $x_0 = \frac{1}{3}$ или $x = \frac{L}{6}$, а из уравнения (257) $\chi_0 = 0,414$. Практически это соответствует движению машины без прицепа на подъем $30-35^\circ$. Дальнейшее увеличение x приводит к отрицательной величине a , что физически невозможно.

Если пренебречь упругостью рессор подвески, то при $x_0 > \frac{1}{3}$ и сохранении $Q = \text{const}$ сторона b должна увеличиться, а точка A , в которой $a = 0$, переместится влево. Это будет сопровождаться уменьшением рабочей длины опорной ветви гусеницы до L' и, следовательно, увеличением q .

Уравнение (257) при этом неприменимо, но не трудно найти новую, рабочую длину опорной ветви гусеницы, которая и должна учитываться при определении момента сопротивления

$$L' = 3 \left(\frac{L}{2} - x \right) = \frac{3}{2} (1 - x_0) L. \quad (258)$$

Относительное смещение центра давления (центра тяжести треугольника эпюры давлений), взятое от новой середины опорной ветви гусеницы, остается равным $x'_0 = \frac{1}{3}$. Тогда $\chi'_0 = 0,414$.

7. Момент сопротивления повороту при продольном смещении полюса поворота

Изменение эпюры боковых сил, действующих на гусеницы при повороте, и смещение полюса поворота вызовут изменение момента сопротивления повороту. Для определения его нужно найти сумму моментов боковых сил относительно полюса поворота O (рис. 116).

Действие элементарных боковых сил может быть заменено действием равнодействующих S_1 и S_2 , приложенных в центре тяжести соответствующих трапеций и равных их площадям. Для общности

решения предположим, что под влиянием внешних сил, которые условно не показаны, площади левой и правой трапеций не равны между собой и, следовательно, $S_1 \neq S_2$. Для определения плеч

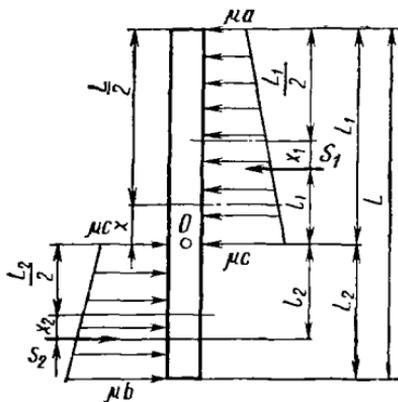


Рис. 116

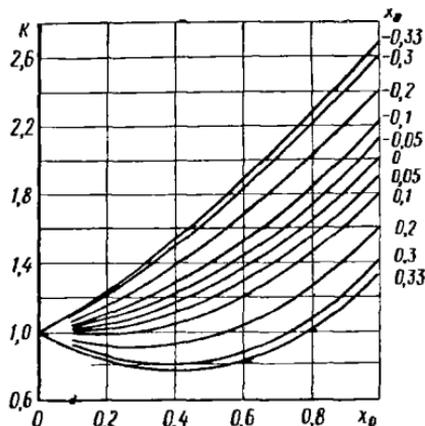


Рис. 117

l_1 и l_2 воспользуемся ранее выведенными выражениями (249) и (250), учитывая, что одна из сторон трапеций равна c :

$$l_1 = \frac{L_1}{2} - x_1 = \frac{L_1}{3} \frac{2a + c}{a + c}; \quad l_2 = \frac{L_2}{2} + x_2 = \frac{L_2}{3} \frac{2b + c}{b + c}.$$

Если использовать в дальнейшем формулу (242), то момент сопротивления повороту машины

$$M_c = S_1 l_1 + S_2 l_2.$$

Подставив выражения для равнодействующих S_1 и S_2 в виде площадей трапеций и величины плеч l_1 и l_2 , получим

$$M_c = \mu \frac{a + c}{2} \left(\frac{L}{2} + \chi \right) \frac{1}{3} \left(\frac{L}{2} + \chi \right) \frac{2a + c}{a + c} + \\ + \mu \frac{b + c}{2} \left(\frac{L}{2} - \chi \right) \frac{1}{3} \left(\frac{L}{2} - \chi \right) \frac{2b + c}{b + c}.$$

Умножив и разделив правую часть на $\frac{L^2}{4}$ и учитывая формулу (253), получим

$$M_c = \frac{\mu L^2}{24} [(1 + \chi_0)^2 (2a + c) + (1 - \chi_0)^2 (2b + c)].$$

Используя уравнения (252) и (254), получим

$$2a + c = 3q (1 + \chi_0 \chi_0 - 2\chi_0),$$

а используя уравнения (252) и (256), получим

$$2b + c = 3q (1 + \chi_0 \chi_0 + 2\chi_0).$$

Подстановка этих выражений в формулу для M_c дает после преобразований и использования формулы (242)

$$M_c = \frac{\mu QL}{4} K, \quad (259)$$

где поправочный коэффициент момента сопротивления

$$K = (1 + \chi_0^2) (1 + x_0 \chi_0) - 4x_0^2 \chi_0. \quad (260)$$

Формула (260) для определения K является наиболее общей благодаря принятому условию $S_1 \neq S_2$. Она пригодна для использования при действии на машину любых внешних сил. Коэффициент K зависит от x_0 и χ_0 . Поэтому, анализируя формулу (260), следует предположить, что функция $\chi_0 = f(x_0)$ может иметь вид, отличный от уравнения (257), которое было получено для частного случая равенства $S_1 = S_2$. Это будет показано ниже в § 27. Учитывая сказанное, целесообразно представить графики зависимости поправочного коэффициента момента K от относительного смещения χ_0 для различных $x_0 = \text{const}$ (рис. 117). Графики пригодны вместо формулы (260) для приближенных расчетов при любом варианте действия на машину внешних сил.

Из формулы (260) и графиков на рис. 117 следует, что если $x_0 = 0$ и $\chi_0 = 0$, то $K = 1$ (частный случай, показанный на рис. 110).

Если $x_0 = 0$, а $\chi_0 \neq 0$, то $K = 1 + \chi_0^2$ (как будет доказано в § 27, этот случай соответствует действию на машину только внешней поперечной силы). Графики на рис. 117 показывают, что при $\chi_0 = \text{const}$ чем больше смещается центр давления, тем меньше становится коэффициент K и момент сопротивления повороту. В предельном случае при $x_0 = \frac{1}{3}$ и $\chi_0 = 0,414$ поправочный коэффициент $K = 0,78$. Момент сопротивления повороту уменьшается на 22%.

8. Экспериментальное определение коэффициента сопротивления повороту

Существует довольно много способов опытного определения коэффициента μ на реальных гусеничных машинах. Однако для получения устойчивого режима движения машины в большинстве случаев эксперимент проводится при повороте машины с фиксированным радиусом, задаваемым механизмом поворота при отсутствии пробуксовки фрикционных элементов, что исключает возможность определения зависимости μ от R . Рассмотрим принципы экспериментального определения μ , используемые в некоторых способах, предполагая, что испытания проводятся на ровной горизонтальной площадке и невысоких скоростях движения, при которых действием центробежной силы можно пренебречь.

При необходимости приложить в процессе эксперимента внешнюю силу к испытываемой машине точку ее приложения берут как можно ниже, поэтому смещением центра давления также пренебрегаем.

1. Протаскивание испытуемой машины юзом в боковом направлении (рис. 118). Динамометром замеряется величина требуемого для этого усилия на крюке тягача P_d при установившемся движении. Тогда

$$\mu' = \frac{P_d}{G}. \quad (261)$$

Значения μ' дают весьма приближенную величину коэффициента сопротивления повороту, так как в действительности получаемая величина соответствует коэффициенту бокового сдвига.

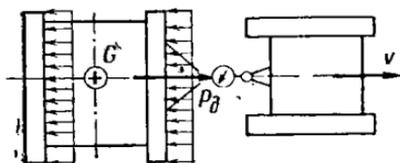


Рис. 118

2. Буксировка за верхнюю ветвь гусеницы (рис. 119, а и б). Отстающая гусеница испытуемой машины тормозится, а механизм поворота забегающей гусеницы выключается. Конец буксирного каната от тягача или лебедки прикрепляется к верхней ветви гусеницы около кормы испытуемой машины, что позволяет при эксперименте

переместить ее примерно на длину опорной поверхности.

На забегающую сторону машины (рис. 119, б) действует сила тяги каната P и сила реакции грунта, равная той же силе P , если пренебречь к. п. д. гусеницы. При совпадении оси каната с продольной осью гусеницы (рис. 119, б) напишем уравнение моментов от-

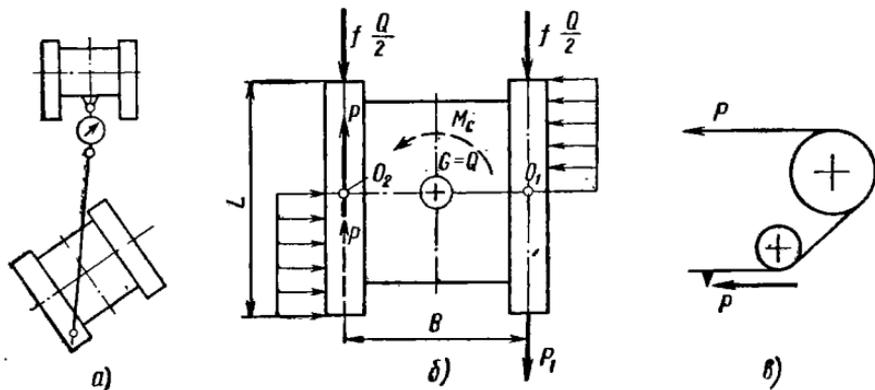


Рис. 119

носителю полюса поворота отстающей гусеницы O_1 , пренебрегая влиянием продольной силы P на смещение центра давления:

$$2PB - f \frac{Q}{2} B - \frac{\mu QL}{4} = 0,$$

откуда коэффициент сопротивления повороту

$$\mu = 2 \frac{B}{L} \left(4 \frac{P}{Q} - f \right). \quad (262)$$

Недостатками этого способа являются ограниченный радиус поворота $R = \frac{B}{2}$, краткость эксперимента и неустановившийся

режим поворота. Кроме того, поскольку реакция грунта на забегавшей гусенице вдвое меньше силы, потребной для поворота, это искажает действительную картину взаимодействия опорной ветви гусеницы с грунтом, имеющую место при реальном повороте машины.

3. Торможение отстающей гусеницы (рис. 120). Отстающая гусеница машины затормаживается канатом, переброшенным через блок, закрепленный на корпусе, и присоединенным к корпусу машины через динамометр. В процессе поворота около полностью остановленной гусеницы динамометр непрерывно регистрирует усилие P_d . Поворот осуществляется двигателем испытуемой машины в естественных условиях. Учитывая, что сила, действующая на гусеницу от каната, внутренняя, получим уравнение моментов относительно полюса поворота

$$P_1 B + f \frac{Q}{2} B - \frac{\mu Q L}{4} = 0,$$

откуда коэффициент сопротивления повороту

$$\mu = 4 \frac{B}{L} \left(\frac{P_1}{Q} + \frac{f}{2} \right), \quad (263)$$

где

$$P_1 = \frac{P_d}{\eta_{гус}}.$$

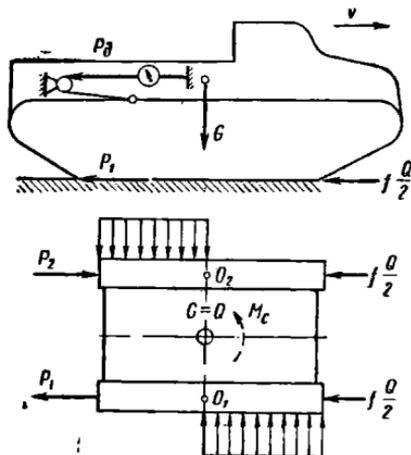


Рис. 120

При таком способе определения коэффициента μ происходит естественное взаимодействие гусениц с грунтом при установившемся режиме поворота. Недостатком способа является возможность поворота только около отстающей гусеницы.

4. Запись моментов или усилий на ведущих колесах при помощи динамометров. На испытуемую машину устанавливают динамометрические ведущие колеса, непрерывно регистрирующие среднее значение момента и скорости вращения. Зная к. п. д. гусениц, можно определить усилия, действующие на гусеницы от грунта при повороте машины, а по записанным скоростям найти радиус поворота. При этом машина совершает поворот в естественных условиях. Силы и моменты, действующие на машину при повороте, аналогичны показанным на рис. 110. Значение коэффициента сопротивления повороту находим из уравнения (245):

$$\mu = 2 \frac{P_2 - P_1}{Q} \frac{B}{L}. \quad (264)$$

Сложность изготовления динамометрических ведущих колес обуславливается возможностью определения коэффициента сопротивления повороту в естественных условиях при различных радиусах и скоростях движения. Поэтому последний способ следует считать наиболее совершенным.

§ 27. ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ СИЛ НА ПОВОРОТ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

1. Продольное и поперечное смещения центра тяжести

Под продольным смещением центра тяжести понимается его смещение от поперечной плоскости, нормальной к опорной плоскости гусениц в середине длины. При проектировании машины такого смещения центра тяжести стремятся избежать, однако это не всегда

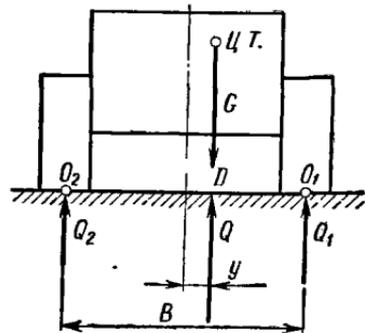


Рис. 121

удаётся. При продольном смещении центра тяжести смещается также начальный центр давления, и этот случай сводится к рассмотренному в § 26. Момент сопротивления повороту необходимо определить, учитывая поправочный коэффициент K , если продольное смещение достаточно велико.

Поперечного смещения центра тяжести машины (рис. 121) в практике проектирования также избегают. Наличие такого смещения приводит к перераспределению сил тяги на гусеницах даже в условиях прямолинейного

движения, что вызывает самопроизвольный увод машины и односторонний износ механизмов трансмиссии, управления и деталей ходовой части.

Нормальные реакции на гусеницах определяются из уравнения моментов в поперечной плоскости машины относительно полюсов O_1 и O_2 :

$$Q_2 = G \left(\frac{1}{2} - \frac{y}{B} \right); \quad Q_1 = G \left(\frac{1}{2} + \frac{y}{B} \right). \quad (265)$$

При этом

$$Q_1 + Q_2 = G = Q.$$

Поскольку общая нормальная реакция не изменилась, момент сопротивления повороту машины останется практически неизменным, а потребные силы тяги на гусеницах изменяются только за счет составляющих сопротивления прямолинейному движению:

$$P_2 = fQ_2 + \frac{\mu QL}{4B}; \quad P_1 = fQ_1 - \frac{\mu QL}{4B}. \quad (266)$$

Естественно, это приводит к некоторому облегчению поворота в одном направлении и затруднению в другом. Сумма сил тяги остается неизменной и равной fQ .

Любую внешнюю силу, действующую на машину и расположенную произвольно в пространстве, можно заменить тремя взаимно перпендикулярными составляющими: нормальной к опорной плоскости, продольной и поперечной. Рассмотрим поочередно влияние на поворот указанных составляющих внешней силы.

2. Сила, перпендикулярная опорной плоскости

Предположим, что к машине приложена указанная сила Z . По правилу сложения параллельных сил нетрудно получить равнодействующую Z и G и равную ей нормальную реакцию $Q = G + Z$, а также координаты центра давления x и y . Тогда разбираемый случай сводится к двум предыдущим. Поперечное смещение центра давления изменяет нормальные реакции на гусеницах, а продольное — момент сопротивления повороту. Это должно быть учтено в выражениях для потребных сил тяги:

$$\begin{aligned} P_2 &= fQ_2 + \frac{\mu QL}{4B} K; \\ P_1 &= fQ_1 - \frac{\mu QL}{4B} K. \end{aligned} \quad (267)$$

3. Продольная сила

В случае приложения продольной силы X на высоте h_x от плоскости грунта (рис. 122) произойдет продольное смещение центра давления на величину $x = h_x \frac{X}{G}$.

Эпюра боковых сил будет при этом трапециевидальной, что повлияет на момент сопротивления. Величина x_0 определяется из уравнения (257), а K — из (260). Продольная сила не дает перераспределения нагрузок на гусеницы, поэтому силы сопротивления прямолинейному перемещению машины на обеих гусеницах одинаковы. Потребные силы тяги находятся из уравнения моментов относительно O_1 и O_2 . Формулы их имеют вид

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= f \frac{Q}{2} + X \left(\frac{1}{2} - \frac{c_x}{B} \right) + \frac{\mu QL}{4B} K; \\ P_1 &= f \frac{Q}{2} + X \left(\frac{1}{2} + \frac{c_x}{B} \right) - \frac{\mu QL}{4B} K. \end{aligned} \right\} \quad (268)$$

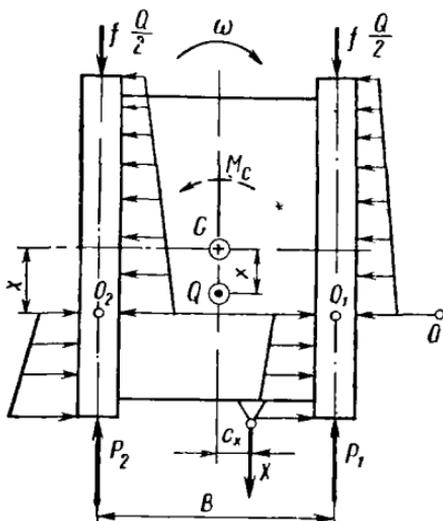


Рис. 122

Анализ формул (268) показывает, что силы тяги изменили свое значение из-за члена с X . Сумма сил тяги при наличии продольной силы остается равной силе тяги прямолинейного движения $P_2 + P_1 = fQ + X$. Относительное увеличение силы тяги на забегающей гусенице при повороте по сравнению с прямолинейным движением, меньше из-за члена с X . Последнее означает, что у гусеничной машины, работающей с прицепом, относительное увеличение мощности двигателя, потребной на поворот, меньше, чем у гусеничной машины, работающей без прицепа, если механизмы поворота у них одинаковы. Сила тяги на отстающей гусенице при большой

силе X может оказаться при повороте уже не отрицательной, а положительной. Следовательно, может потребоваться не торможение отстающей гусеницы, а некоторое уменьшение движущей силы на ней по сравнению с прямолинейным движением, что достигается пробуксовкой фрикционного элемента механизма поворота. Если продольная сила приложена несимметрично, то поворот в одну сторону осуществлять легче, чем в другую.

Если предположить, что сила X приложена в плоскости грунта или что высота ее приложения h_x мала, то $x = \chi = 0$, $K = 1$ и эпюры боковых сил превращаются в прямоугольники. В уравнениях (268) при этом отсутствует поправочный коэффициент K .

4. Поперечная сила

Действие на машину поперечной силы, приложенной на некоторой высоте h_y (рис. 123), приводит к перераспределению нормальных нагрузок на гусеницах и смещению центра давления в поперечном направлении. Координата центра давления определится из выражения $y = h_y \frac{Y}{G}$. Для определения нормальных реакций на гусеницах действительны выведенные ранее формулы (265). Благодаря отсутствию продольного смещения центра давления эпюры боковых сил будут прямоугольниками.

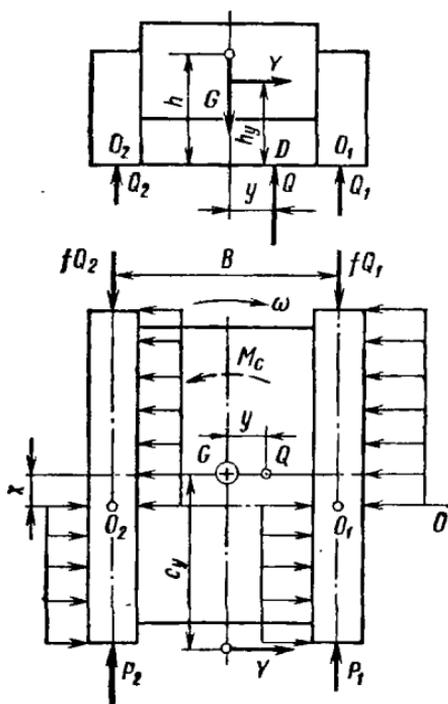


Рис. 123

Для определения смещения центра поворота, как и раньше, составим уравнение проекций сил на поперечную ось машины, имея в виду, что $q_1 = \frac{Q_1}{L}$, а $q_2 = \frac{Q_2}{L}$,

$$Y + \mu \frac{Q_2 + Q_1}{L} \left(\frac{L}{2} - \chi \right) - \mu \frac{Q_1 + Q_2}{L} \left(\frac{L}{2} + \chi \right) = 0.$$

Учитывая, что $Q_1 + O_2 = Q$, а $\frac{2\chi}{L} = \chi_0$, после преобразований получим относительное смещение центра поворота для случая дей-

ствия только поперечной силы

$$\chi_{0y} = \frac{Y}{\mu Q}. \quad (269)$$

Формулу поправочного коэффициента момента сопротивления повороту можно получить из выражения (260), полагая $x_0 = 0$:

$$K = 1 + \chi_{0y}^2. \quad (270)$$

Выражения для сил тяги на гусеницах определяются из уравнения моментов относительно полюсов поворота гусениц и имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= fQ_2 + \frac{\mu QL}{4B} K + Y \frac{c_y - \chi}{B}; \\ P_1 &= fQ_1 - \frac{\mu QL}{4B} K - Y \frac{c_y - \chi}{B}. \end{aligned} \right\} \quad (271)$$

Из рис. 123 и уравнений (271) можно заметить, что, кроме продольного смещения центра поворота, поперечная сила Y , действующая от прицепа, создает дополнительный момент, препятствующий повороту. Сила тяги на забегающей гусенице возросла, а сила тяги на отстающей гусенице уменьшилась. Для уменьшения силы P_2 и потребной от двигателя мощности при повороте желательно уменьшить плечо c_y , а для улучшения сцепления забегающей гусеницы с грунтом нужно уменьшить размер h_y .

Если предположить силу Y действующей в плоскости грунта, то центр давления не изменит своего начального положения и силы сопротивления прямолинейному движению на обеих гусеницах будут одинаковы. Все остальное в формулах (271) не изменяется.

5. Произвольно направленная сила, параллельная плоскости грунта

Указанная сила действует на машину при повороте без прицепа на косогоре (см. рис. 99, а) или при повороте тягача с прицепом на горизонтальном участке пути (рис. 124). Она может быть разложена на продольную X и поперечную Y составляющие. Эти составляющие вызывают смещение центра давления и перераспределение нормальных нагрузок на гусеницы. В результате эпюры касательных сил, действующих на гусеницы, имеют вид трапеций разных площадей,

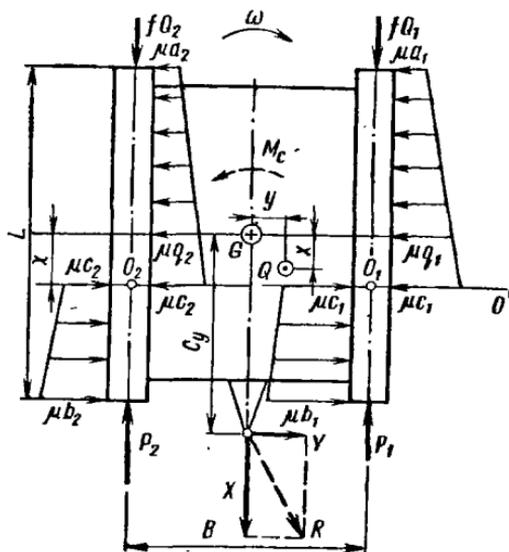


Рис. 124

силы сопротивления прямолинейному перемещению также различны.

Выражение для определения χ_0 можно получить аналогично предыдущим случаям, написав уравнение проекций сил на поперечную ось машины. Обозначим при этом

$$a_1 + a_2 = a; \quad b_1 + b_2 = b; \quad c_1 + c_2 = c; \\ q_1 + q_2 = q.$$

Тогда, как и прежде, условно

$$q = \frac{Q_1}{L} + \frac{Q_2}{L} = \frac{Q}{L}.$$

Уравнение проекций сил может быть записано в виде

$$\mu \frac{a+c}{2} \left(\frac{L}{2} + \chi \right) - \mu \frac{c+b}{2} \left(\frac{L}{2} - \chi \right) = Y..$$

Разделив левую и правую части уравнения на $\frac{L}{2}$, получим

$$(a+c)(1+\chi_0) - (c+b)(1-\chi_0) = \frac{4Y}{\mu L}.$$

В результате преобразования левой части предыдущего уравнения без каких-либо сокращений ранее было получено уравнение (256). Следовательно, для рассматриваемого случая можно написать

$$4q\chi_0 + (a-b)(1-\chi_0^2) = \frac{4Y}{\mu L}.$$

Учитывая формулы (252) и (269), после преобразований получим окончательно

$$3x_0\chi_0^2 + 2\chi_0 - 3x_0 = 2\chi_{0y}. \quad (272)$$

Выведенное уравнение дает возможность определить смещение центра поворота χ_0 при известных x_0 и χ_{0y} , причем χ_{0y} определяют по формуле (269), если сила Y задана:

$$\chi_{0y} = -\frac{1}{3x_0} \pm \sqrt{\frac{1}{(3x_0)^2} + 1 + \frac{2}{3} \frac{\chi_{0y}}{x_0}}. \quad (273)$$

При использовании формулы (273) за положительное направление смещений x_0 и χ_{0y} можно принимать направление к носу машины или к корме. Для удобства дальнейших исследований примем смещение вперед за положительное направление смещений указанных величин. В любом случае знак радикала обратен знаку первого члена. Приблизженно определить χ_0 можно, используя вместо формул (272) или (273) графики, показанные на рис. 125.

Уравнение (272) является более общим по сравнению с уравнением (257). Последнее получается из первого, если $Y = 0$. Если $x = 0$, то из уравнения (272) следует, что $\chi_{0y} = \chi_0$. При этом имеет

место смещение центра поворота, определяемое формулой (269), только под действием поперечной силы.

Выражение (260) для поправочного коэффициента момента сопротивления повороту K в рассматриваемом случае остается неизменным.

Для определения потребных сил тяги при действии произвольно направленной внешней силы следует поступать аналогично предыдущим случаям. Тогда.

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= fQ_2 + \frac{\mu QL}{4B} K + \frac{X}{2} - \frac{Y}{B} (c_y - \chi); \\ P_1 &= fQ_1 - \frac{\mu QL}{4B} K + \frac{X}{2} - \frac{Y}{B} (c_y - \chi). \end{aligned} \right\} \quad (274)$$

При повороте тягача с гусеничным прицепом на горизонтальном участке пути с постоянным радиусом, как будет доказано в следующем разделе, силы X и Y можно принимать постоянными.

При повороте машины на косяг, включая и поворот без прицепа (см. рис. 99), указанные силы становятся переменными и приведут к непрерывному изменению потребных сил тяги на гусеницах. Изменение всех переменных величин можно представить графически в зависимости от изменения курсового угла. Очевидно, что эти зависимости будут различными при разных углах максимального подъема и поэтому должны строиться для какого-то вполне определенного угла α_0 .

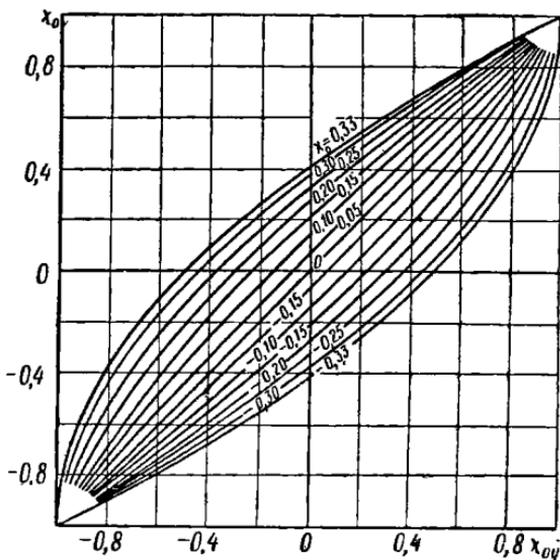


Рис. 125

Весьма важным является также исследование влияния на поворот гусеничной машины центробежной силы (см. гл. VI).

§ 28. ПОВОРОТ ПАССИВНОГО ГУСЕНИЧНОГО ПРИЦЕПА

Для определения сил, приложенных при повороте на крюке тягача от прицепа, рассмотрим поворот последнего в предположении, что он совершается на горизонтальной площадке и что высотой расположения прицепного устройства можно пренебречь.

Большинство гусеничных прицепов не может создавать движущие или тормозные силы. Поэтому источником поворачивающего момента и движущей силы для них будет только активная сила P_n на прицепном устройстве от тягача (рис. 126). Эта сила при повороте тягача действует под некоторым углом γ к продольной оси

и может быть разложена на продольную X и поперечную Y составляющие. Момент, поворачивающий прицеп, создает сила Y .

Когда тягач входит в поворот, сила Y изменяется. В случае прямолинейного движения $Y = 0$. По мере поворота тягача угол γ увеличивается и сила Y растет. При малых значениях поперечной силы момент, поворачивающий прицеп, невелик и поворот может происходить только с большим радиусом (малая величина μ), значительно превышающим радиус поворота тягача. С увеличением силы Y и поворачивающего момента радиус поворота прицепа уменьшается. Поэтому относительно центра поворота прицеп всегда движется по внешней траектории. Но при установившемся повороте можно считать, что радиусы поворота прицепа и тягача отличаются незначительно и, с некоторой погрешностью, коэффициент μ для них можно принять одинаковым. Для сохранения прежней величины продольной силы X при возрастании угла γ необходимо или увеличить подачу топлива в двигатель, или включить низшую передачу.

Проанализируем поворот прицепа, предположив, что радиус поворота тягача и коэффициент сопротивления повороту тягача и прицепа известны.

Рис. 126

При движении в повороте прицеп испытывает те же силы сопротивления, что и гусеничная машина. В соответствии со сделанными допущениями эти силы показаны на рис. 126. Продольная сила определяется из уравнения проекций сил на продольную ось прицепа:

$$X = fQ_{\Pi} \quad (275)$$

где Q_{Π} — нормальная реакция прицепа, равная его весу.

От действия поперечной силы Y появится смещение центра поворота

$$\chi = \frac{Y}{\mu Q_{\Pi}} \frac{L}{2}.$$

При этом поправочный коэффициент момента сопротивления повороту прицепа

$$K = 1 + \left(\frac{Y}{\mu Q_{\Pi}} \right)^2.$$

Для определения силы Y напишем уравнение моментов относительно точки O_0 :

$$Y(c + \chi) - \frac{\mu QL}{4} K = 0.$$

Обозначив относительное плечо выноса прицепного устройства

$$c_0 = \frac{2c}{L}, \quad (276)$$

получим после преобразований

$$Y = \mu Q_{\Pi} (\sqrt{c_0^2 + 1} - c_0). \quad (277)$$

Требуемый для поворота угол γ может быть найден, если уравнение (277) разделить на уравнение (275):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\mu}{f} (\sqrt{c_0^2 + 1} - c_0). \quad (278)$$

Для определения радиуса равномерного поворота прицепа воспользуемся схемой на рис. 126:

$$R_{\Pi} = \frac{c + \chi}{\operatorname{tg} \gamma}$$

или после подстановок и некоторых преобразований

$$R_{\Pi} = \frac{f}{\mu} \frac{\sqrt{c_0^2 + 1}}{\sqrt{c_0^2 + 1} - c_0} \frac{L}{2}. \quad (279)$$

Формула (279) дает возможность уточнить решение путем определения более точного коэффициента сопротивления повороту прицепа, соответствующего радиусу R_{Π} . В случае большого отличия радиуса поворота прицепа R_{Π} от радиуса

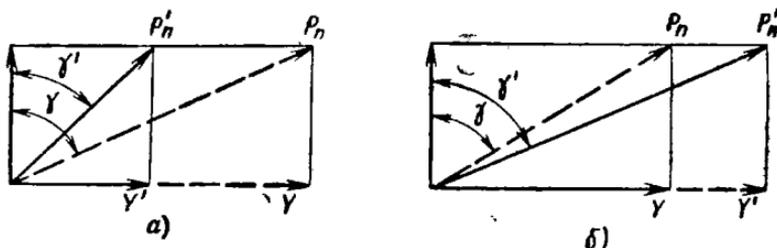


Рис. 127

поворота тягача расчет повторяется с использованием нового значения μ для прицепа.

Полное тяговое усилие на крюке прицепа или тягача можно определить из уравнения (275):

$$P_{\Pi} = \frac{fQ_{\Pi}}{\cos \gamma}. \quad (280)$$

Анализируя полученные формулы, можно прийти к заключению, что гусеничный прицеп при заданном радиусе поворота тягача на данном грунте обладает вполне определенным радиусом равномерного поворота при вполне определенных значениях P_{Π} и γ . Этим значениям указанных величин соответствуют также определенные силы X и Y . При других значениях P_{Π} и γ , отличных от требуемых, процесс поворота гусеничного прицепа будет иным. Предположим, что на рис. 127 пунктирными векторами показаны требуемые силы, а сплошными векторами — действительные силы. В случае, показанном на рис. 127, а, сопротивление прямолинейному движению преодолевается, а сила Y' недостаточна для поворота с требуемым радиусом. Радиус поворота прицепа значительно больше радиуса поворота тягача. Но такое движение тягача и прицепа приводит к увеличению угла γ' и к необходимости увеличения силы P'_{Π} и продолжается до уравнивания углов γ' и γ . Другое соотношение сил, показанное на рис. 127, б, когда сила Y' и угол γ' больше требуемых, приводит к ускоренному повороту прицепа. Такой поворот, в свою очередь, вызывает уменьшение угла γ' и требует одновременно уменьшения силы тяги P'_{Π} до P_{Π} .

§ 29. ПЛЕЧО ВЫНОСА РАВНОДЕЙСТВУЮЩЕЙ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ

Конструкция ходовой части гусеничной машины такова, что силы воздействия гусениц на грунт могут быть приложены только по направлению их продольной оси. С другой стороны, поперечные силы воздействия грунта на опорные ветви гусениц при повороте могут

быть условно представлены продольными силами сопротивления, приложенными к гусеницам. При равномерном повороте (рис. 128) силы тяги на гусеницах P_1 и P_2 равны приведенным продольным силам сопротивления P_{c1} и P_{c2} . Условимся в дальнейшем силы P_1 и P_2 понимать как потребные силы тяги, определяемые условиями поворота. Создание их на гусеницах обеспечивается двигателем и механизмом поворота машины.

Когда машина движется прямолинейно и сопротивление движению гусениц одинаково, суммарная сила сопротивления и суммарная сила тяги приложены в центре машины. При различных величинах силы тяги их равнодействующая смещена от середины на величину $l_{гр}$ (рис. 128, а). Аналогичная картина наблюдается в случае

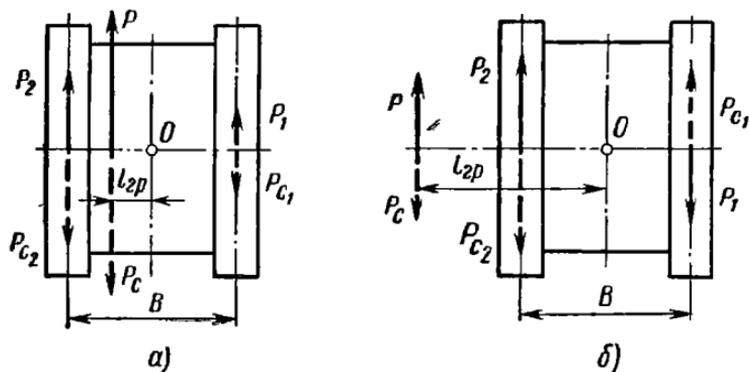


Рис. 128

поворота без торможения отстающей гусеницы при активной силе P_1 от двигателя. Если приведенная сила сопротивления и равная ей сила тяги на отстающей гусенице при повороте равна нулю, то равнодействующая сил равна силе P_2 и приложена на забегающей гусенице ($l_{гр} = \frac{B}{2}$). В случае действия тормозной силы тяги P_1 на отстающей гусенице (рис. 128, б) равнодействующая сил тяги, равная равнодействующей приведенных сил сопротивления, равна разности сил $P_2 - P_1$. Точка приложения равнодействующей при этом находится вне колеи машины ($l_{гр} > \frac{B}{2}$).

Для определения плеча выноса равнодействующей в случае, показанном на рис. 128, а, напишем уравнение моментов относительно центра машины O :

$$P_2 \frac{B}{2} - P_1 \frac{B}{2} - P_c l_{гр} = 0.$$

Учитывая, что при равномерном повороте

$$P_c = P = P_2 + P_1,$$

получим плечо выноса равнодействующей сил сопротивления:

$$l_{гр} = \frac{P_2 - P_1}{P_2 + P_1} \frac{B}{2}.$$

Обозначим то же плечо в относительных величинах

$$q_{гр} = \frac{l_{гр}}{B/2} = \frac{2i_{гр}}{B}. \quad (281)$$

Тогда

$$q_{гр} = \frac{P_2 - P_1}{P_2 + P_1}. \quad (282)$$

Эту величину, зависящую только от потребных сил тяги на гусеницах, целесообразно для сокращения написания назвать силовым фактором поворота в отличие от кинематического фактора механизма поворота, определяемого формулой (237).

Выражение (282) силового фактора является наиболее общим, поскольку силы тяги могут быть определены для любого варианта действия на машину внешних сил. Для случая поворота, рассмотренного на рис. 110, были получены выражения (243) и (245), подстановка которых в уравнение (282) приводит к частному виду формулы (282):

$$q_{гр} = \frac{\mu}{2f} \frac{L}{B}. \quad (283)$$

Эта формула показывает, что при повороте на горизонтальной площадке силовой фактор для данной машины зависит только от качества грунта. Поскольку коэффициент μ в большинстве случаев больше $2f$, то $q_{гр}$ больше единицы. Например, если $\mu = 0,6$; $f = 0,1$ и $\frac{L}{B} = 1,5$, то $q_{гр} = 4,5$.

Для случая действия сил, представленного на рис. 128, б, потребные силы тяги на гусеницах определяют по выражениям:

$$P_2 = f \frac{Q}{2} + \frac{\mu QL}{4B}; \quad P_1 = -f \frac{Q}{2} + \frac{\mu QL}{4B}. \quad (284)$$

Тогда

$$P_2 + P_1 = \frac{\mu QL}{2B}; \quad P_2 - P_1 = fQ; \quad (285)$$

$$q_{гр} = \frac{P_2 + P_1}{P_2 - P_1}. \quad (286)$$

Формула (283) остается справедливой.

Естественно, что чем меньше плечо выноса равнодействующей сил сопротивления или силовой фактор, тем меньше момент сопротивления повороту, так как выражение момента сопротивления можно представить в виде

$$M_c = P_c q_{гр} \frac{B}{2},$$

где $P_c = fQ$.

Уменьшение $q_{гр}$, а следовательно M_c , может быть достигнуто только уменьшением μ и отношения $\frac{L}{B}$. При постоянной колее B

уменьшение длины опорной поверхности гусениц L ухудшает проходимость машины, снижает ее продольную устойчивость и затрудняет компоновку машины.

Понятие плеча выноса равнодействующей потребных сил тяги при повороте в теорию гусеничных машин ввел Г. И. Зайчик [17]. Оно значительно упрощает сравнительную оценку механизмов поворота, рассматриваемую ниже.

§ 30. МОЩНОСТЬ ВНЕШНИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРИ ПОВОРОТЕ

1. Действительные скорости корпуса машины и радиус поворота

Ранее в кинематике поворота машины принималось, что переносные скорости v_2 и v_1 точек O_2 и O_1 корпуса (см. рис. 107 и рис. 129), лежащих на поперечной оси, проходящей через центр поворота O , равны относительным скоростям гусениц. В действительности при повороте гусеничной машины в соответствии с направлением дей-

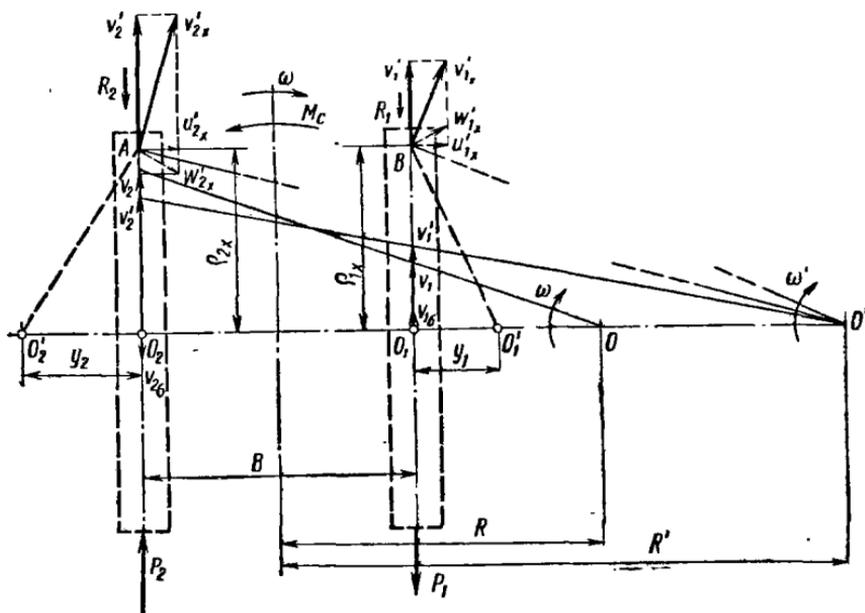


Рис. 129

ствия продольных усилий от гусениц на грунт на забегающей гусенице происходит буксование с потерей переносной скорости точки корпуса O_2 на величину $v_{2\sigma} = v_2 \sigma_2$, а на отстающей гусенице — юз с увеличением переносной скорости точки O_1 корпуса на величину $v_{1\sigma} = v_1 \sigma_1$. Эти явления изменяют величины переносных скоростей точек корпуса машины, а также положение действительного центра поворота и величину радиуса. Указанные величины необходимо

определить для правильной оценки мощности, расходуемой при повороте на преодоление внешних сопротивлений.

Примем известными коэффициенты буксования σ_2 и юза σ_1 , полагая σ_1 отрицательным. Для случая поворота машины отнесем заданную величину этих коэффициентов к точкам продольной оси симметрии опорной ветви гусеницы, учитывая отличие взаимодействия опорной ветви с грунтом при прямолинейном движении и повороте. Тогда действительные переносные скорости точек корпуса O_2 и O_1 на основании формулы (110) определяются выражениями:

$$v'_2 = v_2(1 - \sigma_2); \quad v'_1 = v_1(1 - \sigma_1).$$

Действительные переносные скорости точек корпуса машины изменяются по закону прямой, проходящей через концы векторов скоростей v'_2 и v'_1 и пересекающейся с поперечной осью в новом, действительном центре поворота O' .

Действительная угловая скорость поворота в соответствии с формулой (236) равна

$$\omega' = \frac{v'_2 - v'_1}{B},$$

а действительный радиус поворота забегающей гусеницы

$$R'_2 = \frac{v'_2}{\omega'} = \frac{v'_2}{v'_2 - v'_1} B.$$

Как видно из рис. 129, действительный радиус поворота при юзе отстающей гусеницы всегда больше теоретического, что подтверждается экспериментально. Например, при повороте с полностью остановленной гусеницей радиус поворота забегающей гусеницы, замеренный по следу, всегда больше ширины колеи машины.

Наличие продольного скольжения опорных ветвей гусениц по грунту обязательно приводит к поперечному смещению полюсов поворота гусениц, которое определяется по формулам:

$$y_2 = \frac{\sigma_2 v_2}{\omega'}; \quad y_1 = \frac{\sigma_1 v_1}{\omega'}. \quad (287)$$

Некоторые другие скорости, представляющие интерес, можно определить графически или аналитически, используя обозначения на рис. 129.

В точке A , принадлежащей корпусу, действительная окружная скорость поворота v'_{2x} перпендикулярна радиусу $O'A$, а величина ее при графическом построении определяется известной продольной составляющей v'_2 . Таким же образом можно определить поперечную составляющую u'_{2x} скорости точки A корпуса при повороте, одинаковую с поперечной скоростью точки опорной ветви гусеницы в плоскости грунта, лежащей на одной нормали к нему. При известной продольной скорости этой точки опорной ветви $v_{2\sigma}$ абсолютная скорость точки A гусеницы равна ω'_2 .

Аналогичные рассуждения могут быть приведены и для точки B корпуса и отстающей гусеницы.

Аналитически поперечная составляющая скорости точки A может быть получена из соотношения сторон подобных треугольников:

$$\frac{u'_{2x}}{v_2} = \frac{\rho_{2x}}{R_2},$$

откуда

$$u'_{2x} = \rho_{2x} \omega'.$$

Аналогично для точки B

$$u'_{1x} = \rho_{1x} \omega'.$$

Абсолютные скорости точек опорных ветвей гусениц определяются выражениями

$$\omega'_{2x} = \omega' \sqrt{y_2^2 + \rho_{2x}^2}; \quad \omega'_{1x} = \omega' \sqrt{y_1^2 + \rho_{1x}^2}.$$

2. Определение мощности внешних сопротивлений повороту

Под мощностью внешних сопротивлений повороту понимают ту мощность, которую необходимо затратить на перемещение машины и деформацию грунта при повороте. Она не учитывает потерь во фрикционных или тормозах механизма поворота, а также в трансмиссии и ходовой части машины, на которые иногда затрачивается значительная часть мощности двигателя при повороте.

Мощность внешних сопротивлений расходуется на преодоление сопротивления перемещению самой машины N_f , которое принимается равным сопротивлению прямолинейного движения, на преодоление момента сопротивления повороту опорных ветвей гусениц относительно полюсов поворота N_μ и на буксование и юз гусениц N_σ . Учитывая, что некоторые из перечисленных величин различны для забегающей и отстающей гусениц, следует общее выражение мощности внешних сопротивлений написать с членами, относящимися к забегающей гусенице (индекс 2) и отстающей (индекс 1):

$$N_\sigma = N_{f_2} + N_{f_1} + N_\mu + N_{\sigma_2} + N_{\sigma_1}. \quad (288)$$

На рис. 129 за положительное направление силы тяги на отстающей гусенице принято тормозное усилие, силы сопротивления продольному перемещению машины обозначены R_1 и R_2 . Выражения потребных сил тяги на гусеницах в соответствии с формулой (284) получают вид

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B}; \quad P_1 = -R_1 + \frac{M_c}{B}.$$

Используя обозначения действительных скоростей на рис. 129, учитывающих буксование и юз гусениц, и теоретических, равных

относительным скоростям перематывания гусениц, можно определить все члены правой части уравнения (288):

$$N_{f_2} = \frac{R_2 v_2'}{360} \text{ кВт} \left(N_{f_2} = \frac{R_2 v_2'}{270} \text{ л. с.} \right);$$

$$N_{f_1} = \frac{R_1 v_1'}{360} \text{ кВт} \left(N_{f_1} = \frac{R_1 v_1'}{270} \text{ л. с.} \right);$$

$$N_{\mu} = \frac{M_c (v_2' - v_1')}{360B} \text{ кВт} \left(N_{\mu} = \frac{M_c (v_2' - v_1')}{270B} \text{ л. с.} \right);$$

$$N_{\sigma_2} = \frac{P_2 (v_2 - v_2')}{360} = \frac{\left(R_2 + \frac{M_c}{B} \right) (v_2 - v_2')}{360} \text{ кВт}$$

$$\left(N_{\sigma_2} = \frac{P_2 (v_2 - v_2')}{270} \text{ л. с.} \right);$$

$$N_{\sigma_1} = \frac{P_1 (v_1' - v_1)}{360} = \frac{\left(-R_1 + \frac{M_c}{B} \right) (v_1' - v_1)}{360} \text{ кВт}$$

$$\left(N_{\sigma_1} = \frac{P_1 (v_1' - v_1)}{270} \text{ л. с.} \right),$$

где размерность силы — в даН (кгс), скорости — в км/ч.

После подстановки полученных выражений в уравнение (288) и преобразований получим формулу мощности внешних сопротивлений повороту

$$N_o = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{360} \text{ кВт} \left(N_o = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{270} \text{ л. с.} \right). \quad (289)$$

Если сила P_1 обеспечивается двигателем, то знак в формуле (289) меняется на обратный.

Из выражения (289) видно, что для определения мощности внешних сопротивлений повороту можно использовать потребные силы тяги на гусеницах и теоретические скорости v_2 и v_1 , не учитывая отдельно потери на буксование и юз. Анализ удобно вести, пользуясь теоретическим значением радиуса поворота, имея в виду, что при известных σ_1 и σ_2 формулы предыдущего раздела дают возможность определить соответствующий ему действительный радиус поворота.

Поскольку потребные силы тяги на гусеницах практически не зависят от типа механизма поворота исследуемой машины, а зависят от качества грунта, то механизм поворота может влиять на изменение мощности внешних сопротивлений только путем изменения скоростей гусениц v_2 и v_1 (а следовательно, и скорости центра машины), которые для одного и того же радиуса могут иметь бесконечно большое число сочетаний. В этом нетрудно убедиться, используя план скоростей. Следовательно, на уменьшение мощности внешних сопротивлений при повороте можно влиять только выбором механизма поворота, рационально уменьшающего скорости движения гусениц по сравнению с прямолинейным движением.

Преобразуем полученное выражение мощности внешних сопротивлений. Из плана скоростей при повороте (см. рис. 109) нетрудно получить

$$v_2 = v_c \left(1 + \frac{1}{\rho}\right); v_1 = v_c \left(1 - \frac{1}{\rho}\right).$$

Подставляя значения этих скоростей в выражение (289) и учитывая, что $P_2 - P_1 = fQ = P$, получим окончательно

$$N_o = \frac{P_{v_c}}{360} \left(1 + \frac{q_{гр}}{\rho}\right) \text{ кВт} \left[N_o = \frac{P_{v_c}}{270} \left(1 + \frac{q_{гр}}{\rho}\right) \text{ л. с.} \right]. \quad (290)$$

Представим мощность внешних сопротивлений в зависимости от мощности, потребной для прямолинейного движения машины до входа в поворот. Для этого подставим в формулу (290) значение v_c по выражению (239). Тогда

$$N_o = N_{пр} \frac{\rho + q_{гр}}{\rho + q_k}. \quad (291)$$

Анализ формулы (290) показывает, что мощность внешних сопротивлений при повороте зависит от свойств грунта ($q_{гр}$ и f). С увеличением ρ величина N_o уменьшается, асимптотически приближаясь к мощности, потребной для прямолинейного движения (если $\rho \rightarrow \infty$,

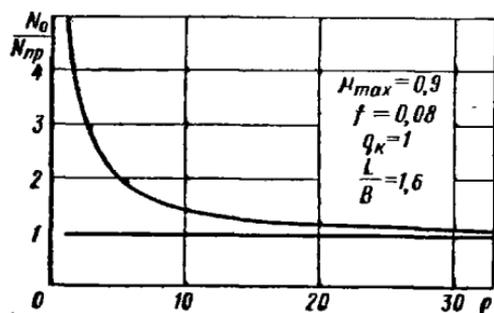


Рис. 130

то $v_c \rightarrow v_{пр}$, а $N_o \rightarrow N_{пр}$. Мощность N_o пропорциональна скорости движения центра машины v_c . Если мощности двигателя недостаточна для равномерного поворота на высшей передаче в коробке, то включение низшей передачи приводит к уменьшению N_o . Эти выводы подтверждаются практикой эксплуатации гусеничных машин.

График зависимости мощности внешних сопротивлений от радиуса поворота в относительных величинах показан на рис. 130 для конкретных условий поворота. При $\rho \geq 10$ мощность внешних сопротивлений изменяется незначительно, а отношение $\frac{N_o}{N_{пр}}$ сравнительно невелико даже на таком тяжелом для поворота грунте ($\mu_{max} = 0,9$).

3. Влияние типа механизма поворота

Анализ формулы (291) показывает, что если механизм поворота позволяет обеспечить равенство $q_k = q_{гр}$, то на любом радиусе поворота $N_o = N_{пр}$ и увеличения мощности двигателя не понадобится.

Очевидно, что такой механизм поворота весьма желателен для гусеничной машины. Если $q_k < q_{гр}$, то всегда $N_o > N_{пр}$, а если $q_k > q_{гр}$, то $N_o < N_{пр}$.

Изменение мощности внешних сопротивлений при повороте для различных типов механизмов поворота и конкретных условий представлено на рис. 131*.

Недостатком простого дифференциала ($q_k = 0$) как механизма поворота гусеничной машины является более значительное увеличение N_o на малых радиусах поворота. Это происходит вследствие сохранения в повороте скорости центра машины, равной скорости прямолинейного движения до входа в поворот. Для увеличения сред-

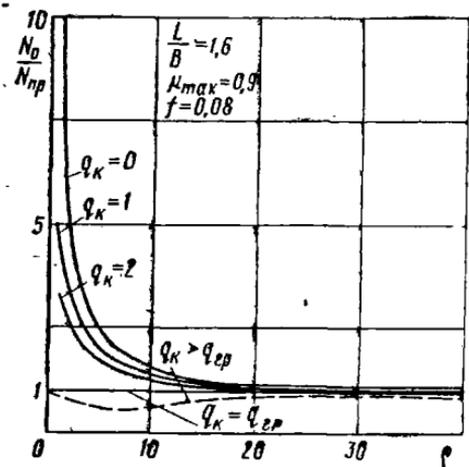


Рис. 131

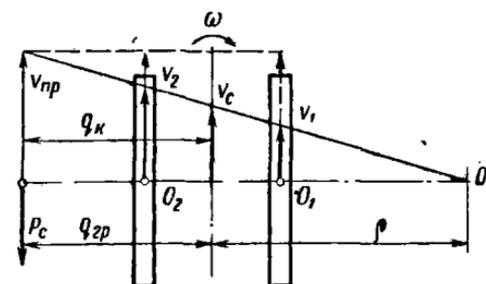


Рис. 132

ней скорости движения машины это благоприятно, но требует весьма большого запаса мощности двигателя, используемого только при повороте.

Бортовой фрикцион и планетарный механизм поворота ($q_k = 1$) по сравнению с простым дифференциалом дают значительный выигрыш N_o на малых радиусах, но снижают скорость центра машины v_c .

Двойной дифференциал при повороте сохраняет скорость центра машины ($q_k = 0$), но обычно дает фиксированный радиус поворота ρ_ϕ , значительно превышающий единицу. Вследствие этого область кривой $q_k = 0$ при ρ меньше ρ_ϕ для него отсутствует.

Работа сложных механизмов поворота с $q_k > 1$ связана с еще более значительным уменьшением v_c и N_o .

Наиболее простую схему механизма поворота с $q_k = q_{гр}$ можно представить в виде двух бесступенчатых передач с управляемой кинематикой, установленных по бортам машины [42]. При входе машины в поворот водитель устанавливает одинаковым изменением передаточных чисел обеих передач такую скорость v_c , которая обеспечит равенство $q_k = q_{гр}$ (рис. 132) и одновременно раздельным

* Механизмы поворота рассмотрены в курсе «Конструкция гусеничных машин». Схемы этих механизмов приводятся в § 33 при анализе потоков мощности в трансмиссии машин.

изменением передаточных чисел бесступенчатых передач устанавливает соотношение скоростей v_2 и v_1 , которое определяет нужный радиус поворота. При выходе из поворота вначале уравнивают скорости гусениц, а после разгоняют машину до прежней скорости движения.

Как показывают графики на рис. 131, при радиусах $\rho \geq 10$ влияние типа механизма поворота сказывается значительно меньше. Начиная с $\rho = 15 \div 20$, это влияние практически несущественно. Следовательно, ограничение маневренности машины (увеличение фиксированного радиуса механизма поворота) при любом механизме поворота позволяет существенно снизить N_0 .

Проделанная оценка влияния типа механизма поворота на мощность внешних сопротивлений не является исчерпывающей. В каждом случае важно установить мощность, потребную на поворот от двигателя. Кроме основного слагаемого N_0 , эта мощность определяется особенностями работы того или иного механизма поворота и потерями в его фрикционных элементах. Эти вопросы рассматриваются в гл. VI.

4. Понятие о рекуперации мощности

Как рассматривалось выше (см. рис. 111, б), в случае использования бортовых фрикционов в качестве механизма поворота и наличии тормозной силы тяги P_1 на отстающей гусенице вся мощность от двигателя N_d поступает на забегающую гусеницу. Следовательно,

$$N_d = \frac{N_2}{\eta_2} = \frac{P_2 v_2}{360 \eta_2} \text{ кВт} \left(N_d = \frac{P_2 v_2}{270 \eta_2} \text{ л. с.} \right), \quad (292)$$

где η_2 — общий к. п. д. механизмов от двигателя до забегающей гусеницы включительно.

Мощность на отстающей ведомой гусенице определится аналогичным выражением

$$N_1 = \frac{P_1 v_1}{360} \text{ кВт} \left(N_1 = \frac{P_1 v_1}{270} \text{ л. с.} \right). \quad (293)$$

Эта мощность теряется в тормозе и механизмах отстающего борта.

Предположим, что механизмы поворота на принципиальной схеме (рис. 133) обладают передаточными числами $i_1 > i_2$ для получения различных скоростей гусениц v_1 и v_2 . При этом направление вращения ведущих колес сохраняется одинаковым, а потребная сила тяги P_1 направлена назад. Эта схема выгодно отличается от схемы на рис. 111, б тем, что дает возможность полезно использовать мощность N_1 , поступающую на отстающую гусеницу и тем самым уменьшить мощность, потребную от двигателя. Под рекуперацией мощности понимают передачу через трансмиссию машины тормозной мощности с отстающей гусеницы на забегающую, а механизмы поворота, которые позволяют это сделать, носят название рекуперативных.

Чтобы представить направление потоков мощности в схеме на рис. 133, рассмотрим предварительно принцип работы замкнутого стэнда для испытания шестерен, схема которого показана на рис. 134, а. Эта схема включает две пары цилиндрических шестерен,

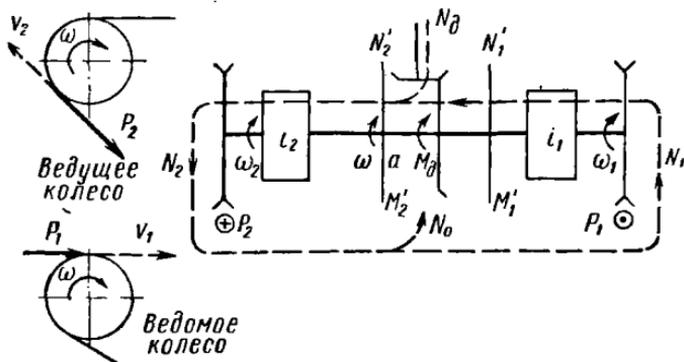


Рис. 133

соединенных валами, и пару конических шестерен для подвода мощности извне. Передаточное число обеих пар цилиндрических шестерен одинаково и равно единице. Большая нагрузка на зубья создается за счет упругости валов закруткой нижнего вала до момента M_3 при помощи специальной муфты. Чтобы вращать шестерни, понадобится мощность двигателя N_d , определяемая, очевидно,

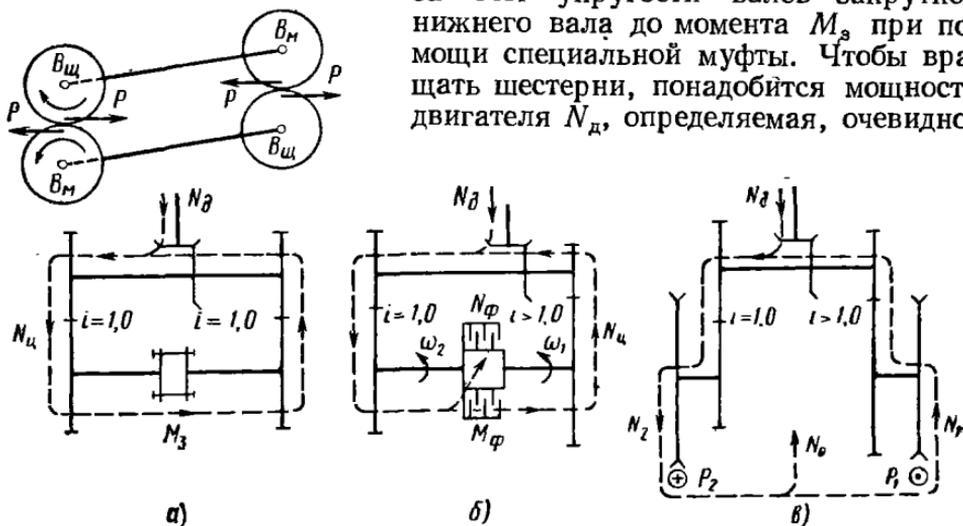


Рис. 134

только потерями в полюсах зацепления и подшипниках стэнда. В то же время износ шестерен определяется так называемой мощностью циркуляции $N_{ц} = M_3 \omega$.

Направление потока мощности циркуляции легко определить, если рассмотреть усилия на зубьях и направления вращения шестерен, показанные на рис. 134, а вверху. Из механики известно, что шестерня, которой направление усилия на зуб не совпадает с на-

правлением окружной скорости, является ведущей (B_m), а шестерня, у которой они совпадают, — ведомой (B_n). Чередующееся расположение шестерен обуславливает образование замкнутого контура, в котором циркулирует мощность $N_{ц}$, значительно превышающая мощность N_d , подводимую извне. Закон сохранения энергии при этом не теряет свою силу.

Аналогичная картина циркуляции мощности в замкнутом контуре (рис. 134, б) наблюдается при разных передаточных числах шестерен, если заменить муфту фрикционом, затянутым на определенный момент буксования $M_{ф}$. Фрикцион при вращении будет непрерывно буксовать и момент $M_{ф}$ определит величину циркулирующей мощности $N_{ц} = M_{ф}\omega_1$. Естественно, что мощность, поступающая от двигателя, в этом случае будет равна сумме мощности потерь на буксование фрикциона и мощности потерь в стенде.

Если развернуть половинки нижнего вала и присоединить к ним ведущие колеса и гусеницы (рис. 134, а), оставив различными передаточные числа шестерен, то получится простейший механизм поворота гусеничной машины. Однако картина циркуляции мощности в замкнутом контуре по сравнению с предыдущей схемой не изменится и здесь, так как роль фрикциона, закручивающего валы до определенного момента, в этом случае играет система гусеница — грунт — гусеница. Мощность N_1 , определяемая по формуле (293), при этом рекуперирована на забегающую гусеницу. При таком механизме поворота силы P_1 и P_2 на гусеницах устанавливаются автоматически, в зависимости от условий поворота и в расчетах соответствуют потребным силам тяги.

Сопоставляя схемы на рис. 133 и 134, в, нетрудно убедиться в их принципиальной идентичности. Разница заключается в том, что схема на рис. 134, в позволяет машине поворачиваться в одну сторону и только с одним радиусом. Переменные значения i_1 и i_2 на схеме рис. 133 устраняют этот недостаток. Мощность в сечении а $N'_2 = N_d + N'_1$ без учета к. п. д. конических шестерен, а момент $M'_2 = M_d + M_1$.

Мощность, потребная от двигателя для поворота машины в этом случае, при прочих равных условиях, будет меньше, чем мощность, определяемая формулой (292):

$$N_d = \frac{N_2}{\eta_2} - N_1\eta_1, \quad (294)$$

где η_1 — к. п. д. от отстающей гусеницы до вала, суммирующего мощности N_d и N'_1 .

Следовательно, явление рекуперации мощности при повороте гусеничной машины желательно, а механизм поворота, обеспечивающий рекуперацию, более совершенен.

ПОВЕРОЧНЫЙ ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

Полученные в предыдущей главе силовые и кинематические параметры, потребные для равномерного движения при заданной кривизне траектории, должны быть обеспечены двигателем и механизмом поворота. Только при этом осуществим указанный характер движения. С другой стороны, мощность двигателя проектируемой машины уже определена по заданным условиям прямолинейного движения. При этом остается пока неизвестным, достаточна ли она для осуществления равномерного криволинейного движения в любых условиях или существуют определенные ограничения поворотливости машины. Эти ограничения могут, очевидно, касаться поворотов с малыми радиусами на высоких и средних скоростях движения, требующих повышенных затрат энергии для преодоления возросших внешних сопротивлений [см. формулу (289) и графики на рис. 131].

Кроме ограничений по мощности двигателя, в указанных случаях возникнут дополнительные ограничения, связанные с устойчивостью движения по заносу из-за роста центробежной силы.

Все это делает поверочный тяговый расчет криволинейного движения машины важным и необходимым в стадии ее проектирования. Он позволяет сделать корректировку тяговых расчетов прямолинейного движения.

В настоящей главе остановимся только на вопросах, связанных с равномерным криволинейным движением машины.

§ 31. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПРОТИВ ЗАНОСА И ПОВОРОТ С ЧАСТИЧНЫМ ЗАНОСОМ

При рассмотрении влияния внешних сил на поворот гусеничной машины допускалось, что скорость движения не велика. Поэтому действие центробежной силы не принималось во внимание. При повороте на большой скорости центробежная сила может вызвать полный или частичный занос машины, если последняя сохраняет устой-

чивость от опрокидывания. В первом случае движение по окружности полностью прекращается и превращается в прямолинейное по направлению поперечной оси машины. Во втором случае траектория движения в той или иной мере искажается, так как все точки, лежащие на продольной оси опорной ветви гусеницы (рис. 135), имеют абсолютную скорость v_y , направленную от центра поворота параллельно поперечной оси машины (предполагается, как и прежде, что буксование и юз гусениц отсутствуют). Последнее возможно только в том случае, если полюса поворота гусениц O_{v_1} и O_{v_2} лежат за пределами их опорных ветвей. Добавлением индекса v к обозначениям

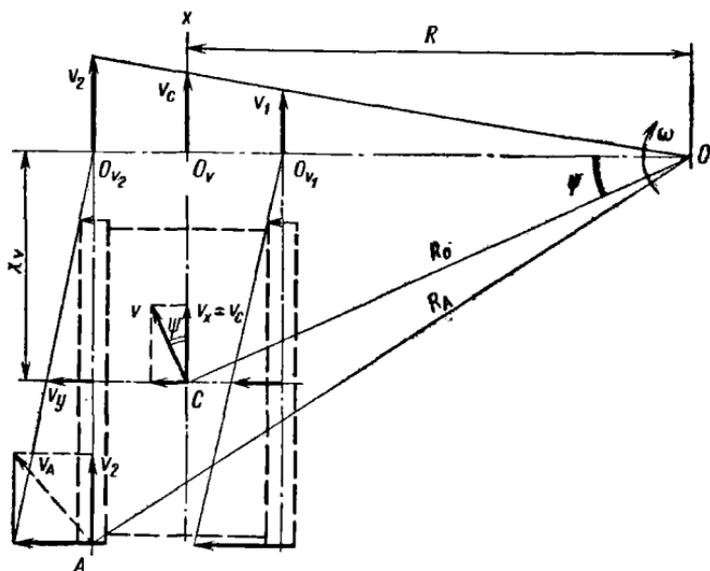


Рис. 135

полюсов мы подчеркиваем кинематическое значение полюсов O_{v_1} и O_{v_2} , поскольку для определения момента сопротивления по полученным ранее выражениям эти точки, лежащие за пределами опорных ветвей гусениц, явно непригодны.

Скорость точек, принадлежащих корпусу машины, например точки A или C , определяется так же, как в случае, рассмотренном на рис. 107.

Большая центробежная сила, действующая на машину в направлении, обратном силе Y (рис. 136), изменит направление продольного смещения χ полюсов поворота гусениц. В соответствии с принятым ранее правилом знаков считаем направление C_y и χ на рис. 136 положительным. Тогда, аналогично формуле (269) получим относительное продольное смещение полюсов поворота гусениц при действии только поперечных сил:

$$\chi_{0y} = \frac{C_y - Y}{\mu Q} \quad (295)$$

При более общем случае действия на машину продольных и поперечных сил (рис. 137) для определения χ_0 остается справедливой формула (273), в которой при заданном радиусе R должны быть известны χ_0 и χ_{0y} . Влиянием силы C_x на продольное смещение центра давления x следует пренебречь. Это допустимо, если учесть следующие соображения: 1) сила C_x может достигать значительной величины только при повороте с большой скоростью на малых радиусах, что практически нереально из-за опасности полного заноса или опрокидывания машины; 2) определение χ_0 может быть уточнено в случае необходимости методом последовательных приближений; 3) силу

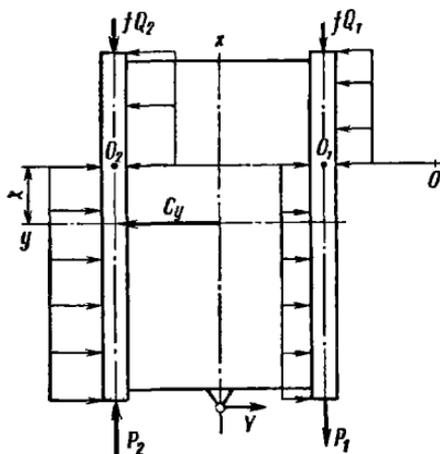


Рис. 136

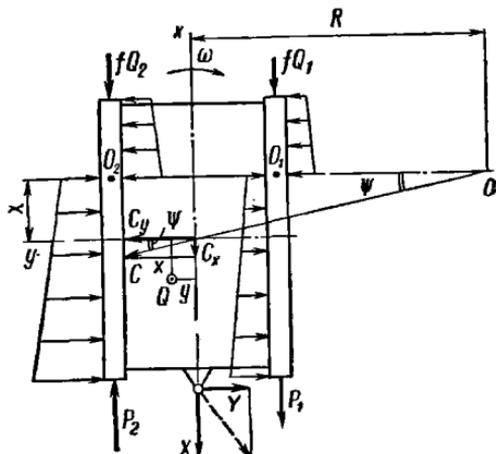


Рис. 137

C_x все же можно учитывать в выражениях потребных сил тяги, так как после приближенного или уточненного определения χ_0 она при известной силе C_y может быть подсчитана по формуле

$$C_x = C_y \operatorname{tg} \psi = C_y \frac{\chi}{R}$$

или

$$C_x = C_y \frac{\chi_0}{\rho} \frac{L}{B}. \quad (296)$$

Таким образом, если для заданного радиуса поворота при расчете по формуле (273) или при движении без прицепа ($\chi_0 = 0$) по формуле (295) получена величина $\chi_0 > 1$, то это означает, что поворот происходит с частичным заносом ($\chi_0 = \chi_{0v}$), а полюса поворота гусениц расположены так, как показано на рис. 135. При этом значение коэффициента сопротивления повороту в формуле (295) определялось в соответствии с заданным радиусом по формуле (248). И в этом случае, как показывают полученные ниже формулы в совокупности с формулой (296), положение полюсов O_{v1} и O_{v2} не оказывает существенного влияния на потребные силы тяги, а значение $\chi_{0v} > 1$ носит критериальный характер.

Примем в дальнейшем, что исследование равномерного поворота с частичным заносом производится, как и раньше, для случая постоянного и заданного радиуса поворота R .

По мере роста силы C_y продольное смещение полюсов поворота χ на рис. 136 или 137 увеличивается. При этом растет сумма поперечных реакций грунта на гусеницы, уравнивающая разность внешних сил $C_y - Y$. Когда полюса поворота O_1 и O_2 займут положение на передней кромке опорных ветвей гусениц (рис. 138, а), дальнейший рост указанной суммы становится невозможным, если не увеличивается коэффициент μ . Скорость прямолинейного движения машины до входа в поворот или радиус поворота, которые приводят к соотношению сил, показанному на рис. 138, а, условимся называть первыми критическими. Обозначим их соответственно $v_{кр1}$ и $R_{кр1}$ ($\rho_{кр1}$).

Однако положение полюсов O_1 и O_2 на рис. 138, а не означает начала полного запаса машины. При расположении полюсов поворота O_{v1} и O_{v2} за пределами опорных ветвей гусениц (рис. 138, б) схема действующих на машину сил качественно останется такой же, как и на рис. 138, а, но величины сил изменятся. Дополнительные поперечные перемещения опорных ветвей при увеличении скоростей v_y на рис. 135 приводят к дополнительным поперечным деформациям грунта и вызывают рост суммарной касательной реакции грунта, направленной против равнодействующей внешних сил $C_y - Y$. Благодаря этому указанная равнодействующая уравнивается. В то же время дополнительная деформация грунта должна неминуемо увеличить момент сопротивления повороту за счет роста коэффициента μ , так как вес машины и длина опорной поверхности остаются прежними, а поправочный коэффициент K , если пока не учитывать влияние на него сил X и C_x , еще при положении полюсов на передней кромке опорной ветви достиг своей максимальной величины.

Следовательно, рост C_y приводит к увеличению боковых перемещений опорных ветвей гусениц и касательной реакции грунта.

Максимальное значение этой реакции будет определяться максимальной величиной коэффициента бокового сдвига μ'_{\max} (см. рис. 118) при полном прекращении поворота машины и перехода ее в движение по направлению поперечной оси. Радиус поворота, при котором происходит полный занос машины, назовем критическим радиусом по заносу и обозначим $R_{кр}$ или $\rho_{кр}$, а соответствующую ему скорость прямолинейного движения до входа в поворот — критической $v_{кр}$. Поворот машины на данном грунте с радиусом меньше критического невозможен.

Сказанное выше не исчерпывает всей картины взаимодействия гусениц с грунтом при повороте с частичным заносом и является приближенной схемой, которая подчеркивает сложный характер происходящих явлений, требующих специальных исследований. Однако принятая схема и допущения позволяют найти зависимость первой критической и критической скоростей от радиуса поворота и определить расчетное значение коэффициента μ .

и C_x (если $x_0 \leq \frac{1}{3}$), включая и нулевые. Площади трапеций эпюр поперечных сил равновелики площадям пунктирных прямоугольников при $X = 0$ и $C_x = 0$. Последний вывод весьма важен для того, чтобы при отыскании указанных выше зависимостей воспользоваться более простым выражением (259) вместо уравнения (273) без уменьшения точности решения.

Определим вначале функцию $v_{кр_1} = f(\rho_{кр_1})$. При этом будем полагать $v_{пр} = v_{кр_1}$, а $\rho = \rho_{кр_1}$.

Принимая, что поворот машины происходит на горизонтальной площадке, и используя схему и обозначения рис. 138, а, получим

$$v_x = v_c = v \cos \psi; R = R_0 \cos \psi; C_y = C \cos \psi,$$

где центробежная сила

$$C = m \frac{v^2}{R_0}.$$

После подстановок и сокращений формула поперечной составляющей центробежной силы

$$C_y = \frac{2m}{B} \frac{v_c^2}{\rho}. \quad (297)$$

Выражение (295) для случая поворота с первой критической скоростью в соответствии с рис. 138, а имеет вид

$$\frac{C_y - Y}{\mu Q} = 1,$$

где для данного $\rho = \rho_{кр_1}$ коэффициент μ определяется по формуле (248).

Подставляя в полученное выражение значение C_y по формуле (297) и используя формулу (239), получим

$$v_{кр_1}^2 \frac{\rho_{кр_1}}{gB(\rho_{кр_1} + q_k)^2} = \frac{1}{2} \left(\mu + \frac{Y}{G} \right). \quad (298)$$

Целесообразно решить уравнение (298) относительно $v_{кр_1}$:

$$\text{или} \left. \begin{aligned} v_{кр_1} &= \left(1 + \frac{q_k}{\rho_{кр_1}} \right) \sqrt{\frac{gB}{2} \rho_{кр_1} \left(\mu + \frac{Y}{G} \right)} \\ v_{кр_1} &= \left(1 + \frac{q_k B}{2R_{кр_1}} \right) \sqrt{g \left(\mu + \frac{Y}{G} \right) R_{кр_1}} \end{aligned} \right\}. \quad (299)$$

Во избежание поворота машины с частичным заносом при определенном радиусе ρ в заданных условиях (f , μ_{\max} , Y) необходимо, чтобы скорость прямолинейного движения при входе в поворот была меньше $v_{кр_1}$ или при заданной скорости прямолинейного движения необходимо поворачиваться с $\rho > \rho_{кр_1}$.

Так как схемы действия внешних сил на рис. 138, а и б полностью идентичны, то для определения критической скорости полного заноса $v_{кр} = v_{пр}$ остается справедливой формула (299), в которую вместо μ подставляется постоянный для данного грунта коэффициент бокового сдвига μ'_{\max} , а вместо $\rho_{кр_1}$ — радиус $\rho_{кр}$. Определение кри-

тической скорости следует начинать от значения фиксированного радиуса механизма поворота ρ_{ϕ} и закончить для радиуса, при котором критическая скорость будет несколько больше максимальной скорости прямолинейного движения машины на данном грунте. Рассмотрение формулы (299) или исходного уравнения (295) приводит к выводу о благоприятном влиянии поперечной силы Y . Поэтому и для гусеничного тягача имеет смысл устанавливать предел поворотливости по заносу в случае движения без прицепа при $Y = 0$.

Меньшей вероятностью заноса при повороте обладают гусеничные машины с большей величиной q_k механизма поворота благодаря более значительному уменьшению v_c и C_y .

Как показывают расчеты, влияние ширины колеи B на критическую скорость невелико. Оно уменьшается с ростом радиуса поворота. Поэтому на рис. 139 представлены зависимости критических радиусов $R_{кр1}$ и $R_{кр}$ от скорости прямолинейного движения при входе в поворот для машины без прицепа с $q_k = 1$; $B = 1,8$ м на грунте $f = 0,08$; $\mu_{max} = 0,9$ и $\varphi = 0,9$.

При построении графика $R_{кр}$ принято, что максимальный коэффициент бокового сдвига μ_{max} равен μ_{max} .

Из рассмотрения графиков на рис. 139 следует, что даже на таком крепком грунте радиус поворота скоростной гусеничной машины сильно ограничивается возможностью полного заноса. При скорости движения 60 км/ч, например, нет смысла иметь фиксированный радиус механизма поворота менее 30 м.

Область поворота с частичным заносом весьма значительна. На данном грунте при $v_{пр} > 35$ км/ч поворот с любым радиусом практически будет происходить с частичным заносом и искажением траектории движения. Размеры этой области определяют положение кривых $R_{кр1}$ и $R_{кр}$, которое главным образом зависит от соотношения коэффициентов μ и μ_{max} .

Для определения потребных сил тяги при повороте с частичным заносом (см. рис. 138, б) необходимо знать проекции центробежной силы C_y и C_x и момент сопротивления повороту, включая и поправочный коэффициент K .

Выражение (297) для C_y при этом не изменится, так как было принято, что радиус поворота точки O_v сохраняется прежним, а $v_x = v_c$. Следовательно, в случае $v_{пр} = \text{const}$ поперечная составляющая центробежной силы остается постоянной при любом продольном смещении полюсов поворота гусениц. Поэтому при известной силе C_y силу C_x можно определить по формуле (296), в которой, пренебрегая действием X и C_x , приближенно будем считать

$$\chi_0 = \chi_{0y} = \frac{C_y - Y}{\mu Q}.$$

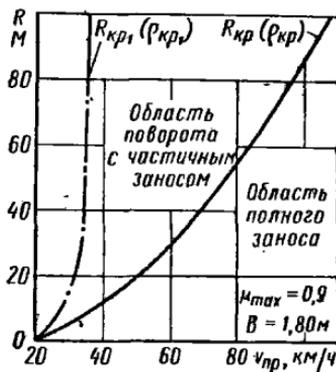


Рис. 139

При этом следует учитывать незначительное влияние приближенного определения силы C_x на величину потребных сил тяги и возможность, в случае необходимости, уточнения решения методом последовательных приближений с использованием формулы (273) *.

Чтобы определить расчетное значение коэффициента сопротивления повороту, совершаемому с частичным заносом, и поправочный коэффициент K момента, заметим, что при изменении величины C_y или Y на рис. 138, б изменяются величины μq_1 и μq_2 или площади трапеций, характеризующих суммарную поперечную реакцию грунта. При сохранении указанных величин постоянными изменение продольных сил X и C_x вызывает только изменение наклона боковых линий трапеций или положения точки приложения равнодействующей поперечных реакций. В случае пренебрежения силой C_x , когда $X = 0$, трапеции превращаются в прямоугольники. При повороте с частичным заносом остается неизменным предельное положение точек O_{m_1} и O_{m_2} на передней кромке опорной ветви гусеницы, относительно которых определяется момент сопротивления повороту, а относительное смещение их всегда $\chi_0 = \chi_{0y} = 1$. Поэтому точки O_{m_1} и O_{m_2} условно можно назвать силовыми полюсами поворота гусениц в отличие от кинематических O_{v_1} и O_{v_2} .

Деформация новых участков грунта при дополнительных боковых перемещениях опорных ветвей гусениц сопровождается дополнительной затратой энергии на поворот машины. Эту затрату должен выражать рост момента сопротивления или коэффициента сопротивления повороту.

При известных силах C_y и Y новое значение коэффициента сопротивления μ может быть найдено из условия сохранения равновесия машины или из уравнения проекций сил на поперечную ось (см. рис. 138, б). Остается в силе формула (295), в которой следует считать $\chi_{0y} = \chi_0 = \chi_{0_m} = 1$. Следовательно, коэффициент сопротивления повороту с частичным заносом определится выражением

$$\mu = \frac{C_y - Y}{Q}. \quad (300)$$

Естественно, что при росте центробежной силы увеличивается и коэффициент μ .

Для определения поправочного коэффициента момента остается справедливой формула (260), которая для рассматриваемого случая упростится. Так как $\chi_0 = \chi_{0_m} = 1$, то

$$K = 2(1 - x_0), \quad (301)$$

где с учетом рис. 138, б x_0 всегда отрицательно.

Следовательно, учитывая влияние на K продольных сил X и C_x , что необходимо для уменьшения погрешности расчетов, всегда получим $K > 2$ (см. также рис. 117).

* Для уменьшения погрешности расчетов при анализе движения тягача с прицепом необходимо, чтобы при определении силы Y в формуле (277) учитывалось также действие центробежной силы на прицеп.

Порядок расчета для определения потребных сил тяги при учете возможного поворота с частичным заносом несколько изменяется. При заданных q_k , $v_{пр}$ и ρ следует определить C_y по формуле (297), а также X и Y для прицепа. Используя выражение (295) и значение коэффициента поворота μ , определенное по формуле (248), находим относительное смещение χ_{0y} . Получение $\chi_{0y} > 1$ является критерияльным признаком поворота с частичным заносом. Располагая $\chi_{0y} < 1$, следует определить C_x по формуле (296) при $\chi_0 = \chi_{0y}$, найти смещение центра давления x_0 и χ_0 по формуле (273), а затем — K по формуле (260). При необходимости расчет можно уточнить повторением, используя для определения C_x новое значение χ_0 .

В случае поворота с частичным заносом в формуле (296) достаточно полагать $\chi_0 = \chi_{0м} = 1$. Далее по выражениям (300) и (301) находят μ и K и подсчитывают момент сопротивления повороту. После этого можно определить потребные силы тяги, уравнения которых с учетом центробежной силы приведены ниже.

§ 32. УДЕЛЬНАЯ СИЛА ТЯГИ ПРИ ПОВОРОТЕ

Полученные на рис. 139 области заноса и поворота с частичным заносом совершенно не отражают тяговые свойства машины в повороте.

Характер движения при повороте данной машины определяется мощностью двигателя, скоростью движения, внешними условиями поворота (качество грунта, угол крена и подъема и т. п.) и поведением водителя, задающего скорость движения до входа в поворот и величину силы на отстающей гусенице. В конечном итоге траектория поворота есть функции указанных параметров.

Изложенная выше теория равномерного поворота позволяет определить чаще всего по заданной в виде части окружности траектории или радиусу поворота ряд параметров, представляющих практический интерес при исследованиях и проектировании, например момент сопротивления повороту, требуемые силы тяги на гусеницах и т. п. Они обеспечивают поворот машины именно с этим заданным радиусом в определенных условиях. Часть параметров должна быть строго выдержана водителем для получения требуемой траектории.

Однако по вычисленным потребным силам тяги при повороте еще нельзя утверждать, что данная машина совершит равномерный поворот в заданных условиях. Для такого утверждения необходимо сравнить потребные при повороте силы тяги с силами, которые может обеспечить на гусеницах двигатель и механизм поворота. Следовательно, для оценки реальной поворотливости машины необходим такой критерий, который позволил бы, используя, например, тяговую характеристику машины, решить возможность равномерного поворота в заданных условиях подобно тому, как это решалось при анализе равномерного прямолинейного движения. Получение такого критерия оценки поворотливости машины значительно труднее, чем оценка тяговых качеств при прямолинейном движении. Для общности решения необходимо учитывать внешние силы, которые действуют на машину.

Силы, действующие на машину при равномерном повороте на горизонтальном участке пути с учетом центробежной силы, и план скоростей показаны на рис. 140. Сила P_1 на отстающей гусенице представлена как тормозная, так как предполагается, что такое направление будет преимущественным. Все дальнейшие выводы и заключения справедливы для такого направления P_1 , которое считается положительным. Принято, что центр тяжести c расположен симметрично относительно границ опорных ветвей гусениц. Скорость этой точки v перпендикулярна радиусу R_0 , проведенному из центра поворота O' , и может быть представлена как геометрическая сумма двух составляющих скоростей v_x и v_y . Очевидно, что для точки O , лежащей на пересечении перпендикуляра из центра поворота к продольной оси машины, скорость $v_y = 0$, а $v_c = v_x$. Следовательно, она является мгновенным центром относительного вращения корпуса машины при повороте ее около центра O' . При обозначении радиуса в скобках приведены их относительные величины.

За положительное направление смещения центра поворота χ , как и прежде, принято смещение вперед, которое всегда наблюдается при учете центробежной силы и $X = 0$, $Y = 0$.

Написав уравнение моментов относительно полюсов поворота гусениц O_1 и O_2 и используя формулу (253), получим общие выражения потребных для поворота сил тяги на забегающей и отстающей гусенице:

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= fQ_2 + \mu \frac{Q\alpha}{4B} K - \frac{1}{2} (C_y - Y) \frac{L}{B} \chi_0 + \\ &+ \frac{X}{2} + Y \frac{l_y}{B} + \frac{C_x}{2}; \\ P_1 &= -fQ_1 + \frac{\mu Q\alpha}{4B} K - \frac{1}{2} (C_y - Y) \frac{L}{B} \chi_0 - \\ &- \frac{X}{2} + Y \frac{l_y}{B} - \frac{C_x}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (302)$$

В дальнейшем удобно все расчеты вести в безразмерных величинах, представляющих собой потребные удельные силы тяги на гусеницах:

$$f_{n_2} = \frac{P_2}{G}; \quad f_{n_1} = \frac{P_1}{G}.$$

Тогда в общем виде для поворота на горизонтальной площадке

$$\left. \begin{aligned} f_{n_2} &= f \frac{Q_2}{G} + \frac{\mu L}{4B} K - \frac{1}{2} \frac{C_y - Y}{G} \frac{L}{B} \chi_0 + \\ &+ \frac{1}{2} \frac{X + C_x}{G} + \frac{Y}{G} \frac{l_y}{B}; \\ f_{n_1} &= -f \frac{Q_1}{G} + \frac{\mu L}{4B} K - \frac{1}{2} \frac{C_y - Y}{G} \frac{L}{B} \chi_0 - \\ &- \frac{1}{2} \frac{X + C_x}{G} + \frac{Y}{G} \frac{l_y}{B} \end{aligned} \right\} \quad (303)$$

или при движении без прицепа

$$f_{п2} = f \frac{Q_2}{G} + \frac{\mu L}{4B} K - \frac{1}{2} \frac{C_y}{G} \frac{L}{B} \chi_0 + \frac{1}{2} \frac{C_x}{G};$$

$$f_{п1} = -f \frac{Q_1}{G} + \frac{\mu L}{4B} K - \frac{1}{2} \frac{C_y}{G} \frac{L}{B} \chi_0 - \frac{1}{2} \frac{C_x}{G}.$$

Ряд величин в правой части этих уравнений представляет собой простые и сложные функции различных аргументов и требует дальнейшего раскрытия.

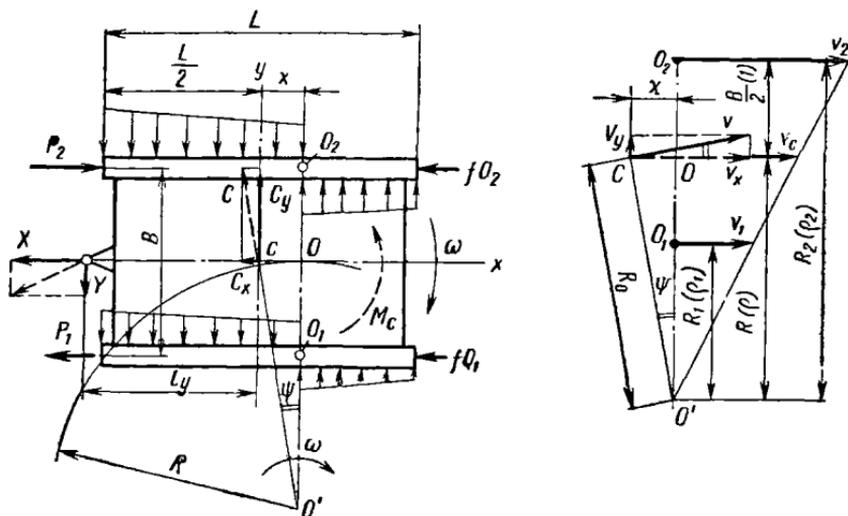


Рис. 140

Относительное продольное смещение центра поворота χ_0 зависит от центробежной силы C , а также внешних сил X и Y . Учитывая сравнительно высокие значения радиусов равномерного поворота на высших передачах и, как следствие, малые углы ψ , влиянием продольной составляющей центробежной силы C_x на χ_0 и K можно пренебречь. Аналогично можно поступить с влиянием силы X , но погрешность этого допущения будет зависеть от величины продольной силы и высоты прицепного устройства h_x . В большинстве случаев возможно учитывать влияние на χ_0 и K упомянутых сил, вследствие чего воспользуемся выражениями (273) и (260) в общем виде.

Для определения C_y остается справедливой формула (297), а формулу (296) можно переписать в виде

$$C_x = 2m \frac{L}{B^2} \left(\frac{v_c}{\rho} \right)^2 \chi_0. \quad (304)$$

Нетрудно заметить, что знак силы C_x определяется знаком смещения χ_0 в соответствии с направлением действия C_x на рис. 140, но в уравнения (302) этим членом в ряде случаев можно пренебречь ввиду его малости.

Выражения нормальных реакций на гусеницах можно получить из уравнений моментов сил, действующих в поперечной плоскости (рис. 141):

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= G \left(\frac{1}{2} + \frac{2h_c}{gB^2} \frac{v_c^2}{\rho} \right) - Y \frac{h_k}{B}; \\ Q_1 &= G \left(\frac{1}{2} - \frac{2h_c}{gB^2} \frac{v_c^2}{\rho} \right) + Y \frac{h_k}{B}. \end{aligned} \right\} \quad (305)$$

Внешние силы X и Y следует считать заданными из условий поворота прицепа. Они определяются по формулам (275) и (277). При неизвестном радиусе поворота тягача их можно оценить с некоторой погрешностью по тем же формулам.

Таким образом, потребные удельные силы тяги становятся известными, если заданы параметры машины и прицепа и условия поворота, к которым относятся качество грунта, скорость прямолинейного движения машины до входа в поворот и радиус поворота.

Примем в дальнейшем, что анализ поворотливости данной гусеничной машины производится при заданных условиях поворота и уже определенных потребных удельных силах тяги на гусеницах $f_{п1}$ и $f_{п2}$. Для иллюстрации получаемых в дальнейшем формул

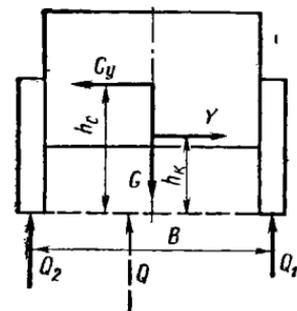


Рис. 141

и выводов и более объективного анализа их воспользуемся графиками, отражающими количественное изменение рассматриваемых величин. Эти графики будем приводить для одной из двух гусеничных машин, конструктивные параметры которых соответствуют реальным, но за небольшим исключением заданы в относительных величинах.

Примем, что у первой машины, обозначенной условно ГМ-1, механизмом поворота является бортовой фрикцион, отношение момента инерции, взятого относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, к весу $\frac{J_c}{G} = 6,45 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ (при весе в даН) или $\frac{J_c}{G} = 0,645 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ (при весе в кгс), максимальный динамический фактор на четвертой передаче 0,123, отношение базы к коле $\frac{L}{B} = 1,57$ ($B = 2,45 \text{ м}$), высота расположения центра тяжести $h_c = 1 \text{ м}$, максимальная скорость прямолинейного движения 32 км/ч на грунте $f = 0,1$. У второй машины, обозначаемой в дальнейшем условно ГМ-2, механизм поворота планетарный двухступенчатый, с внутренним передаточным числом $k = 2,4$ и фиксированным относительным радиусом поворота $\rho_\phi = 5,8$, отношение момента инерции к весу $\frac{J_c}{G} = 2,0 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ ($\frac{J_c}{G} = 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ при весе в кгс), максимальный динамический фактор на четвертой передаче 0,1075, $\frac{L}{B} = 1,6$ ($B =$

$= 1,8 \text{ м}$), $h_c = 0,9 \text{ м}$, максимальная скорость движения 33 км/ч на грунте $f = 0,1$ и $43,8 \text{ км/ч}$ на грунте $f = 0,08$.

Прежде всего интересно выяснить характер изменения потребной удельной силы тяги¹ $f_{п1}$ на отстающей гусенице, так как эта сила в большинстве случаев регулируется водителем при воздействии на механизм поворота машины.

Потребная сила тяги на отстающей гусенице в соответствии с формулой (303) может быть направлена назад (положительная или тормозная) или вперед (отрицательная или обеспечиваемая двигателем). Уменьшению P_1 или $f_{п1}$ до отрицательной величины при прочих равных условиях способствует рост внешних сил C_y , X и C_x . Из них наиболее изменчивой при изменении скорости движения (особенно при движении без прицепа) является поперечная составляющая центробежной силы C_y . Поэтому следует ожидать значительного изменения $f_{п1}$ при различных скоростях движения.

Чтобы подтвердить это, на рис. 142 показаны законы изменения $f_{п1}$ в функции радиуса поворота ρ при $X = 0$, $Y = 0$ и различных постоянных скоростях прямолинейного движения машины ГМ-2 до входа

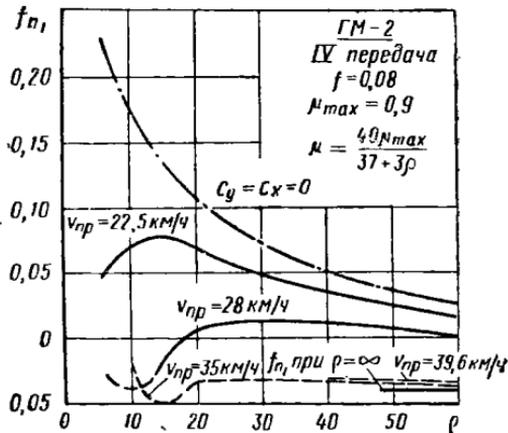


Рис. 142

в поворот. Штриховой линией показаны участки кривых, соответствующие повороту с частичным заносом ($\rho < \rho_{кр1}$). Кривая $v_{пр} = 35 \text{ км/ч}$ ограничена слева радиусом, соответствующим полному заносу машины ($\rho = \rho_{кр}$). Верхняя штрих-пунктирная кривая $f_{п1}$ построена без учета действия центробежной силы ($C_y = C_x = 0$).

Влияние центробежной силы на $f_{п1}$ тем больше, чем больше скорость движения. Даже при сравнительно небольшой скорости $v_{пр} = 22,5 \text{ км/ч}$ оно столь велико, что потребная сила тяги на отстающей гусенице весьма значительно отличается от $f_{п1}$ при $C_y = C_x = 0$. При движении машины со скоростью $v_{кр} = 35 \text{ км/ч}$ отличие $f_{п1}$ становится качественно другим. Вместо положительной (тормозной) силы тяги на отстающей гусенице в действительности требуется обеспечить отрицательную (от двигателя) при любом радиусе поворота.

Наиболее характерной является кривая $v_{пр} = 28 \text{ км/ч}$. Она имеет отчетливо выраженные максимум и минимум, происхождение которых можно объяснить. Справа от максимума с ростом радиуса величина $|f_{п1}|$ уменьшается благодаря более интенсивному снижению

¹ В дальнейшем для сокращения будем говорить о силе тяги отстающей или забегающей гусеницы, не подчеркивая ее безразмерный или размерный характер.

момента сопротивления повороту или μ по сравнению с уменьшением центробежной силы. Слева от максимума с уменьшением ρ более значительную роль играет рост центробежной силы, чем момента сопротивления, в результате чего, например, у кривой $v_{\text{пр}} = 22,5$ км/ч максимум располагается левее. Левее минимума с уменьшением радиуса величина $f_{\text{п}}$, снова растет благодаря более интенсивному росту μ , определяемому при повороте с частичным заносом по зависимости (300), по которой μ пропорционален C_y .

Из рассмотрения графиков на рис. 142 следует, что нельзя пренебрегать влиянием центробежной силы при определении потребной силы тяги отстающей гусеницы даже при сравнительно невысоких скоростях движения.

Значительное влияние центробежной силы на потребную силу тяги отстающей гусеницы нежелательно, так как весьма усложняет управление гусеничной машины, у механизма поворота которой радиус поворота регулирует силовой фактор, а не кинематический. Покажем это на примере бортового фрикциона, схема которого приводилась на рис. 111. Рассмотрим физическую сущность явлений, обеспечивающих требуемый радиус поворота при управлении машиной, и сопоставим их с результатами вычислений потребной силы тяги отстающей гусеницы, приведенными на рис. 142.

Требуемый радиус поворота гусеничной машины может быть обеспечен только при определенных относительных скоростях перематывания гусениц и при вполне определенных тяговых усилиях на них.

Раньше было установлено, что поворачивающий машину момент увеличивается при действии на отстающую гусеницу тормозной силы тяги P_1 . Такая сила на отстающей гусенице при вводе машины в поворот обязательна, так как при этом угловая скорость ее в течение некоторого промежутка времени растет от нуля и преодолевается дополнительный инерционный момент сопротивления самой машины. Только при наличии большой внешней продольной силы X , действующей, например, от прицепа [см. уравнение (302) или рис. 140], поворот может начаться при уменьшении P_1 до нуля и отрицательном ее значении.

При повороте машины с бортовыми фрикционами (см. рис. 111) водитель воздействует на фрикцион или остановочный тормоз отстающего борта. Рычагом управления он может изменять только момент на ведущем колесе отстающей гусеницы, а двигателем — мощность, подаваемую в трансмиссию машины. При этом воздействие на тормоз обеспечивает изменение тормозной силы тяги на отстающей гусенице, а различная степень пробуксовки бортового фрикциона — изменение силы тяги P_1 от двигателя. Скорость вращения тормозного барабана, связанного постоянным передаточным числом с ведущим колесом отстающей гусеницы, является производной и устанавливается в зависимости от приложенного к гусенице внешнего усилия от грунта. Если, например, тормозной момент обеспечивает требуемое для данного грунта и радиуса поворота усилие на отстающей гусенице, то относительная скорость движения ее соответствует необхо-

димой для этого радиуса (предполагается, что двигатель обеспечивает требуемую силу тяги на забегающей гусенице).

Следовательно, регулирующим фактором управления поворотом машины с таким механизмом является силовой, а не кинематический. Только в одном случае при полностью остановленном тормозном барабане ($v_1 = 0$) водитель управляет скоростью движения гусеницы, а требуемое усилие на ней устанавливается автоматически, в зависимости от грунта или условий поворота. Для бортового фрикциона это является частным случаем поворота с фиксированным радиусом $\rho_\phi = 1$.

При повороте с одним и тем же радиусом, больше фиксированного, на различных грунтах потребуется обеспечить различную силу тяги P_1 . Для этого необходимо создать разные тормозные моменты на барабане тормоза или моменты фрикциона и обеспечить различное положение рычага управления или силовое воздействие на него. Наоборот, одно и то же положение рычага управления или усилие воздействия на него на разных грунтах неминуемо приведет к различным радиусам поворота машины. Значит, бортовой фрикцион является механизмом с двумя степенями свободы, за исключением случая поворота с фиксированным радиусом.

При введении дополнительных внешних сил, действующих на машину, процесс управления становится еще более сложным. Для иллюстрации сказанного предположим, что поворот с одним и тем же радиусом и на одном и том же грунте в первом случае происходит при малой скорости движения, когда действием центробежной силы можно пренебречь, а во втором — при большой.

Действие центробежной силы на потребную силу тяги отстающей гусеницы, как это было установлено по графикам на рис. 142, во втором случае приводит к уменьшению силы $f_{п1}$ и даже изменению ее знака на отрицательный. Следовательно, положение рычага управления становится дополнительной функцией скорости движения машины.

Кроме того, аналогичное изменение величины потребной силы тяги отстающей гусеницы происходит и в процессе поворота на повышенной или большой скорости. При вводе машины в поворот требуется положительная сила $f_{п1}$, а по достижении нужного радиуса равномерного поворота $f_{п1}$ может стать отрицательной или значительно уменьшится (см. рис. 142). Тогда для получения заданного радиуса поворота водитель в процессе входа машины в поворот должен уменьшить степень торможения барабана тормоза или прекратить торможение и задать необходимую пробуксовку фрикциона, которая и обеспечит изменение знака силы тяги P_1 . Если водитель не сумеет проделать все это за короткое время и не обеспечит требуемое усилие на отстающей гусенице, то поворота с требуемым радиусом не произойдет и машина практически окажется неуправляемой. Положение усугубляется тем, что при средних и высоких скоростях движения изменение потребной силы тяги отстающей гусеницы весьма невелико при очень большом диапазоне изменения радиусов поворота. В итоге управление быстрой гусеничной

машиной, снабженной механизмом поворота с двумя степенями свободы, значительно усложняется.

В случае применения механизма поворота с одной степенью свободы поворот машины происходит при строго установленном передаточном числе между ведущими колесами, которое обеспечивает определенный, фиксированный радиус поворота на любом грунте. Изменение его может быть ступенчатым (много радиусный механизм поворота) или бесступенчатым. Последнее возможно, например, при установке бесступенчатой передачи на каждом ведущем колесе. Силы тяги на гусеницах при этом устанавливаются автоматически в соответствии с потребными для поворота. Следовательно, радиус поворота в данном случае регулируется кинематически, а управление машиной значительно упрощается.

Сравнение двух принципиально разных способов управления поворотом гусеничной машины, сделанное с использованием графиков на рис. 142, приводит к выводу о необходимости снабжения быстроходных машин механизмами поворота с непрерывным изменением фиксированного радиуса или механизмами с достаточно большим числом фиксированных радиусов.

Изменение знака потребной силы тяги P_1 вызывает изменение направления потока мощности на отстающей гусенице и оказывается на общей картине распределения потоков мощности в механизме поворота. Сила тяги на забегающей гусенице P_2 или $f_{п2}$ при повороте никогда не меняет своего знака. Поэтому направление потока мощности на этой гусенице будет всегда от трансмиссии к грунту. Однако изменение P_1 сказывается на величине мощности, поступающей на забегающую гусеницу при равномерном повороте, если предположить, что мощность двигателя остается постоянной. В предельном случае эта мощность определяется внешней характеристикой двигателя при данной частоте вращения, соответствующей скорости прямолинейного движения машины до входа в поворот. К такому режиму работы двигателя приведет его регулятор вследствие увеличения общей нагрузки при повороте. Работа двигателя на внешней характеристике вносит необходимую определенность в оценку качества машины при равномерном повороте.

Любой механизм поворота гусеничной машины в принципе может быть заменен условным механизмом с одной или двумя степенями свободы (рис. 143). Этот механизм заключен в общий картер и имеет три вала для внешних связей с двигателем или коробкой передач и ведущими колесами машины. Внутри картера условный механизм поворота имеет n связей между крайними планетарными рядами, которые суммируют подходящие к ним мощности N_i . Один из элементов суммирующего планетарного ряда связан через бортовую передачу с ведущим колесом и передает соответственно мощность $N_{мп1}$ или $N_{мп2}$. Мощность $N'_д$ подводится к механизму поворота от коробки передач или двигателя.

Внутренние связи условного механизма поворота обеспечивают в общем случае передачу части мощности $N'_д$ на суммирующий планетарный ряд забегающего борта, а части мощности — на сумми-

рующийся планетарный ряд отстающего борта (у некоторых механизмов при режиме поворота с $P_1 > 0$ эта часть мощности равна нулю). Кроме того, примем, что внутренние связи между суммирующими планетарными рядами могут передавать мощности N_i в двух противоположных направлениях, что учитывается на рис. 143 знаками коэффициентов α_i или τ_i .

Благодаря наличию в условном механизме поворота последних связей общая картина распределения мощностей на внешних валах не изменится, если предположить, что в любом случае поворота вся мощность N'_d передается на суммирующий планетарный ряд забе-

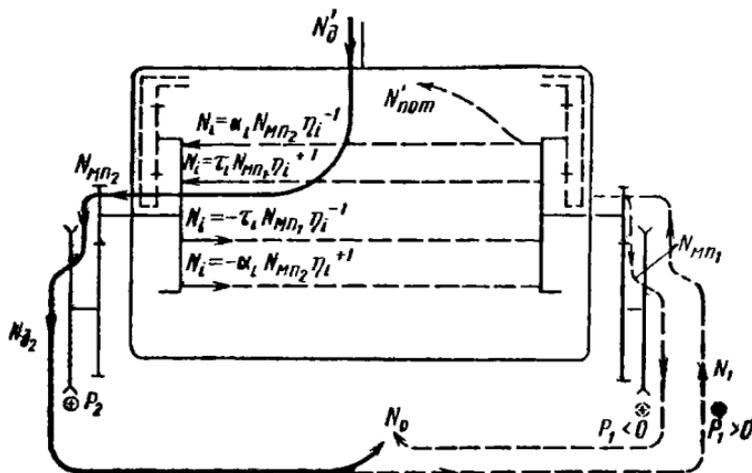


Рис. 143

гающего борта, а затем часть ее по внутренним связям поступает на отстающий борт. В схеме конкретного механизма поворота это учитывается соответствующими значениями к. п. д. η_i .

Выразим мощности N_i , подводимые к суммирующему ряду забегающего борта или отводимые от него, в долях мощности выходных валов механизма $N_{мп_1}$ или $N_{мп_2}$. Коэффициент пропорциональности для N_i в зависимости от мощности отстающего борта N обозначен τ_i , а от мощности забегающего борта — α_i . Приведение мощностей N_i к тому или иному элементу суммирующего планетарного ряда учитывается суммарным к. п. д. с соответствующим показателем степени ± 1 . Знак показателя степени учитывает направление потока мощности N_i .

Следовательно,

$$\alpha_i = \frac{N_i}{N_{мп_2}} \eta_i^{\pm 1}; \quad \tau_i = \frac{N_i}{N_{мп_1}} \eta_i^{\pm 1}. \quad (306)$$

При конкретной схеме механизма поворота зависимости для определения этих коэффициентов находятся методами, изложенными в теории планетарных передач и механизмов. Ниже, в § 33, приводятся примеры определения τ_i при $\alpha_i = 0$ для наиболее распростра-

ненных механизмов поворота гусеничных машин. Поэтому при дальнейших выводах коэффициенты τ_i и α_i предполагаются известными.

У механизмов поворота с одной степенью свободы потери передаваемой мощности обуславливаются только внутренними потерями самих механизмов, определяемыми соответствующим к. п. д. Это значительно упрощает задачу оценки поворотливости машины. Если механизм поворота имеет две степени свободы, то это, как правило, означает, что при повороте работает фрикционный элемент. Угловая скорость вращения его барабана зависит от приложенного момента, определяемого степенью торможения или пробуксовкой, задаваемой водителем, а передаточное число между выходными валами механизма поворота, зависящее от скорости вращения барабана, становится функцией силовых величин.

В этом случае на одной из внутренних связей механизма поворота появляется ответвление мощности на потери буксования $N'_{\text{пот}}$, которая уменьшает мощность, расходуемую на поворот. Однако, если определять мощности N_i на элементах суммирующего ряда забегающего борта, то $N'_{\text{пот}}$ из общего баланса мощности выходного вала забегающего борта исключается и учитывается только в соответствующей мощности N_i . Тогда уравнение баланса мощности суммирующего планетарного ряда забегающего борта можно написать в виде

$$\frac{N_{\text{мп2}}}{\eta_{\text{мп}}} = N'_d \eta''_{\text{мп}} + \sum_1^n N_i, \quad (307)$$

где η'_d — к. п. д. суммирующего ряда; $\eta''_{\text{мп}}$ — к. п. д. механизма поворота от входного вала до суммирующего ряда забегающего борта.

В дальнейших выводах исходим из предположения, что необходимая для поворота мощность N_1 обеспечивается полностью. В этом случае, если мощность $N_{д2}$, поступающая на забегающую гусеницу, равна потребной на ней N_2 , наблюдается равномерный поворот машины.

По аналогии с прямолинейным движением обозначим динамический фактор поворота

$$D_{\text{п}} = \frac{P_{д2}}{G}, \quad (308)$$

где $P_{д2}$ — сила тяги, развиваемая двигателем при повороте на забегающей гусенице. Эта сила учитывает: 1) режим работы двигателя на внешней характеристике, соответствующий данной скорости прямолинейного движения машины $v_{\text{пр}}$ до входа в поворот, т. е. до включения механизма поворота; 2) изменение скорости забегающей гусеницы v_2 или передаточного числа при включении механизма поворота; 3) затрату необходимой для поворота мощности двигателя на отстающей гусенице или, наоборот, передачу рекуперированной мощности. Очевидно, что при равномерном повороте сила $P_{д2}$ должна

быть равна потребной силе тяги P_2 . При этом условие равномерного поворота машины выразится равенством *

$$D_{\pi} = f_{\pi_2}, \text{ а } N_{\pi_2} = D_{\pi} G v_2.$$

Обозначим

$$\eta_{11} = \eta_{\text{бп}} \eta_{\text{гус}_1}; \quad \eta_{12} = \eta_{\text{бп}} \eta_{\text{гус}_2},$$

где $\eta_{\text{бп}}$ — к. п. д. бортовой передачи; $\eta_{\text{гус}_1}$ и $\eta_{\text{гус}_2}$ — к. п. д. от-
стающей и забегающей гусениц соответственно.

Тогда

$$N_{\text{мп}_2} = N_{\pi_2} \eta_{12}^{-1}.$$

Мощности, передаваемые отдельными внутренними связями между суммирующими планетарными рядами механизма поворота (знак показателя степени η_i зависит от знака P_1), выражаются уравнениями:

$$\begin{aligned} N_i &= \tau_i N_{\text{мп}_1} \eta_i^{\mp 1} = \tau_i N_1 \eta_1^{\mp 1} \eta_i^{\mp 1} = \tau_i \eta_1^{\mp 1} \eta_i^{\mp 1} P_1 v_1 = \\ &= \tau_i \eta_1^{\mp 1} \eta_i^{\mp 1} f_{\pi_1} G v_{\text{пр}} \frac{v_1}{v_{\text{пр}}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_i &= \alpha_i N_{\text{мп}_2} \eta_i^{\mp 1} = \alpha_i N_{\pi_2} \eta_2^{-1} \eta_i^{\mp 1} = \alpha_i \eta_2^{-1} \eta_i^{\mp 1} P_2 v_2 = \\ &= \alpha_i \eta_2^{-1} \eta_i^{\mp 1} D_{\pi} G v_{\text{пр}} \frac{v_2}{v_{\text{пр}}}. \end{aligned}$$

Суммарная мощность, передаваемая этими связями, на элементах планетарного ряда забегающего борта определится уравнением

$$\begin{aligned} \sum_1^n N_i &= f_{\pi_1} \eta_1^{\mp 1} G v_{\text{пр}} \frac{v_1}{v_{\text{пр}}} \sum_1^{n_1} \tau_i \eta_i^{\mp 1} + \\ &+ D_{\pi} \eta_2^{-1} G v_{\text{пр}} \frac{v_2}{v_{\text{пр}}} \sum_1^{n_2} \alpha_i \eta_i^{\mp 1} \end{aligned}$$

или уравнением

$$\sum_1^n N_i = \tau f_{\pi_1} \eta_1^{\mp 1} G v_{\text{пр}} \frac{v_1}{v_{\text{пр}}} + \alpha D_{\pi} \eta_2^{-1} G v_{\text{пр}} \frac{v_2}{v_{\text{пр}}}, \quad (309)$$

где $n_1 + n_2 = n$ — общее число внутренних связей;

$$\tau = \sum_1^{n_1} \tau_i \eta_i^{\mp 1}; \quad \alpha = \sum_1^{n_2} \alpha_i \eta_i^{\mp 1}. \quad (310)$$

* Здесь и в дальнейшем при выводах предполагается скорость в м/с.

Коэффициенты α и τ определяют суммарные мощности, циркулирующие между планетарными рядами условного механизма поворота, по внутренним связям.

Из условия равномерного прямолинейного движения мощность на входном валу механизма

$$N_{\text{в}} = \frac{P_{\text{пр}} v_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{D}{\eta_{\text{пр}}} G v_{\text{пр}},$$

где $P_{\text{пр}}$ — сила тяги прямолинейного движения при скорости $v_{\text{пр}}$ и работе двигателя на внешней характеристике; $\eta_{\text{пр}}$ — к. п. д. при прямолинейном движении от входного вала механизма поворота до гусеницы включительно.

Подставляя полученные выражения в уравнение (307) с учетом формул (238) и (240), получим после преобразований следующее уравнение:

$$\begin{aligned} (1 - \alpha \eta'_{\text{мп}}) D_{\text{п}} = D \frac{\eta_{\text{в}}}{\eta_{\text{пр}}} \eta'_{\text{мп}} \eta''_{\text{мп}} \frac{\rho + q_{\text{к}}}{\rho + 1} + \\ + \tau f_{\text{п}_1} \eta_1^{\mp 1} \eta_2 \eta'_{\text{мп}} \frac{\rho - 1}{\rho + 1}. \end{aligned} \quad (311)$$

Последнее уравнение дает возможность при заданной скорости $v_{\text{пр}}$ определить зависимость динамического фактора поворота $D_{\text{п}}$ от радиуса ρ и сравнить ее с потребной удельной силой тяги забегающей гусеницы $f_{\text{п}_2}$, также являющейся функцией ρ при $v_{\text{пр}} = \text{const}$. При этом соблюдается поставленное выше условие о полном обеспечении потребной силы тяги отстающей гусеницы $P_1 (f_{\text{п}_1})$, а при выводе значений α_i и τ_i для конкретного механизма поворота учитываются потери мощности на буксование фрикционных элементов механизма поворота. Указанные зависимости $D_{\text{п}} = f(\rho)$ и $f_{\text{п}_2} = \varphi(\rho)$ можно построить в виде графиков при $v_{\text{пр}} = \text{const}$. Точка пересечения этих графиков дает значение радиуса равномерного поворота при данной скорости $v_{\text{пр}}$ и работе двигателя на внешней характеристике.

Предложенный анализ поворотливости машины можно упростить, если учитывать, что при равномерном повороте должно соблюдаться равенство

$$D_{\text{п}} = f_{\text{п}_2}$$

и что при $v_{\text{пр}} = \text{const}$ имеем $D = \text{const}$.

Решая уравнение (311) относительно D при замене $D_{\text{п}}$ на $f_{\text{п}_2}$, получим условие равномерного поворота гусеничной машины в общем виде

$$\begin{aligned} D = \left[(1 - \alpha \eta'_{\text{мп}}) f_{\text{п}_2} - \tau f_{\text{п}_1} \eta_1^{\mp 1} \eta_2 \eta'_{\text{мп}} \frac{\rho - 1}{\rho + 1} \right] \times \\ \times \frac{\rho + 1}{\rho + q_{\text{к}}} \frac{\eta_{\text{пр}}}{\eta_2 \eta'_{\text{мп}} \eta''_{\text{мп}}}. \end{aligned} \quad (312)$$

Правая часть формулы (312) при $v_{пр} = \text{const}$ и заданных условиях поворота представляет собой функцию потребных удельных сил тяги $f_{п1}$, $f_{п2}$ и радиуса поворота ρ , причем сами $f_{п1}$ и $f_{п2}$ при $v_{пр} = \text{const}$ представляют собой также функции от радиуса. Поэтому целесообразно ее выделить и обозначить самостоятельно в виде

$$f_{п} = (\beta f_{п1} - \lambda f_{п2}) \frac{\rho + 1}{\rho + q_k} \frac{\eta_{пр}}{\eta_2 \eta'_{мп} \eta''_{мп}}, \quad (313)$$

где

$$\beta = 1 - \alpha \eta'_{мп}; \quad (314)$$

$$\lambda = \tau \eta_1^{-1} \eta_2 \eta'_{мп} \frac{\rho - 1}{\rho + 1}. \quad (315)$$

При этом учитывается, что для некоторых распространенных механизмов поворота коэффициенты при потребных удельных силах тяги β и λ выражаются простой функцией или постоянной величиной.

Тогда условие равномерного поворота машины с учетом возможности двигателя выражается равенством

$$D = f_{п\bar{v}}$$

а $f_{п}$ целесообразно назвать потребной удельной силой тяги при повороте гусеничной машины.

Рассматривая входящие в $f_{п}$ величины, нетрудно установить, что потребная удельная сила тяги при повороте учитывает условия поворота (грунт, действующие на машину внешние силы), качество механизма поворота (q_k , τ и α) и режим поворота (ρ и $v_{пр}$).

Наиболее распространенные механизмы поворота гусеничных машин, например бортовой фрикцион, планетарный механизм поворота, как правило, устанавливаются раздельно по бортам машины и имеют между собой одновальную связь. Для них полученное выражение $f_{п}$ (313) можно упростить.

Принципиальные схемы распределения потоков мощности при одновальной связи механизмов поворота для различного направления силы тяги отстающей гусеницы показаны на рис. 144, а и б. Фрикционные элементы на схемах следует понимать как условные, но в частности они соответствуют схеме двухступенчатого планетарного механизма с блокирующим фрикционом.

В большинстве случаев при управлении такими механизмами включается фрикционный элемент отстающего борта. Поэтому целесообразно мощность N_1' выразить в долях потребной на поворот мощности N_1 отстающей гусеницы. При этом в уравнениях (314) и (313) коэффициент $\alpha = 0$ и коэффициент силы тяги забегающей гусеницы $\beta = 1$.

Из сопоставления схем на рис. 144 и 143 следует, что в полученных ранее общих выражениях имеем $\eta''_{мп} = 1$; $\eta'_{мп} = \eta_{мп2}$, где $\eta_{мп2}$ — к. п. д. механизма поворота забегающего борта; если он при повороте не работает, то $\eta_{мп2} = 1$ и $\eta_{пр} = \eta_2$.

Учитывая направление потоков мощности отстающей гусеницы на схемах рис. 144, получим общие выражения коэффициента мощности отстающего борта:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } P_1 > 0 \quad \tau_1 = \frac{N_1''}{N_1 \eta_1 \eta_{мп_1}}; \\ \text{при } P_1 < 0 \quad \tau_2 = \frac{N_1'' \eta_1 \eta_{мп_1}}{N_1}, \end{array} \right\} \quad (316)$$

где $\eta_{мп_1}$ — к. п. д. механизма поворота отстающего борта.

Следовательно, в формулах (310)

$$\alpha = 0, \quad n_2 = 0, \quad n_1 = 1,$$

$$\eta_i = \eta_{мп_1}, \quad \tau = \sum_1^{n_1} \tau_i \eta_i^{\mp 1} = \tau_i \eta_{мп_1}^{\mp 1},$$

где с учетом выражений (316)

$$\text{при } P_1 > 0 \quad \tau_i = \tau_1, \quad \eta_{мп_1}^{-1}, \quad \eta_1^{-1};$$

$$\text{при } P_1 < 0 \quad \tau_i = \tau_2, \quad \eta_{мп_1}^{+1}, \quad \eta_1^{+1}.$$

Отрицательный знак τ_2 опущен и в дальнейшем заменяется отрицательным для этого случая знаком $f_{п_1}$. Во все выведенные ниже формулы $f_{п_1}$ нужно подставлять со своим знаком, полученным при определении этой величины из уравнения (303).

Формула коэффициента силы тяги отстающей гусеницы (315) для рассматриваемого случая получит общий вид

$$\lambda_i = \tau_i \eta_i^{\mp 1} \eta_2 \eta_{мп_1}^{\mp 1} \eta_{мп_2} \frac{\rho - 1}{\rho + 1}, \quad (317)$$

или с учетом обратного знака показателя степени η_1 и $\eta_{мп_2}$ по сравнению с формулой τ_i (306):

$$\text{при } P_1 > 0 \quad \lambda_1 = \tau_1 \eta_1 \eta_2 \eta_{мп_1} \eta_{мп_2} \frac{\rho - 1}{\rho + 1}; \quad (318)$$

$$\text{при } P_1 < 0 \quad \lambda_2 = \tau_2 \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{\eta_{мп_2}}{\eta_{мп_1}} \frac{\rho - 1}{\rho + 1}. \quad (319)$$

Формула потребной удельной силы тяги при повороте (313) упростится:

$$f_n = (f_{п_2} - \lambda_i f_{п_1}) \frac{\rho + 1}{\rho + q_k} \frac{1}{\eta_{мп_2}}, \quad (320)$$

где может быть $f_{п_1} \leq 0$, а использование λ_1 или λ_2 диктуется знаком $f_{п_1}$.

Те же формулы для механизмов поворота с одновальной связью можно получить, если составить уравнения баланса мощности на входном от двигателя валу механизма поворота забегающего борта

и произвести преобразования, аналогичные проделанным при выводе формулы (313). Эти уравнения для схем на рис. 144 имеют вид

$$\text{при } P_1 > 0 \quad \frac{N_{д_2}}{\eta_2 \eta_{мп_2}} = N'_д + N''_1;$$

$$\text{при } P_1 < 0 \quad \frac{N_{д_2}}{\eta_2 \eta_{мп_2}} = N'_д - N''_1$$

и соответствуют общему уравнению (307).

Уравнение баланса мощности, составленное только для механизма поворота отстающего борта, позволяет определить мощность потерь во фрикционных элементах $N'_{пот}$ при известных τ_1 и τ_2 .

Если $P_1 > 0$, то уравнение баланса мощности для выходного вала механизма поворота будет

$$N_1 \eta_1 = \frac{N'_1}{\eta_{мп_1}} + \frac{N'_{пот}}{\eta_{мп_1}}$$

и с учетом формулы (316)

$$N'_{пот} = (1 - \tau_1) \eta_1 \eta_{мп_1} N_1. \quad (321)$$

Если $P_1 < 0$, то уравнение баланса мощности для входного вала механизма поворота будет

$$N''_1 = \frac{N_1}{\eta_1 \eta_{мп_1}} + \frac{N'_{пот}}{\eta_{мп_1}}$$

и

$$N'_{пот} = (\tau_2 - 1) \frac{N_1}{\eta_1}. \quad (322)$$

Формулы (321) и (322) можно использовать для определения выражений τ_1 и τ_2 , если по схеме конкретного механизма поворота проще определить мощность потерь $N'_{пот}$, чем N''_1 .

Для «идеального» механизма поворота, не имеющего потерь во фрикционных элементах и состоящего, например, из двух бортовых коробок передач с непрерывным изменением передаточного числа, $N'_{пот} = 0$. Следовательно, $\tau_1 = \tau_2 = 1$ при любом значении радиуса поворота. Все остальные зависимости при этом остаются справедливыми. Плечо выноса скорости прямолинейного движения q_k при этом переменна.

Полученное общее выражение потребной удельной силы тяги при повороте (313) справедливо для любого механизма поворота, что позволяет использовать его в теоретических исследованиях поворота, проводимых в аналитической форме.

Относительные величины, входящие в выведенные формулы, облегчают сравнение качеств различных гусеничных машин. Большинство этих величин одинаково для различных машин, имеющих одинаковые относительные характеристики и соотношения размеров.

Потребные удельные силы тяги на гусеницах $f_{п1}$ и $f_{п2}$ входят в полученные выражения как самостоятельные величины. Они определяются вначале расчета по формулам (303) для постоянной скорости движения и радиуса поворота. Поэтому весь анализ поворотливости необходимо проводить, задаваясь при расчетах скоростью $v_{пр}$ и радиусом ρ . При данной $v_{пр} = \text{const}$ для построения графика той или иной функции необходимо принять достаточное количество значений $\rho = \text{const}$.

В результате расчетов следует построить графики функции $f_{п} = f(\rho)$ при различных $v_{пр} = \text{const}$ и сравнить их с тяговой характеристикой для определения тяговых качеств машины при повороте. Последнее, как будет показано ниже в § 34, позволяет установить критерий оценки поворотливости различных гусеничных машин.

§ 33. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МОЩНОСТИ И ЧАСТНЫХ ВЫРАЖЕНИЙ ПОТРЕБНОЙ УДЕЛЬНОЙ СИЛЫ ТЯГИ ПРИ ПОВОРОТЕ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ МЕХАНИЗМОВ

Определение потребной удельной силы тяги при повороте по общему уравнению (313) или (320) требует знания коэффициентов сил тяги β и λ . Последние зависят прежде всего от коэффициентов мощности забегающего и отстающего бортов α и τ . Ниже приводятся примеры определения коэффициента τ для наиболее распространенных механизмов поворота, сделанные в предположении, что $\alpha = 0$ и, следовательно, коэффициент силы тяги забегающей гусеницы $\beta = 1$. Формула коэффициента τ мощности отстающего борта позволяет получить частное выражение потребной удельной силы тяги при повороте для гусеничной машины с конкретным механизмом поворота.

Полученные ниже формулы τ представляют собой функции, которые учитывают принципиальную схему механизма поворота, его расчетные параметры, а в некоторых случаях и условия поворота (грунт, радиус поворота и действующие силы), определенные известными $f_{п1}$ и $f_{п2}$. Поэтому считаем эти величины заданными.

1. Механизм поворота — бортовой фрикцион

Рассмотрим основные зависимости, необходимые для анализа тяговых качеств машины в случае равномерного поворота ее при помощи бортовых фрикционов.

а) Сила тяги на отстающей гусенице тормозная или направлена назад ($P_1 > 0$, $f_{п1} > 0$). Связь между двигателем и отстающей гусеницей через бортовой фрикцион отсутствует. Распределение потоков мощности показано на рис. 111, который идентичен рис. 144, а, если на последнем считать $N_1'' = N_{рек} = 0$.

В формулах (317) или (318) и (320) $\eta_{мп1} = \eta_{мп2} = 1$, $q_k = 1$, а $\tau_1 = 0$. Следовательно, коэффициент силы тяги отстающей гусеницы $\lambda_1 = 0$ и потребная удельная сила тяги при повороте

$$f_{п} = f_{п2}$$

Мощность, теряемая в тормозе отстающего борта, по формуле (321) равна

$$N_{т} = N'_{пот} = N_1 \eta_1 = P_1 v_1 \eta_1.$$

По этой формуле потери в тормозе отсутствуют, если $P_1 = 0$ или $v_1 = 0$.

б) Сила тяги на отстающей гусенице направлена вперед ($P_1 < 0$, $f_{п1} < 0$). Распределение потоков мощности соответствует схеме на рис. 144, б.

В формулах (317) или (319) и (320) $\eta_{мп1} = \eta_{мп2} = 1$ и $q_k = 1$. Тогда коэффициент мощности отстающего борта в общем виде

$$\tau_2 = \frac{N_1'}{N_1} \eta_1.$$

Для определения τ_2 покажем отдельно на рис. 145 моменты, действующие на валах фрикциона отстающего борта M_2' и M_1' . Обозначим угловые скорости валов

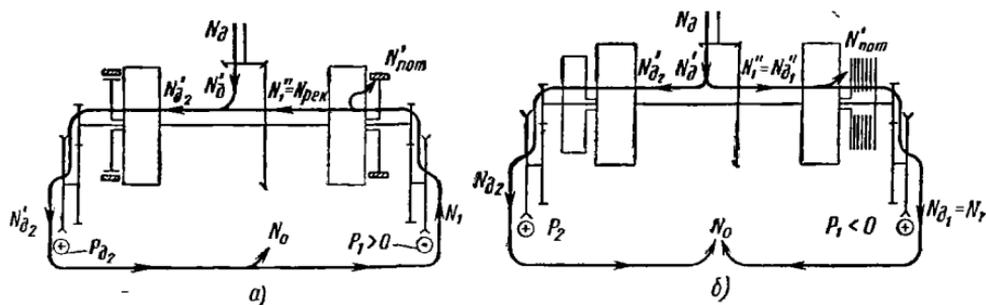


Рис. 144

через ω_2 и ω_1 и мощность на выходном валу $N_{д1}'$. Независимо от наличия или отсутствия буксования фрикциона всегда имеет место равенство $M_1' = M_2'$.

Сравнивая с общей схемой на рис. 144, б, получим

$$N_{д1}' = \frac{N_1}{\eta_1}; \quad \tau_2 = \frac{N_{д1}''}{N_{д1}'}$$

Но

$$N_{д1}'' = M_2' \omega_2; \quad N_{д1}' = M_1' \omega_1;$$

$$\omega_1 = \frac{v_1}{R_{вк}} i_{бп};$$

$$\omega_2 = \frac{v_2}{R_{вк}} i_{бп},$$

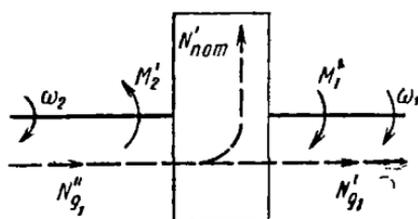


Рис. 145

где $i_{бп}$ — передаточное число бортовой передачи; $R_{вк}$ — расчетный радиус ведущего колеса.

Тогда

$$\tau_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\rho + 1}{\rho - 1}.$$

Используя формулу (319), получим коэффициент силы тяги отстающей гусеницы

$$\lambda_2 = \frac{\eta_2}{\eta_1}$$

и потребную удельную силу тяги при повороте по формуле (320):

$$f_{п} = f_{п2} - \frac{\eta_2}{\eta_1} f_{п1}.$$

Если принять $\eta_2 = \eta_1$, то

$$f_{п} = f_{п2} - f_{п1}.$$

В последние формулы подставляется отрицательное $f_{п1}$.

Отсутствие зависимости $f_{п}$ от потерь на буксование фрикциона на первый взгляд кажется неправдоподобным. Однако, если пренебрегать потерями во фрикционе, то $\tau_2 = 1$ и

$$f_{п} = f_{п_2} - \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{\rho - 1}{\rho + 1} f_{п_1}.$$

Удельная сила тяги при повороте, подсчитанная по последнему выражению, будет при любом радиусе меньше. Следовательно, предыдущая формула при τ_2 , большем единицы, учитывает потери во фрикционе. Физический смысл этого в том, что при постоянной силе тяги P_1 и постоянной мощности $N'_д$ на рис. 144, б увеличение мощности потерь во фрикционе полностью компенсируется уменьшением мощности N_1 от снижения скорости отстающей гусеницы.

Мощность потерь во фрикционе по формуле (322)

$$N'_{пот} = \left(\frac{\rho + 1}{\rho - 1} - 1 \right) \frac{N_1}{\eta_1}.$$

Одинаковый результат получается, если принять за исходное выражение для определения мощности потерь

$$N'_{пот} = M'_1 (\omega_2 - \omega_1).$$

Если $v_2 = v_1 = v_{пр}$ или если $\rho \rightarrow \infty$, то $N'_{пот} = 0$. Фрикцион при прямолинейном движении не пробуксовывает.

2. Планетарный механизм поворота (ПМП). Кинематические зависимости и обеспечение сил тяги на гусеницах

Схемы распределения потоков мощности при повороте машины с ПМП соответствуют приведенным на рис. 144.

Из теории планетарных передач известно основное уравнение эпициклического планетарного ряда (рис. 146), связывающее угловые скорости солнечной шестерни ω_c коронной ω_k и водила ω_B :

$$\omega_c = (1 + k) \omega_B - k \omega_k,$$

где внутреннее передаточное число эпициклического ряда k соответствует передаточному числу при остановленном водиле или при $\omega_B = 0$ и определяется выражением

$$k = \left| \frac{\omega_c}{\omega_k} \right| = \frac{R_k}{R_c}.$$

Используя соотношения размеров на рис. 146, нетрудно получить формулы отношений других радиусов:

$$\frac{R_k}{R_B} = \frac{2k}{1+k}; \quad \frac{R_c}{R_B} = \frac{2}{1+k}.$$

Угловые скорости одного элемента эпицикла относительно другого можно получить, используя основное уравнение. Выражения разности угловых скоростей имеют вид

$$\begin{aligned} \omega_B - \omega_c &= k (\omega_k - \omega_B); \\ \omega_k - \omega_c &= (1+k) (\omega_k - \omega_B). \end{aligned}$$

В ПМП гусеничной машины при прямолинейном движении обычно два элемента эпицикла блокируются фрикционом и весь механизм вращается как одно целое при неподвижных сателлитах (рис. 147, а). Солнечная шестерня соединена с тормозным барабаном, который при этом вращается свободно.

При выключении фрикциона и торможении солнечной шестерни она замедляет свое вращение и уменьшает скорость водила и связанной с ним отстающей гусеницы. Это следует из рассмотрения плана скоростей эпициклического планетарного ряда, показанного на рис. 146.

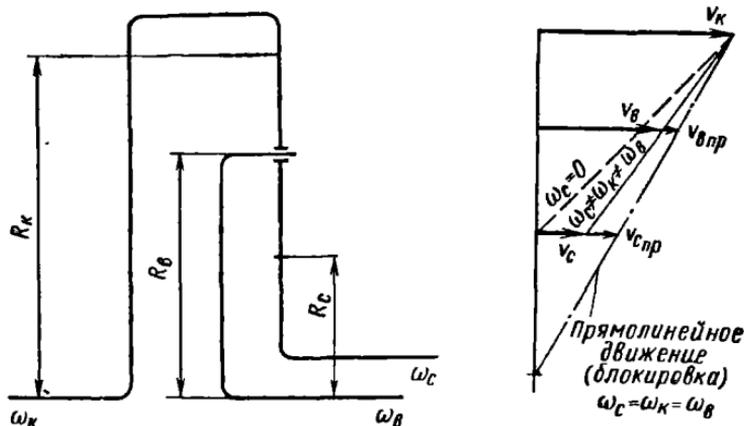


Рис. 146

Если предположить относительные скорости гусениц v_2 и v_1 заданными и соответствующими определенному радиусу поворота ρ , то вполне определенной будет угловая скорость коронной шестерни ПМП отстающего борта ω_k , связанной через заблокированный планетарный механизм другого борта с забегающей гусеницей, и угловая скорость водила ω_b , связанного с отстающей гусеницей. Следовательно, угловая скорость ω_c будет также вполне определенной в соответствии с основным уравнением. Это уравнение

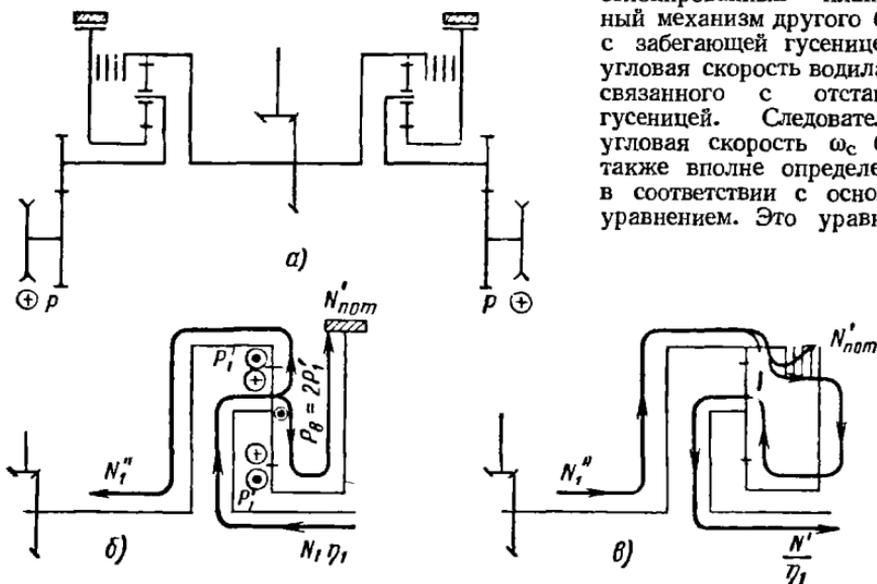


Рис. 147

и рассмотренный принцип работы показывают, что ПМП, как и бортовой фрикцион, является механизмом поворота с двумя степенями свободы. Он становится механизмом поворота с одной степенью свободы только при полностью остановленной солнечной шестерне или при полном включении блокирующего фрикциона.

Торможение солнечной шестерни приводит к возникновению на отстающей гусенице тормозной силы P_1 . Эта гусеница является ведомой, скорость ее движе-

ния устанавливается в зависимости от тормозного момента или усилия P_1 и качества грунта. Потоки мощности в ПМП отстающего борта распределяются так, как показано на рис. 147, б, а в трансмиссии машины — как показано на рис. 144, а. Простейший метод установления направления потоков мощности в ПМП основывается на рассмотрении направлений усилий и окружных скоростей на рабочих элементах передачи подобно тому, как это делалось на рис. 134. При этом учитывается, что момент трения на тормозном барабане по знаку всегда обратен угловой скорости, а момент трения фрикциона передается только от диска с большей к диску с меньшей угловой скоростью.

Если сила тяги P_1 направлена вперед и, следовательно, обеспечивается двигателем, то блокирующий фрикцион пробуксовывает. Распределение потоков мощности в ПМП в этом случае показано на схеме рис. 147, в, которой соответствует схема потоков мощности, представленная на рис. 144, б. Изменение величины P_1 обеспечивается изменением момента, передаваемого фрикционом. Скорость v_1 или радиус поворота также будут производными от усилия P_1 на гусенице и качества грунта.

Следовательно, регулирующим фактором управления гусеничной машиной с ПМП, так же как и при бортовом фрикционе, является силовой (тормозной момент или момент фрикциона), а не кинематический. Строго заданный или фиксированный радиус поворота имеет место только в частном случае — при полностью остановленной солнечной шестерне. При этом в зависимости от действующего на отстающей гусенице усилия потоки мощности в трансмиссии устанавливаются автоматически (рис. 144, а или б).

Величина фиксированного радиуса поворота определяется внутренним передаточным числом ПМП. Из уравнений кинематики поворота (см. § 25) при $\rho = \rho_\phi$ получим

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\rho_\phi + 1}{\rho_\phi - 1}.$$

Из схемы на рис. 147, б следует

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\omega_k}{\omega_b},$$

но при $\omega_c = 0$ по основному уравнению

$$\frac{\omega_k}{\omega_b} = \frac{k + 1}{k}.$$

Тогда после подстановки и преобразований получим формулу фиксированного радиуса для данной схемы

$$\rho_\phi = 2k + 1.$$

Располагая приведенными данными, можно получить выражение коэффициента мощности отстающего борта и уравнение удельной силы тяги при повороте для ПМП.

а) Сила тяги на отстающей гусенице направлена назад ($P_1 > 0$; $f_{п1} > 0$). Для гусеничной машины с ПМП $q_k = 1$ и $\eta_{мп2} = 1$. Схема потоков мощности для рассматриваемого случая показана на рис. 144, а.

Коэффициент мощности τ_1 определяется по формуле (316). Чтобы получить его выражение для ПМП, необходимо найти значение мощности N_1'' . Используя рис. 147, б и обозначения величин, принятые на рис. 146, получим

$$N_1'' = M_k \omega_k.$$

Для определения момента на коронной шестерне M_k заметим, что при равномерном вращении окружное усилие P_1' в полюсе зацепления ее с сателлитом из условия равновесия последнего всегда равно окружному усилию в полюсе зацепления сателлита и солнечной шестерни вне зависимости от того, пробуксовывает тор-

возможной барабан или нет. Тогда усилие на оси сателлита $P_B = 2P_1^*$. Используя обозначения некоторых величин, принятые ранее, получим

$$M_K = P_1' R_K = \frac{P_B}{2} R_K \eta_{МП1},$$

где

$$P_B = \frac{M_B}{R_B} = \frac{P_1 R_{BK}}{i_{6П} R_B} \eta_1,$$

или с учетом формулы отношения $\frac{R_{BK}}{R_B}$

$$M_K = \frac{P_1 R_{BK}}{i_{6П}} \frac{k}{k+1} \eta_1 \eta_{МП1}.$$

Угловую скорость коронной шестерни можно выразить через относительную скорость v_2 забегающей гусеницы:

$$\omega_K = \frac{v_2}{R_{BK}} i_{6П}.$$

Тогда

$$N_1' = \frac{k}{k+1} N_1 \eta_1 \eta_{МП1} \frac{v_2}{v_1}$$

и по формуле (316)

$$\tau_1 = \frac{k}{k+1} \frac{\rho+1}{\rho-1}.$$

Подстановка τ_1 в формулу (318) дает выражение коэффициента силы тяги отстающей гусеницы

$$\lambda_1' = \frac{k}{k+1} \eta_1 \eta_2 \eta_{МП1}.$$

При постоянных к. п. д. коэффициент λ_1 постоянен. Радиус поворота и скорость движения машины оказывают влияние только на $f_{П1}$ и $f_{П2}$.

Потребная удельная сила тяги при повороте гусеничной машины с ПМП по формуле (320)

$$f_{П} = f_{П2} - \lambda_1' f_{П1}.$$

Она меньше, чем у бортового фрикциона за счет рекуперации мощности отстающей гусеницы.

Выражение мощности потерь в тормозе можно получить из уравнения (321):

$$N_{пот}' = \left(1 - \frac{k}{k+1} \frac{\rho+1}{\rho-1}\right) N_1 \eta_1 \eta_{МП1}.$$

Та же формула $N_{пот}'$ получается преобразованием уравнения

$$N_{пот}' = M_c \omega_*$$

Для проверки результатов заметим, что если $P_1 = 0$, то $N_1 = 0$ и $N_{пот}' = 0$. Используя формулу $\rho_{ф}$, нетрудно убедиться, что выражение в скобках обращается в нуль и $N_{пот}' = 0$, если $\rho = \rho_{ф}$.

б) Сила тяги на отстающей гусенице направлена вперед ($P_1 < 0$, $f_{П1} < 0$). Распределение потоков мощности в этом случае показано на рис. 144, б и 147, в.

Из последнего рисунка видно, что внешние моменты к ПМП приложены только на валах коронной шестерни и водила. Следовательно, при буксовании блокирующего фрикциона эти моменты всегда равны ($M_k = M_B$) и баланс мощности ПМП в этом случае полностью соответствует балансу мощности бортового фрикциона, представленному на рис. 145, если не учитывать потери в полусах зацепления ПМП и полагать $\eta_{МП1} = 1$. При учете к. п. д. $\eta_{МП1}$ формула (316) и равенство $M'_2 = M'_1$ на рис. 115 после преобразований, аналогичных сделанным выше, приводят к выражению

$$\tau_2 = \frac{\rho + 1}{\rho - 1} \eta_{МП1}.$$

Тогда, используя выражение (319), получим формулу коэффициента силы тяги отстающей гусеницы

$$\lambda_2 = \frac{\eta_2}{\eta_1}$$

и выражение потребной силы тяги в соответствии с формулой (320)

$$f_{п} = f_{п_2} - \lambda_2 f_{п_1}.$$

Мощность потерь на буксование фрикциона получаем из формулы (322):

$$N'_{пот} = \left(\frac{\rho + 1}{\rho - 1} \frac{1}{\eta_{МП1}} - 1 \right) \frac{N_1}{\eta_1}.$$

Для проверки последней формулы заметим, что при $P_1 = 0$ получим $N_1 = 0$ и $N'_{пот} = 0$. Если $\rho \rightarrow \infty$ ($v_1 = v_2 = v_{пр}$), то $\eta_{МП1} = 1$ и выражение в скобках равно нулю.

Из формулы следует также, что потери на буксование блокирующего фрикциона ПМП не зависят от схемы блокировки, хотя момент, действующий на фрикцион при различных схемах различен. Без вывода приведем выражения момента фрикциона M_Φ в зависимости от момента на валу водила M_B или коронной шестерни ($M_B = M_k$) при $\eta_{МП1} = 1$:

1) фрикцион блокирует солнечную и коронную шестерни (рис. 147, а)

$$M_\Phi = \frac{M_B}{1 + k};$$

2) фрикцион блокирует солнечную шестерню и водило

$$M_\Phi = \frac{M_B}{k};$$

3) фрикцион блокирует коронную шестерню и водило

$$M_\Phi = M_B.$$

3. Механизм поворота — простой дифференциал

Простой дифференциал как механизм поворота гусеничной машины не применяется из-за присущих ему недостатков. Основные из них — большой расход мощности двигателя при повороте и плохая устойчивость прямолинейного движения машины. Простой дифференциал был одним из первых механизмов поворота гусеничной машины.

Чтобы иметь возможность сравнить простой дифференциал с другим механизмом поворота гусеничных машин, ниже, без выводов, приводятся основные формулы для тягового расчета машины с простым дифференциалом.

а) Сила тяги на отстающей гусенице направлена назад ($P_1 > 0, f_{п1} > 0$). Схема потоков мощности при этом показана на рис. 148 сплошными линиями. При повороте машины мощность на забегавшую гусеницу передается через полюс зацепления конических шестерен, имеющих относительное перемещение. Следовательно, к. п. д. механизма поворота забегавшего борта не равен единице. Примем

$$\eta_{мп1} = \eta_{мп2} = \eta_{мп}$$

По сравнению со схемой на рис. 144, а поток мощности N'_1 обратен [по направлению (знаку)].

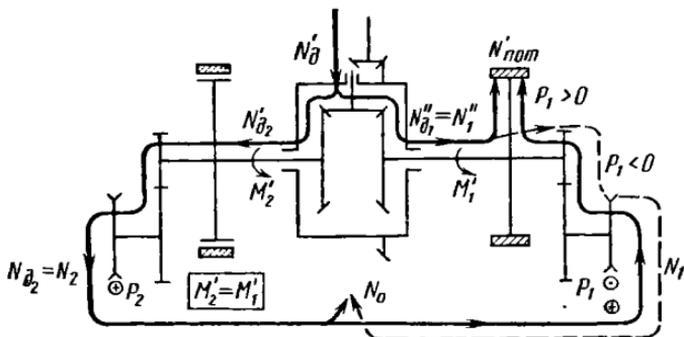


Рис. 148

Коэффициент мощности отстающего борта

$$\tau_1 = - \frac{f_{п2}}{f_{п1}} \frac{1}{\eta_1 \eta_2 \eta_{мп}^2}$$

Коэффициент силы тяги отстающей гусеницы

$$\lambda_1 = - \frac{f_{п2}}{f_{п1}} \frac{\rho - 1}{\rho + 1}$$

Удельная потребная сила тяги при повороте

$$f_{п} = 2f_{п2} \frac{1}{\eta_{мп}}$$

Мощность потерь в тормозе

$$N'_{пот} = \left(1 + \frac{f_{п1}}{f_{п2}} \eta_1 \eta_2 \right) \frac{\rho - 1}{\rho + 1} \frac{N_2}{\eta_2}$$

Для проверки заметим, что при повороте с фиксированным радиусом $\rho_{\phi} = 1$, $N'_{пот} = 0$. Если $f_{п1} = 0$, то

$$N'_{пот} = \frac{\rho - 1}{\rho + 1} \frac{N_2}{\eta_2}$$

Следовательно, при нулевой силе тяги на отстающей гусенице к тормозу нужно приложить некоторый момент. Это справедливо, если учитывать, что у простого дифференциала крутящие моменты M'_1 и M'_2 (рис. 148) на полюсах всегда равны и имеют одинаковый знак.

б) Сила тяги на отстающей гусенице направлена вперед ($P_1 < 0, f_{п1} < 0$). Схема потоков мощности на рис. 148 отлична от предыдущей в той части, которая показана штриховыми линиями. Поток мощности N'_1 по направлению одинаков с показанным на схеме рис. 144, б.

Коэффициент мощности отстающего борта при подстановке отрицательного f_{Π} будет

$$\tau_2 = - \frac{f_{\Pi_2}}{f_{\Pi_1}} \frac{\eta_1}{\eta_2},$$

а λ_2 и f_{Π} имеют те же выражения, что и в предыдущем случае.

Мощность потерь в тормозе

$$N'_{\text{пот}} = \left(1 + \frac{f_{\Pi_1}}{f_{\Pi_2}} \frac{\eta_2}{\eta_1} \right) \frac{\rho - 1}{\rho + 1} \frac{N_2}{\eta_2}.$$

Если $f_{\Pi_1} = 0$, то последняя формула дает прежний результат. Если $\rho \rightarrow \infty$, то $f_{\Pi_2} = |-f_{\Pi_1}|$ и $\eta_1 = \eta_2$, а выражение в скобках обращается в ноль.

Сравнение полученных f_{Π} с теми же величинами для бортового фрикциона дает представление о недостатке простого дифференциала, заключающемся в значительном росте потребной при повороте удельной силы тяги, а следовательно, и мощности двигателя. Этот рост происходит при любых условиях и режимах поворота.

4. Механизм поворота — двойной дифференциал

Принципиальная схема механизма поворота гусеничной машины с использованием двойного дифференциала, составленного из конических шестерен, показана на рис. 149. В последующих формулах приняты обозначения: R_1 — радиус шестерен тормозных барабанов; R_2 — радиус шестерен полуосей; R_{c_1} — радиус большого

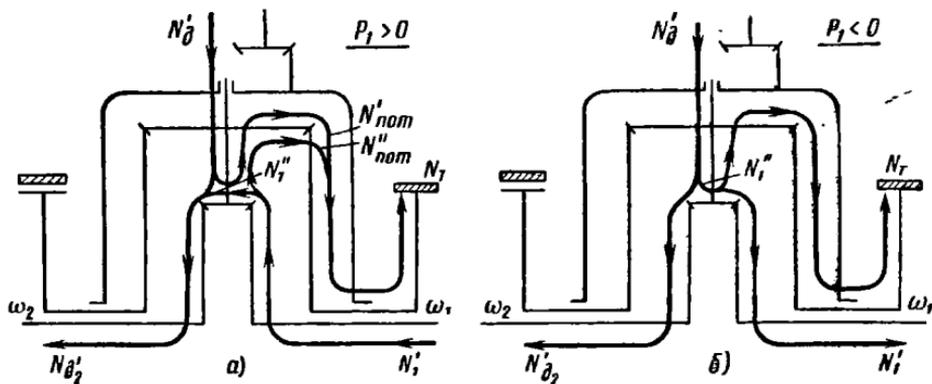


Рис. 149

сателлита шестерен тормозных барабанов; R_{c_2} — радиус малого сателлита шестерен полуосей; ω_0 — угловая скорость корпуса дифференциала; ω_T — угловая скорость тормозного барабана; ω_1 и ω_2 — угловые скорости полуосей.

Остальные обозначения встречались ранее.

Для вывода формул тягового расчета гусеничной машины с двойным дифференциалом следует вначале определить в общем виде мощность потерь в тормозе N_T . Для этого используем уравнения равновесия сателлитов с учетом потерь в полюсах зацепления и приводимые ниже кинематические зависимости.

Внутреннее передаточное число от полуоси до тормоза при остановленном корпусе дифференциала

$$k = \frac{R_{c_2}}{R_2} \frac{R_1}{R_{c_1}}.$$

Уравнения связи угловых скоростей

$$\omega_1 = (1 - k) \omega_0 + k \omega_T; \quad \omega_2 = (1 + k) \omega_0 - k \omega_T; \quad \omega_1 + \omega_2 = 2\omega_0;$$

$$\omega_T = \frac{1}{2k} [(1 + k) \omega_1 - (1 - k) \omega_2].$$

Фиксированный относительный радиус поворота машины при $\omega_T = 0$

$$\rho_\Phi = \frac{1}{k}$$

(при $\rho_\Phi > 1$ всегда $k < 1$).

Принимая к. п. д. зацепления шестерен равным к. п. д. механизма поворота и $\eta_{мп1} = \eta_{мп2} = \eta_{мп}$, получим в общем виде формулу мощности потерь в тормозе

$$N_T = M_T \omega_T = \frac{1}{2} v_1 \left(\frac{P_2}{\eta_2} + P_1 \eta_1 \right) \left[(1 + k) - (1 - k) \frac{v_2}{v_1} \right] \eta_{мп}.$$

а) Сила тяги на отстающей гусенице направлена назад ($P_1 > 0$, $f_{п1} > 0$, рис. 149, а). Коэффициент мощности отстающего борта

$$\tau_1 = 1 - \frac{1}{2\eta_{мп}} \left(\frac{f_{п2}}{f_{п1}} \frac{1}{\eta_1 \eta_2} + 1 \right) \left[(1 + k) - (1 - k) \frac{\rho + 1}{\rho - 1} \right].$$

Потребная сила тяги при повороте

$$f_{п} = (f_{п2} - \lambda_1 f_{п1}) \frac{\rho + 1}{\rho} \frac{1}{\eta_{мп}},$$

где

$$\lambda_1 f_{п1} = \left\{ f_{п1} \frac{\rho - 1}{\rho + 1} - \frac{1}{2\eta_{мп}} \left(\frac{f_{п2}}{\eta_1 \eta_2} + f_{п1} \right) \times \right. \\ \left. \times \left[(1 + k) \frac{\rho - 1}{\rho + 1} - (1 - k) \right] \right\} \eta_1 \eta_2 \eta_{мп}^2.$$

Мощность потерь в тормозе

$$N_T = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{f_{п1}}{f_{п2}} \eta_1 \eta_2 \right) \left[(1 + k) \frac{\rho - 1}{\rho + 1} - (1 - k) \right] \frac{N_2 \eta_{мп}}{\eta_2}.$$

б) Сила тяги на отстающей гусенице направлена вперед ($P_1 < 0$, $f_{п1}^* < 0$) (рис. 149, б). Коэффициент мощности отстающего борта при подстановке в формулу отрицательного $f_{п1}$ равен

$$\tau_2 = 1 + \frac{\eta_{мп}}{2} \left(-\frac{f_{п2}}{f_{п1}} \frac{\eta_1}{\eta_2} - 1 \right) \left[(1 + k) - (1 - k) \frac{\rho + 1}{\rho - 1} \right].$$

Потребная удельная сила тяги при повороте

$$f_{п} = (f_{п2} - \lambda_2 f_{п1}) \frac{\rho + 1}{\rho} \frac{1}{\eta_{мп}},$$

где

$$\lambda_2 f_{п1} = - \left\{ -f_{п1} \frac{\rho - 1}{\rho + 1} + \frac{\eta_{мп}}{2} \left(f_{п2} \frac{\eta_1}{\eta_2} + f_{п1} \right) \times \right. \\ \left. \times \left[(1 + k) \frac{\rho - 1}{\rho + 1} - (1 - k) \right] \right\} \frac{\eta_2}{\eta_1}.$$

Мощность потерь в тормозе

$$N_T = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{f_{\pi_1}}{f_{\pi_2}} \frac{\eta_2}{\eta_1} \right) \left[(1+k) \frac{\rho-1}{\rho+1} - (1-k) \right] \frac{N_2 \eta_{\text{МП}}}{\eta_2}.$$

Если $\rho \rightarrow \infty$ ($v_2 - v_1 = v_{\text{пр}}$), то $f_{\pi_2} = |-f_{\pi_1}|$, $\eta_1 = \eta_2$ и $N_T = 0$. При $P_1 = 0$ оба выражения N_T дают одинаковый результат:

$$N_T = \frac{1}{2} \left[(1+k) \frac{\rho-1}{\rho+1} - (1-k) \right] \frac{N_2 \eta_{\text{МП}}}{\eta_2}$$

(при этом выражения $\lambda_1 f_{\pi_1}$ и $\lambda_2 f_{\pi_2}$ также одинаковы).

При повороте с фиксированным радиусом выражение в квадратных скобках обращается в ноль и $N_T = 0$.

§ 34. КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ МАШИНЫ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ПОВОРОТЕ. ОБЛАСТЬ УСКОРЕННОГО И ЗАМЕДЛЕННОГО ПОВОРОТА

Полученные выражения потребной удельной силы тяги при повороте f_{π} позволяют построить графики зависимости этой величины от радиуса для различных скоростей движения машины $v_{\text{пр}} = \text{const}$.

В качестве примера влияние рассмотренных в предыдущем разделе механизмов на потребную удельную силу тяги при повороте показано на рис. 150. Удельная сила тяги f_{π} определялась для машины ГМ-2 при постоянной скорости прямолинейного движения до входа в поворот $v_{\text{пр}} = 28$ км/ч. При этом предполагалось, что одна и та же машина поворачивается в одинаковых условиях, имея различные механизмы поворота. Внутреннее передаточное число ПМП и двойного дифференциала принято таким, чтобы обеспечить одинаковый фиксированный радиус поворота $\rho_{\phi} = 5,8$. К. п. д. всех механизмов поворота принимался равным единице. Штриховые кривые показывают изменение f_{π} для случая пренебрежения влиянием центробежной силы.

Плохие качества простого дифференциала, как механизма поворота гусеничной машины, очевидны (кривая f_{π} для него при $C_x = C_y = 0$ не приводится). Непроизводительные потери в тормозе, необходимые для увеличения момента, передаваемого на забегающую гусеницу, столь велики, что f_{π} сильно возрастает.

Если не учитывать влияние на поворот центробежной силы, то двойной дифференциал выглядит лучше, чем бортовой фрикцион, и по качеству приближается к ПМП. В действительности, при учете центробежной силы на данной скорости движения потребная сила тяги у бортового фрикциона меньше, чем у двойного дифференциала при любом радиусе поворота. Объяснение этому есть на рис. 142, где для скорости $v_{\text{пр}} = 28$ км/ч величины f_{π} близки к нулю или отрицательны. Это означает, что рекуперации мощности отстающей гусеницы у двойного дифференциала нет, а для увеличения момента на забегающей гусенице неизбежна потеря части мощности двигателя в тормозе. Однако эти потери значительно меньше, чем у простого

дифференциала. Играет некоторую роль и то обстоятельство, что мощность, теряемая в тормозе бортового фрикциона при $P_1 > 0$, поступает на отстающую гусеницу в направлении от грунта. Проходя через забегающую гусеницу, она несколько увеличивает силу тяги P_2 . Следовательно, преимущество в расходуемой на поворот мощности двигателя у двойного дифференциала по сравнению с бортовым фрикционом проявляется только на малых скоростях движения.

Наилучшим качеством из приведенных механизмов обладает ПМП. Однако в области отрицательной силы тяги P_1 этот механизм равноценен по f_n бортовому фрикциону и графики их совпадают.

Так как f_n учитывает все потери, сопровождающие работу механизма поворота, можно оценить реальную поворотливость машины сравнением графика f_n и тяговой характеристики. На рис. 151 показаны кривые потребной удельной силы тяги и динамического фактора одной из передач. Масштабы f_n и D при построении выбраны одинаковыми. Кривая

f_n соответствует повороту данной машины на определенном грунте при постоянной скорости входа в поворот $v_{пр}$. При этой скорости машина обладает вполне определенным динамическим фактором D' , определяющим ее предельные тяговые возможности. Равенство

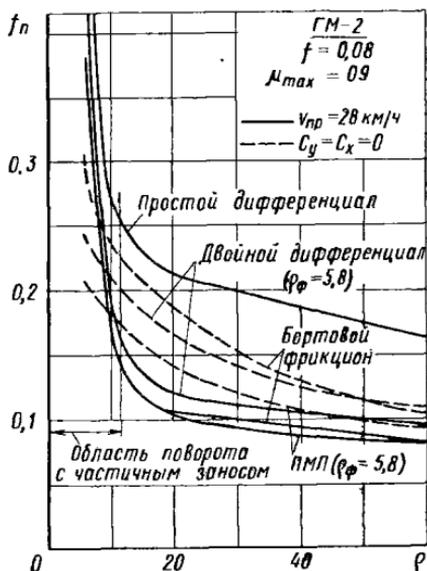


Рис. 150

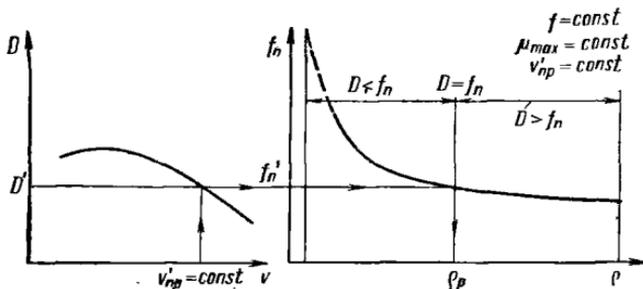


Рис. 151

$D' = f_n'$ дает единственный радиус равномерного поворота ρ_p при работе двигателя на внешней характеристике и заданных условиях движения. Этот радиус назовем предельным радиусом равномерного поворота.

Ордината предельного радиуса равномерного поворота делит график f_n на две области. Слева расположена область радиусов поворота $\rho < \rho_p$, при которых D' меньше f_n , и, равномерный поворот

в случае движения со скоростью $v_{пр}$ невозможен. Справа — область $\rho > \rho_p$, при которых D' больше $f_{пн}$, и равномерный поворот возможен, но при работе двигателя на частичной характеристике. Если крутящий момент двигателя остается неизменным, то во второй области возможен ускоренный поворот.

В первой области, в любом случае, возможен только замедленный поворот. Поэтому, чем меньше предельный радиус равномерного поворота, тем выше тяговые качества машины при повороте на данной передаче и при данной скорости движения $v_{пр}$.

Для анализа разных скоростных режимов, лежащих в пределах изменения скорости прямолинейного движения на данной передаче, необходимо построить несколько кривых $f_{пн}$, каждая из которых соответствует определенной скорости $v_{пр} = \text{const}$. На рис. 152, справа, представлены графики $f_{пн}$ для машины ГМ-2 и условий движения, одинаковых с условиями, при которых ранее на рис. 142 были построены



Рис. 152

графики $f_{пн}$. Так же, как и на рис. 142, штриховые участки кривых соответствуют повороту с частичным заносом при $\rho < \rho_{кр1}$, а штрихпунктиром проведена кривая $f_{пн}$ без учета действия центробежной силы ($C_y = C_x = 0$). Все функции $f_{пн} = f(\rho)$ описываются монотонными кривыми.

Потребная удельная сила тяги при повороте, определенная с учетом центробежной силы, значительно отличается от таковой при $C_y = C_x = 0$. Взаимное расположение графиков $f_{пн}$ зависит от характера поворота (с частичным заносом или без него). В области поворота без заноса (сплошные участки кривых) чем больше скорость,

* Для большей наглядности на рис. 152 представлена только часть кривых, необходимых для дальнейших выводов, а кривая для скорости 39,6 км/ч нанесена частично.

тем меньше f_n и влияние центробежной силы положительно. В области поворота с частичным заносом (штриховые участки кривых) чем больше скорость, тем больше f_n и влияние центробежной силы отрицательно. В последнем случае рост коэффициента сопротивления повороту, который прямо пропорционален центробежной силе и определяется по формуле (300), более существенно влияет на увеличение f_n , чем возрастание поворачивающего момента от члена $C_y \chi$ в уравнении (302) (см. также рис. 140). Как разбиралось выше, в этом случае требуется дополнительная затрата энергии на деформацию новых участков грунта при увеличенных боковых перемещениях опорных ветвей гусениц. Этим же объясняется и более интенсивный рост f_n при приближении значения радиуса поворота к критическому радиусу по заносу $\rho_{кр}$.

Естественно, что увеличение числа графиков потребной удельной силы тяги при повороте затрудняет сравнение их с тяговой характеристикой, расположенной на рис. 152, слева (график D), и оценку тяговых качеств машины при повороте подобно тому, как это производилось на рис. 151. Однако значения предельных радиусов равномерного поворота ρ_p для каждой скорости движения и в этом случае находятся легко.

Достаточное число кривых f_n позволяет графически решить уравнение равномерного поворота $D = f_n$ относительно радиуса ρ_p при различных скоростях движения $v_{пр}$ и представить результат решения в виде самостоятельной функции $\rho_p = f(v_{пр})$. При заданном грунте, определенной передаче в коробке и работе двигателя на внешней характеристике зависимость предельного радиуса равномерного поворота ρ_p от скорости $v_{пр}$ выражается единственной функцией, которая для рассматриваемого случая показана на рис. 153 в пределах рабочего диапазона изменения скорости движения машины ГМ-2 на четвертой передаче.

Для получения достаточно достоверного графика $\rho = f(v_{пр})$ число значений $v_{пр} = \text{const}$ нужно принимать не менее четырех. При этом максимальную скорость прямолинейного движения v_{max} на данном грунте не следует брать за расчетную, так как заведомо известно, что в этом случае $\rho \rightarrow \infty$. Используя формулу (248) для коэффициента μ , уравнения (303) и выражение для f_n , можно доказать, что при $\rho \rightarrow \infty$ всегда получим $f_n = f$.

На рис. 153 показаны также графики изменения критических радиусов по заносу $\rho_{кр1}$ и $\rho_{кр}$ и приведено значение фиксированного



Рис. 153

радиуса поворота ПМП. В совокупности все эти графики позволяют судить о тяговых качествах машины, характере поворота и соответствии фиксированного радиуса механизма поворота.

Если учитывать выводы, полученные при рассмотрении рис. 151, то очевидно, что область, расположенная над кривой ρ_p на рис. 153, является областью таких значений радиусов поворота, при которых возможен ускоренный или равномерный поворот машины при любой скорости движения. В области, расположенной ниже кривой ρ_p , возможен только замедленный поворот. Последнее выглядит условно для заштрихованного участка этой области, расположенного справа от кривой ρ_p . Условность состоит в том, что при замедленном повороте с любым радиусом в зоне заштрихованного участка снижение скорости движения машины и частоты вращения двигателя обязательно приведет к такому значению скорости, при котором из-за роста динамического фактора поворот будет уже равномерным. Снижение скорости движения при этом тем больше, чем меньше радиус поворота. Однако при $\rho < 20$ в рассматриваемом случае возможен только замедленный поворот.

Кривая $\rho_{кр.}$ делит указанные выше области, в свою очередь, на зоны поворота без заноса и поворота с частичным заносом.

Из рассмотренного следует, что чем ниже расположен график ρ_p , тем лучшей поворотливостью обладает данная машина в реальных условиях. Поэтому значение предельного радиуса равномерного поворота для данной скорости движения является объективным и наглядным критерием, характеризующим тяговые качества машины при повороте. Сопоставление безразмерных или размерных величин предельного радиуса равномерного поворота различных машин в одинаковых условиях движения позволяет произвести сравнительную оценку их реальной поворотливости или тяговых качеств при повороте.

Для иллюстрации сказанного на рис. 153 представлен другой закон изменения предельного радиуса равномерного поворота ρ_p . Он получен из графического решения, использующего прежние кривые потребной удельной силы тяги поворота (см. рис. 152) при тех же параметрах машины ГМ-2, но при другой тяговой характеристике, нанесенной на рис. 152 штриховой кривой D' . Сравнительный анализ показывает, что уменьшение динамического фактора на 10—13% приводит к увеличению минимального предельного радиуса поворота машины ГМ-2 в тех же условиях примерно на 75%. Более низкие тяговые качества машины при повороте во втором случае очевидны.

Из рассмотренного примера следует вывод о том, что в процессе проектирования машины после построения тяговой характеристики прямолинейного движения необходимо проверить ее тяговые качества при повороте. Для этого нужно построить графики изменения предельного радиуса равномерного поворота на различных передачах и для наиболее вероятных дорожных условий движения на этих передачах. Полученные графики ρ_p позволяют при необходимости скорректировать, а также оценить принятый при проектировании фиксированный радиус поворота механизма.

На рис. 154 показаны итоговые графики предельного радиуса равномерного поворота для машины ГМ-1 при различных передачах и движении без прицепа. Штриховые кривые дают представление об изменении ρ_p без учета действия центробежной силы, которая на всех передачах играет положительную роль, так как поворот происходит без частичного заноса. Как и следовало ожидать, на сравнительно высоких скоростях движения влияние центробежной силы более значительно и пренебрежение этой силой приводит к большой погрешности определения ρ_p . На четвертой передаче и $v_{пр} = 29$ км/ч ошибка определения ρ_p без учета центробежной силы составляет около 25%, а на максимальной скорости третьей передачи — около 10%. При скоростях движения менее 10—15 км/ч влиянием центробежной силы можно пренебречь. Учет влияния центробежной силы только на изменение нормальной реакции забегающей гусеницы Q_2 приводит к еще большей ошибке определения ρ_p из-за увеличения вредного момента от силы fQ_2 (см. рис. 140).

Влияние этого члена уравнения (303) поворота на повышенных скоростях движения делает необходимым учет изменения Q_2 от действия центробежной силы и в дальнейшем.

Области, заштрихованные на рис. 154, идентичны подобной области на рис. 153. Однако другие параметры и характер изменения тяговой характеристики машины ГМ-1, а также отличные от прежних условия движения привели к смещению минимального предельного радиуса равномерного поворота на рис. 154 в зону минимальной скорости движения на любой передаче.

Анализ графиков рис. 154 показывает, что машина ГМ-1, имеющая механизм поворота — бортовой фрикцион, обладает хорошей поворотливостью в заданных условиях движения только на первой передаче ($\rho_{p_{max}} = 1$) и удовлетворительной — на второй.

Графики на рис. 153 и 154 дают основание заметить, что приближенную оценку минимального предельного радиуса равномерного поворота $\rho_{p_{min}}$ на данной передаче можно сделать, используя только одну кривую $f_{II} = f(\rho)$, построенную для минимальной скорости движения. Трудоемкость вычислений при такой приближенной оценке значительно уменьшается. На указанной кривой f_{II} нужно определить радиус $\rho_{p_{min}}$, соответствующий равенству $D_{max} = f_{II}$ подобно тому, как это делалось на рис. 151. Как следует из графиков на рис. 153 и 154, поворот с радиусами больше $\rho_{p_{min}}$ обеспечивает равномерное

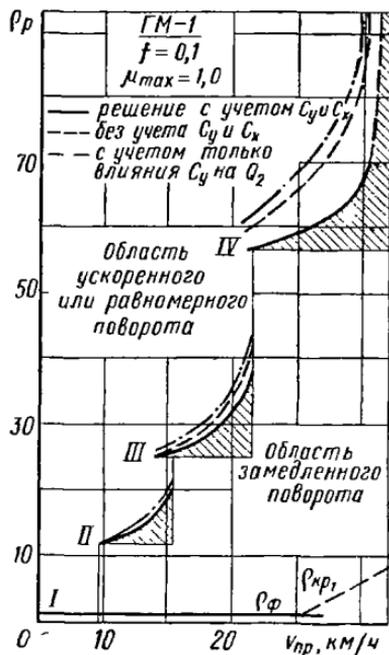


Рис. 154

движение машины с некоторым уменьшением ее скорости или без уменьшения.

Учитывая изложенное в данном параграфе, целесообразно принять в качестве критерия оценки тяговых качеств машины при равномерном повороте график изменения предельного радиуса равномерного поворота в зависимости от скорости прямолинейного движения машины до входа в поворот. Чтобы получить возможность сравнения различных машин, эту оценку следует производить в одинаковых условиях движения. Например, для трудных условий поворота на грунте $\mu_{\max} = 0,9$ и $f = 0,08$.

§ 35. ОСОБЕННОСТИ ПОВОРОТА СОЧЛЕНЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Сочлененной гусеничной машиной называют поезд, состоящий из двух или более отдельных гусеничных секций, каждая из которых способна развивать силу тяги на гусеницах или является активной. Сочленение отдельных секций должно обеспечивать наилучшую приспособляемость поезда к рельефу местности и вписыванию в криволинейную траекторию при повороте. Обычно сцепное устройство обладает тремя степенями свободы, позволяя угловые относительные перемещения секции в трех главных координатных плоскостях. Кроме того, если двигатель сочлененной машины расположен на одной секции, то сцепное устройство должно содержать валы и карданные или иные механизмы для передачи крутящего момента на другие секции. Надобность в них отпадает при использовании электрической или гидрообъемной трансмиссии.

Для обеспечения устойчивости прямолинейного движения сочлененной машины степень свободы в плоскости движения ликвидируется при помощи, как правило, двух гидроцилиндров с выдвигаемыми штоками, установленных между секциями и накладывающих на них дополнительные связи. Эти цилиндры являются также механизмом поворота сочлененной машины, обеспечивая относительный поворот продольных осей секций в плане на некоторый регулируемый угол (складывание секций).

В дальнейшем рассматривается поворот сочлененной гусеничной машины, состоящей из двух секций и снабженной механической трансмиссией. Транспортировка груза на ней может производиться либо раздельной загрузкой секций, либо размещением груза на общей раме, шарнирно соединенной с секциями и выполняющей роль сцепного устройства. Последний способ особенно целесообразен в случае приспособления сочлененной машины для перевозки длинномерных грузов.

Так как на секциях поезда не используются механизмы поворота гусеничных машин, то возникает необходимость введения в механическую трансмиссию обеих секций симметричных дифференциалов для изменения скоростей ведущих колес при повороте, называемых межколесными дифференциалами. Кроме того, механическая трансмиссия поезда содержит также межсекционный дифференциал.

В принципе секции сочлененной машины могут быть различного веса и разных размеров, что по условиям прямолинейного движения предопределяет необходимость установки несимметричного межсекционного дифференциала. Однако, как правило, секции выполняются одинаковыми по весу и размерам.

На рис. 155 показаны принципиальные схемы соединений секций сочлененной гусеничной машины: схемы I и II — с одним шарниром, а III и IV — с двумя (обеспечивают меньший угол отклонения валов карданного шарнира, но имеют два кардана). Схему I называют одношарнирной симметричной. Схема II характерна центральным (относительно секции) расположением одного шарнира и иногда называется одношарнирной седельной по аналогии с автомобильными поездами. Схема III является схемой с двумя центральными шарнирами (двухшарнирная седельная). Схему IV следует называть двухшарнирной крюковой с малым промежуточным звеном.

Последняя схема является наиболее общей для теоретических выводов. Общие формулы, полученные для нее, легко преобразуются в частные, справедливые для

других схем, путем исключения некоторых геометрических параметров и коэффициентов.

Учитывая изложенное, можно сделать некоторые выводы о преимуществах сочлененных гусеничных машин по сравнению с двухгусеничными одинакового общего веса.

При ограниченной колее можно значительно увеличить общую базу сочлененной машины и развить опорную поверхность гусениц, обеспечивающую снижение давления на грунт. Заметим, однако, что те же результаты можно получить при использовании пассивного гусеничного прицепа.

Существенным является заметное снижение затрат дополнительной энергии при повороте как за счет увеличения минимального радиуса траектории поезда, так и за счет отсутствия внутренних потерь в фрикционных элементах штатных

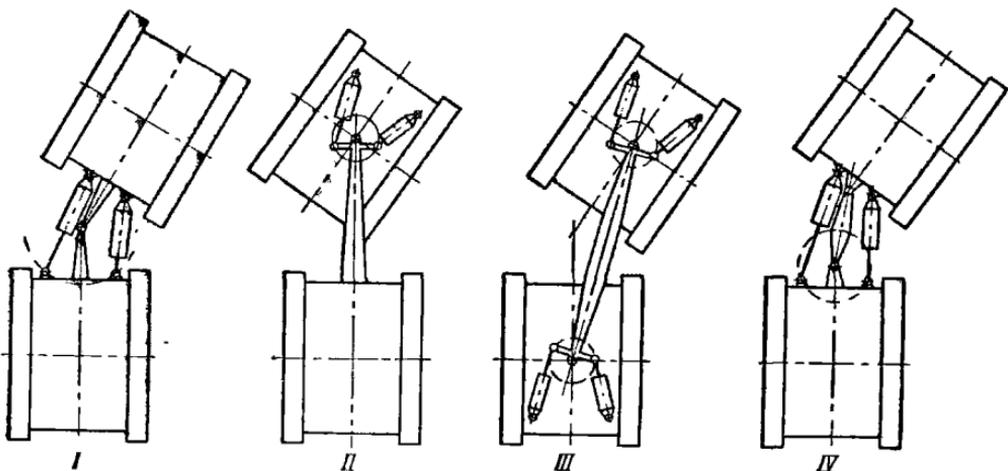


Рис. 155

механизмов поворота (если не считать потерь энергии на работу гидравлических цилиндров при складывании секций, которые в принципе могут использовать и энергию гидропневматического аккумулятора).

Сила тяги у сочлененных машин распределяется более равномерно на четыре гусеницы, уменьшает касательные реакции грунта на возросшей опорной поверхности и тем самым снижает вероятность срыва грунта и полного буксования движителя на слабых грунтах. К таким же результатам приводит более плавное нарастание касательных реакций грунта при входе машины в поворот.

Все это улучшает проходимость сочлененной гусеничной машины по грунтам со слабой несущей способностью и снежному покрову, что подтверждает практика использования таких машин и делает их в определенных условиях перспективными.

К недостаткам сочлененных гусеничных машин следует отнести ухудшение маневренности при поворотах вследствие увеличения минимального радиуса, усложнение конструкции сцепных устройств и механической трансмиссии, увеличение высоты расположения центра тяжести во II и III схемах, возрастание веса шасси при той же грузоподъемности машины.

В дальнейшем рассматривается установившийся равномерный поворот сочлененной гусеничной машины, совершаемый в режиме отсутствия частичного заноса на горизонтальной плоскости движения. Принимается, что механическая трансмиссия включает упомянутые выше дифференциалы и в режиме поворота не применяется подтормаживание полуосей межколесных дифференциалов секций.

1. Кинематика и геометрические параметры поворота

Рассмотрим геометрические соотношения при повороте сочлененной гусеничной машины (рис. 156). Параметры первой секции будем обозначать с индексом *A*, а второй секции — с индексом *B*. Полученные ранее кинематические зависимости, свя-

зываются скорости точек корпуса и радиусы поворота, остаются справедливыми в приложении к каждой секции. Окружные скорости точек на прямых OO_3 или OO_4 , которые проходят через полюсы поворота опорных ветвей (на рисунке не показаны), или полюсы поворота секций (O_1 и O_2), направлены параллельно продольным осям секций. Поэтому пересечение этих прямых определяет центр поворота Q сочлененной машины. Кроме того, существует еще одна точка O_0 , называемая полюсом поворота сочлененной машины, в которой абсолютная скорость совпадает с продольной осью поезда O_3O_4 , существовавшей при прямолинейном движении, или с осью соединительного звена.

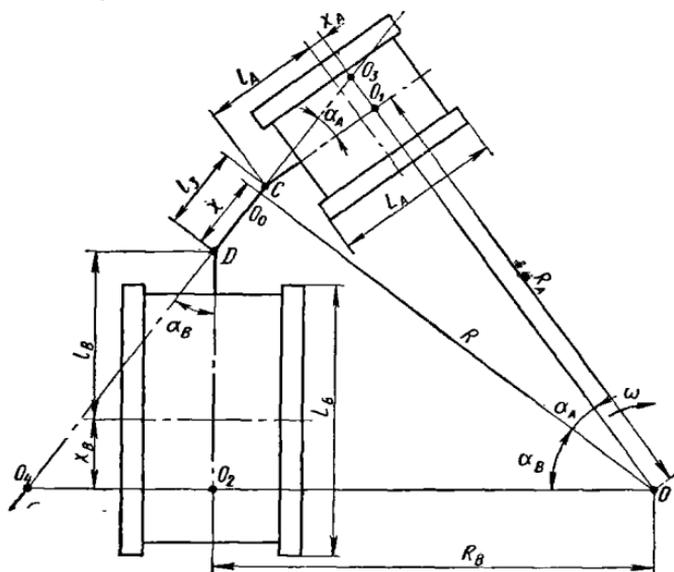


Рис. 156

Благодаря наличию межколесных дифференциалов скорость точек O_1 и O_2 при заданной неизменной частоте вращения двигателя должна быть равна скорости прямолинейного движения. Однако при разных R_A и R_B это приведет к кинематическому несоответствию вращательного движения всей системы с постоянной угловой скоростью ω относительно центра O , которое может быть исправлено только введением в механическую трансмиссию межсекционного дифференциала, или, при автономных двигателях секций, путем изменения их скоростных режимов работы системой управления.

Последнее заставляет определять геометрические параметры поворота активного поезда только с учетом продольных смещений полюсов секций χ_A и χ_B , которые, в свою очередь, целиком зависят от сил, действующих на данную секцию. Поэтому будем считать углы отклонения секций α_A и α_B заданными, а χ_A и χ_B — известными и определенными в зависимости от внешних условий движения и сил, действующих на сочлененную машину (см. ниже).

Обозначим отрезки на рис. 156, $\overline{O_1O_3} = a_A$; $\overline{O_2O_4} = a_B$; $\overline{O_0O_3} = b_A$ и $\overline{O_0O_4} = b_B$. Тогда

$$\left. \begin{aligned} a_A &= (l_A + \chi_A) \frac{\sin \alpha_A}{\cos \alpha_A}; \\ a_B &= (l_B + \chi_B) \frac{\sin \alpha_B}{\cos \alpha_B}; \end{aligned} \right\} \quad (323)$$

$$\left. \begin{aligned} b_A &= \frac{l_A + \chi_A}{\cos \alpha_A} + (l_B - \chi_B); \\ b_B &= \frac{l_B + \chi_B}{\cos \alpha_B} + \chi_A. \end{aligned} \right\} \quad (324)$$

Смещение полюса поворота поезда от шпирра D найдем, приравнявая правые части двух уравнений для радиуса R :

$$b_A \frac{\cos \alpha_A}{\sin \alpha_A} = b_B \frac{\cos \alpha_B}{\sin \alpha_B},$$

в которое подставляется формула (324). Тогда

$$\chi = \frac{(l_A + \chi_A) \sin \alpha_B - (l_B + \chi_B) \sin \alpha_A + l_3 \cos \alpha_A \sin \alpha_B}{\sin (\alpha_A + \alpha_B)}. \quad (325)$$

Радиус полюса поворота поезда

$$R = b_B \frac{\cos \alpha_B}{\sin \alpha_B}$$

или

$$R = \frac{(l_A + \chi_A) \cos \alpha_B + (l_B + \chi_B) \cos \alpha_A + l_3 \cos \alpha_A \cos \alpha_B}{\sin (\alpha_A + \alpha_B)}. \quad (326)$$

Наконец, радиусы поворота секций получаются из уравнений

$$R_A = \frac{R}{\cos \alpha_A} - a_A; \quad R_B = \frac{R}{\cos \alpha_B} - a_B.$$

После использования формул (323) и преобразований получим

$$R_A = \frac{(l_A + \chi_A) \cos (\alpha_A + \alpha_B) + (l_B + \chi_B) + l_3 \cos \alpha_B}{\sin (\alpha_A + \alpha_B)}; \quad (327)$$

$$R_B = \frac{(l_A + \chi_A) + (l_B + \chi_B) \cos (\alpha_A + \alpha_B) + l_3 \cos \alpha_A}{\sin (\alpha_A + \alpha_B)}. \quad (328)$$

2. Потребные силы тяги при повороте

При выводе необходимых выражений сделаем некоторые упрощающие допущения:

1. Все действующие на секцию силы приложены в плоскости движения. Тогда центр давления секции всегда будет находиться в начальном положении, а опоры боковых сил будут прямоугольными с равной шириной μq .

2. Учитывая сравнительно высокие радиусы поворота и несколько меньшие скорости движения поезда, действием продольных составляющих полных центробежных сил секций пренебрегаем, принимая во внимание только их поперечные составляющие C_{yA} и C_{yB} . Они известны, если в условиях движения заданы скорость и для первого расчета, хотя бы приближенно, определены радиусы R_A и R_B .

3. При повороте продольные оси секций A и B отклоняются от первоначальной оси поезда на одинаковые углы α ($\alpha_A = \alpha_B = \alpha$) (рис. 157). Эксперимент подтверждает, что движение секций, особенно при равных весовых и геометрических параметрах, практически происходит по одному следу. Это свидетельствует о небольшом отличии радиусов R_A и R_B и указанных углов. Допущение неизбежно, так как из изложенного ниже следует, что решение системы уравнений при неравных α_A и α_B невозможно из-за отсутствия теоретического или экспериментального уравнения связи этих углов. Но оно необходимо для сочлененных гусеничных машин III и IV схем. Для одношарнирных схем I и II равенство указанных углов является следствием расположения подвижной системы координат на рис. 157, обеспечива-

ющим общность полученных уравнений и формул для всех четырех схем. Можно, например, совместить ось ординат с продольной осью одной из секций. Тогда для одношарнирных схем I и II анализ следует вести при заданном угле $\alpha' = 2\alpha$, а для двухшарнирных схем III и IV угол отклонения оси промежуточного звена окажется неизвестным и потребуются упомянутое выше дополнительное уравнение связи углов.

Упростим систему сил, действующих на сочлененную гусеничную машину при равномерном повороте и показанную на рис. 157 без учета реакций связей секций, которые являются внутренними силами.

Выведенная ранее общая формула момента сопротивления пово-

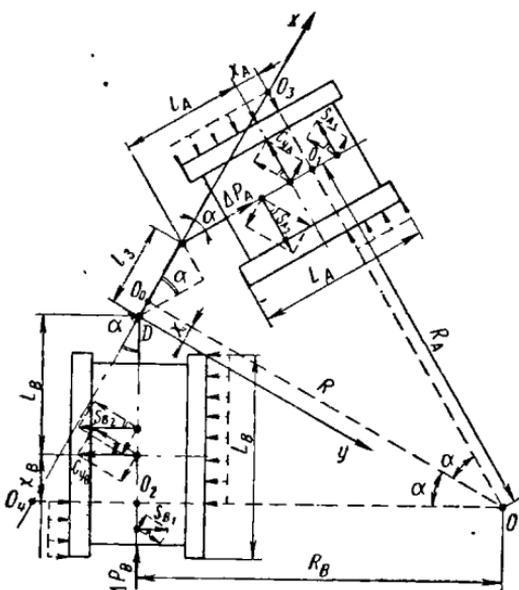


Рис. 157

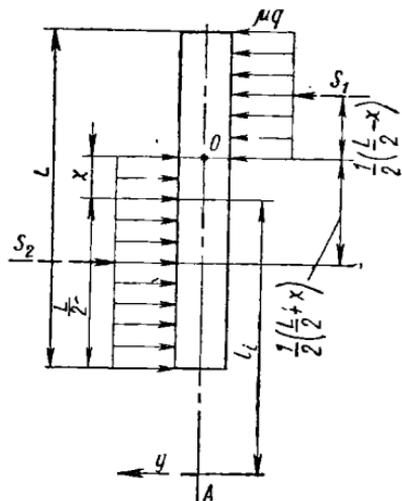


Рис. 158

роту гусеничной машины справедлива только относительно точек, лежащих на прямой, которая соединяет полюсы поворота гусениц. Но каждая секция поезда имеет свои полюсы и уравнение моментов для поезда в целом будет иметь более простой вид, если написать его относительно шарниров сцепки. Поэтому на рис. 157 к каждой секции приложены только силы (включая и равнодействующие поперечных реакций грунта S_{A1} , S_{A2} и S_{B1} , S_{B2}), заменяющие действие моментов сопротивления.

Для упрощения дальнейших преобразований, основываясь на рис. 158, выведем формулу момента указанных реакций грунта относительно произвольной точки А, удаленной на расстояние l_i от поперечной оси секции. Используя обозначения на рис. 158, имеем

$$M_A = S_2 \left[l_i + \chi - \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + \chi \right) \right] - S_1 \left[l_i + \chi + \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - \chi \right) \right],$$

где силы

$$S_1 = \frac{\mu Q}{2} (1 - \chi_0); \quad S_2 = \frac{\mu Q}{2} (1 + \chi_0). \quad (329)$$

Обозначив

$$l_{0i} = \frac{2l_i}{L}, \quad (330)$$

после подстановок получим

$$M_A = \mu Q \left[l_1 \chi_0 - \frac{L}{4} (1 - \chi_0^2) \right] \quad (331)$$

или,

$$M_A = \frac{\mu QL}{4} (\chi_0^2 + 2l_{0_2} \chi_0 - 1). \quad (332)$$

Формулы для M_A применимы для обеих секций поезда. При $\chi_0 = 0$ $M_A = -\frac{\mu QL}{4}$ представляет собой момент пары сил, справедливый относительно любой точки секции. При $\chi_0 = 1$ $M_A = \frac{\mu QL}{2} l_{0_1}$, и момент изменил знак. Значение χ_0 , при котором $M_A = 0$, определится, если приравнять выражение в скобках формулы (332) нулю:

$$\chi_0 = -l_{0_1} + \sqrt{l_{0_2}^2 + 1}. \quad (333)$$

При этом возможно изменение направления сил, действующих на штоках гидроцилиндров механизма поворота, и последние должны быть двойного действия.

Так как межколесный дифференциал обеспечивает при повороте одинаковое приращение сил тяги на гусеницах секций, то поворачивающий момент секции создается результирующими продольными и поперечными реактивными силами межсекционных связей. Эти силы для поезда в целом являются внутренними, а для отдельной секции должны учитываться как внешние.

Рассматривая поезд в целом (см. рис. 157) или отдельную секцию (рис. 160) заметим, что благодаря межколесному дифференциалу в уравнениях поворота можно не учитывать силы тяги и сопротивления, действующие при прямолинейном движении, равнодействующие которых совпадают с продольными осями секций и взаимно уравновешены. Аналогично приращение сил тяги гусениц секций, необходимое для преодоления сил сопротивления повороту, будет положительно и может учитываться в виде равнодействующих ΔP_A и ΔP_B (если при повороте не применяется подтормаживание одной или двух полуосей дифференциала данной секции). Межсекционный дифференциал или соответствующие устройства управления автономными двигателями секций распределяют ΔP_A и ΔP_B , как и силы тяги прямолинейного движения, пропорционально отношению весов секций.

Таким образом, рассматривая на рис. 157 поезд в целом, имеем восемь неизвестных: ΔP_A , ΔP_B , S_{A_1} , S_{B_1} , S_{A_2} , S_{B_2} , χ_A и χ_B . Для их определения могут быть составлены восемь уравнений.

По формулам (329) имеем четыре уравнения и дополнительно

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M_D = 0;$$

$$\frac{\Delta P_A}{\Delta P_B} = \frac{G_A}{G_B} = K_G. \quad (334)$$

Уравнения суммы проекций сил на оси координат

$$\begin{aligned} \Delta P_A \cos \alpha + S_{A_1} \sin \alpha - S_{A_2} \sin \alpha + \Delta P_B \cos \alpha + S_{B_1} \sin \alpha - \\ - S_{B_2} \sin \alpha + C_{Y_A} \sin \alpha + C_{Y_B} \sin \alpha = 0; \end{aligned} \quad (335)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_A \sin \alpha - S_{A_1} \cos \alpha + S_{A_2} \cos \alpha - \Delta P_B \sin \alpha + S_{B_1} \cos \alpha - \\ - S_{B_2} \cos \alpha - C_{Y_A} \cos \alpha - C_{Y_B} \cos \alpha = 0. \end{aligned} \quad (336)$$

Уравнение моментов относительно точки сцепки секций D , учитывая формулу (331), $l_A = l_A + l_3 \cos \alpha$ и $l_B = l_B$,

$$\begin{aligned} \mu_A G_A \left[(l_A - l_3 \cos \alpha) \chi_{0A} - \frac{L_A}{4} (1 - \chi_{0A}^2) \right] + \Delta P_A l_3 \cos \alpha + \\ + \mu_B G_B \left[l_B \chi_{0B} - \frac{L_B}{4} (1 - \chi_{0B}^2) \right] - C_{YA} (l_A + \\ + l_3 \cos \alpha) + C_{YB} l_B = 0; \end{aligned} \quad (337)$$

$$\chi_{0A} = \frac{2\chi_A}{L_A}; \quad \chi_{0B} = \frac{2\chi_B}{L_B}.$$

Совместное решение уравнений (335) и (336) позволяет определить формулы для приращения сил тяги секций:

$$\begin{aligned} \Delta P_A = \frac{-\mu_A G_A \chi_{0A} \cos 2\alpha + \mu_B G_B \chi_{0B} + C_{YA} \cos 2\alpha + C_{YB}}{\sin 2\alpha}; \quad (338) \\ \Delta P_B = \frac{\mu_A G_A \chi_{0A} - \mu_B G_B \chi_{0B} \cos 2\alpha - C_{YA} - C_{YB} \cos 2\alpha}{\sin 2\alpha}. \quad (339) \end{aligned}$$

Так же, как предыдущие величины, ΔP_A и ΔP_B определяются при известных χ_{0A} и χ_{0B} . Для отыскания последних, во-первых, используется уравнение (334) с подстановкой выражений (338) и (339). После преобразований получим

$$\chi_{0A} = \frac{K_\chi}{K_\mu K_G} \chi_{0B} + A, \quad (340)$$

где

$$K_\mu = \frac{\mu_A}{\mu_B}; \quad K_\chi = \frac{1 + K_G \cos 2\alpha}{K_G + \cos 2\alpha}; \quad (341)$$

A — коэффициент, характеризующий влияние центробежной силы:

$$A = \frac{1}{\mu_A} \left(\frac{C_{YA}}{G_A} + \frac{K_\chi}{K_G} \frac{C_{YB}}{G_B} \right). \quad (342)$$

При $\alpha = \text{const}$ χ_{0A} связано линейно с χ_{0B} . Если $K_G = 1$, то $K_\chi = 1$ и знаки χ_{0A} и χ_{0B} положительны, а смещения соответствуют показанным на рис. 157. Другие случаи необходимо рассматривать самостоятельно.

Второе уравнение связи χ_{0A} и χ_{0B} получается из выражения (337) при подстановке в него формулы (338). Подстановка в полученное выражение формулы (340) приводит к квадратному уравнению, позволяющему определить величину χ_{0B} :

$$a\chi_{0B}^2 + b\chi_{0B} + c = 0,$$

где

$$a = 1 + \frac{K_L K_\chi^2}{K_\mu K_G}; \quad K_L = \frac{L_A}{L_B}; \quad (343)$$

$$\begin{aligned} b = 2K_\chi K_L (A + l_{0A} + l_{0B} \cos \alpha) + 2l_{0B} + \\ + K_L \frac{l_{0B}}{\cos \alpha} (1 - K_\chi \cos 2\alpha); \end{aligned} \quad (344)$$

$$l_{0A} = \frac{2l_A}{L_A}; \quad l_{0B} = \frac{2l_B}{L_B}; \quad l_{0s} = \frac{2l_s}{L_A};$$

$$c = K_\mu K_G K_L \left[A \left(A - 2l_{0A} + \frac{l_{0s}}{\cos \alpha} \right) + \frac{C_{YA}}{\mu_A G_A} \left(\frac{l_{0s}}{\cos \alpha} \cos 2\alpha - 2l_{0A} - 2l_{0s} \cos \alpha \right) - 1 \right] + \frac{C_{YB}}{\mu_B G_B} \left(K_L \frac{l_{0s}}{\cos \alpha} + 2l_{0B} \right) - 1. \quad (345)$$

При известном χ_{0B} по формуле (340) определится χ_{0A} и χ_1 по соответствующим выражениям — все другие параметры.

Приближенность расчета заключается также в том, что не точно определяются радиусы R_A и R_B по формулам (327) и (328) (при $\alpha_A = \alpha_B = \alpha$), используя $\chi_A = \chi_B = 0$ или ориентировочные их величины для определения μ_A ; μ_B по выражению (248) и K_μ . Однако χ_{0A} и χ_{0B} можно уточнить повторным расчетом, используя в формулах (327) и (328) χ_A и χ_B , полученные в результате первого расчета. После этого ΔP_A , ΔP_B , R_A и R_B определяются с небольшой погрешностью.

В случае пренебрежения действием центробежной силы расчетные выражения упрощаются ($C_{YA} = C_{YB} = 0$ и $A = 0$), а формула (345) принимает вид

$$c = - (1 + K_\mu K_G K_L).$$

Как указывалось, полученные выражения справедливы и для других схем сочлененных гусеничных машин, показанных на рис. 155. При этом для схемы I $l_s = 0$, для схемы II $l_s = 0$ и $l_A = 0$, для схемы III $l_A = 0$ и $l_B = 0$.

При повороте сочлененной гусеничной машины отсутствуют потери мощности в фрикционных элементах трансмиссии. Поэтому, пренебрегая потерями мощности в гидроцилиндре, получим приращение потребной удельной силы тяги при повороте (полагая $G = G_A + G_B$)

$$\Delta f_{\text{п}} = \frac{\Delta P_A + \Delta P_B}{G} \quad (346)$$

или после подстановок и преобразований

$$\Delta f_{\text{п}} = (\mu_A G_A \chi_{0A} + \mu_B G_B \chi_{0B} - C_{YA} + C_{YB}) \frac{\text{tg } \alpha}{G}. \quad (347)$$

Очевидно весьма существенное влияние на $\Delta f_{\text{п}}$ угла α , а следовательно, R_A и R_B . Благодаря принятым допущениям $\Delta f_{\text{п}}$ не зависит от коэффициента сопротивления движению f , что, конечно, приближенно. Можно предполагать, что в некоторых случаях (близкие G_A и G_B ; R_A и R_B) влияние центробежной силы на $\Delta f_{\text{п}}$ будет несущественно из-за разных знаков C_{YA} и C_{YB} в формуле (347). Однако того же нельзя сказать о влиянии C_{YA} и C_{YB} на приращения сил тяги секций и на реакции внутренних межсекционных связей.

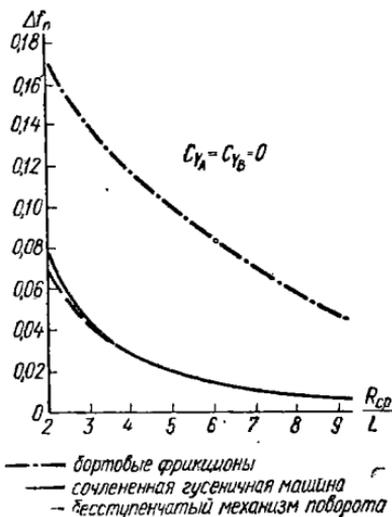


Рис. 159

По данным работы [41] изменение Δf_{Π} сочлененной гусеничной машины схемы I можно сравнивать с двухгусеничной машиной, снабженной бортовыми фрикционами или бесступенчатым механизмом поворота и имеющей геометрические параметры секции (рис. 159). При этом учитывается безразмерный характер потребной удельной силы тяги при повороте и указывается на практическую равнозначность величин Δf_{Π} всех схем сочлененных машин. Выигрыш в Δf_{Π} весьма существен, хотя сопровождается некоторым увеличением минимального радиуса поворота сочлененной машины.

3. Силы межсекционных связей

Необходимые для расчета сцепного устройства и механизма поворота сочлененной гусеничной машины силы определяются из уравнений равновесия одной секции. Для наиболее распространенной схемы I действующие на переднюю секцию силы при некотором угле α показаны на рис. 160. Предполагается шарнирная установка двух гидроцилиндров двойного действия, обеспечивающих реактивные силы F_1 и F_2 , направленные вдоль штоков цилиндров. Тогда углы β_1 и β_2 определяются графически, исходя из конструктивной схемы установки цилиндров и взаимного положения секций, определяемого углом α .

При вычисленных ранее силах $S_1, S_2, C_Y, \Delta P$ и смещении полюсов χ имеется четыре неизвестных реакции: F_1, F_2, X_K и Y_K . Однако можно составить только три уравнения суммы сил и моментов. Четвертое уравнение получится, если принять $F_1 = F_2$, учитывая одинаковые размеры гидроцилиндров и рабочее давление жидкости в них.

Используя рис. 160, составим три уравнения равновесия:

$$\Delta P + F_1 \cos \beta_1 + X_K - F_2 \cos \beta_2 = 0; \quad (348)$$

$$S_2 - S_1 + F_1 \sin \beta_1 - Y_K - F_2 \sin \beta_2 - C_Y = 0; \quad (349)$$

$$M_A + F_1 (t \cos \beta_1 + q \sin \beta_1) + F_2 (t \cos \beta_2 - q \sin \beta_2) - C_Y l_i = 0, \quad (350)$$

Рис. 160

решение которых при $F_1 = F_2 = F$ с учетом формул (332) и (329) дает

$$F = \frac{\mu G}{2} \frac{1 - \chi_0^2 - 2l_{0i}\chi_0 + 2\frac{C_Y}{\mu G} l_{0i}}{t_0 (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) + q_0 (\sin \beta_1 - \sin \beta_2)}; \quad (351)$$

$$X_K = F (\cos \beta_2 - \cos \beta_1) - \Delta P; \quad (352)$$

$$Y_K = \mu G \chi_0 + F (\sin \beta_1 - \sin \beta_2) - C_Y, \quad (353)$$

где

$$l_{0i} = \frac{2l_i}{L}; \quad t_0 = \frac{2t}{L}; \quad q_0 = \frac{2q}{L}.$$

Если расчетная величина сил F по формуле (351) отрицательна и направление их действия обратно показанному на рис. 160, то поворачивающий момент для данной секции создается только силой Y_K .

§ 36. УЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ И РАДИУСА ПОВОРОТА

Буксование или юз опорных ветвей гусениц, как рассматривалось выше (см. § 30), приводит к изменению переносных скоростей точек корпуса машины. Одновременно с этим меняется радиус кривизны ее траектории. Касательная деформация грунта опорными ветвями зависит от свойств грунта и величины развиваемой силы тяги (см. § 12). Для данного грунта это определяет существенную зависимость коэффициента буксования и юза от силы тяги. В некоторых случаях при слабых грунтах и тяжелых режимах движения погрешность расчетов может сильно возрасти, если использовать теоретические скорости и радиусы поворота, пренебрегая скольжением опорных ветвей гусениц.

Полученные ранее кинематические зависимости теоретических скоростей и радиусов поворота (см. § 25) сохраняют свою форму и могут быть использованы для связи действительной скорости точки корпуса v'_i и действительного радиуса кривизны траектории ρ' . Но уравнения для определения потребных сил тяги в абсолютной или относительной форме должны претерпеть изменения в тех членах, которые содержат переносные скорости точки корпуса и радиус кривизны. Такими членами прежде всего являются те, которые описывают влияние центробежной силы. Указанные изменения можно учитывать при расчетах, используя в этих членах действительную скорость средней точки корпуса v'_c и действительный радиус ρ' . Тогда, например, вместо формулы (297) следует записать

$$c_y = \frac{2m}{B} \frac{v_c'^2}{\rho'}$$

Так как формула (248) для μ содержит в правой части теоретический радиус поворота ρ , которым задаются в начале расчетов, то для внесения соответствующих поправок необходимо располагать уравнениями связи теоретических и действительных кинематических величин. При сохранении принятой формы записи коэффициентов буксования и юза гусениц в виде формулы (110), в § 30 получены выражения действительных скоростей точек корпуса над гусеницами:

$$v_2' = (1 - \sigma_2) v_2; \quad v_1' = (1 - \sigma_1) v_1.$$

В этих выражениях σ_1 и σ_2 должны быть известны и для данного грунта заданы в виде аналитических или графических зависимостей от силы тяги, если принять их независящими от скорости.

Использование кинематических формул с действительными параметрами и подстановка в них предыдущих выражений дает возможность получить требуемые уравнения связи. Например, действительный радиус поворота (в относительной форме)

$$\rho' = \frac{v_2' + v_1'}{v_2' - v_1'} = \frac{\lambda v_2 + v_1}{\lambda v_2 - v_1},$$

где

$$\lambda = \frac{1 - \sigma_2}{1 - \sigma_1}.$$

Тот же радиус в зависимости от известного теоретического ρ будет

$$\rho' = \frac{(\lambda + 1)(\rho + 1) - 2}{(\lambda - 1)(\rho + 1) + 2}.$$

Обратная зависимость теоретического радиуса от действительного выразится в форме

$$\rho = \frac{(\lambda - 1) - (\lambda + 1)\rho'}{(\lambda - 1)\rho' - (\lambda - 1)}.$$

Действительная скорость средней точки корпуса, используя уже определенные величины, примет вид

$$v'_s = (1 - \sigma_2) v_{\text{пр}} \frac{\rho + 1}{\rho + q_k} \frac{\rho'}{\rho' + 1},$$

где $v_{\text{пр}}$ — теоретическая скорость прямолинейного движения машины до входа в поворот.

Для перехода от действительных скоростей, полученных в расчетах [например, критических из выражения (299)], к теоретическим используем формулу

$$v_{\text{пр}} = \frac{v'_{\text{пр}}}{1 - \sigma_2} \frac{\rho' + 1}{\rho' + q_k} \frac{\rho + q_k}{\rho + 1}.$$

Последнее выражение получено с допущением сохранения постоянства q_k .

Трудоемкость расчетов при использовании действительных кинематических параметров возрастает, так как придется использовать метод последовательных приближений. Для определения σ_1 и σ_2 по заданным функциям от силы тяги необходимо первое приближенное значение действующих сил подсчитать, используя теоретические скорости ($\sigma_1 = \sigma_2 = 0$).

Чтобы не возвращаться к рассматриваемому вопросу в следующей главе, заметим, что учет действительных скоростей и кривизны траектории в последующих формулах еще более усложнится вследствие изменений тяговых усилий на гусеницах во времени. Становится возможным приближенное решение с использованием постоянных значений σ_1 и σ_2 в некотором отрезке времени на основе сделанных замечаний и метода последовательных приближений. При этом действительное линейное ускорение движения будет включать постоянный множитель

$$j_i = \frac{dv'_i}{dt} = (1 - \sigma_i) \frac{dv_i}{dt},$$

а функция углового ускорения в некоторых случаях значительно усложнится. Такая методика нуждается в своем развитии.

НЕРАВНОМЕРНЫЙ ПОВОРОТ (МЕТОД АНАЛИЗА И ОЦЕНКИ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ)

Поворот гусеничной машины, происходящий с переменной угловой скоростью ω , называют неравномерным. Если угловая скорость непрерывно возрастает, то поворот ускоренный, а если уменьшается — замедленный. Последний чаще всего происходит в реальных условиях движения и представляет наибольший практический интерес. Все последующие выводы относятся к замедленному повороту машины, но их можно распространить и на случай ускоренного поворота.

Возможности неравномерного поворота ограничиваются предельной частотой вращения двигателя. Ускоренный поворот продолжается до достижения двигателем номинальной частоты вращения n_N . Замедленный поворот прекращается после того, как частота вращения двигателя уменьшилась до предельно устойчивой n_M при работе двигателя на внешней характеристике. После этого машина, двигаясь прямолинейно, разгоняется и по достижении прежней скорости движения повторяется, в случае необходимости, замедленный поворот.

Следовательно, оценка тяговых качеств гусеничной машины при равномерном прямолинейном движении и равномерном повороте не является исчерпывающей. Используя накопленную кинетическую энергию, машина поворачивается на ограниченный угол в условиях, при которых равномерный поворот невозможен. Поэтому оценка тяговых качеств гусеничной машины при замедленном повороте столь же важна, как и определение ее качеств при неравномерном прямолинейном движении, а наметившаяся тенденция роста скорости движения гусеничных машин всех классов, включая и сельскохозяйственные тракторы, делает проблему изучения неравномерного поворота еще более актуальной.

Главной практической целью анализа является построение зависимости угла замедленного поворота от времени поворота заданной машины в данных условиях подобно тому, как это делалось для оценки приемистости машины в случае ускоренного прямолинейного движения (см. рис. 19).

При равномерном повороте машины на сколь угодно большой угол не принимался во внимание процесс перехода ее от прямолинейного движения к повороту. Как показывают расчеты, нельзя пренебрегать переходным процессом входа в поворот машины на ограниченный угол, так как это в некоторых случаях приводит к большой ошибке определения общего угла и времени поворота.

В соответствии с изложенным разделим весь процесс поворота машины на три самостоятельных этапа: вход машины в поворот, установившийся (равномерный или неравномерный) поворот и выход ее из поворота. Первый и третий этапы поворота машины характеризуются значительным изменением радиуса поворота вплоть до $R \rightarrow \infty$ при прямолинейном движении. На втором этапе радиус неравномерного поворота изменяется не так значительно и поэтому этот этап назовем установившимся по радиусу независимо от его равномерного или неравномерного характера.

Излагаемый ниже метод анализа замедленного поворота применим к гусеничным машинам, имеющим ступенчатую коробку передач, которая обуславливает линейную зависимость окружной скорости машины от частоты вращения двигателя на данной передаче. Эту зависимость устанавливает формула (18) для точки корпуса, сохраняющей в повороте скорость прямолинейного движения.

Примем, что механизм поворота машины имеет две степени свободы и один или несколько фиксированных радиусов поворота.

Ограничимся в дальнейшем анализом наиболее распространенных механизмов поворота, у которых коэффициент силы тяги отстающей гусеницы λ постоянен. Как установлено ранее, к таким механизмам относятся бортовой фрикцион и планетарный механизм поворота. При коэффициенте силы тяги забегающей гусеницы $\beta = 1$ для них получено: 1) если сила тяги P_1 положительна, то коэффициент силы тяги отстающей гусеницы $\lambda = \lambda_1 = \text{const}$; 2) если сила тяги P_1 отрицательна, то $\lambda = \lambda_2 = \text{const}$.

МногорADIUSные механизмы поворота в случае использования фиксированного радиуса ρ_f отвечают поставленным требованиям. Коэффициент силы тяги отстающей гусеницы λ для них можно определить, пользуясь выражением (317) и имея в виду, что $\tau_1 = \tau_2 = 1$. Переменный коэффициент λ при этом является функцией только радиуса ρ .

Бесступенчатый механизм поворота или коробка передач при соответствующем управлении обеспечивает выполнение равенства $q_k = q_{гр}$ (см. рис. 132) и, следовательно, равномерный поворот машины. При этом можно считать, что изменение кинематического фактора q_k до требуемой величины происходит за время входа машины в поворот. Следовательно, анализ замедленного поворота машины с бесступенчатым механизмом поворота имеет смысл только при сохранении плеча выноса скорости прямолинейного движения q_k постоянным, что соответствует работе ступенчатого механизма.

Чтобы при анализе исключить субъективные действия водителя, которые проявляются в различном законе изменения во времени силы тяги P_1 на отстающей гусенице, необходимо принимать эту силу

равной потребной и определяемой заданными условиями движения аналогично тому, как это делалось в теории равномерного поворота. Это полностью соответствует также случаю поворота с фиксированным радиусом, когда воздействие водителя на силу тяги P_1 проявляется только косвенно при включении механизма поворота. Кроме того, исключение субъективных действий водителя дает возможность сравнивать в одинаковых условиях поворотливость различных машин.

Примем также, что замедленный поворот машины происходит на горизонтальном участке пути, а буксование и юз гусениц отсутствуют.

Положение машины на плоскости поворота (рис. 161) определяется радиусом поворота R и углом поворота φ , так как путь, пройденный машиной по криволинейной траектории,

$$s = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} R d\varphi.$$

Для оценки поворотливости или тяговых качеств машины в реальных условиях движения практический интерес представляют угол поворота φ , радиус поворота R и время поворота t . Поэтому примем эти величины в качестве искомых и характеризующих поворотливость машины в тех или иных условиях замедленного поворота.

Вначале проанализируем замедленный поворот машины, пренебрегая переходными процессами входа ее в поворот и выхода из него подобно тому, как это делалось при исследовании равномерного поворота.

Следует также учитывать, что определение величин, характеризующих процесс входа машины в поворот, графо-аналитическим методом, излагаемым в § 40, невозможно без графиков, описывающих изменение тех же величин на втором этапе поворота.

§ 37. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ЗАМЕДЛЕННОГО ПОВОРОТА БЕЗ ЗАНОСА

Определение параметров неравномерного поворота гораздо сложнее, чем равномерного. Все решения, базирующиеся на уравнении Лагранжа, приводят к сложным дифференциальным уравнениям, которые позволяют определить элементы траектории движения машины при весьма грубых допущениях. Принимается, например, что сумма сил тяги на гусеницах и сопротивлений прямолинейному движению равна нулю или что продольное смещение центра поворота

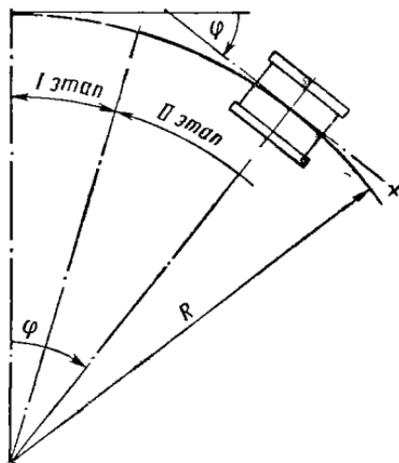


Рис. 161

отсутствует, или что тормозная сила на отстающей гусенице постоянна и равна силе по сцеплению и т. п.

Эксперименты по исследованию поворотливости гусеничных машин показывают, что траектория установившегося этапа неравномерного поворота является частью окружности того или иного радиуса. Справедливость такого утверждения еще более очевидна для случая неравномерного поворота с фиксированным радиусом по механизму.

Если даже предположить, что в некоторых случаях траектория поворота машины отличается от окружности и приближается к спирали, то нетрудно убедиться, что участок Архимедовой, логарифмической и, с меньшей точностью, гиперболической спиралей в пределах поворота радиуса-вектора на угол $\leq \frac{\pi}{2}$ может быть с достаточно высокой степенью точности заменен частью окружности, центр которой не совпадает с центром полярной системы координат спирали. Последнее обстоятельство не играет существенной роли при теоретических исследованиях, если кривизна действительной траектории и окружности в данной точке практически одинакова. С точки зрения практики следует учитывать, что водителя интересует не положение центра поворота или асимптотической точки спирали, а вид траектории движения, которую он устанавливает в соответствии с внешними условиями требуемого пути. Ряд литературных источников указывает, что наиболее распространенные углы поворота транспортных гусеничных машин равны 30—60°. В этом случае достаточно высокая степень точности будет и при замене участка спирали частью окружности, с центром, совпадающим с началом полярных координат.

Учитывая сказанное, примем, что при исследовании второго этапа замедленного поворота радиус поворота машины R задан и постоянен. Варьируя величиной радиуса, будем изменять вид траектории движения. В соответствии с этим изменится время и угол поворота машины при уменьшении частоты вращения двигателя от данных n_n , соответствующих скорости прямолинейного движения $v_{пр}$ в момент входа в поворот, до предельно устойчивых n_M при работе двигателя на внешней характеристике. При постоянном R зависимость между угловой скоростью поворота ω и скоростью прямолинейного движения, если использовать рис. 109, имеет вид

$$\omega = \frac{2v_{пр}}{(\rho + q_k) B} \quad (354)$$

Начальные скорости движения обозначим $v_{пр_n}(\omega_n)$, а конечные — $v_{пр_k}(\omega_k)$. Пренебрегая процессом входа машины в поворот, следует считать, что окружные скорости точек корпуса устанавливаются при включении механизма поворота без падения частоты вращения двигателя. Они соответствуют угловой скорости поворота машины ω_n . С уменьшением ω по мере поворота все окружные скорости точек корпуса и относительные скорости перематывания гусениц соответственно уменьшаются.

Чтобы получить дифференциальные уравнения неравномерного поворота аналогично тому, как были получены достаточно простые уравнения потребных сил тяги при равномерном повороте, воспользуемся принципом Даламбера. Использование этого принципа позволяет в дальнейшем оценить влияние на поворотливость машины отдельных сил и моментов, действующих на нее при повороте.

Силы и моменты, действующие на машину при замедленном повороте, показаны на рис. 162, а. При отсутствии прицепа необходимо во всех последующих уравнениях принимать X и Y равными нулю. В случае движения с прицепом силы X и Y постоянны, как и при равномерном повороте с постоянным радиусом.

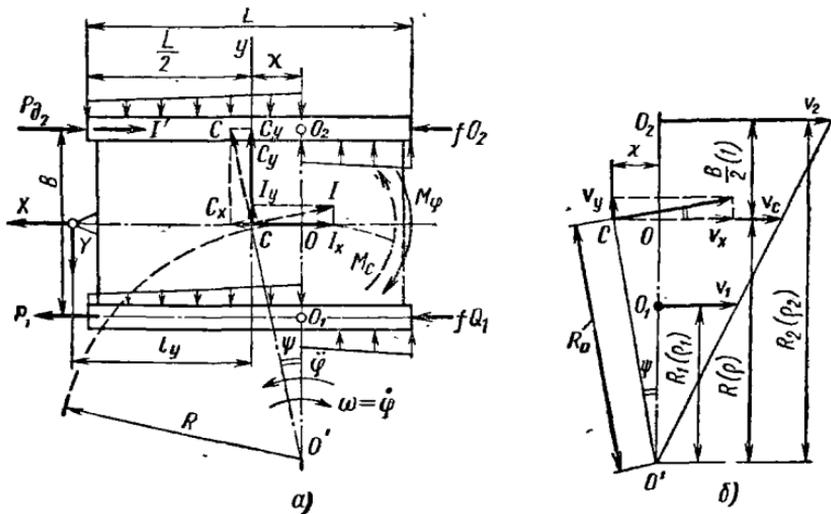


Рис. 162

План скоростей (рис. 162, б) одинаков с планом при равномерном повороте, показанным на рис. 140, но все скорости переменны, как и большинство показанных на рис. 162, а сил, идентичных силам равномерного поворота. Вместе с тем появились новые силы и моменты, обусловленные неравномерным характером движения. Кроме центробежной силы, обратной по знаку нормальной ускорению массы машины, находящейся в плоском вращательном движении около центра O' , появилась сила инерции массы машины I , по знаку обратная тангенциальному ускорению (замедлению) j_t и разложенная по координатным осям на две составляющие — продольную I_x и поперечную I_y . Для плоского вращательного движения тангенциальное ускорение центра тяжести s совпадает с направлением окружной скорости и

$$j_t = \frac{dv}{dt} = R_0 \frac{d\omega}{dt} = R_0 \ddot{\varphi}, \quad (355)$$

где $\ddot{\varphi}$ — вторая производная угла поворота по времени или угловое ускорение (замедление).

Тогда

$$I = -m \frac{dv}{dt} = -mR_0 \ddot{\varphi}. \quad (356)$$

Вторая сила I' проявляется как реакция грунта на забегающей гусенице и направлена по движению. Она характеризует отдачу энергии замедленно вращающимися деталями трансмиссии и ходовой части и является в этом случае внешней силой (см. гл. I). Аналогичной силой на отстающей гусенице пренебрегаем, так как при отключении гусеницы от трансмиссии эта сила невелика.

Инерционный момент машины M_φ относительно оси, проходящей через точку O ,

$$M_\varphi = -J_o \ddot{\varphi} = -(J_c + m\chi^2) \ddot{\varphi}, \quad (357)$$

где J_o и J_c — моменты инерции машины относительно вертикальной оси, проходящей соответственно через точку O или c .

Остальные силы и моменты, представленные на рис. 162, *a*, встречались раньше.

За положительное продольное смещение центра поворота или полюсов поворота O_1 и O_2 , как и прежде, принято смещение вперед, наблюдающееся при наиболее распространенном случае движения без прицепа.

Используя принцип Даламбера, можно составить в общем виде уравнение моментов относительно полюса поворота отстающей гусеницы O_1 и уравнение суммы проекций сил на ось x :

$$M_\varphi + P_{д_2} B + I_x \frac{B}{2} + C_y \chi + I_y \chi + I' B - \frac{\mu GL}{4} K - \\ - f Q_2 B - C_x \frac{B}{2} - Y (l_y + \chi) - X \frac{B}{2} = 0; \quad (358)$$

$$P_1 = P_{д_2} + I_x + I' + fG - C_x - X. \quad (359)$$

Если в полученном ранее уравнении (311) принять $\eta_2 \eta_{мп} \eta_{мп}' = \eta_{пр}$ и использовать формулы (314) и (315), то оно примет вид

$$\beta D_{II} = D \frac{\rho + q_k}{\rho + 1} + \lambda f_{п_1}. \quad (360)$$

Умножив левую и правую части последнего уравнения на G и учитывая формулу (308), получим

$$\beta P_{д_2} = P'_{д_2} + \lambda P_1, \quad (361)$$

где сила тяги на забегающей гусенице, развиваемая двигателем,

$$P'_{д_2} = P_{д_пр} \frac{\rho + q_k}{\rho + 1} = q_0 DG, \quad (362)$$

коэффициент

$$q_0 = \frac{\rho + q_k}{\rho + 1}. \quad (363)$$

и сила тяги прямолинейного движения

$$P_{\text{пр}} = DG.$$

Подстановка значения силы P_1 по формуле (359) в уравнение (361) дает возможность определить действительную силу тяги на забегающей гусенице $P_{д_2}$ с учетом рекуперации мощности отстающей гусеницы или передачи на нее части мощности двигателя, а также мощности потерь во фрикционных элементах механизма поворота (см. гл. VI):

$$P_{д_2} = \frac{\lambda_0}{\lambda} P'_{д_2} + \lambda_0 (I_x + I' - fG - C_x - X), \quad (364)$$

где для краткости написания обозначено

$$\lambda_0 = \frac{\lambda}{\beta - \lambda}. \quad (365)$$

Если установленный на машине механизм поворота имеет постоянные коэффициенты сил тяги λ и β , то учет влияния указанных выше мощностей будет точным. Применение нужного значения λ , выражения для которых при $\beta = 1$ получены в § 33, определяется знаком $f_{п_1}$, а $f_{п_1}$ получается по выведенному ниже выражению. Если же λ является функцией $f_{п_1}$ и $f_{п_2}$, то, используя средние значения необходимых величин, можно определить приближенное значение этого коэффициента. Погрешность конечных результатов невелика, потому что, как правило, при повороте мощность рекуперации или мощность, поступающая от двигателя на отстающий борт, значительно меньше мощности забегающего борта.

В случае $\lambda_1 = 0$ формула (365) дает $\lambda_0 = 0$, а отношение $\frac{\lambda_0}{\lambda}$ в уравнении (364) неопределенно. Раскрытие этой неопределенности при помощи формулы (365) приводит к тому, что $\frac{\lambda_0}{\lambda} = \frac{1}{\beta}$ (при $\beta = 1$ получим $\frac{\lambda_0}{\lambda} = 1$). Следовательно, при $\lambda_1 = 0$ и $\beta = 1$, $P_{д_2} = P'_{д_2}$.

Если коэффициент λ_2 (сила тяги P_1 отрицательна) близок к единице, то нельзя приближенно принимать его равным единице. Для бортового фрикциона и планетарного механизма поворота при $\beta = 1$ получено $\lambda_2 = \frac{\eta_2}{\eta_1}$ (см. § 33), но всегда $\lambda_2 < 1$, так как $\eta_2 < \eta_1$. В случае определения удельной потребной силы тяги $f_{п_1}$ при равномерном повороте допущение $\lambda_2 \approx 1$ не приводит к существенной погрешности. Для анализа замедленного поворота оно неприменимо, так как при $\lambda = 1$ и $\beta = 1$ уравнения (364) и (365) становятся недействительными. В этом легко убедиться, если решить совместно эти уравнения аналогично предыдущему случаю, но принимая $\lambda = 1$ и $\beta = 1$.

Рассматривая силы, действующие на машину при замедленном повороте и учитывая характер поворота, можно прийти к заключению, что отрицательное направление силы тяги P_1 , обеспечиваемое

двигателем, возможно редко. Сила P_1 может быть отрицательной при большой силе X , а если прицеп отсутствует, то при большой силе C_y . Последнее возможно только при высокой скорости движения и отсутствии заноса или опрокидывания машины. Однако для сохранения общности получаемые ниже формулы и выражения должны предусматривать возможность решения и при отрицательной силе тяги P_1 . При использовании формулы (364) уравнение (358) имеет вид

$$\begin{aligned} & -J_c \ddot{\varphi} - m\chi^2 \ddot{\varphi} + \frac{\lambda_0}{\lambda} P'_{д_2} B + I_x \frac{B}{2} (1 + 2\lambda_0) + C_y \chi + \\ & + I_y \chi + I' B (1 + \lambda_0) - \frac{\mu GL}{4} K - fQ_2 B - fGB\lambda_0 - \\ & - C_x \frac{B}{2} (1 + 2\lambda_0) - Yl_y - Y\chi - X \frac{B}{2} (1 + 2\lambda_0) = 0. \end{aligned} \quad (366)$$

Чтобы получить дифференциальное уравнение, необходимо в уравнении (366) все переменные величины представить в функции независимой переменной, за которую целесообразно принять угловую скорость поворота ω .

Используя формулу (354), уравнение для динамического фактора (54) можно представить в виде

$$D = a - k' \omega^4, \quad (367)$$

где

$$k' = k \left(\frac{B}{2} \right)^4 (\rho + q_k)^4. \quad (368)$$

Тогда сила тяги на забегающей гусенице, развиваемая двигателем,

$$P'_{д_2} = Gq_0 (a - k' \omega^4). \quad (369)$$

Продольная составляющая силы инерции (рис. 162, а)

$$I_x = I \cos \psi.$$

Подставляя I из формулы (356) и учитывая, что

$$R_0 \cos \psi = R = \frac{B}{2} \rho,$$

получим

$$I_x = -m \frac{B}{2} \rho \ddot{\varphi}. \quad (370)$$

Поперечная составляющая силы инерции

$$I_y = I_x \operatorname{tg} \psi = -\frac{mL}{2} \chi_0 \ddot{\varphi}. \quad (371)$$

Поперечную составляющую центробежной силы в функции угловой скорости легко получить из формулы (297):

$$C_y = \frac{mB}{2} \rho \omega^2. \quad (372)$$

Аналогично продольную составляющую центробежной силы — из формулы (304)

$$C_x = \frac{mL}{2} \chi_0 \omega^2. \quad (373)$$

Пренебрегая влиянием I_y на перераспределение нормальных реакций на гусеницах, из формулы (305) получаем

$$Q_2 = G \left(\frac{1}{2} - \frac{h_c}{2g} \rho \omega^2 \right) - Y \frac{h_k}{B}. \quad (374)$$

Силу I' целесообразно определить так же, как при неравномерном прямолинейном движении, используя коэффициент условного приращения массы δ . Последний при неравномерном повороте несколько отличается от коэффициента при прямолинейном движении, но с небольшой погрешностью может быть принят одинаковым. Тогда

$$I' = (\delta - 1) I_x = -\frac{mB}{2} (\delta - 1) \rho \ddot{\varphi}. \quad (375)$$

В некоторые полученные выше выражения, необходимые для подстановки в уравнение (366), входит продольное смещение центра поворота χ или χ_0 и поправочный коэффициент момента сопротивления повороту K . Пренебрегая влиянием (только на эти величины) продольного смещения центра давления и поперечной силы I_y [так как в общем уравнении поворота (366) силы, влияющие на χ_0 , и сила I_y учитываются наравне с другими], получим возможность определять χ_0 , равное χ_{0y} , по формуле (295) и K — по уравнению (270):

$$\chi_{0y} = \frac{B}{2g} \frac{\rho}{\mu} \omega_2 - \frac{Y}{\mu G}. \quad (376)$$

Подставляя формулу (375) в выражения (371), (373) и (270), получим соответственно

$$I_y = -\left(\frac{mLB}{4g} \frac{\rho}{\mu} \omega^2 - \frac{YL}{2g\mu} \right) \ddot{\varphi}; \quad (377)$$

$$C_x = \frac{mLB}{4g} \frac{\rho}{\mu} \omega^4 - \frac{YL}{2g\mu} \omega^2; \quad (378)$$

$$K = 1 + \left(\frac{B}{2g} \frac{\rho}{\mu} \right)^2 \omega^4 + \left(\frac{Y}{\mu G} \right)^2 - \frac{Y}{\mu G} \frac{B}{g} \frac{\rho}{\mu} \omega^2. \quad (379)$$

Таким образом, все величины, входящие в уравнение (366), выражены в функции ω и $\ddot{\varphi}$, причем число имеющихся уравнений равно числу неизвестных. Это обуславливает однозначность решения и позволяет определить потребные силы и ускорения, необходимые для замедленного поворота в заданных условиях при данном радиусе ρ .

Последовательная подстановка всех полученных выражений в уравнение (366) с одновременной группировкой членов, содержащих φ и одинаковые степени независимой переменной ω , приводит к дифференциальному уравнению

$$-(B_1 + B_2\omega^4 - B_3\omega^2) d\omega = (A + E\omega^2 + F\omega^4) dt, \quad (380)$$

где коэффициенты

$$B_1 = \frac{J_c}{GB} + \frac{B\rho}{4g}(1 + 2\lambda_0) + \frac{B\rho}{2g}(\delta - 1)(1 + \lambda_0) + \frac{L^2}{2gB} \left(\frac{Y}{\mu G}\right)^2; \quad (381)$$

$$B_2 = \frac{L^2 B}{8g^3} \left(\frac{\rho}{\mu}\right)^2; \quad (382)$$

$$B_3 = \frac{L^2}{2g^2} \frac{\rho}{\mu} \frac{Y}{\mu G}; \quad (383)$$

$$A = \frac{\mu L}{4B} \left[1 + \left(\frac{Y}{\mu G}\right)^2\right] + \frac{f}{2}(1 + 2\lambda_0) - q_0 a \frac{\lambda_0}{\lambda} + \frac{Y}{G} \frac{l_y - fh_k}{B} + \frac{1}{2} \frac{X}{G}(1 + 2\lambda_0) - \left(\frac{Y}{G}\right)^2 \frac{L}{2\mu B}; \quad (384)$$

$$E = \frac{f}{2g} h_{c\rho} + \frac{L}{4g} \frac{Y}{\mu G} [\rho - (1 + 2\lambda_0)]; \quad (385)$$

$$F = \frac{LB}{8g^2} \frac{\rho}{\mu} \left[(1 + 2\lambda_0) - \frac{\rho}{2} \right] + q_0 k' \frac{\lambda_0}{\lambda}. \quad (386)$$

Рассмотрение полученных коэффициентов приводит к выводу, что они постоянны только при постоянном радиусе поворота ρ и коэффициентах λ и λ_0 или при λ и λ_0 , зависящих только от ρ . Но они зависят от качества грунта, характеристики двигателя и типа механизма поворота. Коэффициенты A и F зависят от передачи в коробке, так как содержат a и k' .

Следовательно, при $\rho = \text{const}$ получено нелинейное дифференциальное уравнение первого порядка с разделяющимися переменными, которое позволяет определить время замедленного поворота гусеничной машины:

$$dt = - \frac{B_1 + B_2\omega^4 - B_3\omega^2}{A + E\omega^2 + F\omega^4} d\omega. \quad (387)$$

Если учитывать, что $d\varphi = \omega dt$, то из последнего уравнения легко получить дифференциальное уравнение, необходимое для определения угла поворота машины:

$$d\varphi = - \frac{B_1 + B_2\omega^4 - B_3\omega^2}{A + E\omega^2 + F\omega^4} \omega d\omega. \quad (388)$$

Для определения угловых ускорений в зависимости от ω при замедленном повороте нужно воспользоваться уравнением (387), полагая $\ddot{\varphi} = \frac{d\omega}{dt} = \varepsilon$:

$$\varepsilon = - \frac{A + E\omega^2 + F\omega^4}{B_1 + B_2\omega^4 - B_3\omega^2}. \quad (389)$$

Аналогично для получения выражения удельной потребной силы тяги на отстающей гусенице в функции независимой переменной ω нужно использовать уравнения (359), (361), (365), (369), (370), (375) и (378). После подстановок и преобразований, полагая в дальнейшем $\dot{f}_{n_1} = \dot{f}_1$, получим

$$\dot{f}_1 = \frac{P_1}{G} = \frac{\beta}{\beta - \lambda} \left[\left(\frac{q_0 a}{\beta} - f \right) - \frac{B\rho}{2g} \delta \varepsilon - \left(\frac{q_0 k'}{\beta} + \frac{LB}{4g^2} \frac{\rho}{\mu} \right) \omega^4 + \frac{L}{2g\mu} \frac{Y}{G} \omega^2 - \frac{X}{G} \right]. \quad (390)$$

Знак второго члена этой формулы предусмотрен таким, чтобы ускорение ε при замедленном повороте подставлялось отрицательным.

§ 38. РЕШЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ЗАМЕДЛЕННОГО ПОВОРОТА БЕЗ ЗАНОСА

Благодаря простой форме полученных дифференциальных уравнений времени и угла поворота общее решение их будет иметь вид

$$t = -B_1 J_1 - B_2 J_2 + B_3 J_3; \quad (391)$$

$$\varphi = -B_1 J_{\varphi_1} - B_2 J_{\varphi_2} + B_3 J_{\varphi_3}, \quad (392)$$

где

$$J_1 = \int_{\omega_H}^{\omega_K} \frac{d\omega}{A + E\omega^2 + F\omega^4}; \quad (393)$$

$$J_2 = \int_{\omega_H}^{\omega_K} \frac{\omega^4 d\omega}{A + E\omega^2 + F\omega^4}; \quad (394)$$

$$J_3 = \int_{\omega_H}^{\omega_K} \frac{\omega^2 d\omega}{A + E\omega^2 + F\omega^4}; \quad (395)$$

$$J_{\varphi_1} = \int_{\omega_H}^{\omega_K} \frac{\omega d\omega}{A + E\omega^2 + F\omega^4}; \quad (396)$$

$$J_{\varphi_2} = \int_{\omega_H}^{\omega_K} \frac{\omega^5 d\omega}{A + E\omega^2 + F\omega^4}; \quad (397)$$

$$J_{\varphi_3} = \int_{\omega_H}^{\omega_K} \frac{\omega^3 d\omega}{A + E\omega^2 + F\omega^4}, \quad (398)$$

где ω_H и ω_K — начальная и конечная угловые скорости поворота машины, определяемые по формуле (354), в которой $v_{\text{пр}}$ изменяется в соответствии с тяговой характеристикой машины. Следовательно, решение дифференциальных уравнений сводится к решению нескольких интегралов.

На основании проделанных расчетов заранее нужно оговориться, что поиски точного решения второго и третьего интегралов угла и времени не имеют смысла из-за малости. В уравнении (366) сумма этих членов только частично характеризует влияние силы I_y и в равной степени увеличение инерционного момента массы машины при наличии смещения χ . Достаточно малую погрешность общего решения дает определение второго и третьего интегралов времени и угла методами приближенного интегрирования, а при средних и больших ρ — пренебрежение ими.

Таким образом, решение дифференциальных уравнений сводится к решению основных, первых интегралов J_1 [формула (393)] и J_{φ_1} [формула (396)]. При постоянных коэффициентах A , E и F это решение существует, однако вид его зависит от знаков этих коэффициентов и соотношений величин $4AF$ и E^2 . Следовательно, представить общее решение интегралов J_1 и J_{φ_1} в виде двух выражений, к сожалению, невозможно. Для решения основных интегралов необходимо предварительно выяснить характер изменения коэффициентов A , E и F .

Рассмотрение формул (384), (385) и (386) приводит к выводу о том, что при изменении ρ коэффициент E всегда положителен и не зависит от передачи, если λ не зависит от передаточного числа коробки передач. Коэффициенты A и F могут быть положительными и отрицательными. Абсолютные величины их изменяются в больших пределах и в значительной степени зависят от коэффициента сопротивления повороту μ . Учитывая, что коэффициент E всегда больше нуля, можно получить области сочетания знаков A и F и зоны соотношений величин $4AE$ и E^2 , представленные на рис. 163, в зависимости от радиуса ρ (график коэффициента E не показан). Графики коэффициентов A и F при расчетах строят по формулам (384) и (386) для заданных условий поворота, данной машины и передачи в коробке.

Чтобы облегчить последующие расчеты, эти графики или таблицы для принятых значений радиуса замедленного поворота следует строить в двух вариантах; для $\lambda = \lambda_1$ при положительной силе тяги P_1 и для $\lambda = \lambda_2$ при отрицательной силе тяги P_1 . Если строится один график, то целесообразно в большинстве случаев принимать $\lambda = \lambda_1$. Эти графики позволяют получить коэффициенты для любого радиуса ρ при данной передаче в коробке. График коэффициента E в соответствии с формулой (385) одинаков для всех передач. Ука-

занные на рис. 163 соотношения величин $4AE$ и E^2 определяют ту или иную форму решения основных интегралов J_1 и J_{φ_1} .

На основании графиков можно сделать вывод, что анализ поворотливости во втором этапе на различных радиусах и передачах может быть проведен достаточно подробно, если найти решение интегралов J_1 и J_{φ_1} для основных областей и точек сочетания коэффициентов AE и F . Такими областями на рис. 163 следует считать I, II и V, а точками, обеспечивающими более простое решение, III и IV ($F = 0$ или $A = 0$). Точки VII носят частный характер, а области VI невелики и при графическом построении зависимостей времени и угла неравномерного поворота от радиуса можно этих областей избежать. На рис. 163 отсутствует только одна теоретически возможная область VIII ($A < 0$ и $F < 0$), находящаяся в зоне $E^2 - 4AE < 0$. Указанная область при расчетах, как правило, отсутствует.

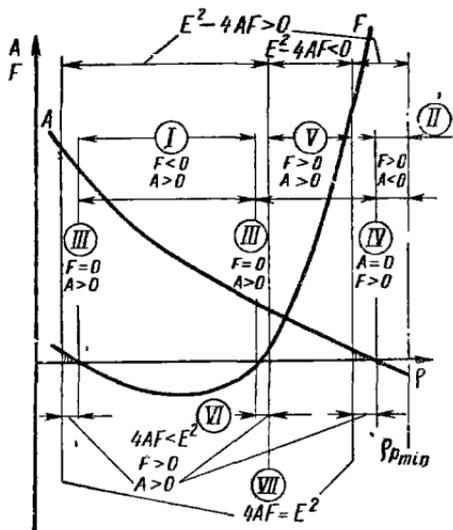


Рис. 163

Не рассматривая методы решения интегралов J_1 и J_{φ_1} для основных областей сочетания коэффициентов A , E и F , известные из курса высшей математики, и преобразования, связанные с подстановкой пределов интегрирования, приведем их конечные результаты. Условимся далее подставлять абсолютные значения коэффициентов A и F во все формулы интегралов и вспомогательных величин.

1. Зона соотношения коэффициентов $E^2 - 4AF > 0$:

Для области I ($A > 0$, $F < 0$) формулу берут с верхними знаками, а для области II ($A < 0$, $F > 0$) — с нижними;

$$J_1 = \pm \frac{F}{h} \left[\frac{2,3}{\sqrt{2F(h \pm E)}} \lg \frac{1 + \omega_k \sqrt{\frac{2F}{h \pm E}}}{1 - \omega_k \sqrt{\frac{2F}{h \pm E}}} \frac{1 - \omega_n \sqrt{\frac{2F}{h \pm E}}}{1 + \omega_n \sqrt{\frac{2F}{h \pm E}}} - \frac{2}{\sqrt{2F(h \pm E)}} \left(\arctg \sqrt{\frac{2F}{h \mp E}} \omega_n - \arctg \sqrt{\frac{2F}{h \mp E}} \omega_k \right) \right]; \quad (399)$$

$$J_{\varphi_1} = - \frac{2,3}{2h} \lg \frac{(2F\omega_n^2 \mp E) \pm h}{(2F\omega_n^2 \mp E) \mp h} \cdot \frac{(2F\omega_k^2 \mp E) \mp h}{(2F\omega_k^2 \mp E) \pm h}, \quad (400)$$

где

$$h = \sqrt{E^2 + 4AF}.$$

Точки III ($F = 0, A > 0$). Значения радиусов ρ , соответствующие этим точкам, легко выявляются на графиках коэффициентов A , E и F , а решения интегралов для них выглядят проще и требуют меньше вычислений. Поэтому эти значения ρ следует использовать в расчетах:

$$J_1 = -\frac{1}{\sqrt{AE}} \left(\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{E}{A}} \omega_n - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{E}{A}} \omega_k \right); \quad (401)$$

$$J_{\varphi 1} = -\frac{2,3}{2E} \operatorname{I}g \frac{E\omega_n^2 + A}{E\omega_k^2 + A}. \quad (402)$$

Точки IV ($A = 0, F > 0$).

$$J_1 = -\frac{1}{E} \left[\left(\frac{1}{\omega_k} - \frac{1}{\omega_n} \right) - \sqrt{\frac{F}{E}} \left(\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{F}{E}} \omega_n - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{F}{E}} \omega_k \right) \right]; \quad (403)$$

$$J_{\varphi 1} = -\frac{2,3}{2E} \operatorname{I}g \frac{1 + \frac{E/F}{\omega_k^2}}{1 + \frac{E/F}{\omega_n^2}}. \quad (404)$$

2. Зона соотношения коэффициентов $E^2 - 4AF < 0$.

Область V ($A > 0, F > 0$):

$$J_1 = -\frac{1}{2F\alpha} \left\{ \frac{2,3}{2\gamma} \operatorname{I}g \frac{\omega_n^2 + \alpha + \omega_n\gamma}{\omega_n^2 + \alpha - \omega_n\gamma} \cdot \frac{\omega_k^2 + \alpha - \omega_k\gamma}{\omega_k^2 + \alpha + \omega_k\gamma} + \frac{1}{\tau} \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_n + \gamma}{\tau} + \operatorname{arctg} \frac{2\omega_n - \gamma}{\tau} \right) - \left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_k + \gamma}{\tau} + \operatorname{arctg} \frac{2\omega_k - \gamma}{\tau} \right) \right] \right\}, \quad (405)$$

где

$$\alpha = \sqrt{\frac{A}{F}}; \quad \gamma = \sqrt{2\alpha - \frac{E}{F}}; \quad \tau = \sqrt{2\alpha + \frac{E}{F}};$$

$$J_{\varphi 1} = -\frac{1}{F\gamma\tau} \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_k + \gamma}{\tau} - \operatorname{arctg} \frac{2\omega_k - \gamma}{\tau} \right) - \left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_n + \gamma}{\tau} - \operatorname{arctg} \frac{2\omega_n - \gamma}{\tau} \right) \right]. \quad (406)$$

Формулы интегралов теоретически возможной области VIII ($A < 0$ и $F < 0$), упоминавшейся ранее и отсутствующей на рис. 163, отличаются от формул для области V обратным знаком правой части и взаимной переменной мест коэффициентов γ и τ .

где

$$h = \sqrt{E^2 + 4AF}.$$

Точки III ($F = 0, A > 0$). Значения радиусов ρ , соответствующие этим точкам, легко выявляются на графиках коэффициентов A , E и F , а решения интегралов для них выглядят проще и требуют меньше вычислений. Поэтому эти значения ρ следует использовать в расчетах:

$$J_1 = -\frac{1}{\sqrt{AE}} \left(\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{E}{A}} \omega_n - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{E}{A}} \omega_k \right); \quad (401)$$

$$J_{\varphi 1} = -\frac{2,3}{2E} \operatorname{lg} \frac{E\omega_n^2 + A}{E\omega_k^2 + A}. \quad (402)$$

Точки IV ($A = 0, F > 0$).

$$J_1 = -\frac{1}{E} \left[\left(\frac{1}{\omega_k} - \frac{1}{\omega_n} \right) - \sqrt{\frac{F}{E}} \left(\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{F}{E}} \omega_n - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{F}{E}} \omega_k \right) \right]; \quad (403)$$

$$J_{\varphi 1} = -\frac{2,3}{2E} \operatorname{lg} \frac{1 + \frac{E/F}{\omega_k^2}}{1 + \frac{E/F}{\omega_n^2}}. \quad (404)$$

2. Зона соотношения коэффициентов $E^2 - 4AF < 0$.

Область V ($A > 0, F > 0$):

$$J_1 = -\frac{1}{2F\alpha} \left\{ \frac{2,3}{2\gamma} \operatorname{lg} \frac{\omega_n^2 + \alpha + \omega_n\gamma}{\omega_n^2 + \alpha - \omega_n\gamma} \cdot \frac{\omega_k^2 + \alpha - \omega_k\gamma}{\omega_k^2 + \alpha + \omega_k\gamma} + \frac{1}{\tau} \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_n + \gamma}{\tau} + \operatorname{arctg} \frac{2\omega_n - \gamma}{\tau} \right) - \left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_k + \gamma}{\tau} + \operatorname{arctg} \frac{2\omega_k - \gamma}{\tau} \right) \right] \right\}, \quad (405)$$

где

$$\alpha = \sqrt{\frac{A}{F}}; \quad \gamma = \sqrt{2\alpha - \frac{E}{F}}; \quad \tau = \sqrt{2\alpha + \frac{E}{F}};$$

$$J_{\varphi 1} = -\frac{1}{F\gamma\tau} \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_k + \gamma}{\tau} - \operatorname{arctg} \frac{2\omega_k - \gamma}{\tau} \right) - \left(\operatorname{arctg} \frac{2\omega_n + \gamma}{\tau} - \operatorname{arctg} \frac{2\omega_n - \gamma}{\tau} \right) \right]. \quad (406)$$

Формулы интегралов теоретически возможной области VIII ($A < 0$ и $F < 0$), упоминавшейся ранее и отсутствующей на рис. 163, отличаются от формул для области V обратным знаком правой части и взаимной переменной мест коэффициентов γ и τ .

При анализе замедленного поворота машины необходимо принимать значения радиусов ρ , соответствующие области именно такого характера поворота, полученной на рис. 153 и 154. Как указывалось при рассмотрении этих рисунков, значения ρ , находящиеся в заштрихованных участках, приводят к равномерному повороту и при интегрировании по всему интервалу изменения независимой переменной ω дают бесконечно большое время и угол поворота (для конечного решения можно рассматривать только ограниченное изменение ω). Поэтому последние радиусы для оценки возможностей машины в замедленном повороте практически не представляют интереса.

При назначении пределов интегрирования, кроме того, необходимо учитывать зависимость постоянного коэффициента силы тяги отстающей гусеницы λ при $\beta = 1$ от знака силы тяги P_1 или f_1 . Разные величины λ для случая $f_1 > 0$ и $f_1 < 0$ изменяют коэффициенты B_1, A, E, F и требуют раздельного определения интегралов при соответствующих пределах интегрирования. Определение промежуточного предела интегрирования ω_0 , при котором f_1 меняет знак, возможно только графическим путем.

В формуле (390) величина коэффициента λ при $\beta = 1$ не оказывает влияния на знак f_1 , так как λ всегда меньше единицы. Это дает возможность построить график функции $f_1 = \varphi(\omega)$, принимая, что коэффициент λ остается неизменным на всем интервале изменения независимой переменной ω . Учитывая преимущественно положительное направление силы тяги P_1 при замедленном повороте, такое построение целесообразно выполнять при $\lambda = \lambda_1$.

Если график функции $f_1 = \varphi(\omega)$ пересекает ось абсцисс (рис. 164), то ω_0 является промежуточным пределом интегрирования, так как благодаря непрерывности этой функции она справедлива и в точке $f_1 = 0$. В интервале изменения независимой переменной $\omega > \omega_0$ функция $f_1 = \varphi(\omega)$, показанная на рис. 164 штриховой линией, неверна и должна быть определена вновь с использованием $\lambda = \lambda_2$ для $f_1 < 0$. При этом коэффициенты B_1, A, E, F получают другие постоянные значения для данного $\rho = \text{const}$. Они определяются по тем же формулам, но при коэффициентах λ_2 и λ_0 , отличных от прежних. Все дальнейшие расчеты и назначение пределов интегрирования следует проводить с учетом ω_0 , например от ω_n до ω_0 и от ω_0 до ω_k . Отсутствие точки пересечения функции $f_1 = \varphi(\omega)$ с осью абсцисс в рабочем интервале изменения ω на рис. 164 уменьшает объем вычислений при условии, что индекс коэффициента λ соответствует выбранному для построения графика f_1 .

Второй и третий интегралы следует определять приближенными методами численного интегрирования. Применение для них теоремы

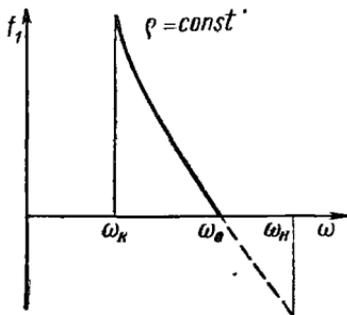


Рис. 164

о среднем приводит к численному интегрированию способом трапеций, при котором весь диапазон изменения аргумента ω разбивается на несколько приблизительно одинаковых участков. Относя обозначение начальной ω_n и конечной ω_k угловых скоростей к границам такого участка, получим рабочие формулы для вычисления второго интеграла:

$$J_2 = \sum_1^n J_{2i} = - \sum_1^n \frac{\xi^4}{A + E\xi^2 + F\xi^4} (\omega_n - \omega_k), \quad (407)$$

где для каждого участка

$$\xi = \frac{\omega_n + \omega_k}{2},$$

а n — число участков.

При данном радиусе и постоянной передаче коэффициенты A , E и F постоянны и были уже определены выше.

Тогда

$$J_{\varphi_2} = \sum_1^n J_{\varphi_{2i}} = \sum_1^n J_{2i} \xi. \quad (408)$$

Аналогично, для третьего интеграла в случае движения с прицепом (без прицепа $B_3 = 0$)

$$J_3 = \sum_1^n \frac{J_{2i}}{\xi^2}; \quad (409)$$

$$J_{\varphi_3} = \sum_1^n \frac{J_{2i}}{\xi}. \quad (410)$$

Разбивка всего диапазона изменения угловой скорости на данной передаче на четыре участка ($n = 4$) дает высокую точность определения J_2 и J_{φ_2} . Относительная погрешность при определении полного времени и угла поворота не превышает 1—2% (за точное значение J_2 и J_{φ_2} принято значение, полученное планиметрированием). С другой стороны, применение теоремы о среднем для всего диапазона изменения ω на передаче без разбивки на участки ($n = 1$) дает погрешность общего времени и угла около 4% для наименьших радиусов поворота на высших передачах. Она быстро уменьшается с ростом радиуса r .

Проиллюстрируем полученные решения на примере определения времени замедленного поворота машины ГМ-1, двигающейся с максимальной скоростью на грунте $f = 0,1$, $\mu_{\max} = 1,0$. Данные на машине, необходимые для расчета: на грунте $f = 0,1$ максимальная скорость движения $v_{\text{тр}} = 32$ км/ч (8,89 м/с), минимальная скорость движения на четвертой передаче 21 км/ч (5,83 м/с), максимальный динамический фактор на четвертой передаче $D_{\text{гmax}} = 0,1233$, минимальный — $D_{\text{гmin}} =$

$= 0,093$, отношение момента инерции к весу $\frac{J_c}{G} = 6,45 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ при весе в даН ($\frac{J_c}{G} = 0,645 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ при весе в кгс), отношение базы к колее $\frac{L}{B} = 1,57$, колея $B = 2,45 \text{ м}$, высота расположения центра тяжести $h_c = 1,0 \text{ м}$, коэффициент условного приращения массы на четвертой передаче $\delta = 1,10$. Механизм поворота — бортовой фрикцион — $q_k = 1$. Следовательно, при $f_1 > 0$ и $\beta = 1$, $\lambda_1 = 0$, $\lambda_0 = 0$, $\frac{\lambda_0}{\lambda_1} = 1$, а при

$f_1 < 0$ $\lambda_2 = \frac{\eta_2}{\eta_1}$ ($\lambda_2 \neq 1$), а λ_0 определяется по формуле (365), в которой $\beta = 1$.

При любом радиусе поворота в соответствии с формулой (363) $q_0 = 1$.

Используя формулы (55) и (56), получим $k = 5,29 \cdot 10^{-6} \text{ с}^4/\text{м}^4$ и $a = 0,1294$.

Примем, что машина поворачивается без прицепа ($X = 0$, $Y = 0$) замедленно с радиусом $\rho = 23$ (см. рис. 154). Тогда по формуле (354) $\omega_H = 0,3025 \text{ 1/с}$, а $\omega_K = 0,198 \text{ 1/с}$ при использовании всего диапазона устойчивой работы двигателя на внешней характеристике. По формуле (368) $k' = 3,93 \text{ с}^4$, а коэффициент сопротивления повороту по формуле (248) $\mu = 0,377$. Расчеты по формуле (390) при $\lambda_1 = 0$ для любой угловой скорости поворота дают положительное значение f_1 . Поэтому не имеет смысла строить график этой функции для определения угловой скорости $\omega = \omega_0$, при которой f_1 меняет знак. Следовательно, для всего интервала изменения ω коэффициент $\lambda = 0$.

Результаты последующих расчетов представим в табл. 1—3. Чтобы иметь возможность построить графики изменения различных величин, примем несколько значений независимой переменной $\omega = \omega_K$. Результаты вычислений времени поворота t_1 , соответствующего первому интегралу формулы (391) при $\rho = 23$, $\omega_H = 0,3025 \text{ 1/с}$, $X = 0$ и $Y = 0$, приведены в табл. 1. Результаты вычислений

Таблица 1

Обозначение параметра	Номер формулы	Значение параметра			
B_1 в с^2	(381)	2,00			
A	(384)	0,0691			
E в с^2	(385)	0,115			
F в с^4	(386)	-3,92			
h в с^2	(400)	1,045			
ω_H в 1/с	(354)	0,3025	0,3025	0,3025	0,3025
ω_K в 1/с	(354)	0,275	0,250	0,225	0,198
J_1 в 1/с	(399)	-0,585	-0,990	-1,41	-1,82
t_1 в с	$-B_1 J_1$	1,17	1,98	2,82	3,64

Таблица 2

Обозначение параметра	Номер формулы	Значение параметра			
B_2 в с^6	(382)	18,0			
ω_H в 1/с	—	0,3026	0,276	0,250	0,225
ω_K в 1/с	—	0,275	0,250	0,225	0,198
ξ_i в 1/с	—	0,288	0,262	0,237	0,211
J_2 в 1/с^6	(407)	-0,00310	-0,00243	-0,00148	-0,000815
t_2 в с	$-B_2 J_2$	0,0558	0,0436	0,0267	0,0147
$\sum_1^n t_2$ в с	—	0,0558	0,0994	0,1261	0,1408

Обозначение параметра	Значение параметра				
ω_B в 1/с	0,3025	0,3025	0,3025	0,3025	0,3025
ω_K в 1/с	0,3025	0,275	0,250	0,225	0,198
t_1 в с	0	1,17	1,98	2,82	3,64
$\sum_1^n t_2$ в с	0	0,06	0,10	0,13	0,14
t в с	0	1,23	2,08	2,95	3,78

времени поворота t_2 , соответствующего второму интегралу формулы (391) при $\rho = 23$, $X = 0$ и $Y = 0$, приведены в табл. 2. Время поворота, соответствующее третьему интегралу J_3 формулы (391), $t_3 = 0$, так как в соответствии с выражением (383) $B_3 = 0$. Выше приведена сводная табл. 3 времени поворота при $\rho = 23$, $X = 0$, $Y = 0$.

Определение угла замедленного поворота машины производится в такой же последовательности. В рассматриваемом примере для полного диапазона изменения ω угол поворота $\varphi = 53,3^\circ$.

Дальнейшую иллюстрацию полученных решений представим в виде графиков изменения некоторых величин, представляющих интерес. Это позволит сделать выводы и заключения более общего характера. Чтобы оценить влияние тяговых параметров машины и скорости ее движения, целесообразно представить изменение этих величин при одной и той же траектории движения. В этом случае примем для анализа замедленного поворота машины ГМ-1 траекторию с радиусом $\rho = 8$. При таком радиусе машина совершает замедленный поворот на всех передачах в коробке, за исключением первой (см. рис. 154). Условия движения (грунт) сохраним одинаковыми с условиями рассмотренного примера.

Для выяснения изменения тех же параметров в зависимости от вида траектории установившегося этапа поворота следует применить графическое изображение их в функции радиуса при полном или постоянном диапазоне изменения независимой переменной ω или соответственно пределов интегрирования.

Структура выведенных в предыдущих параграфах уравнений такова, что в целом ряде случаев при прочих равных условиях видна идентичность результатов решения для машин, обладающих подобными параметрами, например отношениями $\frac{J_c}{G}$, $\frac{L}{B}$, а также при одинаковых относительных радиусах поворота ρ .

Связь независимой переменной ω и времени t , определенная уравнением (391), позволяет в большинстве случаев использовать вместо ω время поворота t . Графики зависимости $\omega = f(t)$, полученные при использовании уравнения (391) для $\rho = 8$, аналогично тому, как это было рассмотрено выше в примере, показаны на рис. 165. Они дают представление о нелинейном характере изменения угловой скорости поворота во втором этапе и показывают большой диапазон изменения ее начальных и конечных значений, рав-

ный диапазону изменения частоты вращения двигателя. Для определения окружной скорости точки машины, отстоящей на расстоянии q_k от центра ее, остается справедливой формула (354), если изменить в ней $v_{пр}$ на текущее значение скорости v . В рассматриваемом случае $q_k = 1$, эта точка находится на одной нормали с полюсом поворота забегающей гусеницы.

Чтобы выяснить зависимость времени замедленного поворота машины во втором этапе от вида траектории движения, необходимо решить уравнение (391) для различных радиусов поворота, но при одном и том же снижении частоты вращения двигателя. Примем, что используется весь диапазон частот вращения при устойчивой

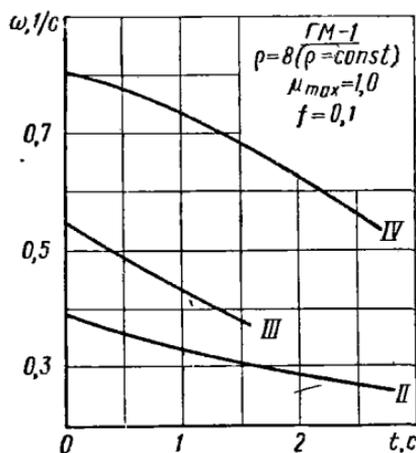


Рис. 165

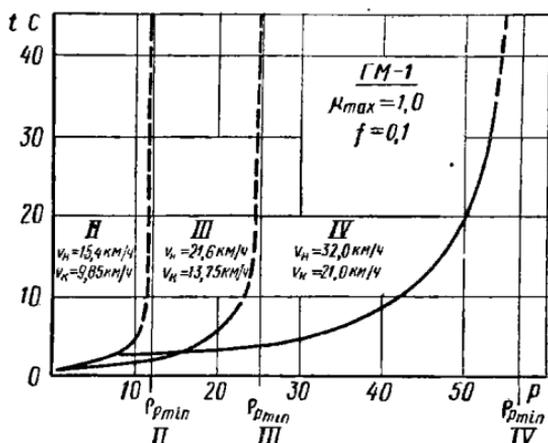


Рис. 166

работе двигателя на внешней характеристике. Обозначим соответственно пределы интегрирования ω_n и ω_k , а соответствующие им окружные скорости — v_n и v_k . Графики зависимости времени замедленного поворота во втором этапе от радиуса поворота ρ показаны на рис. 166.

Время, затрачиваемое на поворот машины, растет с увеличением радиуса поворота на любой передаче вначале медленно, а в зоне значений радиусов, близких к минимальному радиусу равномерного поворота ρ_{pmin} (см. рис. 154), весьма быстро. При $\rho = \rho_{pmin} t \rightarrow \infty$, так как поворот становится равномерным и может продолжаться сколь угодно долго.

Сохраняя установленный выше порядок расчета, рассмотрим результаты применения формул (389) и (390) для определения углового ускорения и потребной силы тяги отстающей гусеницы. Результаты расчетов для $\rho = 8$ показаны на рис. 167 и 168. Графики на этих рисунках взаимосвязаны, так как в формулу (390) входит угловое ускорение ϵ . Поэтому в интервале времени t или ω на рис. 164, соответствующем отрицательному f_1 на рис. 168, графики ϵ и f_1 четвертой передачи были перестроены при $\lambda = \lambda_2$.

Все приведенные на рис. 167 графики показывают несостоятельность допущения о постоянстве углового ускорения замедленного

поворота, используемого в некоторых источниках. При одинаковой траектории движения различен характер изменения углового ускорения на различных передачах. Рост углового ускорения на второй передаче объясняется увеличением динамического фактора при снижении частоты вращения двигателя и несущественным изменением влияния центробежной силы (C_y). Уменьшение ϵ с ростом времени на четвертой передаче есть следствие значительного уменьшения положительного влияния центробежной силы. При этом уменьшение центробежной силы не компенсируется ростом динамического фактора.

Аналогично следует объяснить более значительный рост потребной силы тяги отстающей гусеницы на четвертой передаче (рис. 168),

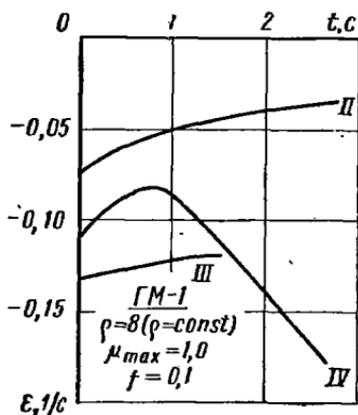


Рис. 167

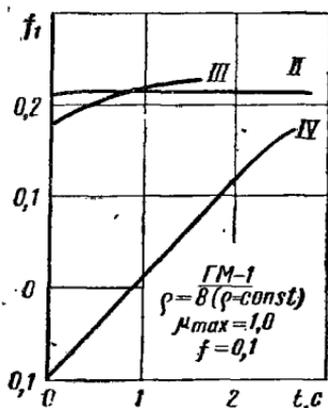


Рис. 168

которая при положительном направлении увеличивает момент, поворачивающий машину.

Отрицательная сила тяги f_1 при $t = 0$ означает, что для поворота с радиусом $\rho = \infty$ в начале второго этапа к отстающей гусенице требуется приложить силу, направленную по движению (от двигателя). Теоретически это является следствием весьма большого увеличения поворачивающего момента от действия силы C_y , возникающей мгновенно только из-за пренебрежения процессом входа в поворот. Поэтому уместно еще раз подчеркнуть условность анализа замедленного поворота, ограниченного только вторым этапом, и необходимость дальнейшего рассмотрения неравномерного поворота в совокупности с процессом входа машины в поворот.

На рис. 169 представлены графики изменения начального ϵ_n (при ω_n) и конечного ϵ_k (при ω_k) углового ускорения машины при повороте на различных передачах в функции радиуса ρ . Ускорения увеличиваются с ростом радиуса поворота, что объясняется снижением момента сопротивления повороту из-за уменьшения μ . При достижении минимального радиуса равномерного поворота ρ_{pmin} ускорение ϵ_k равно нулю. Наименьших значений угловые ускорения достигают на третьей передаче. На второй передаче они больше,

чем на третьей при любом радиусе из-за роста динамического фактора. Для подтверждения этого следует заметить, что на первой передаче (см. рис. 154) эти величины равны нулю из-за равномерного характера поворота или положительны при ускоренном повороте.

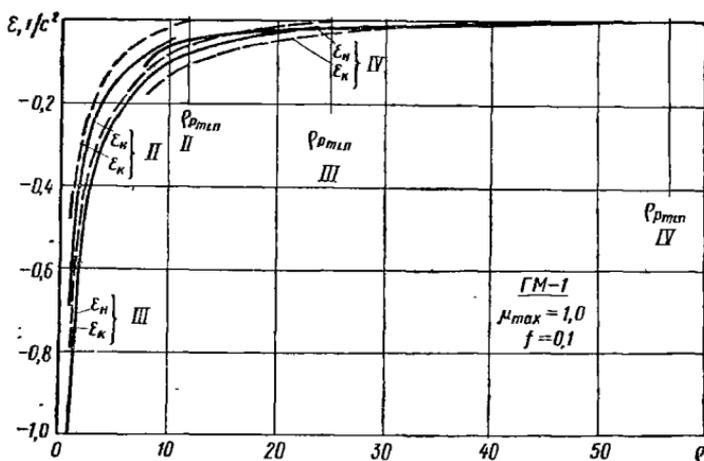


Рис. 169

На четвертой передаче ϵ_n и ϵ_k возрастают из-за увеличения кинетической энергии машины. При этом превышение в большинстве случаев ускорения ϵ_n над ϵ_k подчеркивает сказанное.

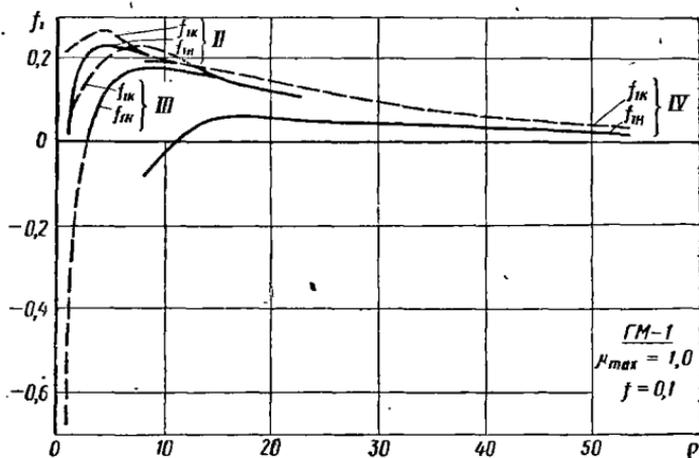


Рис. 170

Изменение силы тяги отстающей гусеницы f_1 в зависимости от радиуса показано на рис. 170. Из рассмотрения графиков следует, что, как правило, по мере поворота машины во втором этапе требуется увеличение относительного тормозного усилия f_1 . Однако диапазон изменения его при малых радиусах значительно больше, чем при больших. В случае $\rho = \rho_{p\min}$ конечное угловое замедление

$\epsilon_k = 0$ и формула (390) дают значение f_1 , соответствующее равномерному повороту при $v = v_k$.

Для замедленного поворота на втором этапе с одним и тем же радиусом, но на различных передачах потребуются совершенно различные действия водителя. Однако обеспечение вполне определенной силы тяги на отстающей гусенице при механизме поворота с двумя степенями свободы еще не означает получение требуемой траектории движения или радиуса поворота на втором этапе. На любой передаче можно найти много значений начальных тормозных усилий $f_{1n} = \text{const}$, при которых могут быть два разных радиуса поворота. Эта неопределенность может быть устранена только вполне определенным протеканием процесса входа и, в частности, закономерным изменением радиуса поворота от бесконечности до требуемой на втором этапе величины.

Результатом анализа замедленного поворота гусеничной машины на втором этапе при $\rho = \text{const}$ является определение угла поворота ее в функции времени (рис. 171). Для этого используется уравнение (392) и зависимость угловой скорости ω от времени поворота t , установленная раньше (см. пример и рис. 165). Углом поворота машины оценивают поворотливость на втором этапе.

Для рассматриваемого случая в наихудшем положении оказывается третья передача, у которой по сравнению со второй меньше значение динамического фактора, а по сравнению с четвертой меньше запас кинетической энергии.

Графики на рис. 171 и 165 позволяют определить угол и время поворота на втором этапе в любом интервале изменения независимой переменной ω или скорости движения машины v .

Зависимость угла поворота машины φ от радиуса ρ для различных передач в коробке показана на рис. 172. Характер этих кривых несколько отличен от графиков времени на рис. 166. Отличие заключается в том, что на любой передаче кривые имеют минимум, расположенный в области средних значений возможных радиусов замедленного поворота. Последнее требует более подробного выяснения влияния на угол поворота некоторых величин. Для этой цели на рис. 173 и 174 представлены те же графики как сумма слагаемых некоторых членов, входящих в уравнение (366). Рост φ в области радиусов поворота, приближающихся к $\rho_{p_{\min}}$ на любой передаче, объясняется уменьшением момента сопротивления повороту или коэффициента μ . Бесконечно большой угол поворота при $\rho_{p_{\min}}$ и в этом случае свидетельствует о равномерном повороте.

Рост угла поворота на втором этапе в зоне малых радиусов на любой передаче объясняется положительным влиянием увеличения центробежной силы, уменьшения углового и линейного ускорения и роста смещения χ полюсов поворота гусениц. Влияние каждой из указанных величин обнаруживается особенно наглядно из сопоставления графиков двух передач на рис. 173 и 174. Действие центробежной силы проявляется в виде влияния члена $S_{y\chi}$, которое, как и следовало ожидать, увеличивается с ростом скорости движения.

На четвертой передаче увеличение угла поворота φ от члена $C_y \chi$ весьма существенно. Но действие этой силы проявляется двояко. С одной стороны, растет сама сила C_y , а с другой, вместе с ростом C_y увеличивается плечо ее действия χ .

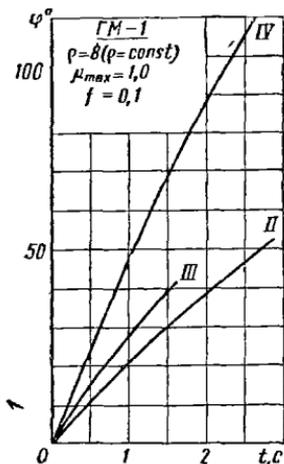


Рис. 171

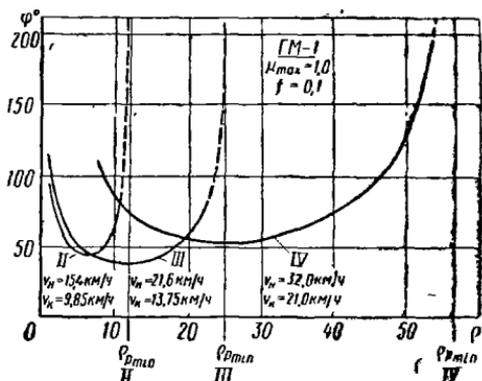


Рис. 172

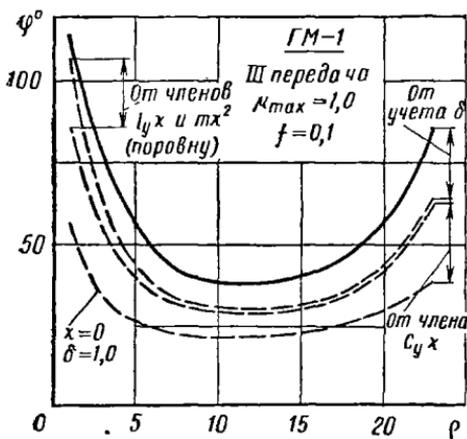


Рис. 173

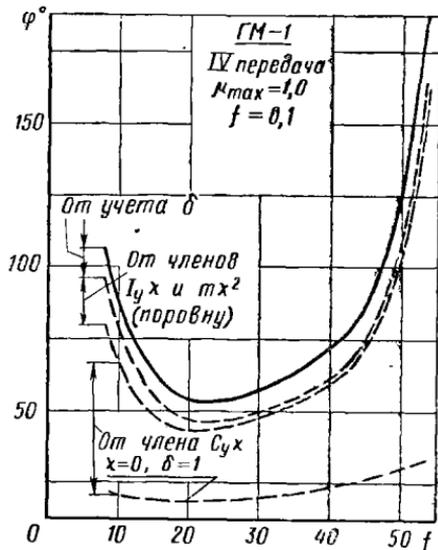


Рис. 174

Однако по графикам φ при $\chi = 0$ и $\delta = 1,0$ можно заметить, что и в случае пренебрежения действием центробежной силы на всех передачах в зоне небольших радиусов угол φ увеличивается с уменьшением ρ , причем незначительно только на четвертой передаче. Это следует объяснить влиянием углового ускорения и связанного с ним зависимостью (355) линейного ускорения, определяющих в уравнении (366) члены $J_c \ddot{\varphi}$ и $I_x \frac{B}{2} (1 + 2\lambda_0)$. С уменьшением ρ угловое ускорение сильно уменьшается на второй и третьей передачах и незначительно — на четвертой (рис. 169), чем и объяс-

няется менее существенный рост ϕ на четвертой передаче на графиках при $\chi = 0$ и $\delta = 1$.

Суммарным и однозначным влиянием указанных величин и прежде всего члена $C_y \chi$ объясняется тот факт, что на рис. 172 для любого радиуса меньше $\rho = 20$ угол поворота на четвертой передаче больше, чем на третьей, несмотря на более высокий динамический фактор последней. В меньшей степени из-за уменьшения скорости то же самое наблюдается при сравнении третьей и второй передач. Влияние отдачи кинетической энергии замедленно вращающимися деталями трансмиссии и ходовой части, характеризующееся слагаемым от учета коэффициента условного приращения массы, как показывают графики двух передач, весьма существенно. Самое большое влияние δ оказывает на низших передачах.

Наконец, на рис. 173 и 174 выявляется влияние второго интеграла J_{ϕ_2} уравнения (392), определяющего при движении без прицепа в уравнении (366) сумму слагаемых от членов $I_y \chi$ и $m \chi^2 \ddot{\phi}$ по ровну. Наибольшее влияние эта сумма оказывает на малых радиусах поворота любой передачи. Начиная со среднего значения ρ , это влияние несущественно и им можно пренебречь или считать ξ в формуле (407) по среднему значению всего интервала изменения независимой переменной $\omega_n - \omega_k$.

§ 39. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ЗАМЕДЛЕННОГО ПОВОРОТА С ЧАСТИЧНЫМ ЗАНОСОМ

Оценка качества гусеничной машины при замедленном повороте особенно важна в случае движения на повышенных и высоких скоростях. При этом может оказаться, что замедленный поворот с заданным радиусом $\rho = \text{const}$ во втором этапе (рис. 175 и 153) в интервале уменьшения скорости от v_{npn} (ω_n) до v_{kpr_1} (ω_{kpr_1}) происходит с частичным заносом. Это должно найти отражение в дифференциальном уравнении (380) и результатах его решения.

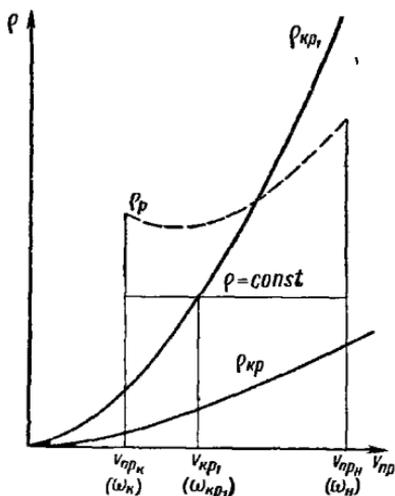


Рис. 175

Если поворот происходит без заноса машины, то коэффициент сопротивления повороту μ согласно формуле (248) зависит только от радиуса поворота ρ . При постоянном, заданном для анализа поворотливости радиусе ρ коэффициент μ как постоянная величина входит во все выражения, полученные в предыдущих разделах. Но при повороте с частичным заносом коэффициент

сопротивления повороту определяется по формуле (300). В случае поворота на горизонтальном участке пути эта формула имеет вид

$$\mu = \frac{C_y - Y}{G}$$

или при использовании выражения (372), применимого и для поворота с частичным заносом,

$$\mu = \frac{B\rho}{2g} \omega^2 - \frac{Y}{G}. \quad (411)$$

Следовательно, в рассматриваемом случае коэффициент μ является функцией радиуса поворота и угловой скорости ω , которая раньше была принята за независимую переменную. Поэтому при неизменном расположении сил, действующих на машину и показанных на рис. 162, и неизменном уравнении (366) все члены этого уравнения, содержащие коэффициент μ , имеют другие выражения, отличные от установленных в двух предыдущих параграфах.

При составлении дифференциального уравнения поворота с частичным заносом на втором этапе сделаем помимо принятых ранее следующее допущение: учитывая неизменное положение полюсов поворота O_{m_1} и O_{m_2} на рис. 138, б и сравнительно небольшие моменты сил C_x и I_y в уравнении (366), направленные к тому же противоположно, примем относительное смещение кинематических и силовых полюсов поворота гусениц постоянным и равным единице:

$$\chi_0 = \chi_{0y} = \chi_{0v} = \chi_{0m} = 1.$$

Таким образом, формула (376) теряет свой смысл.

Тогда для некоторых членов уравнения (366) получим следующие функции независимой переменной ω и ее производной: в соответствии с формулой (270) вместо выражения (379) поправочный коэффициент момента сопротивления повороту $K = 2$, а момент сопротивления

$$M_c = \frac{\mu GL}{4} K = \frac{GL}{2} \left(\frac{B\rho}{2g} \omega^2 - \frac{Y}{G} \right); \quad (412)$$

инерционный момент машины вместо формулы (357)

$$M_\varphi = - \left(J_c + \frac{mL^2}{4} \right) \ddot{\varphi}; \quad (413)$$

поперечная составляющая силы инерции в соответствии с формулой (371) вместо выражения (377)

$$I_y = - \frac{mL}{2} \ddot{\varphi}; \quad (414)$$

продольная составляющая центробежной силы по формуле (373) вместо выражения (378)

$$C_x = \frac{mL}{2} \omega^2. \quad (415)$$

Все остальные выражения, использованные для подстановки в уравнение (366), остаются справедливыми.

Произведя подстановки в уравнения (366) и проделав преобразования, аналогичные примененным при выводе уравнения (380), получим дифференциальное уравнение замедленного поворота во втором этапе с частичным заносом:

$$-B_1 d\omega = (A + E\omega^2 + F\omega^4) dt, \quad (416)$$

где

$$B_1 = \frac{J_c}{GB} + \frac{B\rho}{4g} (1 + 2\lambda_0) + \frac{B\rho}{2g} (\delta - 1) (1 + \lambda_0) + \frac{L^2}{2gB}; \quad (417)$$

$$A = \frac{f}{2} (1 + 2\lambda_0) - q_0 a \frac{\lambda_0}{\lambda} + \frac{Y}{G} \frac{l_y - fh_k}{B} + \frac{1}{2} \frac{X}{G} (1 + 2\lambda_0); \quad (418)$$

$$E = \frac{f}{2g} h_{cp} + \frac{L}{4g} (1 + 2\lambda_0); \quad (419)$$

$$F = q_0 k' \frac{\lambda_0}{\lambda}. \quad (420)$$

По форме дифференциальное уравнение (416) полностью соответствует уравнению (380), если в последнем считать $B_2 = 0$ и $B_3 = 0$. Использование уравнения (359) дает отличную от выражения (390) формулу потребной удельной силы тяги отстающей гусеницы:

$$f_1 = \frac{P_1}{G} = \frac{\beta}{\beta - \lambda} \left[\left(\frac{q_0 a}{\beta} - f \right) - \frac{B\rho}{2g} \delta \varepsilon - \frac{q_0 k'}{\beta} \omega^4 - \frac{L}{2g} \omega^2 - \frac{X}{G} \right]. \quad (421)$$

Благодаря идентичности дифференциальных уравнений (380) и (416) все остальные формулы и порядок расчета, полученные в двух предыдущих параграфах, остаются справедливыми и для случая поворота машины во втором этапе с частичным заносом, если принимать в них $B_2 = 0$, $B_3 = 0$ и соответствующие коэффициенты B_1 , A , E и F . Трудоемкость расчетов несколько уменьшается, так как в формулах (391) и (392) остаются только члены, содержащие J_1 и J_{φ_1} .

В рассматриваемом случае необходимо учитывать зависимость коэффициента силы тяги отстающей гусеницы λ от знака f_1 (λ_1 или λ_2) подобно тому, как это делалось выше. При этом промежуточный предел интегрирования ω_0 на рис. 175 может соответствовать скорости, значение которой лежит в области поворота без заноса $\omega_k < \omega_0 < \omega_{kp_1}$ или в области поворота с частичным заносом $\omega_{kp_1} < \omega_0 < \omega_n$. Тогда интегралы J_1 или J_{φ_1} для всего интервала изменения независимой переменной ω должны определяться как суммы трех интегралов с различными пределами интегрирования, например $\omega_n - \omega_{kp_1}$, $\omega_{kp_1} - \omega_0$ и $\omega_0 - \omega_k$. В частном случае промежуточный предел интегрирования ω_0 может находиться вне интервала $\omega_n - \omega_k$. Чтобы избежать построения графиков, подобных графикам на рис. 153 для определения v_{kp_1} и ω_{kp_1} , при данном радиусе поворота, можно воспользоваться формулой (299).

§ 40. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ВХОДА МАШИНЫ В ПОВОРОТ И ВЫХОДА ИЗ НЕГО

Определение времени и угла замедленного поворота машины на втором этапе проделано в предположении, что этап входа в поворот отсутствует. Полученные результаты дают возможность произвести некоторую сравнительную оценку поворотливости гусеничных ма-

шин, имеющих сходные относительные параметры. Однако сравнение машин, обладающих различным отношением $\frac{J_c}{G}$, как будет показано ниже, невозможно из-за разного знака инерционного момента M_ϕ на двух первых этапах поворота. Количественные результаты решения второго этапа замедленного поворота, как правило, далеки от действительности прежде всего потому, что процесс входа машины в поворот сопровождается уменьшением частоты вращения двигателя и поэтому неизвестна действительная угловая скорость машины ω'_n , соответствующая началу второго этапа поворота.

Силы и моменты, действующие на машину в переходных процессах переменны, радиус поворота изменяется от бесконечности до радиуса второго этапа, который в дальнейшем, для отличия, обозначаем ρ_{II} . Также переменны линейные и угловые скорости и ускорения.

Попытка составить дифференциальное уравнение переходного процесса поворота машины с учетом действия всех сил и продольного смещения полюсов поворота гусеницы приводит к сложному нелинейному виду этого уравнения. Поэтому ниже излагается метод приближенного графоаналитического решения, использующего минимальное количество достаточно обоснованных допущений, сделанных с учетом предыдущих исследований и опытных данных. При этом предполагается, что:

1) разрыв непрерывности функции угловой скорости поворота машины $\omega = f(t)$ отсутствует;

2) разрыв непрерывности функции углового ускорения $\dot{\omega} = -\phi(t)$, как показывают опытные данные, может иметь место в начальный момент входа и в конечный момент выхода;

3) механизм поворота машины имеет две степени свободы и фиксированный радиус поворота.

Некоторые допущения сделаны также в процессе дальнейших выводов.

1. Связь кинематических величин и времени переходных процессов

Ввод машины в поворот обеспечивается приложением, как правило, тормозной силы к отстающей гусенице и осуществляется включением любого механизма поворота ее. В распоряжении водителя имеются два регулирующих фактора: величина тормозной силы и характер ее изменения во времени;

Как было установлено ранее, именно эти факторы определяют параметры установившегося этапа поворота. Они же должны играть свою роль при входе в поворот и выходе из него. Плавное и постепенное нарастание тормозной силы приведет к одному закону изменения ускорения и угловой скорости, а резкое увеличение этой силы — к совершенно другому. При этом, как правило, центр тяжести материальной системы (машины в целом) уменьшает линейную скорость движения, что связано с высвобождением некоторой части кинетической энергии, необходимой в некоторых случаях для ввода машины в поворот. Это особенно наглядно для случая движения машины до входа в поворот на максимальной скорости и работе двига-

теля на внешней характеристике, когда невозможно большое увеличение силы тяги на забегавшей гусенице и рост поворачивающего машину момента от увеличения силы тяги двигателя ограничен. На низших передачах при невысоких скоростях движения высвобождаемая кинетическая энергия системы уменьшается, что должно ухудшать условия ввода машины в поворот. Однако это компенсируется ростом силы тяги забегавшей гусеницы и поворачивающего момента за счет увеличения подачи топлива в двигатель.

При уменьшении линейной скорости центра тяжести системы линейное ускорение отрицательно, а сила инерции направлена вперед (положительна). Вместе с тем угловая скорость машины при входе в поворот должна возрастать от нуля, что не находится в противоречии с уменьшением линейной скорости центра ее из-за переходного характера движения и быстрого уменьшения мгновенного радиуса поворота.

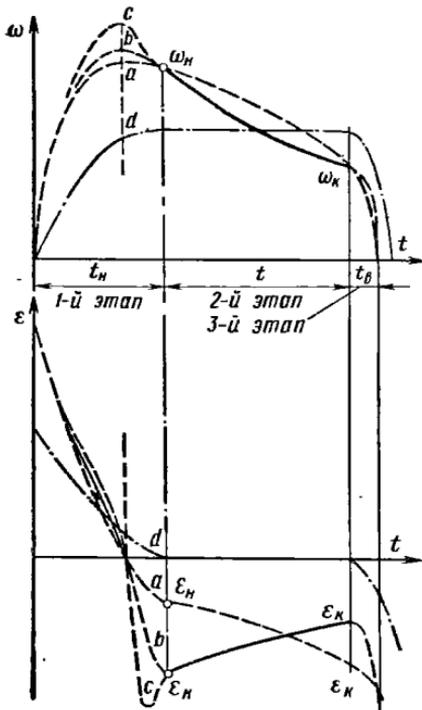


Рис. 176

Все сказанное приводит к выводу, что возможный характер изменения функции $\omega = f(t)$ имеет вид, показанный на рис. 176 кривыми a , b и c , которые представляют собой возможное видоизменение этой функции в зависимости от функции второго этапа (см. также рис. 165). Кривая d относится к случаю равномерного поворота.

Рост угловой скорости машины возможен только при положительном угловом ускорении ϵ , а отсутствие разрыва непрерывности функции $\epsilon = f(t)$ в точке, соответствующей ω_n , должно привести к изменению этой функции по законам, представленным на рис. 176 графиками a , b , c , d , которые являются дифференциальными кривыми по отношению к соответствующим кривым ω .

На участке входа в замедленный поворот инерционный момент машины M_ϕ меняет знак. При положительном угловом ускорении он препятствует повороту и складывается с моментом сопротивления, а при отрицательном помогает повороту и является составляющей поворачивающего момента.

Момент сопротивления повороту машины M_c должен непрерывно расти из-за уменьшения мгновенного радиуса траектории, однако в начале процесса входа величина его сравнительно невелика, что облегчает ввод машины в поворот. В конечном итоге рост момента сопротивления повороту и изменение тормозной силы P_1 водителем

приводит к требуемому ее значению для осуществления заданного радиуса ρ_{II} во втором этапе поворота и меняет характер вращательного движения машины с ускоренного на замедленный. При одном и том же радиусе поворота на втором этапе разница в действиях водителя при вводе машины в поворот приводит к разным значениям ω_{max} и к разным ее положениям относительно расчетной ω_n , уже определенной ранее из условия сохранения частоты вращения двигателя на первом этапе постоянной. Это изменяет продолжительность первого этапа и приводит к многозначности определения параметров этапа входа, которую для сравнимости машин нужно устранить.

Процесс выхода из поворота (третий этап) начинается в момент снятия тормозной силы P_1 , который при замедленном повороте осу-

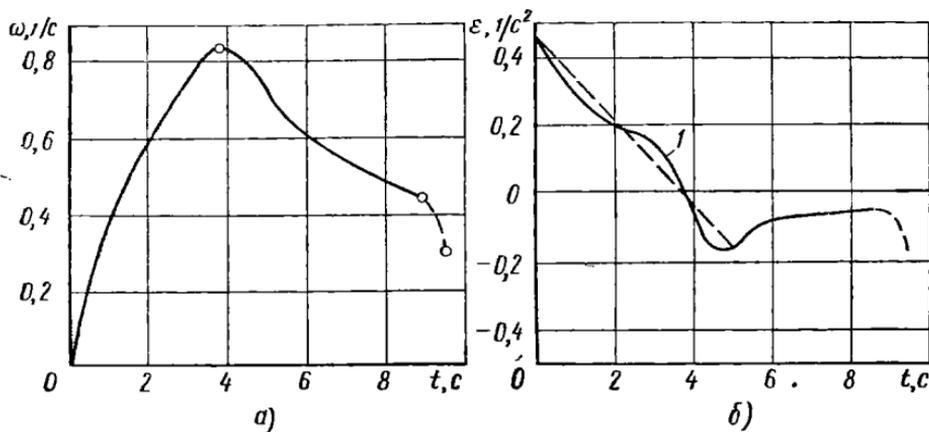


Рис. 177

ществляется особенно быстро. Резкое снятие тормозной силы значительно уменьшает поворачивающий момент и дополнительный поворот машины на некоторый угол становится теоретически возможным только за счет кинетической энергии самой машины и замедленно вращающихся деталей трансмиссии и двигателя. Выключение механизма поворота приводит к тому, что весь избыток мощности двигателя должен пойти на разгон машины в прямолинейном движении.

Дополнительный поворот машины на третьем этапе становится возможным при значительном уменьшении момента сопротивления повороту и, как следствие, при быстром росте мгновенного радиуса поворота, а с другой стороны, при некотором росте инерционного момента M_{ϕ} , связанного с увеличением отрицательного углового ускорения. Все это должно приводить к быстрому падению угловой скорости. Фактически имеет место движение по траектории малой кривизны, практически близкой к прямолинейному движению, а процесс выхода из поворота, так же как и процесс входа, носит переходный характер.

Вид теоретической функции $\omega = f(t)$, показанной на рис. 176, подтверждается опытными данными. На рис. 177, а представлена экспериментальная кривая изменения угловой скорости поворота

гусеничной машины в функции времени по данным А. О. Никитина. Опытная кривая ω хорошо отражает все этапы поворота машины. График угловых ускорений, полученный дифференцированием предыдущей кривой, показан на рис. 177, б (график 1) и также соответствует приведенным на рис. 176.

Сказанное позволяет сделать допущения о линейном законе изменения углового ускорения ε и принять расчетную схему изменения угловой скорости и ускорения переходных процессов поворота машины, отвечающую сделанным предположениям и показанную на рис. 178. Используя обозначения рис. 178, получим для процесса входа машины в поворот (первый этап):

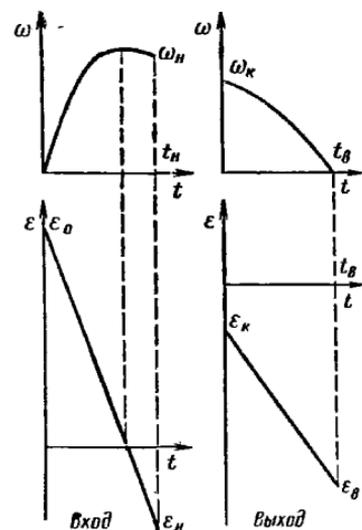


Рис. 178

текущее значение углового ускорения

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + kt \quad (422)$$

(ускорения подставляются всюду со своим знаком), где

$$k = \frac{\varepsilon_n - \varepsilon_0}{t_n} \quad (423)$$

(для замедленного поворота всегда $k < 0$);
текущее значение угловой скорости

$$\omega = \varepsilon_0 t + \frac{1}{2} kt^2. \quad (424)$$

Из уравнения (424) следует, что действительная функция $\omega = f(t)$ приближенно заменяется квадратной параболой.

Полное время переходного процесса входа машины в поворот из формул (424) и (423), учитывая, что при $t = t_n$ $\omega = \omega_n$,

$$t_n = \frac{2\omega_n}{\varepsilon_0 + \varepsilon_n}. \quad (425)$$

Текущее значение угла поворота машины за время t из формулы (424), имея в виду, что $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$,

$$\varphi = \frac{1}{2} \left(\varepsilon_0 t^2 + \frac{1}{3} kt^3 \right). \quad (426)$$

Суммарный угол поворота машины за время входа в поворот

$$\varphi_n = \frac{2\varepsilon_0 + \varepsilon_n}{6} t_n^2. \quad (427)$$

Текущее значение ускорения в процессе выхода машины из поворота (третий этап)

$$\varepsilon = \varepsilon_k + k_b t, \quad (428)$$

где

$$k_b = \frac{\varepsilon_b - \varepsilon_k}{t_b}. \quad (429)$$

Общее уравнение угловой скорости

$$\omega = \omega_k + \varepsilon_k t + \frac{1}{2} k_B t^2. \quad (430)$$

Полное время переходного процесса выхода машины из поворота

$$t_B = -\frac{2\omega_k}{\varepsilon_k + \varepsilon_B}. \quad (431)$$

Текущее значение угла поворота машины за время t

$$\varphi = \omega_k t + \frac{1}{2} (\varepsilon_k t^2 + \frac{1}{3} k_B t^3). \quad (432)$$

Суммарный угол поворота машины

$$\varphi_B = \omega_k t_B + \frac{2\varepsilon_k + \varepsilon_B}{6} t_B^2. \quad (433)$$

В полученные выражения входят скорости и ускорения ω_n , ω_k , ε_n и ε_k , соответствующие значениям второго этапа. Формулы содержат ускорения ε_0 и ε_B , которые тоже в какой-то мере зависят от режима движения в установившейся части поворота (радиус, скорость движения до входа в поворот), но главным образом опреде-

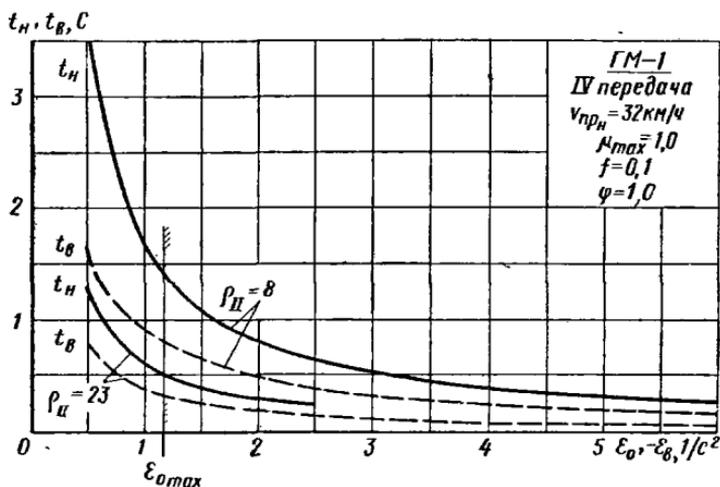


Рис. 179

деляются характером управления машины водителем (скоростью приложения тормозного усилия в начальный момент и его величиной).

Для выяснения влияния ε_0 на время t_n и влияния ε_B на время t_B на рис. 179 представлены зависимости полного времени входа машины в поворот и выхода ее из поворота от углового ускорения ε_0 и ε_B , определенные по формулам (425) и (431) для случая поворота машины ГМ-1 с радиусом $\rho_{II} = 8$ на четвертой передаче при условии сохранения частоты вращения двигателя на этапе входа в поворот постоянной. Для сравнения приведены аналогичные графики для

радиуса $\rho_{II} = 23$. Расчетное время замедленного поворота на втором этапе с использованием всего интервала частот вращения устойчивой работы двигателя при этом составляет 2,63 и 3,78 с. Анализ проводится с определением только времени, так как изменение угла качественно весьма близко соответствует изменению времени.

Рассмотрение графиков, представленных на рис. 179, убеждает в том, что ϵ_0 и ϵ_B оказывают весьма существенное влияние на полное время входа и выхода машины из поворота, причем это влияние тем больше, чем меньше радиус поворота. Однако, начиная со значения ускорений $\pm 2 \text{ }^1/\text{с}^2$, t_n и t_B изменяются гораздо медленнее, чем вначале.

При одинаковых радиусах второго этапа поворота и тех же значениях ϵ_0 и ϵ_B на низших передачах всегда будут получены меньшие величины t_n и t_B из-за уменьшения угловой скорости ω_n и ω_k . Это следует из формул (425) и (431). Малые величины ϵ_n и ϵ_B оказывают небольшое влияние на t_n , t_B (φ_n , φ_B), притом тем меньше, чем больше начальное и конечное ускорение ϵ_0 и ϵ_B .

Время выхода машины из поворота t_B для замедленного поворота получается меньше t_n , что справедливо и для других радиусов и передач из-за уменьшения угловой скорости во втором этапе. Действительный процесс выхода машины из поворота не может оказывать существенного влияния на суммарное время и угол замедленного или ускоренного поворота. Имеющиеся указания в литературе на некоторое запаздывание входа машины в поворот и выхода из него в последнем случае следует объяснить запаздыванием работы тормозных элементов механизма поворота из-за наличия у них большого серводействия, что относится к процессу работы приводов управления, а не к процессу поворота машины, который по времени должен быть синхронизирован с действием внешней тормозной силы P_1 , проявляющейся при повороте в виде реакции грунта. Движение машины в начальный момент первого этапа по траектории малой кривизны вместе с запаздыванием серводействия тормозных элементов также способствует запаздыванию входа машины в поворот.

Имея в виду, что прекращение установившейся части замедленного поворота или снятие силы P_1 должно происходить при угловой скорости ω'_k , несколько большей, чем ω_k при минимально устойчивой частоте вращения двигателя, можно, как указывалось выше, с большим основанием представить теоретически некоторый «доворот» машины в процессе выхода из поворота под действием инерционного момента и силы тяги при сохранении устойчивой работы двигателя. Однако такое явление с достаточно малой погрешностью в общих суммах времени и угла поворота может быть учтено при расчете второго этапа до значения угловой скорости ω_k , определяемой пределом устойчивой работы двигателя, вместо скорости ω'_k . Следовательно, процесс выхода машины из поворота для оценки поворотливости практически не представляет интереса и поэтому в дальнейшем не учитывается.

Общее время и угол замедленного поворота в этом случае являются суммой их значений на первом и втором этапах:

$$t_0 = t_n + t_{II}; \quad (434)$$

$$\varphi_0 = \varphi_n + \varphi_{II}. \quad (435)$$

Задача вычисления общих параметров t_n и φ_n входа, пользуясь полученными кинематическими зависимостями, представляется довольно неопределенной из-за неопределенности ε_0 , даже если считать, что процесс входа в поворот осуществляется при постоянной частоте вращения двигателя. Эта задача становится еще более неопределенной, если учесть, что в действительности вход в поворот сопровождается в большинстве случаев падением частоты вращения двигателя. Значения ω_n и ε_n при этом становятся неизвестными. Для устранения этой неопределенности необходимо рассмотреть влияние, которое оказывает изменение действительной угловой скорости конца первого этапа и начала второго ω'_n , а также условия, определяющие реальную величину ε_0 .

2. Влияние действительной угловой скорости ω'_n машины в конце первого этапа поворота

Предположим, что процесс входа машины в поворот (рис. 176) закончился при угловой скорости ω'_n , несколько большей расчетной скорости ω_n , определенной в начале второго этапа при сохранении частоты вращения двигателя постоянной. В этом случае с небольшой погрешностью определения общего времени t_0 или угла замедленного поворота машины φ_0 можно считать, что $\omega'_n = \omega_n$. Следовательно, отрезок времени или угол при изменении ω'_n до ω_n предполагается частью процесса входа и учитывается формулами первого этапа при использовании расчетной угловой скорости ω_n вместо ω'_n . При этом зависимости текущих значений линейной скорости v_x и ускорения j_x точек продольной оси машины x , направленных вдоль нее, а также значение мгновенного радиуса поворота ρ обусловлены уже принятым характером изменения ω и ε .

При входе машины в поворот после приведения в действие механизма поворота остается справедливым план скоростей машины, представленный на рис. 109, с той только разницей, что при $v_{пр} = \text{const}$ будут переменны скорость точки, лежащей на продольной оси машины v_x , и радиус поворота ρ . Можно предположить, что скорость v_x уменьшается до v_c за весь период входа или нарастания угловой скорости машины до ω_n . Закон уменьшения v_x есть следствие действия водителя, растягивающего процесс включения механизма поворота на все время входа, или следствие неустановившихся процессов в самом механизме поворота после его включения, например буксования фрикционных элементов.

Известные параметры ω_n ($v_n = v_c$), ε_n , ε_0 и t_n дают возможность определить для любого времени t первого этапа угловую скорость по формуле (424) и ускорение по формуле (422). Тогда для того же

времени можно определить скорость и ускорение точки, лежащей на продольной оси машины (v_x и j_x), а также радиус поворота ρ , если использовать зависимость

$$\rho = \frac{v_x}{\frac{B}{2} \omega} \quad \text{и} \quad \frac{v_x}{v_{\text{пр}}} = \frac{\rho}{\rho + q_k}$$

откуда

$$\rho = \frac{v_{\text{пр}}}{\frac{B}{2} \omega} - q_k \quad (436)$$

или

$$v_x = \frac{B}{2} \rho \omega; \quad v_x = v_{\text{пр}} - q_k \frac{B}{2} \omega. \quad (437)$$

Принимая $j_x = \frac{dv_x}{dt}$ дифференцированием уравнения v_x , получим ускорение

$$j_x = -q_k \frac{B}{2} \varepsilon. \quad (438)$$

Рассмотрение выведенных выражений совместно с рис. 178 и формулой (355) приводит к выводу о неминуемом разрыве непрерывности ускорения j_x при замедленном повороте и $t = t_n$, так как на участке отрицательного углового ускорения в линейное ускорение j_x положительно. Здесь же линейная скорость входа v_x должна несколько возрасть, как и мгновенный радиус поворота ρ , что является недостатком принятого закона изменения угловой скорости входа в поворот и следствием переходного характера процесса.

Предположим далее более вероятный случай, когда процесс входа машины в поворот закончился при угловой скорости ω'_n , которая меньше расчетной скорости второго этапа ω_n . Это произойдет, когда для завершения процесса входа машины в поворот потребуется увеличение момента двигателя при снижении его частоты вращения и отдача энергии вращающимися деталями трансмиссии и ходовой части.

При известной скорости ω'_n можно было бы определять время и кинетические параметры этапа входа машины в поворот, пользуясь выведенными в предыдущем разделе зависимостями. Вместе с тем благодаря неразрывности изменения угловой скорости машины при замедленном повороте скорость ω'_n вместо расчетной ω_n определяет действительное начало второго этапа поворота. Следовательно, полученные ранее параметры второго этапа нужно использовать в интервале изменения угловой скорости от ω'_n до ω_k , что неминуемо приведет к сокращению времени и угла поворота на этом этапе.

В итоге полное время и угол поворота машины, определенные ранее на втором этапе с использованием начальной угловой скорости ω_n , окажутся больше, меньше или равными действительным суммарным величинам первого и второго этапов. Все определяется соотношением ω'_n и ω_n . Однако действительное значение угловой скорости ω'_n зависит от многих факторов, включая и характер действия водителя, и в рассматриваемом случае остается неизвестным.

3. Определение углового ускорения ϵ_0 в начальный момент входа в поворот

Большую неопределенность вычисления параметров процесса входа в поворот, как указывалось, вносит начальное угловое ускорение ϵ_0 , зависящее прежде всего от действия водителя.

Для устранения этого необходимо рассмотреть начальные условия входа в поворот при $t = 0$ и сделать допущение, исключающее субъективные факторы поведения водителя. Последнее приводит также к возможности сравнения тяговых качеств различных машин при идентичности условий ввода их в поворот.

Будем считать, что при любом механизме поворота, кроме случая использования фиксированного радиуса, для ввода машины в поворот водитель использует остановочный тормоз отстающего борта, чтобы создать положительную силу тяги P_1 и обеспечить наиболее интенсивный ввод машины в замедленный поворот. Как будет показано ниже, такое допущение позволяет более просто найти максимально допустимое угловое ускорение ϵ_0 с учетом сцепных качеств грунта. Назначение ϵ_0 без учета сцепных качеств грунта может привести к ошибочному решению, при котором потребная сила P_1 не будет обеспечена в виде реакции грунта. Кроме того, это допущение

позволяет избежать определения линейного ускорения центра тяжести машины в зависимости от времени переходных процессов в механизме поворота, которые еще недостаточно изучены.

Для общности решения предположим, что вход в поворот осуществляется с падением частоты вращения двигателя, которое наблюдается в течение всего времени входа. Процесс входа при постоянной частоте вращения двигателя является частным случаем рассматриваемого.

Сила и моменты, действующие на машину при входе ее в поворот при времени $t = 0$, представлены на рис. 180 и вполне определены, если пренебречь временем их нарастания. Сила $P_{дз}$ определяется формулой (361), где в соответствии с выражением (362) $P'_{дз} = DG$ (при $\rho \rightarrow \infty$ имеем $q_0 = 1$).

Момент сопротивления повороту $M_c = 0$ [так как при $t = 0$ $\rho \rightarrow \infty$ и по формуле (248) $\mu = 0$], но для общности решения он введен в формулы.

Инерционный момент

$$M_{\Phi} = J_0 \epsilon_0,$$

где момент инерции машины

$$J_0 = J_c + m\chi^2.$$

Силу тяги P_1 на рис. 180 принимаем тормозной, так как только такое направление ее увеличивает момент, поворачивающий машину,

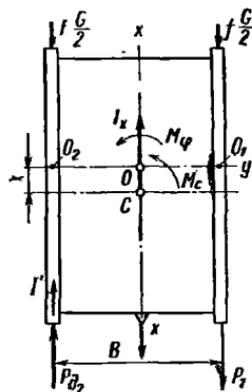


Рис. 180

особенно при $X = 0$ и является причиной ввода машины в поворот. При $t = 0$ силу P_1 невозможно определить как потребную, поскольку неизвестна сила инерции машины I_x или линейное ускорение центра тяжести. Следовательно, в начальный момент сила P_1 должна быть задана. Величина ее зависит от действий водителя, которые при вводе машины в замедленный поворот и сравнительно невысокой скорости движения имеют, как правило, резкий характер.

Предельное значение тормозной силы P_1 не может превосходить силу по сцеплению, определяемую при юзе гусеницы приблизительно с помощью коэффициента сцепления:

$$P_{1\max} = \varphi \frac{G}{2}.$$

Но в зависимости от действия водителя эта сила может изменяться в широких пределах от нуля до максимума, что можно характеризовать переменным коэффициентом пропорциональности Θ :

$$P_1 = \Theta \frac{\varphi}{2} G. \quad (439)$$

Для определения выражений инерционных сил I_x и I' в любой момент времени первого этапа, включая и $t = 0$, необходимо иметь в виду, что полное ускорение (замедление) центра тяжести машины является суммой двух ускорений:

$$j_x = j_{x\text{мп}} + j_{x\text{дв}}, \quad (440)$$

где $j_{x\text{мп}}$ — составляющая ускорения от уменьшения линейной скорости механизмом поворота; $j_{x\text{дв}}$ — составляющая ускорения от уменьшения частоты вращения двигателя.

Тогда, учитывая подстановку в формулы отрицательных значений ускорения при замедленном повороте, получим

$$I_x = -mj_x,$$

где используется полное ускорение.

Приведенную к опорной ветви забегавшей гусеницы силу I' принимаем зависящей только от ускорения $j_{x\text{дв}}$. Она определится из уравнения (при $j_{x\text{дв}} < 0$):

$$I' = -m(\delta - 1)j_{x\text{дв}}.$$

Если учесть, что $j_{x\text{мп}}$ равно ускорению, определяемому по формуле (438), то из формулы (440)

$$j_{x\text{дв}} = j_x + q_k \frac{B}{2} \varepsilon, \quad (441)$$

а

$$I' = -m(\delta - 1) \left(j_x + q_k \frac{B}{2} \varepsilon \right). \quad (442)$$

Последние выражения дают возможность получить формулы для определения углового и линейного ускорений при заданном коэффициенте пропорциональности Θ тормозного усилия в начальный момент $t = 0$.

Из уравнения моментов относительно точки O на рис. 180 при использовании формулы (361), в которой принято $\beta = 1$:

$$M_{\varphi} = [P'_{д_2} + (1 + \lambda) P_1 + I'] \frac{B}{2} - M_c. \quad (443)$$

Для определения I' воспользуемся формулой (442), где при $t = 0$, $\varepsilon = \varepsilon_0$ и $j_x = j_{x_0}$:

$$I' = -m(\delta - 1) \left(j_{x_0} + q_k \frac{B}{2} \varepsilon_0 \right).$$

Чтобы исключить в последней формуле неизвестное j_{x_0} , воспользуемся уравнением проекций сил на продольную ось

$$P_{д_2} + I_x + I' - P_1 - fG - X = 0.$$

Решая последние уравнения совместно, произведя некоторые подстановки и обозначив для сокращения написания

$$\delta' = \frac{\delta - 1}{\delta},$$

получим

$$\begin{aligned} -m\delta j_{x_0} &= (1 - \lambda) P_1 + fG - P'_{д_2} + \\ &+ m(\delta - 1) q_k \frac{B}{2} \varepsilon_0 + X. \end{aligned} \quad (444)$$

Используя это выражение для I' , получим

$$I' = \left[(1 - \lambda) P_1 + fG - P'_{д_2} - m q_k \frac{B}{2} \varepsilon_0 + X \right] \delta'.$$

Подстановка последнего выражения в уравнение (443) после некоторых преобразований и замен величин по полученным ранее формулам дает возможность определить угловое ускорение в начальный момент входа:

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 &= \frac{B/2}{\frac{J_c}{G} + \frac{\chi^2}{g} + q_k \frac{B^2}{4g}} \left\{ (1 - \delta') D + [(1 + \lambda) + \right. \\ &\left. + (1 - \lambda) \delta'] \Theta \frac{\varphi}{2} + \left(f + \frac{X}{G} \right) \delta' - \frac{\mu L}{2B} K \right\}. \end{aligned} \quad (445)$$

Приближенное значение углового ускорения можно получить, если принять $\chi = 0$, $\delta = 1$ (при этом $\delta' = 0$) и $K = 1$:

$$\varepsilon_0 \approx \frac{B}{2} \frac{J_c}{G} \left[\Theta (1 + \lambda) \frac{\varphi}{2} + D - \frac{\mu L}{2B} \right]. \quad (446)$$

Линейное полное ускорение в начальный момент определяется из уравнения (444):

$$i_{x_0} = -\frac{g}{\delta} \left[(1 - \lambda) \Theta \frac{\varphi}{2} + f + q_k \frac{B}{2g} (\delta - 1) \varepsilon_0 - D + \frac{X}{G} \right]. \quad (447)$$

Точное значение ε_0 по формуле (445) может быть найдено только при известном x_0 . Последняя величина по формуле (273) есть функция x_0 , так как при $t = 0$ $x_{0y} = 0$ (рис. 180). Относительное смещение центра давления для рассматриваемого случая

$$x_0 = \frac{2}{L} \left(\frac{I_x}{G} h_c - \frac{X}{G} h_k \right), \quad (448)$$

где

$$\frac{I_x}{G} = -\frac{i_{x_0}}{g}. \quad (449)$$

Следовательно, для точного определения ε_0 нужно знать i_{x_0} , в выражение которого (447) входит ε_0 . Эту взаимную зависимость можно устранить, если учесть, что в формуле (447) член $q_k \frac{B}{2g} (\delta - 1) \varepsilon_0$ сравнительно невелик и для подсчета его с небольшой погрешностью можно воспользоваться формулой (446) приближенного значения ε_0 .

Таким образом, при заданном Θ для получения ε_0 нужно определить его приближенно по формуле (446), после чего, последовательно используя выражения (447), (449) и (448), найти x_0 (χ) и применить формулу (445) для точного определения ε_0 . Затем для уточнения расчет можно повторить.

Наибольшее влияние на ε_0 , как и следовало ожидать, оказывает тормозное усилие P_1 , определяемое в формуле (445) коэффициентом Θ .

При постоянном Θ большое влияние на ε_0 оказывает отношение $\frac{J_c}{G}$.

Максимальное значение углового ускорения $\varepsilon_{0\max}$ может быть получено при $\Theta = 1$. В этом случае для грунта $\mu_{\max} = 1,0$; $f = 0,1$;

$\varphi = 1,0$ при $\lambda = 0$ по приближенной формуле соответственно

получается для машины ГМ-1 $\frac{J_c}{G} = 6,45$ м/с² при весе в даН

$\left(\frac{J_c}{G} = 0,645$ м/с²), $\varepsilon_{0\max} = 1,14$ 1/с², а для машины ГМ-2 $\frac{J_c}{G} =$

$= 2,0$ м·с² $\left(\frac{J_c}{G} = 0,2$ м·с²), $\varepsilon_{0\max} = 2,7$ 1/с².

Нанесение на рис. 179 ординаты $\varepsilon_{0\max} = 1,14$ 1/с значительно сужает возможный диапазон изменения ε_0 , однако сравнительно мало влияет на интервал изменения расчетного времени t_n .

Как указывалось в первом разделе, расчетные величины процесса входа в поворот в сильной степени зависят от углового уско-

рения ϵ_0 или от тормозного усилия на отстающей гусенице $P_1(\Theta)$. При прочих равных условиях наименьшие величины t_n и φ_n получаются при максимальном ϵ_0 или P_1 . Более быстрый ввод машины в поворот должен привести к тому, что действительная угловая скорость конца первого этапа ω_n будет больше. Это удлиняет второй этап поворота, что благоприятствует росту суммарных значений t_0 и φ_0 . Опасность полного юза отстающей гусеницы не существенна, так как в начальный момент машина стремится сохранить свое прямолинейное движение. Более важной является необходимость изменения P_1 за время первого этапа, так чтобы машина входила в поворот и чтобы это усилие в конце первого этапа имело значение, требуемое для поворота с нужным радиусом во втором этапе. Осуществление нужного закона изменения тормозного усилия при рассматриваемых механизмах поворота с двумя степенями свободы определяется искусством водителя, если в приводах управления механизмом отсутствуют специальные программные устройства.

Определение более суженной, реальной области изменения ϵ_0 на рис. 179 не освобождает от необходимости идентичного назначения коэффициента Θ при сравнительных расчетах различных машин. Стремление обеспечить меньшее время первого этапа дает основание принять Θ достаточно большим. Так как зависимость тормозной силы от качества грунта учитывается в формуле (439) коэффициентом сцепления φ , то в первом приближении достаточно, чтобы коэффициент пропорциональности Θ учитывал скоростной режим движения машины до входа в поворот. Естественно, что чем больше скорость движения, тем меньше должна быть тормозная сила P_1 или Θ во избежание произвольного заноса машины от неверных действий водителя или, например, от «захватывания» тормоза. Должно учитываться также психологическое стремление водителя к большей осторожности поворота машины в этих условиях.

Все изложенное позволяет в первом приближении предложить, например, линейную зависимость коэффициента пропорциональности тормозного усилия от скорости прямолинейного движения такого вида:

$$\Theta = 1,1 - 0,01v_{пр}, \quad (450)$$

где $v_{пр}$ подставляется в км/ч.

Если не нужно сравнивать различные машины с учетом скорости движения, то коэффициент Θ назначают произвольно. Различные значения Θ позволяют при заданных условиях установить влияние на угол и время замедленного поворота машины начальной силы торможения P_1 или, другими словами, влияние характера действий водителя.

Приведенные ранее на рис. 177 экспериментальные данные с некоторыми допущениями можно использовать для количественной оценки принятой расчетной схемы процесса входа в поворот. При этом следует учитывать, что начальное угловое ускорение $\epsilon_0 = 0,475 \text{ л/с}^2$ по кривой 1 ниже предельного. Если принять на

указанных графиках, учитывая их характер $\omega_n = 0,74$ 1/с, то $\epsilon_n = 0,165$ 1/с². Замеренное при эксперименте время входа в поворот равно 5,05 с, а угол поворота — 178° (график изменения угла поворота в функции времени не приводится). Расчетная величина времени входа в поворот по формуле (425) равна $t_n = 4,65$ с (ошибка 8%) и угла поворота по формуле (427) $\varphi_n = 2,83$ рад или 162° (ошибка 9%). Сравнение расчетных и опытных величин дает достаточно благоприятные результаты.

Предложенная методика не может быть использована для определения начального углового ускорения первого этапа ϵ_0 при замедленном повороте с фиксированным по механизму радиусом, так как в этом случае водитель не задает тормозную силу P_1 (см. рис. 180). Двух уравнений, которые можно составить в рассматриваемом случае, недостаточно для определения трех неизвестных M_φ (или ϵ_0), I_x и P_1 .

При определении ϵ_0 в этом случае нужно принять во внимание следующие соображения.

1. При мгновенном включении механизма поворота изменение радиуса от бесконечно большого до фиксированного сопровождается буксованием фрикционных элементов механизма поворота. Прекращение буксования означает конец первого этапа поворота и начало второго при $\rho = \rho_\varphi$. Время первого этапа t_n равно времени протекания неустановившихся процессов в механизме поворота.

2. Мгновенное включение механизма поворота обеспечивает наименьшее время первого этапа поворота. Это время может быть увеличено водителем преднамеренно растянутым включением механизма поворота.

3. Благодаря замедленному характеру поворота частота вращения двигателя может уменьшиться в процессе входа машины в поворот. Это приведет к тому, что окружная скорость v_{x_n} точки С на рис. 180 в начале второго этапа окажется меньше расчетной скорости v_c (соответственно $\omega_n' < \omega_n$).

4. Из рассмотрения сил и моментов на рис. 180, действующих на машину при $t = 0$, следует, что сила инерции I_x оказывает существенное влияние на силу P_1 и определяет величину момента M_φ или углового ускорения ϵ_0 . Величина силы I_x зависит от линейного ускорения j_{x_0} .

5. Недостающее уравнение должно определить силу I_{x_0} при $t = 0$ или ускорение j_{x_0} . Это оказывается возможным только при известном времени первого этапа поворота t_n . Минимальное время t_n при резком теоретически мгновенном включении механизма управления можно установить только на основании опытных данных по времени буксования фрикционных элементов механизма поворота. Это время главным образом зависит от момента инерции машины J_c , или в относительных параметрах — от J_c/G , и качества грунта.

Чтобы получить формулу для определения начального углового ускорения ϵ_0 , необходимо оставить в силе допущения, которые были сделаны раньше, кроме уравнения (439), определяющего тормозную силу на отстающей гусенице. При этом действительны все формулы,

полученные в первом и втором разделах данного параграфа. Кроме того, принимаем, что коэффициент силы тяги отстающей гусеницы $\lambda = \lambda_1$ не учитывает потери во фрикционных элементах при неустановившихся процессах и соответствует коэффициенту при повороте с фиксированным радиусом, а для определения начального линейного ускорения j_{x_0} движение машины на первом этапе считаем равнозамедленным (рис. 181) и, следовательно, функцию $v_x = f(t)$ линейной.

При известном времени t_n и принятых допущениях можно определить j_{x_0} , если считать, что на первом этапе частота вращения двигателя остается постоянной ($v_{x_n} = v_c$, рис. 181, а). Однако сравнение действительных функций (штриховые кривые) и теоретических (сплошные линии) приводит к заключению, что теоретическая величина j_{x_0} всегда меньше действительной. Если учесть, что частота вращения двигателя на первом этапе может уменьшиться ($v_{x_n} < v_c$, рис. 181, б), то теоретическая величина j_{x_0} окажется еще меньше. Поэтому, используя для определения j_{x_0} скорости v_{np} и v_c , следует ввести в формулу поправочный коэффициент α больше единицы, что уменьшает среднюю погрешность расчета. Тогда

$$j_{x_0} = \alpha \frac{v_c - v_{np}}{t_n},$$

где ориентировочно $\alpha = 1,2 \div 1,5$ (коэффициент α нуждается в уточнении по мере накопления экспериментальных и расчетных данных). Большое значение α следует принимать в случае преднамеренного увеличения времени t_n . Использование формулы (239) при $\rho = \rho_\phi$ дает

$$j_{x_0} = -\alpha \frac{q_k}{\rho_\phi + q_k} \frac{v_{np}}{t_n}. \quad (451)$$

Формула (451) учитывает влияние на ускорение j_{x_0} скорости движения машины, времени неустановившихся процессов в механизме поворота и его принципиальные особенности (q_k), а также величину фиксированного радиуса поворота.

Для определения ϵ_0 при $t = 0$ остается справедливым выражение (443), в котором сила тяги P_1 заменяется из уравнения суммы проекций сил на ось x :

$$P_1 = \frac{1}{1-\lambda} (P'_{д_2} + I_x + I' - fG - X).$$

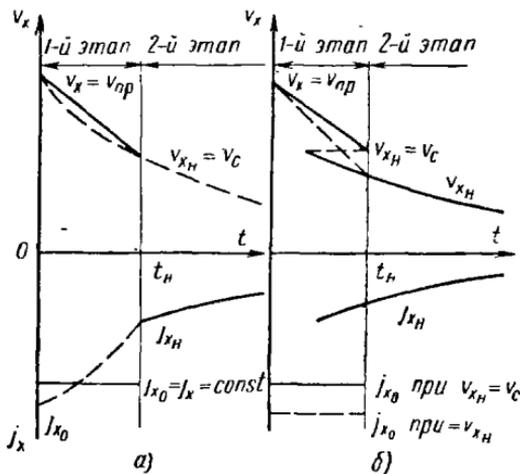


Рис. 181

При известном ускорении j_x , или силы I' используется формула (442). Остальные выражения, необходимые для преобразования формулы (443), одинаковы с использованными при выводе формулы (445). Тогда вместо формулы (445) получим выражение для определения углового ускорения в начальный момент

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 = & \frac{\frac{B}{2}}{(1-\lambda) \left(\frac{J_c}{G} + \frac{\chi^2}{g} \right) + (\delta-1) g_k \frac{B^2}{2g}} \times \\ & \times \left[2D - (2\delta + \lambda - 1) \frac{j_{x_0}}{g} - (1 + \lambda) \left(f + \frac{X}{G} \right) - \right. \\ & \left. - (1 - \lambda) \frac{\mu L}{2B} K \right] \end{aligned} \quad (452)$$

или приближенную формулу при $\chi = 0$, $\delta = 1$ и $K = 1$

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 = & \frac{B}{2(1-\lambda) \frac{J_c}{G}} \left[2D - (1 + \lambda) \frac{j_{x_0}}{g} - \right. \\ & \left. - (1 + \lambda) \left(f + \frac{X}{G} \right) - (1 - \lambda) \frac{\mu L}{2B} \right]. \end{aligned} \quad (453)$$

4. Критерий поворота машины, справедливый в любой момент времени

Уточнение начального ускорения входа в поворот ε_0 не дает еще возможность определить время и угол поворота на первом этапе по кинематическим зависимостям, полученным выше. Остается неизвестной действительная угловая скорость ω_n' конца первого этапа и начала второго, а также уравнение действительной функции $v_x = f(t)$ (рис. 181, а) или зависимость мгновенного радиуса поворота ρ от времени. Для их определения необходимо учитывать динамику процесса входа машины в поворот.

Рассмотрим силы и моменты, действующие на машину при входе в поворот с положительным угловым ускорением ε (рис. 182). Все силы, моменты, скорости и ускорения на рис. 182 переменны и в отличие от рис. 162, а отсутствует связь линейного и углового ускорений, а M_Φ направлен в обратную сторону. Машина входит в поворот, если в любой момент времени соблюдается равенство момента M_n , поворачивающего ее, и суммарного момента сопротивления повороту:

$$M_n = M_c + M_\Phi.$$

Это уравнение является в общем виде критерием поворота машины, справедливым в любой момент времени.

Рост поворачивающего момента обеспечивается увеличением силы тяги двигателя $P_{дв}$ и тормозной силы P_1 или коэффициента пропор-

циональности Θ . Однако увеличение последнего немедленно приводит к росту начального углового ускорения ϵ_0 , что видно из формулы (445), а следовательно, и инерционного момента машины M_Φ , препятствующего повороту. Все же увеличение P_1 или Θ вызывает больший прирост суммарного поворачивающего момента, чем суммарного момента сопротивления, так как в противном случае, вход машины в поворот неосуществим. Следовательно, чем больше P_1 или Θ , тем легче происходит ввод машины в поворот при одинаковой силе тяги от двигателя $P_{дв}$.

Большую роль при входе машины в поворот играет также сила I_x .

Равенство поворачивающего машину момента и суммарного момента сопротивления означает, что в любое время сумма моментов относительно полюса поворота забегающей гусеницы O_2 на рис. 182 должна быть равна нулю: $\sum M_{O_2} = 0$. Однако в это уравнение войдет сила тяги P_1 , которую в любой момент времени t можно определить из уравнения $\sum X = 0$ суммы проекций сил на ось x .

Так как изменение тормозной силы P_1 во времени представляет самостоятельный интерес, то для уменьшения дальнейших вычислений следует вначале уравнение $\sum M_{O_2} = 0$ заменить двумя. Оно удовлетворяется, если в любой момент времени значение силы тяги P_1 , полученное из уравнения $\sum X = 0$, равно ее значению, полученному из уравнения $\sum M_{O_2} = 0$. Учитывая, что в дальнейшем при подборе теоретической функции $v_x = f(t)$ для первого этапа поворота, эти значения P_1 , полученные из двух уравнений, могут быть различными. Обозначим их соответственно P_{1x} (или f_{1x}) и $P_{1м}$ (или $f_{1м}$). Следовательно, теоретическая функция $v_x = f(t)$ полностью совпадает с действительной, если в любой момент времени t соблюдается равенство

$$f_{1x} = f_{1м}.$$

Левую часть этого уравнения получим, если используем сумму проекций сил на рис. 182:

$$P_{1x} + fG + C_x + X - P_{д2} - I_x - I' = 0.$$

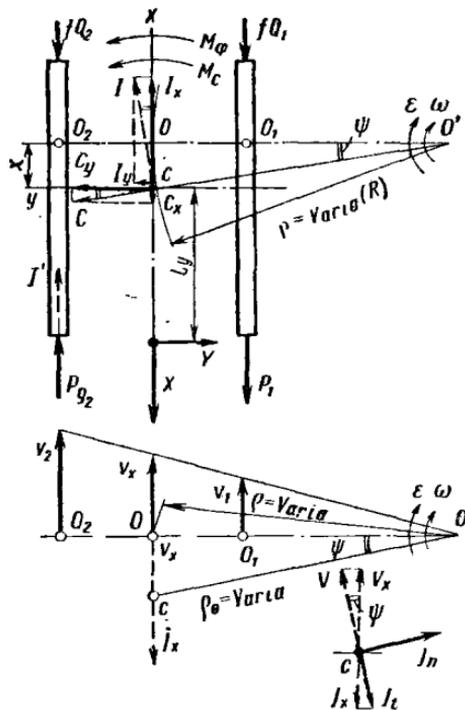


Рис. 182

Производя подстановки и учитывая уравнения (361) и (362) при $\beta = 1$, получим

$$f_{1x} = \frac{P_{1x}}{G} = \frac{1}{1-\lambda} \left[q_0 D + \frac{I_x}{G} + \frac{I'}{G} - \left(f + \frac{C_x + X}{G} \right) \right]. \quad (454)$$

Уравнение моментов относительно полюса поворота забегающей гусеницы O_2

$$P_{1M} B + f Q_1 B + X \frac{B}{2} + (C_y + I_y) \chi + + C_x \frac{B}{2} - M_c - M_\Phi - Y (l_y + \chi) - I_x \frac{B}{2} = 0.$$

Откуда

$$f_{1M} = \frac{P_{1M}}{G} = \frac{\mu L}{4B} K + \left(\frac{J_c}{G} + \frac{\chi^2}{g} \right) \frac{\varepsilon}{B} + \frac{1}{2} \frac{I_x}{G} + + \frac{Y}{G} \frac{l_y + \chi}{B} - f_1 \frac{Q_1}{G} - \frac{1}{2} \frac{C_x}{G} - - \frac{C_y + I_y}{G} \left(\frac{L}{2B} \chi_0 \right) - \frac{1}{2} \frac{X}{G}. \quad (455)$$

Приравняв правые части выражений (454) и (455), получим уравнение, которое должно удовлетворяться в любой момент времени входа машины в поворот и является искомым критерием:

$$\left[\frac{q_0 D}{1-\lambda} + \frac{1}{2} \frac{1+\lambda}{1-\lambda} \frac{I_x}{G} + \frac{C_y + I_y}{G} \left(\frac{L}{2B} \chi_0 \right) + + \frac{1}{1-\lambda} \frac{I'}{G} \right] - \left[\frac{L}{4B} \mu K + \left(\frac{J_c}{G} + \frac{\chi^2}{g} \right) \frac{\varepsilon}{B} + + \frac{\lambda}{1-\lambda} f + f \frac{Q_2}{2} + \frac{1}{2} \frac{1+\lambda}{1-\lambda} \left(\frac{C_x}{G} + \frac{X}{G} \right) + + \frac{Y}{G} \frac{l_y + \frac{L}{2} \chi_0}{B} \right] = 0. \quad (456)$$

Содержащиеся в последних трех уравнениях члены могут быть определены только в данный момент времени при известных v_x , f_x , ω и ε , в функции которых они выражаются. Для этого необходимо графически подобрать функцию $v_x = f(t)$ способом, рассмотренным в следующем параграфе, и использовать также формулы (422)—(425). При определении некоторых членов следует использовать зависимости, приводимые ниже.

Мгновенный радиус поворота машины

$$\rho = \frac{v_x}{\frac{B}{2} \omega}.$$

Используя рис. 182 и учитывая отрицательные значения линейных ускорений, получим

$$\frac{I_x}{G} = -\frac{I_x}{g}.$$

Используя выражение (297), в котором $v_c = v_x$, имеем

$$\frac{C_y}{G} = \frac{2}{gB} \frac{v_x^2}{\rho}.$$

Пренебрегая, как и прежде, влиянием сил I_y и C_x на продольное смещение центра поворота (это влияние в случае необходимости можно учесть методом последовательных приближений), определяем χ_0 по формуле (273). При этом для подсчета x_0 используем формулу (448), а для подсчета χ_{0y} — формулу (295).

Угол ψ определится из соотношения

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\chi}{R} = \frac{\chi_0}{\rho} \frac{L}{B}.$$

Последнее дает возможность определить отношения

$$\frac{C_x}{G} = \frac{C_y}{G} \operatorname{tg} \psi; \quad \frac{I_y}{G} = \frac{I_x}{G} \operatorname{tg} \psi.$$

После этого в случае необходимости можно уточнить значение x_0 по выражению

$$x_0 = \frac{2}{L} \left(\frac{I_x - C_x}{G} h_c - \frac{X}{G} h_k \right)$$

и χ_0 , используя уравнение (272), которое можно переписать в виде

$$3x_0\chi_0^2 + 2\chi_0 - 3x_0 = 2\chi_{0y} + 2\frac{I_y}{\mu G},$$

где

$$\frac{I_y}{G} = -\frac{L}{gB} \frac{I_x}{\rho} \chi_0.$$

После подстановки и преобразований получим формулу

$$\chi_0 = -\frac{1 + \frac{L}{\mu g B} \frac{I_x}{\rho}}{3x_0} \pm \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{L}{\mu g B} \frac{I_x}{\rho}}{3x_0} \right)^2 + 1 + \frac{2}{3} \frac{\chi_{0y}}{x_0}}.$$

Поправочный коэффициент момента сопротивления повороту определяется по формуле (260).

Выражения нормальных реакций на гусеницах легко получить из уравнения моментов в поперечной плоскости машины:

$$\frac{Q_2}{G} = \frac{1}{2} + \frac{C_y + I_y}{G} \frac{h_c}{B} - \frac{Y}{G} \frac{h_k}{B}; \quad \frac{Q_1}{G} = 1 - \frac{Q_2}{G}.$$

Наконец,

$$\frac{I'}{G} = \frac{\delta - 1}{g} j_{x_{дв}}.$$

Для определения динамического фактора D нужно воспользоваться тяговой характеристикой машины. Расчетная скорость v_q (км/ч) из-за падения частоты вращения двигателя меньше скорости прямолинейного движения до входа в поворот и при известной скорости v_x (м/с) и мгновенном радиусе поворота ρ в данный момент времени определяется соотношением

$$v_q = v_x \frac{\rho + q_k}{\rho} \quad 3,6 \text{ км/ч.}$$

По скорости v_q на тяговой характеристике находится D , соответствующий данной скорости v_x и мгновенному радиусу поворота ρ , а по формуле (363) определяется q_0 .

Все остальные члены уравнений (454) и (455) или (456) определяются выражениями, выведенными раньше.

Следовательно, при известных в данный момент времени t величинах v_x , j_x , ω и ϵ все члены уравнений (454), (455) или (456) могут быть определены.

§ 41. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ И УГЛА ПОВОРОТА НА ПЕРВОМ ЭТАПЕ И ОБЩЕЕ РЕШЕНИЕ

Как упоминалось, для определения времени и угла входа в поворот необходимо графически подобрать функцию $v_x = f(t)$ между двумя точками — в начале и в конце этого процесса. Все требуемые параметры входа в этих точках удовлетворены. Однако, если в начальной точке при $t = 0$ скорость $v_x = v_0$ известна и равна скорости прямолинейного движения $v_{пр}$, а уравнение поворота (456) удовлетворяется при принятом Θ использованием формул (445) и (447), то $v_x = v_{x_n}$ в конце первого этапа или в начале второго требуется определить.

Благодаря неразрывности изменения линейной и угловой скорости в повороте значение v_{x_n} определяет действительную угловую скорость начала второго этапа поворота машины ω'_n , соответствующую установлению постоянного радиуса траектории движения. Следовательно, анализ первого этапа поворота машины становится возможным только для определенного радиуса второго этапа ρ_{II} , который назначен заранее и для которого проделан анализ поворота машины во втором этапе. Действительное значение скорости ω'_n

дает возможность определить время и угол поворота машины за этап входа по уравнениям кинематики, полученным в первом разделе § 40.

Для отыскания скорости $v_x = v_{x_n}$ необходимо предварительно построить график функции $v_x = f(t)$ второго этапа, определив время входа машины в поворот t_{H_2} по формуле (425) в предположении, что $\omega'_n = \omega_n$ (вход в поворот без снижения частоты вращения двигателя). Для этого используется зависимость угловой скорости от времени на втором этапе (см. рис. 165) и формула

$$v_x = \frac{B}{2} \rho_{II} \omega.$$

То же самое необходимо проделать для построения функции линейного ускорения второго этапа $j_x = f(t)$, которая является дифференциальной кривой по отношению к первой. Для построения графика $j_x = f(t)$ второго этапа следует использовать формулу

$$j_x = \frac{B}{2} \rho_{II} \varepsilon$$

и определенные уже угловые ускорения второго этапа (см. рис. 167).

Такое построение указанных графиков в качестве примера проделано для поворота на второй передаче машины ГМ-1 с радиусом второго этапа $\rho_{II} = 8$ на рис. 183.

После этого на графике v_x второго этапа некоторая точка, например в сечении 1, принимается за скорость конца этапа входа v_{x_n} . Это дает возможность определить новое время t_{H_1} по формуле (425), так как все величины, входящие в нее, становятся известными.

Используя ε_0 и ε_{H_1} , следует нанести две касательные к будущей функции первого этапа $v_x = f(t)$ при абсциссах $t = 0$ и $t = t_{H_1}$. После этого наносится график предполагаемой функции входа $v_x = f(t)$, у которой в некоторых случаях участок при малых t имеет линейный вид.

Графическое дифференцирование кривой $v_x = f(t)$ дает возможность построить функцию первого этапа $j_x = f(t)$ в том же интервале времени.

Далее необходимо произвести проверку пригодности этих функций путем сравнения f_{j_x} и f_{j_m} , определяемых уравнениями (454) и (455), все члены которых теперь можно подсчитать весьма точно, используя зависимости и указания § 40. Однако для уменьшения расчетов следует вначале произвести приближенную оценку пригодности принятых на графике функций. Для этого нужно упростить

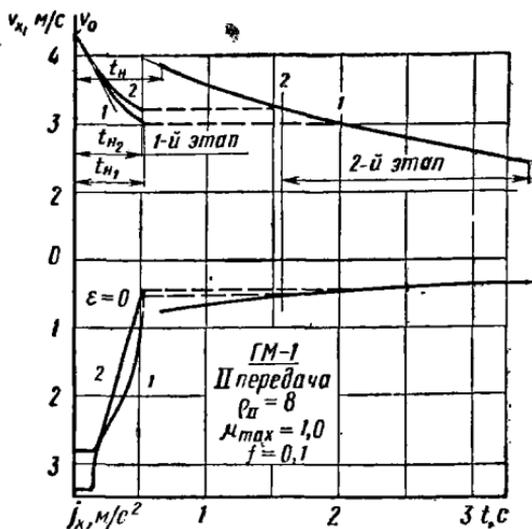


Рис. 183

уравнение поворота (456), определяя члены его при таком значении времени t' , когда $\varepsilon = 0$ [t' легко определяется из формулы (422)], и приняв в нем $\chi_0 = 0$, $I' = 0$, $K = 1$, $Q_2 = \frac{G}{2}$, $C_x = 0$. Тогда уравнение (456) примет вид

$$\frac{q_0 D}{1-\lambda} + \frac{1}{2} \frac{1+\lambda}{1-\lambda} \frac{I_x}{G} - \left(\frac{L}{4B} \mu + \frac{\lambda}{1-\lambda} f + \frac{f}{2} + \frac{1}{2} \frac{1+\lambda}{1-\lambda} \frac{X}{G} + \frac{Y}{G} \frac{I_y}{B} \right) = 0.$$

Большое расхождение суммы положительных и отрицательных членов этого уравнения приведет к необходимости принятия другого значения v_{x_H} на графике второго этапа, например на рис. 183 в сечении 2, и повторения графоаналитического расчета и рассмотренной последовательности. Малое расхождение их свидетельствует о необходимости сравнения f_{1_x} и f_{1_M} при нескольких значениях t по точным формулам (454) и (455) и проведения дальнейших корректировок функций $v_x = f(t)$ и $j_x = f(t)$ первого этапа поворота. При этом время t_H не представляет интереса для подсчета членов уравнения (456), так как оно соответствует началу второго этапа поворота, при котором это уравнение с принятыми ранее допущениями также непременно удовлетворяется.

Сечение 2 на рис. 183 при $\Theta = 0,91$ и использовании формул (446), (447) и (445) (сделано повторное уточнение j_{x_0}) при $\delta = 1,5$ и $\mu = 0$ дает: $v_0 = 4,28$ м/с, $v_{x_H} = 3,20$ м/с, $\omega_H = 0,3265$ 1/с, $\omega_x = 0,249$ 1/с, $\varepsilon_0 = 1,34$ 1/с², $\varepsilon_H = -0,052$ 1/с², $j_{x_0} = 2,82$ м/с², $j_{x_H} = -0,51$ м/с², $t_H = 0,507$ с, $k = -2,75$; $\varepsilon = 0$ при $t' = 0,488$ с. Результаты вычислений с использованием кривых 2 первого этапа представлены в табл. 4.

По формуле (434) $t_0 = 0,51 + 1,90 = 2,41$ с. Из формулы (427) $\varphi_H = 6,45^\circ$.

Таблица 4

Обозначение параметра	Значение параметра при t в с					
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,488
$\sum_{отр}$	0,411	0,480	0,470	0,431	0,391	0,321
$\sum_{пол}$	0,412	0,456	0,474	0,448	0,399	0,339
f_{1_x}	0,456	0,484	0,481	0,423	0,344	0,250
f_{1_M}	0,455	0,508	0,477	0,406	0,336	0,233
$\Delta = f_{1_x} - f_{1_M} =$ $= \sum_{пол} - \sum_{отр}$	0,001	-0,024	0,004	0,017	0,008	0,017
$\frac{\Delta}{f_{1_M}}$ в %	~0	-4,7	0,84	4,2	2,4	7,3

Примечание: $\sum_{отр}$ — сумма отрицательных членов уравнения (456); $\sum_{пол}$ — сумма положительных членов того же уравнения.

Для сравнения и иллюстрации изложенного на рис. 184 показаны результаты аналогичных расчетов поворотливости той же машины при $\rho_{II} = 8$ на различных передачах (II—IV) и одинаковых начальных параметрах входа в поворот ($\Theta = 0,91$). Относительная погрешность определения f_{1x} и f_{1m} при этом принималась в отдельных точках не более 10%. Штриховыми линиями на графиках рис. 184 приведены те же функции во втором этапе, не использованные для замедленного поворота из-за уменьшения частоты вращения двигателя на первом этапе. Часть графиков функций $v_x = f(t)$ и $j_x = f(t)$ приведена по линейному закону. В интервале изменения времени от t' до t_n функции первого этапа нанесены тоже штриховыми линиями, так как они соответствуют истинным с несколько большей погрешностью из-за наличия в этой области максимума угловой скорости (см. рис. 178).

На графиках рис. 184 характерно полное отсутствие поворота машины по закону второго этапа для четвертой передачи, у которой при максимальной скорости прямолинейного движения $D = f$ и запаса мощности двигателя нет. В расчетах может оказаться, что даже при $v_{x_n} = v_{x_k}$ (v_{x_k} — минимально возможная скорость при устойчивой работе двигателя) уравнение входа (456) не удовлетворяется, причем сумма положительных членов его меньше отрицательных. Это требует роста I_x и еще большего падения линейной скорости v_x при входе в поворот. В этом случае, чтобы иметь условную точку второго этапа, в которой заведомо суммы членов уравнения (456) равны, следует продолжить функцию $v_x = f(t)$ второго этапа до меньших величин v_x , условно предполагая устойчивую работу двигателя, так как принятая аналитическая зависимость динамического фактора от скорости (54) это обеспечивает. Радиус поворота второго этапа сохраняется постоянным.

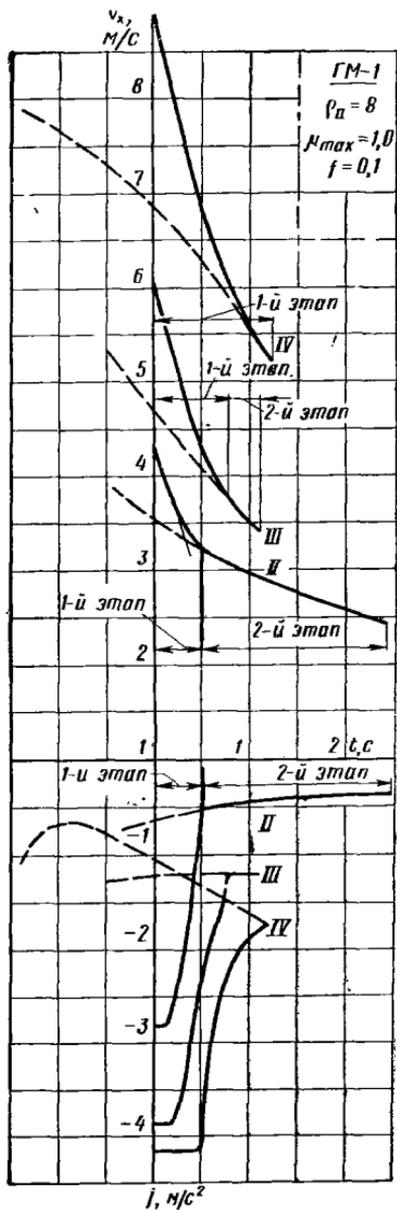


Рис. 184

После этого графический подбор функций $v_x = f(t)$ и $j_x = f(t)$ первого этапа может быть продолжен при уменьшении $v_{xн}$ до удовлетворения уравнению (456). В последнем случае реальный процесс замедленного поворота машины, состоящий только из части процесса входа, должен быть ограничен справа ординатой при $v_x = v_{xн}$, соответствующей минимально устойчивой частоте вращения двигателя. Поворот с заданным радиусом ρ_{II} при этом оказывается невозможным.

Используя теоретическую зависимость (426) для определения угла замедленного поворота машины при входе и графики, полученные во втором этапе (см. рис. 171), на рис. 185 для тех же случаев представлены графики изменения угла поворота машины в функции времени, позволяющие вместе с предыдущими сделать некоторые заключения. Для оценки тяговых качеств машины при замедленном повороте эти графики представляют наибольший практический интерес. Отношение угла поворота машины в первом и втором этапах $\frac{\varphi_{II}}{\varphi_I}$ изменяется в весьма широких пределах главным образом за счет изменения действительного угла поворота машины второго этапа φ_{II} . При равномерном повороте $\frac{\varphi_{II}}{\varphi_I} = 0$, так как $\varphi_{II} \rightarrow \infty$. На четвертой передаче (рис. 185) $\frac{\varphi_{II}}{\varphi_I} \rightarrow \infty$, так как $\varphi_{II} = 0$.

Общее время замедленного поворота t_0 и общий угол φ_0 зависят от динамического фактора D и скорости прямолинейного движения до входа в поворот. На второй передаче увеличенный D обеспечивает более быстрый вход машины в поворот и использование значительной части поворота ее по закону второго этапа, что благоприятно для роста общего угла φ_0 . Только значительный рост D на первой передаче приводит к $\varphi \rightarrow \infty$ или равномерному повороту (см. рис. 154) за счет второго этапа. На четвертой передаче при вводе машины в поворот $D = f$ и запаса мощности двигателя нет; тем не менее, $\varphi_0(t_0)$ оказывается больше, чем на третьей передаче, несмотря на отсутствие второго этапа поворота. Это можно объяснить только увеличением кинетической энергии, высвобождаемой в процессе замедленного поворота. Поэтому увеличение скорости прямолинейного движения машин должно приводить к положительному эффекту. Однако наиболее благоприятное действие на улучшение поворотливости оказывает динамический фактор D , так как никакой рост скорости $v_{пр}$ не может привести к достижению бесконечно большого угла поворота φ_0 или к случаю равномерного поворота, происходящего на низших передачах.

За последнее время вновь проявляется интерес к возможности аккумулирования энергии на транспортной машине для вспомогательных целей. Теоретические исследования и разработки [15, 16] показывают определенную целесообразность использования аккумулирующих устройств для машин некоторых категорий. Наибольшая эффективность действия вспомогательного аккумулятора энергии проявляется при замедленном повороте гусеничной машины.

Использование аккумуляторов в принципе позволяет при проектировании машины уменьшить требуемую мощность двигателя.

С учетом сделанных расчетов на рис. 186 показаны графики изменения потребной силы тяги на отстающей гусенице в относительных величинах $f_1 = \frac{P_1}{G}$, определенные для тех же случаев поворота. Погрешность определения f_1 или P_1 , как показывают расчеты, меньше, если пользоваться уравнением (455). Законы изменения f_1 на первом и втором этапах поворота весьма различны, что объясняется различным характером изменения линейного ускорения этих этапов (см. рис. 184).

При входе машины в поворот с большей скоростью прямолинейного движения (четвертая передача) требуется более высокое среднее

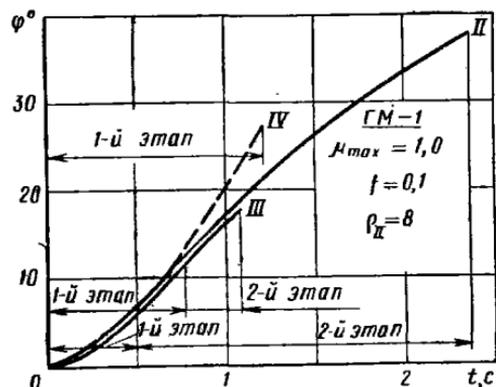


Рис. 185

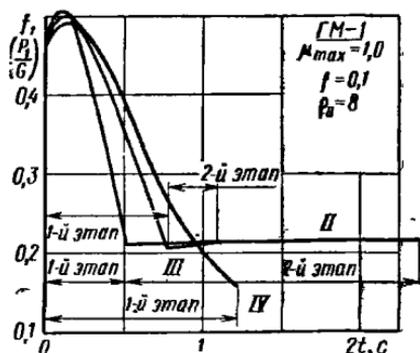


Рис. 186

значение тормозной силы на большем протяжении времени, что естественно, если учесть необходимость компенсации поворачивающего момента из-за уменьшения силы тяги от двигателя или D . Уменьшение f_1 по мере поворота является следствием более эффективного положительного влияния на поворотливость центробежной силы из-за уменьшения мгновенного радиуса, а также некоторого роста динамического фактора при падении части вращения двигателя.

Начальная величина f_1 второго этапа и характер дальнейшего изменения ее определяют радиус поворота ρ_{II} , постоянный на этом этапе. Начальное угловое ускорение ϵ_0 и связанная с ним сила тяги P_1 при $t=0$ могут быть различными, что скажется в конечном итоге на общем времени и угле замедленного поворота машины, но не изменит радиус поворота ρ_{II} на втором этапе. Один и тот же радиус поворота машины на втором этапе при разных передачах потребует различных действий водителя во времени. Это усложняет управление при замедленном повороте и требует более высокого искусства водителя.

Принятый характер определения ϵ_0 в зависимости от Θ и φ [формула (446)] учитывает качество грунта, скорость движения машины и ее качество $\left(\frac{J_0}{G}\right)$. Машины с меньшим отношением $\frac{J_0}{G}$ при тех же

угловых ускорениях входа имеют меньший инерционный момент M_{ϕ} на первом этапе и поэтому легко входят в поворот. Однако такие машины проигрывают на втором этапе поворота, где этот момент является уже полезным.

В случае замедленного поворота с фиксированным по механизму радиусом определение действительной угловой скорости в начале второго этапа ω'_n проще, так как известно время первого этапа поворота машины t_n и из уравнения (452) получено угловое ускорение ϵ_0 . Зная эти величины, можно в формуле (425) подбором найти значение скорости ω'_n и соответствующее ей ускорение ϵ'_n , которые удовлетворяют требуемой величине t_n . После этого, так же как в предыдущем случае, определяется угол поворота машины. Значения ω'_n и ϵ'_n следует принимать для одного и того же времени по графикам второго этапа, аналогичным показанным на рис. 165 и 167. При этом, если максимальная теоретическая угловая скорость ω_n в начале второго этапа дает t_n по формуле (425) меньше, чем заданное (экспериментальное), то вход машины в поворот происходит при постоянной частоте вращения двигателя.

Общее время и угол замедленного поворота машины зависят от характера процесса входа в поворот; учет характера процесса необходим для получения количественного решения в каждом конкретном случае. Отдельно взятые время и угол поворота машины на втором этапе могут использоваться только как сравнительные величины для машин с примерно одинаковым отношением $\frac{J_0}{G}$.

Погрешность определения угла и времени замедленного поворота на первом этапе для гусеничного тягача возрастает из-за приближенного определения сил X и Y .

Предельный угол, на который может замедленно повернуться гусеничная машина, зависит от ее качеств, качеств грунта и скорости движения.

Изложенный в данной главе метод дает возможность в процессе проектирования произвести количественную и сравнительную оценку тяговых качеств гусеничной машины при замедленном повороте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов А. С. Теория гусеничного движителя. М., Машгиз, 1949, 214 с.
2. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М., «Машиностроение», 1968, 376 с.
3. Барский И. Б., Анлилович В. Я., Кутьков Г. М. Динамика трактора, М., «Машиностроение», 1973, 280 с.
4. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность—машина. Пер. с англ. М., «Машиностроение», 1973, 520 с.
5. Бинович Я. Е., Груздев Н. И., Иванов П. И. Теория танков. М., Воениздат, 1939, 256 с.
6. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М., Физматгиз, 1963, 410 с.
7. Васильев А. В., Докучаева Е. Н., Уткин-Любовцев О. Л. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства. М., «Машиностроение», 1969, 191 с.
8. Вержицкий Н. Ф. Периодическая неравномерность движения гусеничных машин. Труды НАТИ. Вып. 38. М., Машгиз, 1940, с. 35—50.
9. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1957, 535 с.
10. Груздев Н. И. Танки. Теория. М., Машгиз, 1944, 482 с.
11. Докучаева Е. Н. Динамика задней ветви и ведущей звездочки гусеничного движителя. М., ОНТИ—НАТИ, 1957, 42 с.
12. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1968, 396 с.
13. Забавников Н. А. Аналитическое определение времени и пути разгона. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 6, с. 11—14.
14. Забавников Н. А. О рациональной геометрии тороидной бесступенчатой передачи. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1953, № 11, с. 7—9.
15. Забавников Н. А. Простейший аккумулятор энергии транспортной машины. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 3, с. 18—22.
16. Забавников Н. А. Критерии оценки механического аккумулятора энергии транспортной машины и схемы с газовой связью. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 4, с. 16—20.
17. Зайчик Г. И. Механизмы поворота танков. М., Оборонгиз, 1941, 48 с.
18. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959, 312 с.
19. Исаев Е. Г. Упрощенный метод определения основных кинематических и динамических величин при повороте гусеничного трактора. Труды НАТИ, выпуск 202, 1969, с. 82—97.

20. Карельских Д. К., Кристи М. К. Теория, конструкция и расчет тракторов, М., Машгиз, 1940, 519 с.
21. Кристи М. К., Красеньков В. И. Новые механизмы трансмиссий. М., «Машиностроение», 1967, 216 с.
22. Куликов Н. К. Динамический ряд передаточных чисел коробки передач. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 12, с. 19—22.
23. Куликов С. В., Храмкин М. Ф. Водометные движители. Л., «Судостроение», 1970, 352 с.
24. Конструирование автомобилей и снегоходных машин. Труды Горьковского политехнического института им. А. А. Жданова. Т. 22, вып. 6. Волго-Вятское изд-во, 1966, с. 22—30.
25. Лаптев Ю. Н. Автотракторные гидротрансформаторы. М., «Машиностроение», 1973, 280 с.
26. Леонов С. И. Поперечные колебания верхней ветви обвода гусеничного движителя с передним расположением звездочки. «Известия вузов СССР. Машиностроение». 1958, № 9, с. 10—19.
27. Малиновский А. Н. Ходовая часть гусеничных машин. М., Воениздат, 1963. 117 с.
28. Олейко Ф. А. Колесный и гусеничный ход. Изд-во Академии сельскохозяйственных наук БССР, Минск, 1960, 228 с.
29. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., «Машиностроение», 1967, 316 с.
30. Платонов В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М., «Машиностроение», 1973. 232 с.
31. Прокофьев В. Н. Основы теории гидромеханических передач. М., Машгиз, 1957, 423 с.
32. Прокофьев В. Н. Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин. М., Воениздат, 1960, 300 с.
33. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л., «Машиностроение», 1972, 560 с. Авт.: Носов Н. А., Галышев В. Д., Волков Ю. П., Харченко А. П.
34. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., «Машиностроение», 1972, 392 с.
35. Русецкий А. А., Жученко М. М., Дубровин О. В. Судовые движители. Л., «Судостроение», 1971, 287 с.
36. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М., «Машиностроение», 1972, 192 с.
37. Системы поддрессирования современных тракторов. М., «Машиностроение», 1974, 174 с. Авт.: Попов Д. А., Попов Е. Г., Волошин Ю. Л., Кутин Л. Н., Субботин В. И.
38. Снегоходные машины. Труды Горьковского политехнического института им. А. А. Жданова. Т. 23, вып. 7. Горький, 1967, с. 11—30 и 88—97.
39. Снегоходные машины. Труды Горьковского политехнического института им. А. А. Жданова. Т. 29, вып. 5. Горький, 1973, с. 47—59.
40. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959, 439 с.
41. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М., «Машиностроение», 1970, 175 с.
42. Фаробин Я. Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов. М., Машгиз, 1962, 163 с.
43. Янте А. Механика движения автомобиля. Ч. 1. М., Машгиз, 1958, 263 с.
44. Bekker M. G. Theory of Land Locomotion — The Mechanics of Vehicle Mobility, University of Michigan Press, Ann Arbor, 1956, v 400.