



МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)

КОНСТРУКЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Часть 1

Конструкции пусковых установок
подвижных грунтовых ракетных комплексов

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»

КОНСТРУКЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Часть 1

Конструкции пусковых установок
подвижных грунтовых ракетных комплексов

*Допущено Федеральным УМО по укрупненной группе специальностей
и направлений подготовки 23.00.00 – «Техника и технологии наземного
транспорта» в качестве учебного пособия для обучающихся
по направлению подготовки 23.05.02 – «Транспортные средства
специального назначения», уровень образования – «специалитет»*

МОСКВА
МАДИ
2019

УДК 621(075.8)
ББК 39.9
К65

Авторский коллектив:

Громыко А.Н., Мазлумян Г.С., Скоробогатов П.О., Ерусланкин С.А.

Рецензенты:

канд. техн. наук, доц. каф. «Тягачи и амфибийные машины» МАДИ *Зайцев С.В.*;
канд. техн. наук, ст. преп. каф. «Баллистические ракеты» ВА РВСН им. Петра Великого
подполковник *Барышов Д.П.*

К65 Конструкции транспортных средств специального назначения. В 2-х ч.
Ч. 1. Конструкции пусковых установок подвижных грунтовых ракетных комплексов: учеб. пособие / А.Н. Громыко [и др.]. – М.: МАДИ, 2019. – 268 с.

ISBN 978-5-7962-0250-0

Учебное пособие содержит лаконичное изложение основных теоретических положений построения и развития основных боевых агрегатов подвижных боевых ракетных комплексов, исходя из основных требований, предъявляемых к ним в современных условиях при ведении боевых действий; принципов формирования их технического облика; основных подходов к созданию элементов конструкций и методики расчета.

Все теоретические положения подкреплены конкретными примерами расчета функциональных элементов. С целью обеспечения практической направленности в учебном пособии приведены основные подходы к расчету конструкции агрегатов, а также конкретные примеры расчета с алгоритмами и программами.

Материал учебного пособия приведен в соответствии с содержанием рабочей учебной программы дисциплины «Конструкции транспортных средств специального назначения», изучаемой специалистами по направлению подготовки 23.05.02 «Транспортные средства специального назначения».

УДК 621(075.8)
ББК 39.9

Учебное издание

Авторский коллектив:

ГРОМЫКО Александр Николаевич
МАЗЛУМЯН Григорий Сергеевич
СКОРОБОГАТОВ Павел Олегович
ЕРУСЛАНКИН Сергей Алексеевич

**КОНСТРУКЦИИ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Часть 1

Конструкции пусковых установок
подвижных грунтовых ракетных комплексов

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Редактор И.А. Короткова

Редакционно-издательский отдел МАДИ. E-mail: rio@madi.ru

Подписано в печать 22.04.2019 г. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 16,75. Тираж 500 экз. Заказ . Цена 550 руб.

МАДИ, Москва, 125319, Ленинградский пр-т, 64.

ISBN 978-5-7962-0250-0

© МАДИ, 2019

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АВП – аппарат на воздушной подушке
АГТД – автоматический газотурбинный двигатель
АК – гидроаккумулятор
АО – амортизируемый объект
АПУ – автономная пусковая установка
АТС – автомобильное транспортное средство
Б – бак
БГТУ – Балтийский государственный технический университет
БД – боевое дежурство
БКШ – базовое колёсное шасси
БСП – боевая стартовая позиция
ВВТ – вооружение и военная техника
ВУВ – воздушная ударная волна
ГМП – гидромеханическая передача
ГОТ – гидрообъёмная трансмиссия
ГТД – газотурбинный двигатель
ГЧ – головная часть
Д – двигатель
ДВС – двигатель внутреннего сгорания
ЗИЛ – завод им. И.А. Лихачёва
ЗИП – запасные части, инструменты и принадлежности
ЗУ – защитное устройство
ИК – инфракрасный
К – клапан
КБ – конструкторское бюро
КБСМ – конструкторское бюро специального машиностроения
ККС – конструктивно-компоновочная схема
КО – клапан обратный
КР – клапан редуционный
КраЗ – Кременчугский автомобильный завод
КП – командный пункт
КП – клапан предохранительный
КПД – коэффициент полезного действия
КПСС – Коммунистическая партия Советского Союза
М – мотор
МАЗ – Минский автомобильный завод
МБР – межконтинентальная баллистическая ракета
МИТ – Московский институт теплотехники
МО РФ – Министерство обороны Российской Федерации
МН – манометр
МТУ – моторно-трансмиссионная установка
НА – насос
НАТО – Организация Североатлантического договора (Североатлантический альянс)
НДС – напряжённо-деформированное состояние
НИИ – научно-исследовательский институт
НИОКР – научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы
НИР – научно-исследовательская работа
НПО – научно-производственное объединение

ОА – объект амортизации
ОКБ – опытно-конструкторское бюро
ОСВ – ограничение стратегических вооружений
ОХМ – опорно-ходовой модуль
ПА – пластический амортизатор
ПАД – пороховой аккумулятор давления
ПБГ – постоянная боевая готовность
ПГРК – подвижный грунтовый ракетный комплекс
ПЗП – податливо-защитная прослойка
ППУ – пластически податливое устройство
ПРО – противоракетная оборона
ПС – подъёмная стрела
ПСА – пластическая система амортизации
Р – распределитель
РВСН РФ – Ракетные войска стратегического назначения РФ
РДТТ – ракетный двигатель твёрдотопливный
РК – ракетный комплекс
РФ – Российская Федерация
РЭ – рабочий элемент
СА – система амортизации
СИ – система измерения
СМ СССР – Совет Министров (СССР)
СНВ – стратегические наступательные вооружения
СНГ – Содружество независимых государств
СПУ – самоходная пусковая установка
СУ – силовая установка
СССР – Союз Советских Социалистических Республик
США – Соединённые Штаты Америки
СЭК – силовой элемент конструкции
ТА – транспортный агрегат
ТВР – температурно-влажностный режим
ТПК – транспортно-пусковой контейнер
ТПА – трубчатый пластический амортизатор
ТПУ – транспортно-пусковая установка
ТТТ – тактико-технические требования
ТЭ – трубчатый элемент
ТЭПЭ – трубчатый энергопоглощающий элемент
УАЗ – Ульяновский автомобильный завод
УПА – упруго-пластический амортизатор
УралАЛ – Уральский автомобильный завод (АЗ «Урал», АО «Автомобильный завод «УРАЛ»)
Ф – фильтр
ФМХ – физико-механические характеристики
ФП – федеральная программа
ФС – фортификационное сооружение
ХСМ – химические и специальные машины
ЦК – Центральный комитет (КПСС)
ЦКБ – Центральное конструкторское бюро
ЦНИИ – Центральный научно-исследовательский институт
ШПУ – шахтная пусковая установка
ЯВ – ядерный взрыв
ЯМЗ – Ярославский моторный завод

ВВЕДЕНИЕ

Огромный ракетноядерный потенциал развитых стран, обусловленный увеличением числа боевых блоков ракет, значительное повышение точности стрельбы баллистических ракет вероятных противников, достигнутое к началу 80-х годов XX века, а также их исключительно высокая боевая готовность представляли большую военную угрозу для СССР и приводили к снижению боевых возможностей отечественной группировки ракетных комплексов с одиночными шахтными пусковыми установками по сравнению с группировкой ракетных комплексов США.

Соединенные Штаты Америки продолжали разрабатывать программы модернизации стратегического ракетного оружия. Принятая в 1986 году на вооружение США ракета «МХ» превосходила по боевой эффективности отечественную ракету «Минитмен-3» в несколько раз, а баллистическая ракета подводной лодки США «Трайдент-2» значительно превосходила ракету отечественной подводной лодки «Посейдон-3» по возможности поражения малоразмерных целей. Все это требовало принятия серьезных мер по обеспечению живучести ракетных комплексов РВСН в условиях ядерного удара. Поэтому наряду с качественным совершенствованием шахтных пусковых установок в СССР интенсивно велись работы по созданию высокоэффективных подвижных ракетных комплексов, которые обладали бы свойством изменять координаты своего местоположения во времени и в пространстве и тем самым вносить неопределенность в знание противника о местоположении пусковых установок при планировании им удара по районам базирования отечественных подвижных ракетных комплексов.

В связи с этим дальнейшее развитие вооружения РВСН, необходимое для поддержания стратегического паритета, осуществлялось как по линии создания новых ракетных комплексов стационарного шахтного и подвижного железнодорожного базирования с ракетами РТ-23 УТТХ, так и по линии модернизации существующих боевых ракетных комплексов с ракетами Р-36 М стационарного шахтного базирования и РТ-2ПМ подвижного грунтового базирования. Это были комплексы четвертого поколения, которые имели повышенную боеготовность, живучесть, стойкость к поражающим факторам ядерного взрыва и оружия на новых физических принципах (поражающие факторы, которых основываются на ранее не использовавшихся в военных целях процессах и явлениях), оперативное переприцеливание, увеличенный период автономности. Разработка, испытания, принятие на вооружение и постановка на боевое дежурство этих ракетных комплексов осуществлялись под руководством организаций, возглавляемых конструкторами, специалистами в области ракетно-космической техники В.Ф. Уткиным и А.Д. Надирадзе.

Ввод в группировку мобильных ракетных комплексов обеспечивал неопределенность в знании противника о местоположении подвижных пусковых установок не только за счет их мобильности, но и за счет обеспечения скрытности, что особенно важно в условиях применения противником космических средств разведки.

Скрытность подвижных пусковых установок обеспечивается за счет применения технических средств маскировки и использования естественных защитных свойств местности. Последнее достигается выбором районов базирования подвижных ракетных комплексов и боевых стартовых позиций в них. Подвижные пусковые установки обладают также определенной степенью технической защиты от механического действия и других поражающих факторов ядерного взрыва, что позволяет ограничить размеры позиционных районов и выбирать вполне определенные расстояния между боевыми стартовыми позициями. Таким образом, сочетание подвижности, позволяющей выполнить требования по частоте смены позиций, скрытности и определенной степени защищенности подвижных пусковых установок обеспечивают достаточно высокий уровень живучести мобильных ракетных комплексов в условиях ядерного воздействия противника. Эти качества и предопределили их создание.

Первый такой комплекс был поставлен в СССР на боевое дежурство в середине 80-х годов XX века. Это был мобильный грунтовый комплекс «Тополь» с ракетой РТ-2ПМ. Накопленный ранее опыт разработки и эксплуатации мобильных грунтовых комплексов с ракетами средней дальности позволил Московскому институту теплотехники (генеральный конструктор А.Д. Надирадзе, а позднее Б.Н. Лагутин) на базе межконтинентальной твердотопливной ракеты шахтного базирования РТ-2П (8К98П) создать практически новый мобильный комплекс с ракетой РТ-2ПМ.

Разработка комплекса велась на основании Постановления ЦК КПСС и СМ СССР от 26.08.1980 года с учетом требований Советско-Американского договора ОСВ-2 в части стартового и забрасываемого весов, длины и максимального диаметра, числа ступеней, типа топлива, состава и характеристик боевого оснащения. Многие технические решения, реализованные в процессе создания комплекса, не имели аналогов в практике мирового ракетостроения. Высокая скрытность подвижных ракетных комплексов от разведки противника была достигнута проведением маскировочных мероприятий (использование штатных средств и естественных маскировочных свойств местности), а также реализацией режимов функционирования подвижных агрегатов, при которых космическая разведка противника не в состоянии точно и оперативно отслеживать их местоположение (выбор частоты и времени смены стоянок, выбор расстояния между ними, выбор маршрута движения).

Основными разработчиками ракеты в соответствии с указанным Постановлением были определены: Московский институт теплотехники Миноборонпрома СССР – головной, научно-производственное объединение «Союз» Минобщемаша СССР – по зарядам ракетного топлива (главный конструктор Б.П. Жуков), научно-производственное объединение автоматики и приборостроения Минобщемаша СССР – по системе управления (генеральный конструктор Н.А. Пилюгин, а позднее В.А. Лапыгин).

Одной из основных проблем при создании подвижных комплексов наземного базирования является проблема выбора транспортной базы для подвижных пусковых установок. Это связано с тем, что выбор типа транспортного средства определяет не только конструктивные особенности и параметры системы «ракета – пусковая установка», возможные районы базирования подвижных комплексов, но и оказывает влияние на их живучесть, состав и принципы организации. Транспортные средства должны обеспечить высокую ходимость пусковых установок, требуемые запас хода, ресурс транспортировки и скорости движения.

Наиболее интенсивные научные исследования и опытно-конструкторские работы по обоснованию выбора транспортной базы для подвижных пусковых установок проводились в период с конца 50-х до первой половины 70-х годов. В качестве транспортной базы для подвижных пусковых установок рассматривались гусеничные транспортные средства, колесные транспортные средства, в том числе колесные транспортные средства, которые могут двигаться только по дорогам с твердым покрытием (типа «Совтрансавто»), транспортные средства, которые могут эксплуатироваться на категорийных и грунтовых дорогах и разведанной местности, а также железнодорожные транспортные средства. Кроме того, в качестве транспортных средств для подвижных пусковых установок рассматривались речные суда, аппараты на воздушной подушке, экранопланы (экранолеты), дирижабли, вертолеты. Разработки по пусковым установкам на базе речных судов, аппаратов на воздушной подушке, экранопланов и вертолетов не нашли своего продолжения. К числу основных причин прекращения дальнейших разработок указанных типов пусковых установок следует отнести ограниченные возможности по базированию пусковых установок, сильная зависимость от природно-климатических условий, резко отрицательное влияние на окружающую природную среду (особенно при базировании пусковых установок в районах тундры и на реках), сложность боевой эксплуатации, недостаточно развитая промышленная база по созданию транспортных средств, особенно аппаратов на воздушной подушке и экранопланов.

Транспортно-пусковой контейнер ракетного комплекса «Тополь» размещается на семиосном колесном шасси, на котором также смонтированы агрегаты и системы, обеспечивающие транспортировку, поддержание требуемой степени боевой готовности, подготовку к пуску и пуск ракеты. При

этом пусковая установка вывешивается на домкратах и горизонтируется, а по команде «пуск» транспортно-пусковой контейнер с ракетой устанавливается в вертикальное положение. Ракета выстреливается из контейнера пороховым аккумулятором давления и после этого включается маршевый двигатель первой ступени. Пуск ракеты обеспечивается с полевых боевых стартовых позиций, маршрутов боевого патрулирования (с любой точки маршрута, пригодной для пуска по состоянию грунта и уклону местности) и из укрытий.

Новые ракетные комплексы стационарного шахтного и подвижного железнодорожного видов базирования создавались на основе единой межконтинентальной твердотопливной ракеты РТ-23 с разделяющейся головной частью, разработанной по Постановлению ЦК КПСС и СМ СССР от 1.06.79 года № 514 – 175Л. Ракета РТ-23 была заявлена как новая межконтинентальная баллистическая ракета (по Договору ОСВ-2 каждая из сторон могла принять на вооружение по одной новой ракете) и проектировалась для универсального применения в составе стационарного и разных вариантов мобильных комплексов. Первоначально рассматривались три варианта базирования: стационарный, подвижный грунтовый и подвижный железнодорожный. Это поставило разработчиков в рамки жестких ограничений по массогабаритным характеристикам, поскольку по своим боевым возможностям ракета не должна была уступать новой межконтинентальной баллистической ракете США «МХ» и в то же время не потерять мобильных свойств.

НИОКР по созданию грунтовых подвижных пусковых установок для ракеты РТ-23 велись по двум направлениям. Первое направление – создание пусковых установок на базе вновь разрабатываемого крупногабаритного восьмиосного шасси, способного автономно (до 7 суток) нести боевое дежурство и свободно перемещаться по разведанной местности в степной, полупустынной и пустынной зонах территории СССР (автономная пусковая установка «Целина»). Второе направление – создание пусковых установок с автономностью до 1 суток на базе узлов и агрегатов колесного шасси, которое было создано для ракеты РТ-2ПМ, способного передвигаться по дорогам I-III категорий с усиленными мостами и грунтовыми маршрутам, подготовленным в инженерном отношении (автономные пусковые установки «Целина-2», «Целина-4»). Для подтверждения возможности движения по разведанной местности автономной пусковой установки, имеющей нагрузку на ось 60 т, была проведена большая работа по оценке ходимости агрегата-аналога, имевшего нагрузку на ось 60 т. В ней приняли участие более 10 организаций Министерства обороны СССР и промышленности. Испытания проводились весной, летом, осенью и зимой, были получены положительные результаты. После завершения этих работ были изготовлены две экспериментальные пусковые установки с грузомкетами всех систем, в том числе и транспортно-пусковыми контейнерами с ракетой (автономные пусковые установки «Целина» и «Целина-2»).

Обе автономные пусковые установки были испытаны на ходимость в предполагаемых районах базирования.

Учитывая большие объемы работ по инженерному оборудованию позиционных районов, их большую стоимость, наличие ряда технических проблем в создании специальных колесных шасси, необходимость освоения новых районов базирования, а также договорные обязательства, было принято решение о прекращении дальнейших работ по созданию такого типа подвижных пусковых установок. Таким образом, было решено, что ракета должна иметь два варианта базирования: стационарный (в шахтной пусковой установке) и мобильный железнодорожный.

Одним из возможных путей повышения боевой эффективности группировки РВСН РФ является, как указывалось ранее, введение в ее состав подвижных ракетных комплексов. Необходимость использования этого пути вновь возникла в начале 80-х годов.

В этот период США и СССР начали разработку ракетных комплексов с малогабаритной ракетой для замены устаревших межконтинентальных баллистических ракет. В США это была программа «Миджетмен», в СССР – ракетный комплекс «Курьер».

В соответствии с Постановлением ЦК КПСС и СМ СССР от 21.07.1983 г. № 696-221 была начата разработка подвижного ракетного комплекса «Курьер» с межконтинентальной малогабаритной твердотопливной трехступенчатой ракетой. Головным разработчиком был определен Московский институт теплотехники Министерства оборонной промышленности СССР (главный конструктор А.Д. Надирадзе).

При проведении работ по программе «Курьер» был накоплен значительный опыт по созданию автономных пусковых установок. В короткие сроки были обоснованы ТТТ МО и уже в 1984 году вышел эскизный проект, в котором предлагались различные типы пусковых установок для малогабаритной ракеты «Курьер». Общим направлением работ по автономным пусковым установкам с ракетой «Курьер» было повышение их маневренности, проходимости, тяговооруженности, гарантийного пробега, автономности и стойкости к поражающим факторам ядерного взрыва, обеспечение их транспортабельности по железным дорогам, водным путем и по воздуху. В проекте была реализована идея создания пусковых ракетных модулей, которые могли перемещаться на различных транспортных средствах и устанавливаться в укрытия различного типа, а также идея создания автономных транспортно-пусковых установок с пусковыми ракетными модулями облегченного типа, которые сами могли осуществлять пуск ракет и устанавливать модули в укрытие. В эскизном проекте по комплексу «Курьер» были рассмотрены некоторые типы защищенных автономных пусковых установок. Были изготовлены пусковые установки на четырехосном и пятиосном колесном шасси.

Однако дальнейшие работы по ракете, пусковым установкам и комплексу в целом были прекращены в связи с подписанием в июне 1991 года Договора между СССР и США об ограничении и сокращении стратегических наступательных вооружений.

В связи с активизацией в Соединенных Штатах Америки работ по программе «стратегической оборонной инициативы» работы по программе «Миджетмен» в 1990 году были свернуты и комплекс не был доведен до полной готовности. Комплекс «Курьер» к моменту подписания Договора был почти готов к развертыванию; проводились его летные испытания и разрабатывались варианты боевого применения.

Еще до заключения договора о сокращении наступательных вооружений Московский институт теплотехники Миноборонпрома СССР и научно-производственное объединение «Южное» Минобщемаша СССР, учитывая усиление работ в США по программе «стратегической оборонной инициативы», разработали в 1988 году совместные предложения о возможности создания стационарных и подвижных ракетных комплексов с единой ракетой.

На основании этих предложений Государственная комиссия Совета Министров СССР по военно-промышленным вопросам приняла решение от 9.09.1989 года за № 323 о создании универсальной моноблочной межконтинентальной ракеты РТ-2ПМ2 для стационарного шахтного и подвижного грунтового ракетных комплексов. Эти комплексы предназначались для замены находящихся в то время на боевом дежурстве ракетных комплексов с моноблочными ракетами УР-100К и РТ-2П, которые морально устарели и выработали допустимый сверхгарантийный ресурс эксплуатации, а также комплексов «Тополь» и комплексов с ракетой УР-100Н. Главными разработчиками комплексов этим решением были определены совместно – научно-производственное объединение «Южное» Минобщемаша СССР и Московский институт теплотехники Миноборонпрома СССР. В работах по созданию комплекса с МБР РТ-2ПМ2 было предусмотрено участие 284 предприятий РФ (80%), 47 предприятий Украины (14%), 6 предприятий Белоруссии (2%) и ряда предприятий других Республик СССР.

Кооперацией разработчиков и изготовителей комплекса к началу 1992 г. была развернута полномасштабная наземная отработка систем и агрегатов этого комплекса. По всем основным элементам комплекса велись испытания по подтверждению работоспособности конструкций и соответствия характеристик требованиям ТТТ МО. В целом наземная отработка по отдельным системам и агрегатам комплекса была проведена на 30...60%.

Ракета проектировалась для универсального применения в составе стационарного и подвижного грунтового комплексов. Это поставило разработчиков в рамки жестких ограничений по массово-габаритным характеристикам, поскольку по своим боевым возможностям она не должна была уступать американской ракете «МХ» и в то же время не потерять своих мо-

бильных свойств. Разработка ракеты велась как модернизация ракеты РТ-2ПМ и ракетного комплекса на ее основе, получившего в открытой печати название «Тополь-М».

При разработке предусматривалось создание ракеты, которая по совокупности баллистических, динамических и прочностных возможностей обеспечивала бы высокий модернизационный потенциал в направлении расширения боевых возможностей путем применения усовершенствованных боевых блоков и реализации дополнительных мероприятий по повышению вероятности преодоления перспективной системы противоракетной обороны вероятного противника.

После распада СССР с учетом реально сложившейся обстановки в проведении работ по комплексу с МБР РТ-2ПМ2 в целях обеспечения дальнейших работ и сохранения научно-технического задела было проведено совещание руководящего состава Министерства оборонной промышленности РФ и Объединенных Вооруженных Сил СНГ. В соответствии с утвержденным решением этого совещания обязанности головного разработчика комплексов стационарного и подвижного базирования были возложены на Московский институт теплотехники. Головным предприятием по изготовлению ракеты для стационарного и подвижного видов базирования было определено производственное объединение «Воткинский завод».

Эта кооперация предприятий, возглавляемая в начале своего становления генеральным конструктором Московского института теплотехники А.Д. Надирадзе, сформировалась в течение последних 25 лет и достаточно хорошо зарекомендовала себя при разработке подвижных грунтовых ракетных комплексов «Темп», «Пионер», «Целина», «Тополь», имеет развитые экспериментальную и опытную базу, большой научно-технический задел по перспективным разработкам.

В соответствии с заключенным договором по заказу РВСН РФ Московский институт теплотехники разработал «Технические материалы по организации разработки и производства РК с РТ-2ПМ2 стационарного и подвижного видов базирования» в новой Российской кооперации предприятий разработчиков и изготовителей, предусматривающие максимальное использование материальной части, изготавливаемой по документации организаций и предприятий, выбывающих из кооперации разработчиков.

От РВСН РФ потребовалось в сжатые сроки провести экспертизу проектных материалов с оценкой возможности успешного завершения опытно-конструкторских работ в новой кооперации. С учетом тенденции снижения реальных объемов финансирования и имеющейся неопределенности в ежегодном выделении средств, проведенный военно-технический анализ проектных материалов тем не менее показал возможность создания ракетного комплекса «Тополь-М» в Российской кооперации предприятий с уровнем ТТХ, заданным в ТТТ МО.

Дальнейшие работы по разработке и созданию РК с МБР РТ-2ПМ2 проводились на основании Указа Президента РФ № 275 от 22 февраля 1993 г. на основе предложений МИТ по Российской кооперации разработчиков и изготовителей РК. В состав сформированной кооперации вошло более 50 основных организаций, в т.ч. НПО АП, НПО «Импульс», ЦКБ «Титан», ГНИП, ОКБ «Вымпел», КБСМ, НПО Маш, ЦКБТМ, ПО «Союз» и др. Перечень предприятий и организаций, участвующих в создании и производстве РК, был утвержден в дальнейшем Постановлением Правительства РФ № 294-27 от 18.05.94 г. К этому времени была вновь развернута полномасштабная отработка систем и агрегатов комплекса с использованием материалов и комплектующих изделий, производимых предприятиями Российской Федерации.

Таким образом, была сформирована новая Российская кооперация ракетостроения, которая способна не только обеспечить серийное производство подвижного грунтового комплекса с ракетой РТ-2ПМ2, но и решать задачи по разработке новых РК, продлению сроков их эксплуатации, обеспечению безопасности эксплуатации.

Массово-габаритные характеристики и некоторые возможности конструктивного исполнения ракеты РТ-2ПМ2 жестко ограничены. Ракета должна эксплуатироваться в составе как стационарного, так и мобильного комплексов. В стационарном варианте целесообразно использовать шахтные пусковые установки ракет, снимаемых с вооружения или уничтожаемых в соответствии с Договором СНВ-2. Размещение ракет комплекса «Тополь-М» в имеющиеся шахтные пусковые установки позволит существенно сократить затраты на разработку и размещение комплекса, автономные пусковые установки которого созданы на базе восьмисоснового полноприводного специального колесного шасси МЗКТ 79221-100.

Сформированной Российской кооперации ракетостроения по плечу решение самых сложных задач, которые возникают перед Ракетными войсками в современных и будущих военно-политических отношениях.

В настоящее время группировка РВСН РФ, представленная подвижными и стационарными пусковыми установками с межконтинентальными баллистическими ракетами продолжает наращивать мощности и активно совершенствуется.

1. БАЗОВЫЕ МАШИНЫ АГРЕГАТОВ БОЕВЫХ РАКЕТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

1.1. Общие сведения о базовых машинах агрегатов боевых ракетных комплексов

1.1.1. *Общая характеристика базовых машин*

Для транспортировки вооружения, оборудования, комплектующего имущества, топлива, техники и людей в войсках могут использоваться различные виды транспорта: водный, железнодорожный, воздушный и автомобильный. Каждый из этих видов транспорта обладает определенными свойствами и возможностями. Дадим их краткую характеристику.

Водный транспорт – самый дешевый и самый вместительный вид транспорта, но и самый тихходный. Подготовка и содержание в порядке водных путей обходится дешевле, чем строительство и ремонт железных и шоссейных дорог. Недостатки водного транспорта: ограниченная доступность для транспортировки грузов и вооружения во внутренние районы страны; реки и, за немногим исключением, морские порты замерзают зимой.

Водный транспорт делится на две большие группы: морской и речной, состоящий из морских и речных судов и барж. По назначению их можно разделить на транспортные, промышленные, военные и вспомогательные суда. Транспортные суда бывают сухогрузные и наливные (танкеры). По способу передвижения суда подразделяются на надводные, подводные суда на подводных крыльях и суда на воздушной подушке. Последние имеют возможность выходить на сушу и широко используются в ВМФ как боевые и транспортно-десантные корабли.

Железнодорожный транспорт является самым распространенным видом транспорта в нашей стране и сравнительно дешев, несмотря на высокую стоимость постройки железных дорог. Перевозка груза от Москвы до Санкт-Петербурга автомобилем обошлась бы в 20 раз дороже.

Большие скорости, относительная дешевизна, возможность маскировки перевозок, большая грузоподъемность и ряд других достоинств делает этот вид транспорта наиболее удобным для перевозки грузов и военной техники на большие расстояния во внутренних районах страны. Железнодорожный транспорт широко используется всеми видами и родами войск, обеспечивая им высокую стратегическую подвижность.

В качестве тяговых средств здесь используются электровозы, тепловозы и газотурбовозы. Электровозы получают энергию от электростанций через тяговые подстанции, расположенные через каждые 20...30 км. На тяговых подстанциях переменный трехфазный ток преобразуется в постоянный напряжением 3000 В и через контактный провод и пантографы электровоза поступает к тяговым электродвигателям, расположенным на каждой оси

электровоза. Эти электровозы называются электровозами постоянного тока (ВЛ-10, ВЛ-60, ВЛ-80). Имеются электровозы и на переменном однофазном токе (ЭР-1, ЭР-9). Они оборудуются выпрямителями для питания тяговых электродвигателей постоянного тока. Использование повышенного напряжения переменного тока в контактном проводе до 25 кВ позволяет уменьшить сечение контактного провода и увеличить расстояние между подстанциями до 60...70 км.

Тепловозы имеют собственный источник энергии – дизельные двигатели на 737, 1474, 2210 кВт на одну секцию и выпускаются в двухсекционном варианте. Дизели приводят во вращение генераторы постоянного тока, который подается к тяговым электродвигателям. Тепловозы сложнее электровозов и стоят дороже, зато не требуют контактной сети и тяговых подстанций. Их можно использовать на малом участке железной дороги. Разрабатываются тепловозы с гидрообъемной и даже механической передачей на ведущие оси.

У газотурбовозов вместо дизеля устанавливается газовая турбина (газотурбинный двигатель), имеющая значительно меньшие габариты и массу, чем у дизельного двигателя. Поэтому газотурбовозы значительно мощнее тепловозов.

Железнодорожные поезда состоят из тягового средства и вагонов. Число вагонов грузового поезда обычно составляет 40...50, в зависимости от грузоподъемности вагоны бывают двухосные (20...25 т), четырехосные (50...60 т), шестиосные (80...90 т) и многоосные (более 100 т).

Железнодорожным транспортом можно перевозить грузы, машины и оборудование только определенных габаритов. Установлены следующие железнодорожные габариты погрузки (рис. 1.1):

- габариты подвижного состава 02-Т;
- габариты погрузки по Западу;
- габариты погрузки железных дорог 1-Т;
- негабаритность 0 степени;
- негабаритность I степени;
- негабаритность II степени;
- негабаритность III степени;
- негабаритность IV степени.

Автомобильная техника общего назначения и народнохозяйственные машины должны удовлетворять габариту погрузки по Западу или габариту 02-Т. Тяжелые многоосные машины, используемые в армии и народном хозяйстве, должны удовлетворять габариту погрузки железных дорог (габарит 1-Т). В отдельных случаях допускается для военной техники иметь машины и агрегаты, удовлетворяющие негабаритности 0 степени.

Воздушный транспорт – самый быстрый, но и самый дорогой вид транспорта. Парк воздушного транспорта состоит из самолетов, вертолетов

и экранолётов различного назначения. Транспортные самолеты имеют большую грузоподъемность, высокую скорость полета и большую беспосадочную дальность, что позволяет осуществлять быструю доставку значительных масс грузов и вооружения в различные области страны. Однако для обеспечения нормальных условий эксплуатации самолетов требуются аэродромы.

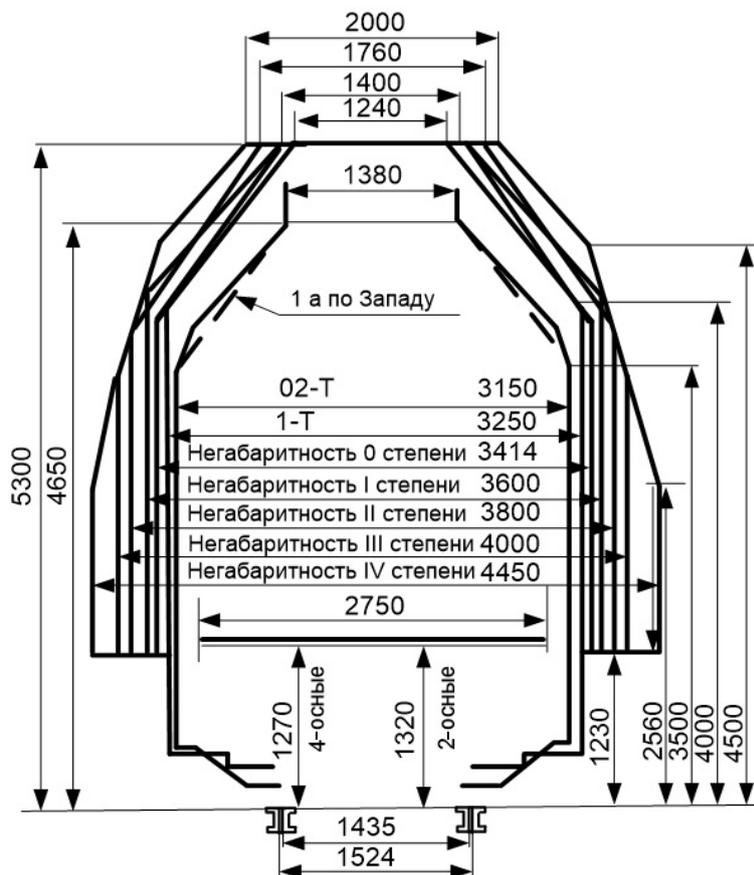


Рис. 1.1. Железнодорожные габариты погрузки

Преимуществами вертолетов, по сравнению с самолетами, является возможность взлета и посадки практически с любого места (необходимость в аэродромах отпадает), меньшая грузоподъемность, дальность и скорость полета. Кроме того, энерговооруженность вертолетов значительно выше, чем у самолетов. Поэтому транспортировка грузов вертолетами обходится значительно дороже, чем при транспортировке самолетами.

Самый крупный, тяжелый, но и более экономичный вид воздушного транспорта – экранолёт или экраноплан, использующий для создания подъемной силы эффект экрана Земли при полете на малых высотах. Скорость полетов экранолетов обычно меньше, чем у самолетов, но больше, чем у вертолетов. Энерговооруженность экранолетов обычно ниже, чем у самолетов. Этим и объясняется меньшая стоимость транспортировки. Для обеспечения безопасности полетов на экранолетах над поверхностью Зем-

ли требуется значительная высота полета (не менее 10...20 м), что, в свою очередь, требует большого размера его несущих крыльев. Поэтому экранолеты больше самолетов по размерам и грузоподъемности.

Автомобильный наземный грузовой транспорт – основной вид транспорта в армии. К нему относятся одиночные автомобили всех типов, автомобильные поезда, а также аппараты на воздушной подушке (АВП).

В зависимости от назначения всю автомобильную технику, используемую в армии, можно разделить на шесть основных групп:

- 1) грузовые автомобили общетранспортного назначения;
- 2) автомобили многоцелевого назначения;
- 3) специальные транспортеры;
- 4) специальные тягачи;
- 5) бронированные колесные автомобили;
- 6) длиннобазные шасси и базовые машины.

Общая сравнительная характеристика основных видов транспорта приведена в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Сравнительная характеристика основных видов транспорта

| Основные характеристики | Виды транспорта | | | | | |
|------------------------------------|-----------------|--------------------|------------|----------------|------------|------------|
| | Ж/д транспорт | Одиночные а/машины | Автопоезда | Надводные суда | Самолеты | Вертолеты |
| Грузоподъемность, т | 2000...3000 | 5...50 | 20...100 | 500...50000 | 20... 80 | 10... 25 |
| Удельная мощность, кВт/т | 2...3 | 8...16 | 6...10 | 0,3...1,5 | 120... 80 | 180... 220 |
| Максимальная скорость, км/ч | 80...160 | 60...80 | 40...60 | 20... 40 | 600... 900 | 150... 180 |
| Средняя техническая скорость, км/ч | 30...40 | 25...40 | 20...30 | 20... 30 | 500... 800 | 100... 150 |
| Среднесуточная скорость, км/сут | 500 | 300 | 200 | 500 | 5000 | 800 |
| Стоимость перевозки, у.е./т·км | 0,37 | 7,0 | 5,0 | 0,3 | 10...15 | 30 |
| Перегрузка, в долях g | 0,2...1,8 | 1,1...5,0 | 1,1...5,0 | 0,5...1,0 | 0,5...1,7 | 0,5...1,7 |

Грузовые автомобили общетранспортного назначения – это двух- или трехосные автомобили с одной или двумя ведущими осями, имеющие колесные формулы 4×2 или 6×4, т.е. неполноприводные машины массового производства, обладающие ограниченной проходимостью и грузоподъемностью. По грузоподъемности они делятся на пять классов:

- 1) особо малой грузоподъемности (0,25...0,5 т);
- 2) малой грузоподъемности (0,8...1,5 т);
- 3) средней грузоподъемности (2,0...5,5 т);

- 4) большой грузоподъемности (7,0...12 т);
- 5) особо большой грузоподъемности (более 12 т).

К последнему классу относятся и автомобильные поезда грузоподъемностью 15, 25, 40, 60 т и более. На дорогах с твердым покрытием они могут развивать скорость до 70...95 км/ч, способны перевозить грузы массой от 50 до 115% собственной массы автомобиля и буксировать прицепы, масса которых составляет 50...70% от полной массы автомобиля с грузом.

Автомобили многоцелевого назначения – это основная, наиболее многочисленная группа армейских автомобилей. Они используются во всех родах войск и видах Вооруженных Сил. К этим автомобилям относятся УАЗ-469, ГАЗ-66, ЗиЛ-131, Урал-375, КраЗ-255Б. Это полноприводные машины повышенной проходимости с колесными формулами 4×4 и 6×6. По грузоподъемности эти автомобили делятся на три класса: 1) легкие 0,25...1,5 т; 2) средние 2,0...5,5 т; 3) тяжелые от 5 т и более. Их удельная мощность составляет 10...20 кВт/т; они могут развивать скорость до 70...100 км/ч и имеют грузоподъемность, в среднем равную массе самой машины.

Специальные транспортеры включают транспортные автомобили-амфибии, специальные инженерные автомобили для оборудования переправ, десантные транспортеры, транспортеры-вездеходы и др. Используются они в специальных условиях (преодоление водных преград, транспортировка груза в условиях полного бездорожья, на переднем крае, для эвакуации раненых, оборудование переправ и т.п.).

Специальные тягачи включают четырехосные тягачи, инженерные двухосные тягачи, одноосные тягачи с полуприцепами или прицепами. Четырехосные тягачи типа МАЗ-537 используются для буксировки тяжелых прицепов и полуприцепов массой 40...60 т и более по автомобильным дорогам. Инженерные двухосные тягачи применяют в основном для создания различных инженерных машин и выполняются чаще на базе колесных тракторов. Широко распространены инженерные машины на базе одноосных тягачей, работающих совместно с инженерными прицепами.

Бронированные колесные автомобили включают оборудованные боевые разведывательно-дозорные машины (БРДМ); бронетранспортеры (БТР); бронев автомобили (БА). Особенностью их является наличие противопульной защиты корпуса и высокая проходимость. Они, как правило, плавающие и имеют фильтровентиляционные установки и вооружение.

Длиннобазные шасси и базовые машины применяются для транспортировки длинномерных неделимых грузов большой массы, для монтажа специального военно-технического оборудования и артиллерийского вооружения, а также являются базой для создания боевых машин и специальных агрегатов в различных родах войск.

Характерной конструктивной особенностью таких машин являются большие размеры по длине, низкое расположение грузовой платформы для

монтажа специального оборудования или вооружения, большое количество осей (четыре и более), их полноприводность и многоприводность, наличие автономных источников электроснабжения, высокая проходимость по дорогам и на местности. В связи с высокими требованиями к тягово-скоростным качествам и проходимости на них устанавливаются мощные двигатели; они оснащаются гидромеханическими трансмиссиями, независимыми подвесками колес с широкопрофильными шинами с системами центральной накачки шин; они имеют две и более управляемые оси и дополнительно оснащаются различными механизмами. Типовым представителем базовой машины является длиннобазное шасси МАЗ-543 (рис. 1.2).

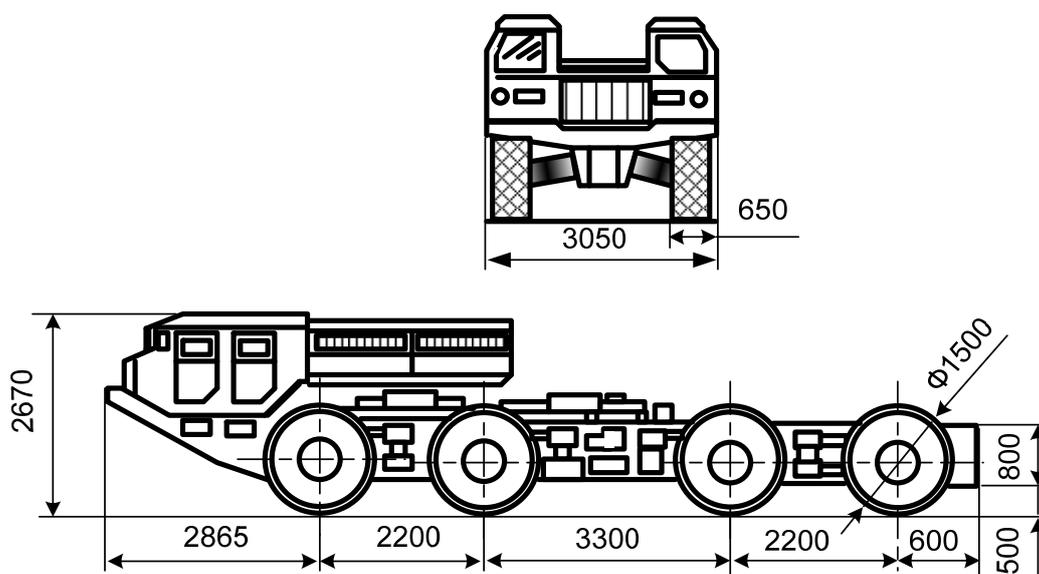


Рис. 1.2. Шасси на базе МАЗ-543

Этот класс машин и рассматривается в данном учебном пособии. В дальнейшем их будем называть базовыми машинами, а специальные агрегаты, созданные на их базе – транспортными агрегатами (ТА) или агрегатами.

Транспортные агрегаты могут быть прицепными или созданными на специальном шасси. Особенностью ТА является то, что всё или часть их механизмов и систем могут питаться от автономного или внешнего источника энергии, а не от основного тягового двигателя.

Эффективность использования армейских автомобилей и базовых машин в качестве средств транспортировки вооружения и военной техники зависит от уровня их военно-технических и эксплуатационно-технических свойств.

К военно-техническим свойствам относятся:

- подвижность как способность автомобильной техники к переходу из одного пункта в другой за определенное время;
- готовность к функционированию, определяемая временем, необходимым для подготовки машин к движению;

- обитаемость, обеспечиваемая соответствующими размерами кабины, рациональным размещением органов управления и контроля, освещением, а также нормативными показателями микроклиматических, акустических и химических факторов;

- живучесть как способность военной автомобильной техники противостоять поражающим факторам современного оружия и сохранять работоспособность для выполнения поставленных задач;

- надежность как свойство машины выполнять заданные функции, сохраняя значения установленных эксплуатационных показателей в пределах, соответствующих определенным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования (ГОСТ 13377-75).

К эксплуатационно-техническим свойствам военной автомобильной техники относятся:

- массовые и геометрические характеристики;
- удобство и безопасность технического обслуживания и использования по назначению;

- тягово-скоростные свойства;

- топливная экономичность;

- проходимость;

- устойчивость;

- плавность хода;

- тормозные свойства;

- водоходность.

Указанные свойства в совокупности характеризуют технический уровень конструкции машин и их возможности по выполнению функциональных задач.

Более подробно военно- и эксплуатационно-технические характеристики базовых машин, их расчетное обоснование и методы оценки будут рассмотрены в процессе изложения учебного материала.

1.1.2. Требования, предъявляемые к базовым машинам

К базовым машинам, как и к любому автомобилю, предъявляются следующие общие требования:

- простота конструкции;

- надежность, живучесть;

- компактность;

- малые габариты и масса;

- простота обслуживания и ремонта;

- экономичность.

К частным или специальным требованиям, предъявляемым к базовым машинам, относятся:

- высокий уровень унификации базовых машин в целях сокращения многомарочности парка таких машин в армии;

– транспортабельность – приспособленность к перевозке на железнодорожных платформах в установленных габаритах, в транспортных судах и в самолетах;

– высокая оперативно-тактическая подвижность: возможность совершения длительных маршей с высокими средними скоростями движения, высокая проходимость по грунтовым дорогам и на местности, высокая устойчивость и маневренность (управляемость), приспособленность к эксплуатации в различных климатических районах в дневное и ночное время суток;

– высокая надежность и живучесть конструкции, в том числе стойкость против поражения ядерным и обычным оружием;

– защита экипажа и перевозимого личного состава от проникающей радиации, радиоактивной пыли, химических и бактериологических средств, светового излучения, ударной волны, а также от осколков и пуль;

– удобство и легкость управления, безопасность вождения в колоннах с высокими скоростями, малая утомляемость водителя и перевозимого личного состава, сохранность перевозимых грузов и вооружения или смонтированного на базовой машине оборудования;

– простота и целесообразность конструкции с точки зрения технического обслуживания и ремонта в армейских, в том числе полевых условиях, приспособленность к эвакуации;

– высокие технико-экономические показатели конструкции в производстве и эксплуатации; свободная (независимая) компоновка силовой установки и силового привода, однотипность силового привода всех систем базовой машины и специальных механизмов агрегата;

– наличие автономных источников электроснабжения, холодильных и нагревательных установок;

– высокая автономность действия без использования других вспомогательных машин (обеспечение отдыха и питания экипажа и личного состава при длительных стоянках, достаточные запасы топлива для длительного электроснабжения и т.п.).

В зависимости от конкретного назначения базовой машины отдельные из этих требований приобретают первостепенное значение, а другие оказываются малозначительными, и наоборот. Многие из этих требований являются противоречивыми и часто исключают друг друга.

Рассмотрим основные общие и частные требования, предъявляемые к базовым машинам, и то, чем они достигаются. При этом заметим, что числовые характеристики, которые включаются в эти требования, если они не стандартизованы, носят ориентировочный характер. По мере развития базовых машин эти данные будут корректироваться.

Малые габариты и вес. Необходимо отметить, что абсолютные значения размеров, а также веса или массы машины не являются достаточными для оценки ее габаритов. Очень важной характеристикой веса или массы базовой машины является ее коэффициент грузоподъемности, т.е. от-

ношение массы полезной нагрузки к ее собственной в снаряженном состоянии (полностью заправленной). Для современных базовых машин высокой проходимости это отношение составляет $0,8...1,1$, т.е. масса машины в среднем равна массе перевозимого груза. Поэтому принято считать, что чем выше коэффициент грузоподъемности, тем меньше масса самой машины. Точно так же судят и о габаритах. Если размеры машины (занимаемый ею объем) относительно малы по сравнению с размерами груза, то считается, что такая машина имеет малые (относительные) габариты.

Компактность. Это требование означает, что все элементы машины, её механизмы и системы размещены таким образом, что в объеме, занимаемом машиной, мало свободного (не занятого) пространства. При этом механизмы и системы сконструированы так, что не мешают размещению полезной нагрузки, её погрузке и выгрузке, а погрузочная высота платформы расположена на небольшой высоте. Если машина компактна, то она, как правило, и малогабаритна, т.е. малые габариты определяются во многом компактностью конструкции.

Простота обслуживания и ремонта. Это требование означает, что машина должна иметь небольшое количество точек смазки и регулировки, удобный доступ к ним; обеспечивает безопасность обслуживания; не требует проведения сложных и трудоёмких операций при обслуживании машины; позволяет легко заменять вышедшие из строя элементы или ремонтировать их на месте.

Требования компактности конструкции и простоты обслуживания являются противоречивыми, так как при высоком уровне компактности доступ к элементам и механизмам машины для её обслуживания будет, естественно, затруднен.

Транспортабельность. Это требование оказывает существенное влияние на стратегическую подвижность войск. Поэтому и базовые машины и сами агрегаты, и боевые машины, создаваемые на основе этих базовых машин, по своей массе, габаритам и конфигурации должны быть приспособлены к перевозке различными видами транспорта без их разборки. Выступающие мелкие детали должны либо легко сжиматься, либо складываться (наклоняться и т.д.). Боевые машины должны вписываться в габарит погрузки железных дорог, допуская негабаритность нулевой степени.

Высокая оперативно-техническая подвижность обеспечивается высокими тягово-скоростными свойствами, проходимостью по грунтовым дорогам, колонным путям и местности, приспособленностью машин для совершения форсированных маршей с высокими средними скоростями движения.

Основные параметры, характеризующие тягово-скоростные свойства базовых машин, лежат в следующих пределах:

- максимальная скорость движения по шоссе $40...60$ км/ч;
- средняя техническая скорость по дорогам с твердым покрытием $20...30$ км/ч, по грунтовым дорогам $15...25$ км/ч;

– максимальное тяговое усилие на колесах машины должно составлять не менее 0,6...0,7 от полного веса машины с грузом.

По проходимости такие машины должны обеспечивать:

– уверенное движение по грунтовым дорогам и преодоление труднопроходимых участков местности при объездах;

– преодоление крутых подъёмов, косогоров, пороговых препятствий и рвов шириной 1...2 м;

– преодоление водных преград на плаву или вброд глубиной до 1...1,5 м.

Для совершения форсированных маршей без длительных остановок требуется:

– высокая надёжность и безотказность работы всех механизмов и систем машины;

– запас хода по топливу не менее 500...600 км;

– высокая плавность хода, обеспечивающая минимальную утомляемость членов экипажа и личного состава, а также сохранность перевозимого груза или оборудования.

Работоспособность машины должна сохраняться в различных эксплуатационных условиях:

– при температуре окружающего воздуха от -50 до $+50^{\circ}\text{C}$;

– при относительной влажности воздуха до 98%;

– при запыленности воздуха до 2 г/м^3 ;

– при движении по местности, зараженной радиоактивными или отравляющими веществами.

Надёжность и живучесть конструкции характеризуется способностью длительно работать в заданных условиях эксплуатации без вынужденных остановок по техническим причинам.

Одним из показателей надёжности является время наработки на отказ, которое для современных машин составляет 120...150 ч работы, а также гарантийный пробег за срок эксплуатации 5 лет не менее 20... 25 тыс. км.

К требованиям живучести относятся:

– высокая устойчивость против опрокидывания под действием ударной волны; в случае опрокидывания из ёмкостей не должны выливаться рабочие жидкости (горючее, масло, вода), с тем чтобы после постановки на колеса, машина могла продолжать движение и не произошло самовозгорания;

– прочность кабин и кузова должна обеспечиваться при избыточном давлении не менее 0,03 МПа ($0,3 \text{ кгс/см}^2$);

– применение огнестойких покрытий и материалов, выдерживающих значительные световые импульсы без воспламенения и ухудшения физико-механических свойств и др.

Так как весь грунтовый (автомобильный) транспорт в основном эксплуатируется на дорогах, то он должен отвечать установленным дорожно-законодательным ограничениям.

Весовые и размерные параметры – полная масса, осевые нагрузки, габаритные размеры и размеры кузовов (грузовых платформ) многоцелевых автомобилей – должны удовлетворять ГОСТ 12.2.023-76 на автомобильные дороги массового пользования. Согласно этому ГОСТу, осевая нагрузка для дорог с твердым покрытием не должна превышать 10 т, а на остальных – не более 6 т. Соответственно полная масса автомобиля не должна превышать следующих норм:

- для двухосных автомобилей – 17,5 и 10,5 т;
- для трехосных автомобилей – 25 и 15 т;
- для четырехосных – 33 и 20 т;
- для пятиосных – 40 и 30 т.

Предельные габаритные размеры автомобилей рекомендуется принимать не более: 12 м по длине; 2,5 м по ширине; 3,8 м по высоте. Для тяжелых базовых машин допускается осевая нагрузка до 12...14 т на ось, а габариты должны удовлетворять габариту погрузки железных дорог (в отдельных случаях допускается негабаритность 0 степени).

Выпускаемые промышленностью карьерные автосамосвалы БелАЗ с осевой нагрузкой 50 т и более, имеющие габаритные размеры, превышающие габариты погрузки железных дорог, называются внедорожными машинами и в настоящем учебном пособии не рассматриваются.

«Строительными нормами и правилами» (СНиП) автомобильные дороги делятся (в зависимости от интенсивности движения и их назначения в общей дорожной сети) на пять технических категорий (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Характеристики автомобильных дорог

| Категория дороги | Допустимая скорость, км/ч | Число полос движения | Ширина полосы, м | Ширина проезжей части, м | Ширина обочины, м | Ширина земляного полотна, м | Радиус поворота, м | | |
|------------------|---------------------------|----------------------|------------------|--------------------------|-------------------|-----------------------------|--------------------|---------------------------|---------|
| | | | | | | | основной | на пересеченной местности | в горах |
| 1 | 150 | 4,0 | 3,75 | 2×7,5 | 3,75 | 27,5 | 1000 | 600 | 250 |
| 2 | 120 | 2 | 3,75 | 7,5 | 3,75 | 15 | 600 | 400 | 125 |
| 3 | 100 | 2 | 3,5 | 7,0 | 2,5 | 12 | 400 | 250 | 100 |
| 4 | 80 | 2 | 3,0 | 6,0 | 2,0 | 10 | 250 | 125 | 60 |
| 5 | 60 | 1 | 4,5 | 4,5 | 1,75 | 8 | 25 | 60 | 30 |

Габариты мостов обозначаются буквой Г и числом, соответствующим ширине проезжей части (ширине между бордюрами). Если есть разделительная полоса, то она обозначается буквой С. Например, Г-9+С-9. Установ-

лено десять габаритов мостов, основные из которых приведены в табл. 1.3. Высота перекрытия мостов устанавливается 4,5 м.

Таблица 1.3

Габариты мостов

| Габарит моста | Расстояние в свету (по рис. 1.3), м | | |
|---------------|-------------------------------------|-----------------|------------|
| | между бордюрами Г | между опорами Б | по верху А |
| Г = 21 | 21 | 21,5 | 20 |
| Г = 14 | 14 | 14,5 | 13 |
| Г = 10,5 | 10,5 | 11,0 | 9,5 |
| Г = 9 | 9 | 9,5 | 8 |
| Г = 8 | 8 | 8,5 | 7 |
| Г = 7 | 7 | 7,5 | 6 |
| Г = 6 | 6 | 6,5 | 5 |
| Г = 4,5 | 4,5 | 5,0 | 3,5 |

Габаритом моста называется очертание, за которое не должны выдаваться никакие элементы конструкции (рис. 1.3).

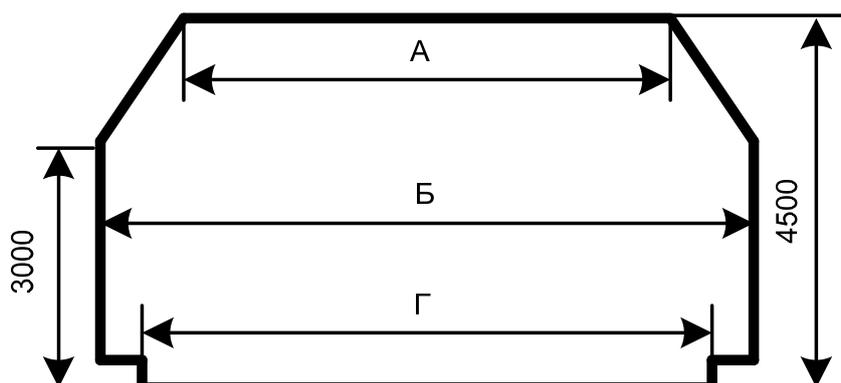


Рис. 1.3. Поперечный контур габаритов моста

1.1.3. Основные части и общая компоновка базовых машин

Конструкцию базовой машины составляют следующие основные её части:

- рама или корпус машины;
- силовая установка (двигатель и обслуживающие его системы);
- силовая передача (трансмиссия);
- движители (колеса, гусеницы, водометы и т. п.);
- подвеска колес;
- управление машины (рулевое управление и тормоза);
- кабина управления;
- грузовая платформа, кузов или седельно-сцепное устройство;
- дополнительное оборудование.

Совокупность всех составных частей машины, за исключением кузова или грузовой платформы, объединяют общим названием – **шасси**. Раму, кабину, подвеску и двигатель обычно называют **ходовой частью машины**.

Рама или корпус машины является основой, на которой монтируются все ее части, механизмы и системы.

Силовая установка – источник механической энергии, приводящей машину в движение.

Силовая передача или трансмиссия служит для передачи энергии на движители машины или приводы специальных механизмов и преобразования ее в соответствии с условиями движения или выполняемой операции механизмами.

Движители служат для перемещения машины в различных условиях движения.

Подвеска колес обеспечивает необходимую плавность хода и снижение нагрузок на элементы машины, личного состава, груза и оборудования.

Кабина служит для размещения экипажа и водителя, для управления машиной и контроля за работой силовой установки и других систем и механизмов.

Дополнительное оборудование включает инструмент, ЗИП, запасное колесо и т.п.

Рулевое управление обеспечивает изменение направления движения, а тормоза – безопасность движения, остановку и стоянку агрегата.

Компоновкой называется взаимное размещение в процессе проектирования машины всех ее элементов, механизмов и систем, их взаимоувязка и обеспечение взаимодействия. Компоновка должна обеспечивать:

- малогабаритность и компактность конструкции;
- удобство размещения и работы экипажа;
- доступность и удобство обслуживания, монтажа и ремонта основных механизмов и систем;
- целесообразное размещение элементов машины и груза с целью обеспечения одинаковой нагрузки на колеса и снижения центра масс по высоте;
- нормальную работу всех механизмов и систем машины и агрегата в целом.

Автомобили повышенной проходимости, предназначенные для эксплуатации по усовершенствованным и грунтовым дорогам в любое время года, отличаются всеми ведущими колесами, наличием раздаточной коробки с демультипликатором (с понижающими передачами), односкатными колесами всех осей, шинами с централизованной накачкой воздуха, блокируемыми межосевыми и межколесными дифференциалами, лебедками для самовытаскивания, приспособлениями для преодоления глубокого брода и наличием тягово-сцепных устройств типа «крюк-петля» в соответствии с ГОСТ 2349-75.

Рассмотрим кратко компоновку современного самоходного шасси МАЗ-543 (рис. 1.2), используемого как база для создания различных агрегатов и

специальных боевых машин в различных родах войск. Шасси представляет собой длиннобазную рамной конструкции полноприводную самоходную машину с дизельным двигателем большой мощности, с гидромеханической трансмиссией, с двумя передними управляемыми осями, с широкопрофильными шинами и регулируемым давлением воздуха в них, с двумя отдельными кабинами управления и торсионными подвесками колес с телескопическими пневмогидравлическими амортизаторами.

При собственной массе в 20,6 т шасси имеет грузоподъемность 19 т. При мощности двигателя в 386 кВт оно развивает максимальную скорость по хорошим дорогам с полной нагрузкой до 60 км/ч. Наличие всех осей, расстановка осей по длине, широкопрофильные шины и минимальное давление воздуха в них, равное 0,1 МПа, обеспечивают высокую проходимость на грунтах с низкой несущей способностью и преодоление рвов шириной 2,5 м и бродов глубиной до 1,3 м.

Двигатель размещен в передней части машины между лонжеронами рамы. Элементы трансмиссии с гидромеханической передачей размещены за двигателем по всей длине рамы между ее лонжеронами. Системы, обслуживающие двигатель и топливные баки, расположены в бункерах над передними колесами, позади кабины управления. Задняя часть шасси свободна от элементов шасси и позволяет разместить кузов или грузовую платформу с низкой погрузочной высотой. Наличие двух кабин по бортам и размещение двигателя между лонжеронами рамы и кабинами обеспечивают возможность транспортировки длинномерных грузов при небольшом по высоте расположении центра масс агрегата в целом, что обеспечивает высокую устойчивость и компактность, хотя обслуживание силовой установки при этом значительно затруднено, несмотря на откидывающуюся правую кабину. Такую компоновку базовых машин будем называть традиционной и одновременно вынужденной, так как машина имеет механический привод ведущих колес, а двигатель машины должен располагаться вдоль машины в ее передней части с целью упрощения передающих механических звеньев трансмиссии.

Перспективные базовые машины должны иметь свободную (независимую) компоновку двигателя и трансмиссии, что возможно только при использовании гидрообъемных или электрических трансмиссий, являющихся гибкими и дистанционными. При использовании этих трансмиссий двигатель может быть размещен практически в любом месте машины, например, по борту машины между задними и передними осями. Обслуживающие двигатель системы и топливные баки можно разместить между лонжеронами рамы по всей ее длине. Кабины – вынести вперед и отпустить вниз, обеспечив размещение грузовой платформы почти по всей длине машины. Возможны схемы базовых машин в виде двухзвенного автопоезда, первое четырехосное звено которого является грузовой платформой, а энергетическая установка с двигателем и обслуживающими системами, а также топли-

во и автономные источники электроснабжения могут размещаться, например, на двухосном прицепе к первому четырехосному грузовому звену.

Перспективными схемами для базовых машин с гибкими трансмиссиями являются схемы машин с несущим силовым корпусом, а также самого груза или оборудования; естественно, что такая компоновочная схема затрудняет обеспечение высокой стойкости конструкции от воздействия ударной волны, осколков и стрелкового оружия.

1.2. Основы теории и расчёта трансмиссии базовых машин

1.2.1. Общая характеристика силовых установок базовых машин

Под силовой установкой понимаются тяговый двигатель (источник механической энергии) и обслуживающие его системы: питания топливом и воздухом, охлаждения, смазки, запуска, подогрева и зажигания (для карбюраторных двигателей).

Основной частью силовой установки является двигатель – тяговая машина, в которой энергия, выделившаяся при сгорании топлива, превращается в механическую энергию на его выходном валу.

Для того чтобы транспортное средство могло самостоятельно передвигаться, на его базовой машине необходимо иметь кроме двигателя еще движитель – устройство для создания тягового усилия на трансмиссию для передачи и преобразования силового потока мощности от двигателя к движителю. Поэтому любое самоходное транспортное средство должно иметь три основных элемента: двигатель, трансмиссию и движитель (колеса, гусеницы и т.п.).

Использование на армейских машинах двигателей имеет ряд особенностей, связанных со специфическими условиями работы военной техники. Поэтому особое значение для этих двигателей приобретают следующие факторы:

- высокие мощностные показатели;
- быстрый и безотказный запуск в любых климатических условиях;
- высокая экономичность;
- способность, хотя бы кратковременно, к работе на нестандартных топливах (многотопливность);
- малые габариты и масса;
- простота обслуживания и регулировок; высокая надежность и повышенный срок службы в тяжелых условиях эксплуатации;
- легкость управления и автоматизация работы систем;
- возможность отбора мощности для привода различных вспомогательных агрегатов.

Принципиально в качестве силовых установок армейских машин могут быть использованы следующие двигатели:

- карбюраторные;
- дизельные;

- автомобильные газотурбинные (АГТД);
- комбинированные (турбопоршневые);
- роторные;
- реактивные.

Наибольшее распространение в настоящее время имеют карбюраторные и дизельные двигатели. Начинают внедряться АГТД. Остальные типы двигателей практического применения в автомобильном транспорте еще не нашли.

Впервые бензиновый двигатель тракторного типа был спроектирован в 1879 г. и затем выполнен в 1881 г. в металле русским инженером И.С. Костовичем. Для того времени двигатель отличался очень высокими показателями. При мощности 60 кВт он весил всего 240 кг и опережал по удельному весу на два-три десятилетия все получившие в последующем распространение карбюраторные двигатели.

Двигатели с воспламенением от сжатия, построенные в период с 1899 г. по 1910 г. русскими инженерами Г.В. Тринклером и Я.В. Маминым, представляли собой первые модели транспортных двигателей и явились прообразом всех используемых в настоящее время дизелей.

Ненашедший распространения двигатель Р. Дизеля был построен в 1897 г., а теоретически обоснован в 1894 г.

Наряду с разработкой и созданием работоспособных конструкций двигателей внутреннего сгорания русские ученые внесли большой вклад в их теорию. Мировое значение получили работы профессора В.И. Гриневецкого, профессора Г.К. Мазинга, члена-корреспондента АН СССР Н.Р. Бриллинга, академиков Б.С. Стечкина, Н.Н. Семенова и ряда других отечественных ученых.

Тип используемого двигателя оказывает существенное влияние не только на общую характеристику машины, но и на ее основные элементы, особенно на трансмиссию. Поэтому необходимо знать их основные характеристики, преимущества и недостатки, эксплуатационные особенности и видеть перспективы их использования на армейских машинах.

Для расчетов тяговых характеристик машин необходимо знать внешние характеристики двигателей. Приведем краткую сравнительную оценку и внешние характеристики основных типов двигателей для базовых машин.

Карбюраторные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) получили широкое распространение на машинах сравнительно небольшой массы – до 12...16 т. На всех тяжелых многоосных машинах используются исключительно дизельные двигатели (двигатели внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия).

Карбюраторные двигатели по сравнению с дизельными имеют меньшие габаритные размеры и массу, несколько лучшую самоприспособляемость к внешним условиям движения машины, более легкий запуск при низких температурах, меньший уровень шума, меньшую стоимость, отличаются простотой обслуживания и регулировок.

Внешние характеристики карбюраторного, дизельного и двухвального газотурбинного двигателей показаны на рис. 1.4.

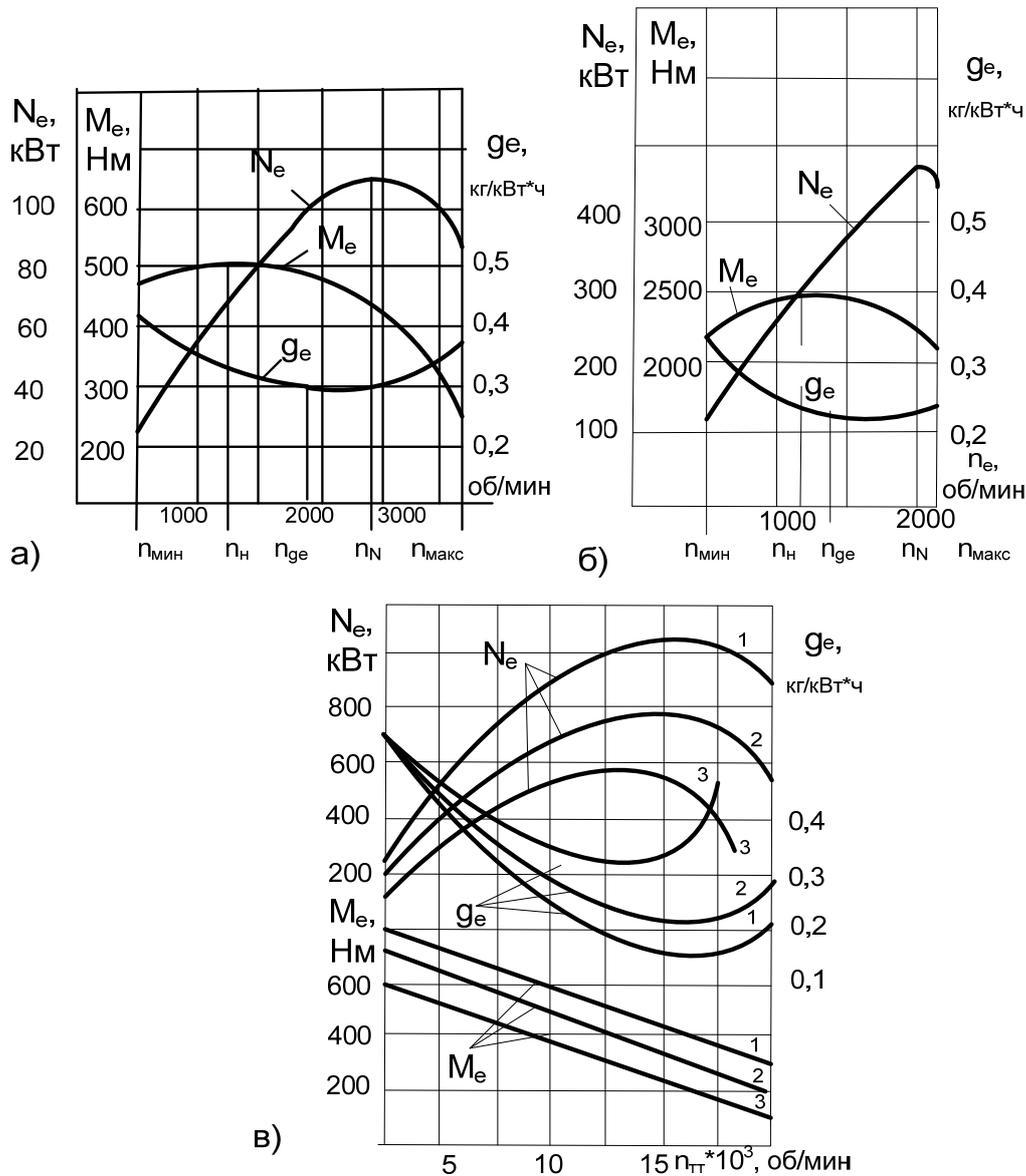


Рис. 1.4. Внешние характеристики двигателей:
 а) карбюраторного; б) дизельного; в) двухвального газотурбинного;
 1 – при расчетном режиме работы компрессора; 2, 3 – при нерасчетных режимах

К числу основных недостатков карбюраторных двигателей можно отнести низкую экономичность (большой удельный расход топлива), загрязнение атмосферы вредными и ядовитыми продуктами, высокие требования к топливу, низкие динамические качества при переменных режимах работы, высокую пожароопасность, зависимость работы двигателя от источников электрической энергии.

Дизельные двигатели обладают более высокой экономичностью, могут работать на нестандартных топливах, имеют хорошие динамические качества, допускают значительное форсирование по мощности путем наддува,

не требуют системы зажигания, используют более дешевые сорта топлива (дизельное топливо).

К числу основных недостатков дизельных двигателей можно отнести большие габаритные размеры и удельную массу, сложную и дорогостоящую топливную аппаратуру, большой шум и жесткую работу, плохую приспособляемость к внешним условиям движения, необходимость предварительного разогрева для пуска при низких температурах окружающей среды.

Характеристики представляют собой выраженные графические зависимости основных параметров двигателей (мощности N_e , крутящего момента M_e и удельного расхода топлива q_e) от числа оборотов коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива.

На характеристиках различают следующие отличительные обороты коленчатого вала двигателя:

n_{\min} – минимальные устойчивые обороты двигателя;

n_M – обороты, соответствующие максимальному крутящему моменту;

n_{ge} – обороты, соответствующие минимальному удельному расходу топлива;

n_N – обороты, соответствующие максимальной мощности двигателя;

n_{\max} – максимальные обороты двигателя.

Кривая мощности на характеристике карбюраторного двигателя протекает более полого, чем у дизельного двигателя, т.е. в большем интервале оборотов сохраняется высокая мощность двигателя, причем максимум мощности приходится на немаксимальные обороты. Следовательно, при работе на переменных оборотах с карбюраторного двигателя в среднем снимается больше мощности, чем у дизельного двигателя.

Кривая момента на характеристике карбюраторного двигателя с возрастанием числа оборотов сначала растет, а затем падает достаточно круто. У дизельного двигателя характер изменения момента такой же, но более пологий, т.е. с изменением числа оборотов у дизельного двигателя момент практически не изменяется. Это выражается коэффициентом приспособляемости (коэффициентом момента), под которым понимается отношение максимального момента двигателя к моменту при максимальной мощности:

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_N}, \quad (1.1)$$

который для карбюраторных двигателей составляет в среднем $K_M = 1,25 \dots 1,35$, а для дизельных $K_M = 1,05 \dots 1,15$. Таким образом, карбюраторный двигатель обеспечивает движение при изменении сопротивления движению на 25...35% без переключения передач, а дизельный – только на 5...15%.

Характер изменения удельного расхода топлива у обоих двигателей одинаков, однако абсолютная величина удельного расхода топлива у карбюраторных двигателей значительно выше, чем у дизельных. Минимальные значения удельного расхода топлива у карбюраторных двигателей составляют $g_{e\min} = 0,29 \dots 0,31$ кгт/кВт·ч, а у дизельных $g_{e\min} = 0,22 \dots 0,25$ кгт/кВт·ч.

В технических характеристиках двигателей обычно указываются их максимальная мощность $N_{e\max}$ и максимальные числа оборотов n_{\max} . Для производства тяговых расчетов необходимо иметь внешнюю характеристику двигателя. При отсутствии паспортных данных внешняя характеристика двигателя может быть построена по эмпирической формуле

$$N_e = N_{e\max} \frac{n_e}{n_N} \left[A + B \frac{n_e}{n_N} - C \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (1.2)$$

где А и Б – коэффициенты:

- для карбюраторных двигателей $A = 1$; $B = 1$; $C = 1$;
- для дизелей с нераздельной камерой сгорания $A = 0,87$; $B = 1,13$; $C = 1$;
- для дизелей с предкамерой $A = 0,6$; $B = 1,4$; $C = 1$;
- для дизелей с вихревой камерой $A = 0,7$; $B = 1,3$; $C = 1,09$;

$N_{e\max}$ – максимальная мощность двигателя, кВт; n_e – текущие обороты двигателя, об/мин; n_N – обороты двигателя, соответствующие максимальной мощности.

Для нахождения n_N можно воспользоваться данными статистики по выполненным конструкциям:

- для карбюраторных двигателей

$$n_N = \frac{n_{e\max}}{(1,1 \dots 1,25)};$$

- для дизельных двигателей

$$n_N = \frac{n_{e\max}}{(1,05 \dots 1,0)}.$$

Значения крутящего момента определяются по известной формуле

$$M_e = 9555 \frac{N_e}{n_e}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.3)$$

где N_e измеряется в кВт, а n_e – в об/мин.

Несмотря на непрерывное развитие и совершенствование поршневых двигателей внутреннего сгорания и их широкое распространение на транспорте, они являются еще недостаточно совершенными тепловыми машинами и имеют ряд органических недостатков, наиболее существенными из которых являются следующие:

- невысокий эффективный КПД; у карбюраторных двигателей он не превосходит значений $\eta_{\text{э}} = 0,33 \dots 0,36$; у дизельных $\eta_{\text{э}} = 0,35 \dots 0,40$. Это означает, что только 35...40% энергии сгоревшего топлива превращается в механическую энергию на его выходном валу, а оставшаяся часть в виде тепла отдается в окружающую среду;

- цикличность (прерывистость) рабочего процесса;
- наличие сложного кривошипно-шатунного механизма;
- высокие требования к свойствам и качеству топлива;

- недостаточная приспособляемость к внешней нагрузке;
- загрязнение атмосферы ядовитыми газами;
- трудность запуска в холодное время года.

В силу этого поршневые двигатели еще не в полной мере удовлетворяют требованиям к силовым установкам базовых машин. Поэтому инженерная мысль постоянно работает в направлении создания новых установок, свободных в той или иной степени от недостатков поршневых двигателей, среди которых наиболее перспективными являются автомобильные газотурбинные двигатели (АГТД). Они выполняются, как правило, по двухвальной схеме с теплообменником. Компрессорная и тяговая турбины его установлены на разных валах и связаны между собой газодинамически. Обороты компрессорной турбины обычно составляют 30...40 тыс. об/мин, а тяговой турбины 10...20 тыс. об/мин.

Автомобильные газотурбинные двигатели как перспективные силовые установки, особенно для тяжелых машин, имеют ряд существенных преимуществ перед поршневыми двигателями, а именно:

- прямоточность и непрерывность рабочего процесса, обеспечивающие простоту конструкции и резкое снижение габаритных характеристик и характеристик массы;
- отсутствие системы охлаждения и связанных с ней узлов и деталей;
- высокие пусковые качества при любой температуре окружающей среды;
- высокая приспособляемость к внешней нагрузке, линейная падающая зависимость момента от оборотов, так что $K_M = 2,0 \dots 2,5$;
- малая требовательность к свойствам топлива (многотопливность), основным топливом является керосин;
- небольшие габаритные размеры и масса.

К их недостаткам относятся:

- низкая экономичность, особенно для маломощных двигателей ($N_e \leq 300$ кВт);
- плохая работа на переменных режимах;
- высокая стоимость используемых материалов (жаростойкие и жаропрочные материалы с большим содержанием кобальта);
- большая масса теплообменников и их габаритов, а также воздухоочистителей, что не дает больших преимуществ в габаритах и массе по сравнению с карбюраторными двигателями.

Внешнюю характеристику АГТД можно приближенно воспроизвести по эмпирической формуле

$$N_e = N_{e \max} \left[A \frac{n_e}{n_N} - (A - 1) \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \quad (1.4)$$

где A – коэффициент, принимаемый равным 2.

Сравнительная характеристика двигателей по основным параметрам приведена в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Сравнительная характеристика двигателей базовых машин

| Типы двигателей | m_y , кг/кВт | g_e , кгт/кВт·ч | η_{ε} | K_M |
|-----------------|-------------------|----------------------|----------------------|-----------|
| Карбюраторные | 1,1...2,0 | 0,3...0,3 | 0,3...0,35 | 1,2...1,3 |
| Дизельные | 2,3...5,0 | 0,2...0,25 | 0,35...0,4 | 1...1,11 |
| АГТД | 1,0...1,4 | 0,35...0,4 | 0,25...0,3 | 2,0...2,5 |

В табл. 1.5 приведена краткая техническая характеристика основных дизельных двигателей.

Таблица 1.5

Краткая техническая характеристика дизельных двигателей

| Показатели | ЯМЗ-740 | ЯМЗ-741 | ЯМЗ-238Н | Д12А-525 | Пример для расчета ПР (ВТ-38) |
|--------------------------------|---------|---------|----------|----------|-------------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Число и расположение цилиндров | 8-V-90 | 10-V-90 | 8-V-90 | 12-V-60 | 12-V-60 |
| $N_{e \max}$, кВт | 155 | 191 | 236 | 387 | 480 |
| $n_{e \max}$, об/мин | 2600 | 2600 | 2100 | 2100 | 2100 |
| $M_{e \max}$, Н·м | 637 | 783 | 1175 | 2160 | 2700 |
| $m_{yд}$, кг/кВт | 4,85 | 4,66 | 4,75 | 3,75 | 2,30 |
| g_e , кгт/кВт·ч | 0,224 | 0,224 | 0,230 | 0,250 | 0,230 |
| m_o , кг | 750 | 890 | 1120 | 1450 | – |
| Моторесурс, ч | 8000 | 8000 | 6000 | 750 | – |
| Длина, м | 1,100 | 1,256 | 1,392 | 1,496 | – |
| Ширина, м | 0,880 | 0,880 | 1,022 | 1,065 | – |
| Высота, м | 1,003 | 1,003 | 1,064 | 1,035 | – |

Другим направлением развития силовых установок, относящихся к более далекой перспективе, является разработка безмашинных преобразователей химической энергии топлива в электрическую, так называемых топливных элементов, которые находятся сейчас в стадии теоретических исследований и экспериментальной проверки. Маломощные источники ($N_e \leq 1,0...1,5$ кВт) уже находят практическое применение в качестве войсковых электроустановок.

1.2.2. Основы теории и расчёта силовых установок базовых машин

Под силовой установкой (СУ) понимается совокупность теплового двигателя и обслуживающих его систем: системы питания топливом и воздухом, системы охлаждения и смазки, систем запуска, подогрева и зажигания.

Основной частью СУ является двигатель, представляющий собой тепловую машину, в которой тепловая энергия, выделившаяся при сгорании топлива, превращается в механическую энергию на выходном валу.

На базовых машинах, обладающих, как правило, большой грузоподъемностью, применяют дизельные двигатели внутреннего сгорания и в перспективе могут быть применены газотурбинные двигатели. Бензиновые двигатели на многоосных базовых машинах практически не применяются из-за их ограниченной мощности и сравнительно низкого КПД.

Дизельные двигатели обладают достаточно высокой экономичностью, могут работать на нестандартных топливах, имеют хорошие динамические качества, допускают значительное форсирование по мощности за счёт наддува, не требуют системы зажигания, используют более тяжёлые сорта топлива. К их недостаткам относятся цикличность рабочего процесса, сравнительно большие габаритные размеры и масса, плохая приспособляемость к внешним условиям движения, необходимость предварительного разогрева для осуществления пуска при низких температурах окружающей среды.

Автомобильные газотурбинные двигатели как перспективные для многоосных базовых машин имеют ряд преимуществ перед поршневыми, в том числе и дизельными, двигателями.

К этим преимуществам относятся:

- 1) прямоточность и непрерывность рабочего процесса, обеспечивающие простоту конструкции и резкое снижение габаритных и массовых параметров;
- 2) отсутствие системы охлаждения и связанных с ней узлов и деталей;
- 3) высокие пусковые качества при любой температуре окружающего воздуха;
- 4) высокая приспособляемость к внешней нагрузке, линейная убывающая зависимость крутящего момента от числа оборотов вала двигателя;
- 5) пониженная требовательность к качеству топлива;
- 6) небольшие габаритные размеры и масса.

Применение автомобильных газотурбинных двигателей в настоящее время сдерживается рядом их существенных недостатков. Основными из них являются:

- 1) низкая экономичность;
- 2) необходимость применения дорогостоящих теплостойких конструкционных материалов;
- 3) плохая работа на переходных режимах;
- 4) большая масса и габариты теплообменников и воздухозаборников.

Важнейшими характеристиками двигателя являются его внешние характеристики, под которыми понимаются основные зависимости эффективной мощности N_e , крутящего момента M_k , часового Q_c и удельного q_e расходов топлива от числа оборотов вала двигателя при полной подаче топлива. Важное значение имеют также габариты, масса и надёжность двигателя.

К параметрам оценки силовых установок относятся индикаторные и эффективные показатели двигателей.

Индикаторные показатели характеризуют действительные циклы двигателей внутреннего сгорания.

К ним относятся:

- 1) среднее индикаторное давление P_i , МПа;
- 2) индикаторная мощность N_i , кВт;
- 3) индикаторный коэффициент полезного действия η_i ;
- 4) удельный индикаторный расход топлива q_i , г/м·кВт·ч.

Под средним индикаторным давлением понимается такое условное постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл.

Если обозначить работу газов за цикл в одном цилиндре двигателя через L'_i , то согласно определению P_i

$$L'_i = P_i \cdot F \cdot h = P_i \cdot V'_h, \quad (1.5)$$

где F – площадь поршня, м²; h – ход поршня, м; V'_h – рабочий объём одного цилиндра, м³.

Из уравнения (1.5) следует

$$P_i = \frac{L'_i}{V'_h}, \quad (1.6)$$

т.е. среднее давление численно равно работе газов за цикл, отнесённый к единице времени.

Значения P_i могут определяться расчётом или по индикаторным диаграммам.

Индикаторная мощность – мощность, развиваемая газами в цилиндре двигателя:

$$N_i = \frac{L_i}{\tau},$$

где τ – продолжительность рабочего цикла.

При числе оборотов коленчатого вала n (об/мин) и коэффициенте тактности z (для четырёхтактных двигателей $z = 2$) продолжительность цикла равна

$$\tau = \frac{60z}{n},$$

тогда

$$N_i = \frac{L_i \cdot n}{60z} = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{60z}, \text{ кг} \cdot \text{м}; \quad (1.7)$$

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{450z}, \text{ л.с.}; \quad (1.8)$$

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{10^5 \cdot 50z}, \text{ кВт.} \quad (1.9)$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{A \cdot L_i}{Q_1}, \quad (1.10)$$

где A – тепловой эквивалент работы; Q_1 – количество введённой за цикл теплоты в двигатель, ккал/цикл;

$$A \cdot L_i = 632 \cdot N_i,$$

где 632 – тепловой эквивалент одной лошадиной силы, ккал/л.с.

Количество теплоты, вводимой в двигатель:

$$Q_1 = Q_H \cdot Q_T,$$

где Q_H – низшая теплотворность топлива, ккал/кг; Q_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Подставляя значения $A \cdot L_i$ и Q_1 в (1.10), получаем:

$$\eta_i = \frac{632 \cdot 10^3}{q_i \cdot Q_H}, \quad (1.11)$$

где q_i – индикаторный удельный расход топлива.

$$q_i = \frac{Q_T \cdot 10^3}{N_i}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.}$$

В системе СИ

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{q_i \cdot Q_H}.$$

Удельный индикаторный расход топлива – это расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности.

Из уравнения (1.11) следует, что:

$$q_i = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot Q_H}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.} \quad (1.12)$$

На индикаторные показатели, как это видно из полученных формул, оказывают влияние сорт применяемого топлива, степень сжатия, состав смеси, угол опережения зажигания, число оборотов, нагрузка, конструкция камеры сгорания, размеры цилиндра.

Эффективные показатели определяют полезно используемую мощность и экономичность двигателя на внешний потребитель.

К эффективным показателям относятся:

- 1) среднее индикаторное давление P_B , МПа;
- 2) крутящий момент M_e , Н·м;
- 3) эффективная мощность N_e , кВт;
- 4) удельный эффективный расход топлива q_e , г/кВт·ч;
- 5) эффективный КПД η_e .

Среднее эффективное давление:

$$P_e = P_i - P_M; \quad P_e = P_i \cdot \varphi; \quad P_e = \frac{N_e \cdot 600z}{V_h \cdot n}, \text{ кг/см}^2. \quad (1.13)$$

В системе СИ

$$P_e = \frac{N_e \cdot 600z}{V_h \cdot n}, \text{ МН/м}^2. \quad (1.14)$$

Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{450z}, \text{ л.с.} \quad (1.15)$$

В системе СИ

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{600z}, \text{ кВт.} \quad (1.16)$$

Крутящий момент:

$$M_k = 716,2 \frac{N_e}{h}, \text{ кг} \cdot \text{м.} \quad (1.17)$$

В системе СИ

$$M_k = 9555 \frac{N_e}{h}, \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (1.18)$$

Эффективный КПД:

$$\eta_e = \frac{A \cdot L_e}{Q_H}. \quad (1.19)$$

В системе СИ

$$\eta_e = \frac{632}{Q_n \cdot q_e}. \quad (1.20)$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$q_e = \frac{632}{Q_H \cdot q_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.} \quad (1.21)$$

В системе СИ

$$q_e = \frac{3600}{Q_H \cdot q_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч.} \quad (1.22)$$

Влияние различных факторов на эффективные показатели работы двигателя видно из совместного рассмотрения воздействия каждого из факторов на индикаторные показатели и механические потери (табл. 1.6).

Сравнительная характеристика двигателей базовых машин приведена в табл. 1.4.

Тягово-скоростные свойства многоосных базовых машин определяются величиной крутящего момента на валу двигателя и коэффициентом приспособляемости. Кроме того, двигатель должен иметь низкие массогабаритные показатели, обеспечивающие вписываемость в заданный объем со всеми системами, а также приемлемые эксплуатационные показатели.

Пределы значений индикаторных и эффективных показателей

| Наименование показателя | Пределы значений показателя | |
|----------------------------|-----------------------------|---------------------|
| | Карбюраторные двигатели | Дизельные двигатели |
| P_i , кг/см ² | 7...12 | 6,5...10,5 |
| n_i | 0,25...0,35 | 0,36...0,48 |
| q_i , г/и.л.с.ч. | 150...195 | 120...160 |
| P_e , кг/см ² | 6,0...9,0 | 5,5...8,0 |
| q_e , г/э.л.с.ч. | 195...250 | 160...220 |
| | 0,21...0,28 | 0,27...0,40 |

Развитие базовых машин в направлении повышения их грузоподъёмности и числа колёсных осей потребовало высоких агрегатных мощностей двигателей и ужесточило, по условиям компоновки, требования к массогабаритным показателям.

Проблема создания двигателей, отвечающих современным требованиям к многоосным базовым машинам, рассматривается в следующих аспектах:

- 1) разработка и создание дизелей большой агрегатной мощности с низкими массогабаритными показателями;
- 2) разработка и создание автомобильных газотурбинных двигателей повышенной экономичности.

Совершенствование дизелей осуществляется путём последовательного перехода к более интенсивному турбонаддуву.

За счёт применения турбонаддува за последние 10...15 лет существенно повысился технический уровень отечественных дизелей, в частности их мощность возросла в 2...3 раза при сохранении прежних габаритно-массовых показателей.

В качестве силовых установок разработанных ранее многоосных базовых машин грузоподъёмностью до 50 т применялись в основном дизели танкового типа, что объяснялось отсутствием специализированных автомобильных дизелей соответствующей мощности.

Необходимо отметить, что применяемые танковые дизели являются модернизацией дизелей, созданных ещё в 1930-е годы, и по своим характеристикам не соответствуют современному уровню двигателестроения.

Высокий уровень форсирования танковых дизелей, применяемых для достижения необходимой мощности, приводит к ускоренному износу цилиндропоршневой группы и, как следствие, к повышенному расходу моторного масла и низкой надёжности.

Всё это стало причиной того, что разработчики современных многоосных базовых машин отказываются от применения танковых дизелей и переходят к использованию автомобильных дизелей.

В современном двигателестроении приняты следующие принципы разработки автомобильных дизелей:

1) создание унифицированных семейств дизелей, включающих образцы с различным числом цилиндров, в которых обеспечивается взаимозаменяемость быстроизнашивающихся деталей;

2) применение турбонаддува и промежуточного охлаждения надвучного воздуха, позволяющих значительно расширить диапазоны мощности в каждом семействе дизелей и в результате уменьшить число оригинальных двигателей в принятой номенклатуре двигателей для многоосных базовых машин;

3) широкая унификация двигателей, являющихся базовыми для многоосных базовых машин;

4) внедрение новых конструктивных решений, обеспечивающих высокую конкурентоспособность с лучшими зарубежными аналогами (индивидуальные головки цилиндров, механизмы газораспределения с четырьмя клапанами, улиткообразные впускные тракты головок цилиндров, регулируемые вентиляторы системы охлаждения, топливные насосы высокого давления с повышенной энергией впрыска топлива и др.).

Основные направления совершенствования дизелей для перспективных многоосных базовых машин заключаются в применении специализированных автомобильных дизелей с газотурбинным наддувом и охлаждением надвучного воздуха, в повышении степени форсирования рабочего процесса, эффективности энергообразования во всём диапазоне эксплуатационных режимов и сопротивляемости деталей силовых механизмов тепловым и механическим нагрузкам, обеспечивающих высокие безотказность и ресурс двигателей.

Ещё одним существенным недостатком отечественных автомобильных дизелей является то, что формирование их характеристик осуществляется с приоритетом наивысшей топливной экономичности. Для её оценки до сих пор используется значение минимального удельного расхода топлива без учёта характера изменения топливной экономичности во всём диапазоне режимов работы двигателя. Минимальный удельный расход топлива соответствует режиму, близкому к максимальному крутящему моменту с небольшим форсированием его по абсолютной величине. Однако данный режим работы двигателя не является наиболее употребительным при эксплуатации многоосной базовой машины и используется кратковременно для преодоления больших дорожных сопротивлений (его доля в общем диапазоне режимов эксплуатации базовых машин составляет всего лишь 25%). Поэтому улучшение топливной экономичности только на этом режиме не может оказать заметного положительного влияния на эксплуатационный расход топлива.

Невысокий уровень форсирования дизеля по крутящему моменту отрицательно сказывается на его тягово-скоростных характеристиках и ограничивает подвижность многоосной базовой машины.

Определяющим параметром для оценки уровня энерговооружённости многоосной базовой машины является её удельная мощность, представляющая собой отношение эффективной мощности двигателя N_e к полной массе базовой машины m_0 . Для достижения высоких тягово-скоростных характеристик многоосных машин с полной массой до 100 т и более удельная мощность двигателя должна быть равной 8,1...8,8 кВт/т (11...12 л.с.).

На существующих отечественных многоосных базовых машинах большой грузоподъёмности удельная мощность составляет 5,2...6,1 кВт/т, что явно недостаточно.

Анализ показывает, что в отечественном двигателестроении при существующем уровне технологии, качестве конструкционных материалов и моторных масел максимальный достигнутый уровень мощности дизеля (ЯМЗ-847) составляет 625 кВт и резервы дальнейшего повышения мощности автомобильных дизелей практически исчерпаны.

Большими потенциальными возможностями по повышению мощности обладает так называемый адиабатный двигатель.

Рабочий процесс адиабатного двигателя отличается тем, что он имеет минимальный теплообмен с окружающей средой. Это достигается благодаря теплоизоляции деталей, образующих камеру сгорания и выпускной тракт.

Одним из перспективных путей совершенствования адиабатного двигателя считается создание так называемого дизеля с минимальными потерями. Снижение потерь планируется получить за счёт комплекса конструктивных мероприятий: применения газовых подшипников, бесколечных поршней, сухих керамических подшипников с низким коэффициентом трения, твёрдых смазок; исключения масляной системы двигателя. Предполагается, что на адиабатном двигателе за счёт уменьшения мощности трения можно получить удельный расход топлива на уровне 154 г/(кВт·ч), а эффективный КПД – 54%.

В настоящее время ведутся активные работы в направлении создания турбокомпаундных двигателей. Повышение энергетических, топливно-экономических и экологических показателей в этих двигателях может быть достигнуто за счёт таких технических решений, как турбонаддув и промежуточное охлаждение надувочного воздуха, турбокомпаундирование (применение силовой турбины, соединённой через редуктор с коленчатым валом двигателя), комбинированный наддув (турбокомпрессор с инерционным наддувом во впускные трубопроводы), регулируемый наддув (с отводом части воздуха за компрессором и газа перед турбиной), двухступенчатый наддув (для повышения приёмистости двигателя и дополнительного снижения токсичности отработавших газов, для сокращения продолжительности переходных процессов), применение топливной аппаратуры с высокой энергией впрыскивания и переменным началом подачи в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя с адаптивным микропроцессорным управлением и других технических решений.

Исследования показывают, что на сегодняшнем этапе развития двигателестроения единственным альтернативным типом двигателя, способным удовлетворить требования, предъявляемые к многоосным базовым машинам полной массой 100 т и более по мощности, массе и габаритным размерам, является автомобильный газотурбинный двигатель (АГТД).

Большинство разрабатываемых АГТД имеют свободную силовую турбину и регулируемый сопловой агрегат (РСА). Они могут выполняться с теплообменниками различных типов или без них. Двигатели могут иметь 2 или 3 вала.

Основным требованием, предъявляемым к АГТД, является повышение их экономичности. Для этого на режимах частичных нагрузок и холостого хода применяют регулировку проходных сечений в проточной части двигателей путём поворота направляющих лопаток компрессора и сопловых лопаток силовой турбины. Применение регулируемого соплового аппарата позволяет не только улучшить экономичность на режимах частичных нагрузок, но и увеличить коэффициент приспособляемости двигателя, а также даёт возможность осуществить торможение двигателем. Вместе с тем введение РСА приводит к заметному увеличению стоимости АГТД, усложняет его конструкцию и эксплуатацию, может привести к снижению КПД силовой турбины на расчётном режиме из-за утечек через зазоры в РСА, а также к изменению углов атаки при повороте лопаток.

В настоящее время на ЯМЗ проведены работы по созданию АГТД мощностью 735...1100 кВт. Двигатели выполнялись по двухвальной схеме. Их удельный расход топлива в стендовых условиях составил 381...408 г/(кВт·ч).

Ещё одно предприятие по изготовлению отечественных двигателей предложило многотопливный АГТД для наземных транспортных машин высокой проходимости. Он выполнен по трёхвальной схеме без теплообменника. Двигатель ГТД-1250А имеет мощность 919 кВт, удельный расход топлива в стендовых условиях 306 г/(кВт·ч), массу 800 кг и габаритные размеры 1929×1210×932 мм.

Созданные АГТД были апробированы на нескольких образцах многоосных базовых машин. На них также были испытаны модификации танковых ГТД – ГТД-1000А мощностью 735 кВт, ГТД-1000 ТФМ мощностью 882 кВт, ГТД-1250А мощностью 919 кВт. Масса всех двигателей составляет 800...960 кг, а удельный расход топлива в стендовых условиях – 306 г/(кВт·ч).

Анализ состояния исследований показывает, что лишь у перспективных образцов АГТД, находящихся на стадии технического проекта (ГАЗ-9031, ГТД-КОБМ), топливная экономичность приближается к соответствующим показателям танковых и автомобильных дизелей. В настоящее время широкому внедрению АГТД препятствует их низкая, по сравнению с дизелями, топливная экономичность, высокая стоимость опытных образцов и потребность в значительных капиталовложениях для переоснащения производства при переходе на выпуск АГТД.

В технико-экономическом отношении АГТД имеют существенные преимущества перед дизелями по тяговым характеристикам, удельной массе и габаритной мощности, а также долговечности и надёжности благодаря отсутствию системы охлаждения. Сопоставимость удельных расходов топлива становится возможной при больших мощностях двигателей. Поэтому применение АГТД на многоосных базовых машинах большой грузоподъёмности является вполне обоснованным.

1.2.3. Общая характеристика, классификация и требования, предъявляемые к трансмиссиям

Под **трансмиссией** понимается устройство, предназначенное для передачи мощности от двигателя к колёсному движителю, для изменения величины крутящего момента ведущих колёс и скорости движения, для рационального распределения потока мощности к ведущим колёсам базовых машин.

Трансмиссии многоосных базовых машин классифицируются по принципу действия, по типу используемого трансформатора крутящего момента, по принципу регулирования. Соответственно различают следующие виды трансмиссий:

1) по принципу действия – механические, гидравлические, электрические и комбинированные;

2) по типу используемого трансформатора – фрикционно-зубчатые ступенчатые, фрикционные непрерывные (с вариаторами), импульсные гидромеханические, гидрообъёмные, электрические (с мотор-колёсами), электромеханические, электрогидравлические.

3) по принципу регулирования – ручные регулируемые, автоматизированные, автоматические.

При проектировании трансмиссий вначале определяют параметры, обеспечивающие удовлетворение технических и потребительских требований к базовым машинам, а затем переходят к оптимизации конструкции по главному требованию. Если удовлетворены требования по грузоподъёмности, по тягово-скоростным характеристикам, проходимости, плавности хода и другим свойствам, то в качестве главного критерия может выступать масса базовой машины, зависящая от типа трансмиссии.

Анализ многочисленных исследований в области теории движения колёсных машин позволяет выделить группу эксплуатационных свойств, на оценочные показатели которых огромное влияние оказывает тип трансмиссии. Для многоосных базовых машин к таким свойствам относятся тягово-скоростные свойства, маневренность и устойчивость движения.

Тягово-скоростные характеристики являются определяющим фактором эффективности использования базовых машин. При любых критериях оценки транспортной работы, выполняемой базовой машиной, и сравнительных оценках всегда используются такие важнейшие параметры его тя-

гово-скоростных свойств, как максимальная и средняя скорости движения по маршруту, удельная сила тяги и разгонная характеристика. Поэтому для современных многоосных базовых машин повышение их грузоподъёмности как одного из действенных средств достижения максимальной эффективности сопровождается обязательным условием обеспечения требуемых тягово-скоростных характеристик.

Общепринятыми критериями оценки тягово-скоростных свойств базовых машин являются удельная мощность двигателя и средняя скорость движения в различных дорожных условиях.

Удельная мощность является в значительной мере условным показателем, так как он совершенно не учитывает характер изменения внешних характеристик двигателя по мощности N_e , крутящему моменту M_k , часовому Q_c и удельному q_e расходам топлива, а также характеристики трансмиссии, которые совместно оказывают существенное влияние на полноту использования мощности двигателя.

Характер изменения внешних характеристик двигателя влияет на приспособляемость двигателя к различным дорогам, которая оценивается следующими параметрами:

- 1) коэффициентом приспособляемости по крутящему моменту:

$$K_M = \frac{M_{k \max}}{M_N};$$

- 2) коэффициентом приспособляемости по оборотам:

$$K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_{M_k \max}};$$

- 3) общим коэффициентом приспособляемости:

$$K_{об} = K_M \cdot K_\omega,$$

где M_N – крутящий момент двигателя, соответствующий его максимальной мощности; $M_{k \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя; ω_N – частота вращения вала, соответствующая максимальной мощности двигателя; $\omega_{M_k \max}$ – частота вращения вала, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя.

Величины средних скоростей движения и расходов топлива базовых машин с одинаковой удельной мощностью в значительной мере зависят от приспособляемости двигателя и трансмиссии к дорожным условиям.

Опыт разработки многоосных базовых машин и проведенные расчёты показывают, что для достижения приемлемых показателей тягово-скоростных свойств и проходимости двигателя многоосных базовых машин должны иметь мощность не менее 800 кВт и внешнюю скоростную характеристику, обеспечивающую эффективную работу в узком скоростном и нагрузочном диапазоне. В настоящее время в нашей стране не существует автомобильных дизелей такой мощности.

Единственным альтернативным дизелю типом двигателя, способным в настоящее время удовлетворить требованиям, предъявляемым к двигателям многоосных базовых машин по мощности, массе и габаритам является автомобильный газотурбинный двигатель. Однако такой двигатель находится пока в стадии разработки.

Таким образом, для многоосных базовых машин обеспечение необходимых тягово-скоростных свойств только за счёт наращивания мощности двигателя практически невозможно. Эта задача в настоящее время решается с помощью трансмиссии путём оптимизации схемы раздачи мощности и типа трансмиссии для каждой конкретной группы многоосных базовых машин в зависимости от их предназначения и условий использования.

Важнейшими техническими показателями совершенства трансмиссий являются их КПД, масса и габаритный объём. КПД характеризует полноту использования мощности двигателя. От массы трансмиссии зависят полная масса, грузоподъёмность, осевая нагрузка, топливная экономичность, скоростные характеристики базовой машины. Габаритный объём влияет на компоновку и размеры многоосной базовой машины, на удобство размещения оборудования и перевозимого груза.

На многоосных базовых машинах в настоящее время наибольшее распространение получили **механические и гидромеханические трансмиссии**. Главным их достоинством является высокая надёжность и долговечность. Однако для них характерно применение большого количества зубчатых передач (коробка передач, раздаточная коробка, межосевые и межколёсные дифференциалы, колёсные редукторы), работа которых сопровождается возникновением сил трения скольжения, приводящих к значительным потерям мощности двигателя. А гидромеханические трансмиссии дополнительно оснащены ещё и гидротрансформаторами, работа которых сопровождается дополнительными и весьма значительными потерями мощности. Кроме того, увеличение общей массы базовой машины до 100 т и более и числа колёсных осей более шести привело к необходимости применения в механических и гидромеханических трансмиссиях двух параллельных потоков мощности, для объединения которых потребовалась установка дополнительного агрегата – суммирующего редуктора. При этом параллельное размещение в гидромеханической трансмиссии двух гидротрансформаторов и соединение силовых потоков от них в одном редукторе практически не позволяет применить блокировку гидротрансформаторов. Всё это в конечном счёте приводит к повышенному расходу топлива, к снижению тягово-скоростных характеристик, к низкому общему КПД механических и гидромеханических трансмиссий, на уровне $\eta_{кпд} = 0,50 \dots 0,60$, к их громоздкости и массивности, что создаёт большие проблемы при компоновке базовой машины.

Механические трансмиссии по своим характеристикам являются прозрачными или жёсткими. Это означает, что изменение нагрузки на ве-

дущих колёсах сразу же и полностью передаётся на двигатель. В этом случае приспособляемость к дорожным условиям полностью определяется приспособляемостью двигателя. В механических трансмиссиях практически невозможен индивидуальный подвод мощности к ведущим колёсам из-за большой конструктивной сложности его реализации.

Гидромеханические трансмиссии по характеристикам являются непрозрачными или нежёсткими. Благодаря наличию гидротрансформатора в них, изменение нагрузки на ведущих колёсах практически не передаётся на двигатель, что позволило существенно повысить технический уровень конструкции многоосных базовых машин. Однако применение гидротрансформаторов также не позволяет решить проблему индивидуального подвода мощности к ведущим колёсам в зависимости от условий их качения.

Сложность конструкции механических и гидромеханических трансмиссий базовых машин, их низкий КПД, громоздкость и массивность привели к тому, что в настоящее время ведётся поиск нетрадиционных для автомобилестроения гибких трансмиссий, способных приспособляться к условиям движения базовых машин.

В этом смысле наибольший практический интерес представляют **электрические и гидрообъёмные трансмиссии**, главными достоинствами которых являются гибкость и дистанционность.

Гибкость позволяет решить задачу передачи мощности от приводного двигателя к каждому ведущему колесу в объёме, определяемом условиями его качения, а дистанционность позволяет передавать мощность на значительные расстояния и к большому числу ведущих колёс, что характерно для многоосных базовых машин большой грузоподъёмности, имеющих значительную длину (28...33 м) и большое число ведущих колёс (12 и более). Важным достоинством электрических и гидрообъёмных трансмиссий является то, что они позволяют обеспечить работу приводного двигателя практически в стационарном и наилучшем режиме.

Электрическая трансмиссия (ЭТ) в общем случае представляет собой совокупность электрогенератора, установленного на валу приводного механического двигателя, электродвигателей, приводящих ведущие колёса и установленных либо на раме базовых машин, либо непосредственно в колёсах, и электрической связи между генератором и электродвигателями.

Гидрообъёмная трансмиссия (ГОТ) в общем случае представляет собой совокупность гидронасоса, установленного на валу приводного двигателя, гидромоторов, приводящих ведущие колёса и установленных либо на раме, либо непосредственно в колёсах, и гидравлической связи между гидронасосом и гидромоторами.

Разработка электрических трансмиссий базовых машин ведётся по трём основным направлениям: постоянного тока, переменного-постоянного тока и переменного тока.

Электрические трансмиссии имеют значительно более высокий КПД, меньшую массу и габариты по сравнению с механическими и гидрообъёмными трансмиссиями.

Основным препятствием для широкого применения электрических трансмиссий на базовых машинах является отсутствие достаточно обоснованных и отработанных технических требований к ним. Кроме того, при проектировании и изготовлении электрических трансмиссий выявился ряд их существенных недостатков, к которым относятся:

1) несовершенство конструкции генераторов и тяговых электродвигателей, приводящее к ограничению максимальной скорости движения и снижению надёжности трансмиссии;

2) несовершенство системы автоматического регулирования крутящих моментов тяговых электродвигателей, не позволяющее осуществить индивидуальное управление ведущими колёсами в зависимости от дорожных условий и режима движения.

При разработке и применении гидрообъёмных трансмиссий можно выделить следующие три главных направления исследований:

1) разработку и создание регулируемых гидромоторов для бесступенчатого изменения общего передаточного числа трансмиссии;

2) обеспечение привода части ведущих осей базовой машины, включаемого только в особых условиях движения;

3) создание многоканальных систем гидрообъёмных приводов с индивидуальным подводом мощности к каждому ведущему колесу.

Гидрообъёмные трансмиссии, создаваемые в рамках первого и второго направления, являются комбинированными и представляют собой комплекс взаимосвязанных гидромоторов и механических агрегатов. Использование ГОТ только для бесступенчатого изменения общего передаточного числа трансмиссии (первое направление) или для привода некоторых ведущих осей (второе направление) не позволяет существенно улучшить показатели базовой машины, так как основным препятствием остаётся большое число механических узлов и агрегатов – бортовых, центральных и колёсных редукторов, раздаточных коробок и карданных валов. Потери мощности и нерациональность её распределения в механической части многоприводных ГОТ являются одним из главных факторов, сдерживающих повышение тягово-скоростных характеристик базовых машин и общего КПД трансмиссии.

Основным препятствием для широкого внедрения ГОТ в конструкции машин являются те же причины, что и для электрических трансмиссий.

Таким образом, дальнейшее развитие многоосных базовых машин связано с созданием гибких трансмиссий, использующих новые способы распределения и передачи мощности. При этом двигатель по всем внешним характеристикам должен быть максимально приспособлен к работе в узком скоростном и нагрузочном диапазонах, а трансмиссия – обеспечивать рациональную индивидуальную передачу мощности к каждому ведущему

колесу в зависимости от условий его движения для максимальной реализации крутящего момента.

Каждый тип многоосного базового шасси имеет свою специфику, определяемую назначением транспортного средства и условиями его работы. Поэтому нельзя сформулировать требования к трансмиссиям, которые бы удовлетворяли всем типам АТС. Можно лишь установить некоторые общие требования, касающиеся таких важных качеств АТС, как способность перевозить грузы с максимальной скоростью и развивать максимальную силу тяги на минимальной скорости.

Трансмиссия многоосной базовой машины должна удовлетворять следующим общим требованиям:

- 1) иметь непрозрачную характеристику, т.е. изменение нагрузки на колёсах АТС не должно влиять на режим работы двигателя – двигатель должен работать на постоянных оборотах при постоянной мощности;
- 2) непрерывно изменять параметры силового потока в соответствии с изменением условий движения и условий взаимодействия колеса с опорной поверхностью;
- 3) обеспечивать автоматическое, а в случае необходимости и принудительное регулирование потока мощности;
- 4) иметь достаточно высокий КПД на всех режимах работы; если это не удаётся, то область высоких значений КПД должна приходиться на наиболее применяемые режимы работы;
- 5) иметь минимально возможные габариты и массу;
- 6) быть надёжной и долговечной в работе;
- 7) обеспечивать лёгкость разветвления потока мощности на ведущие колёса и на вспомогательные приводы.

1.2.4. Механические трансмиссии и основы их расчёта

Механической называется трансмиссия, в которой все передающие и преобразующие элементы являются механическими. В зависимости от типа трансформатора крутящего момента они могут быть ступенчатыми и непрерывными.

На рис. 1.5 приведена механическая трансмиссия двухосной полноприводной самоходной машины. Она состоит из коробки передач 4, которая с одной стороны соединена через сцепление 3 с двигателем 1, а с другой – с помощью карданной передачи с раздаточной коробкой 5. Раздаточная коробка снабжена межосевым дифференциалом для независимого вращения ведущих осей с понижающей передачей. От неё через карданные валы передачи приводятся в действие ведущие мосты 8 и 11 с межколёсными дифференциалами, от которых через колёсные редукторы 9 и 10 приводятся в действие колёса 2 и 7.

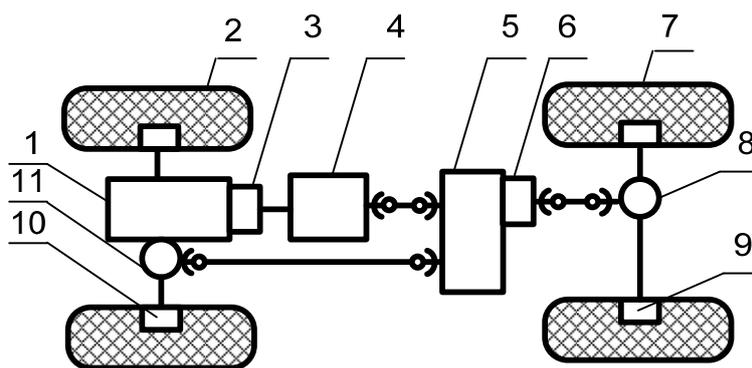


Рис. 1.5. Схема механической трансмиссии

Коробка передач служит для изменения передаточного числа трансмиссии, в результате чего изменяется тяговое усилие и скорость движения, а также для обеспечения заднего хода и отключения двигателя от трансмиссии на стоянках. От неё же осуществляется отбор мощности на вспомогательный привод мощности.

Колёсная передача, как правило, планетарного типа, позволяет обеспечить быстроходность элементов трансмиссии, при этом существенно снижается масса трансмиссии.

В ступенчатых механических трансмиссиях в качестве трансформатора крутящего момента используется многоступенчатая зубчатая коробка передач, а в непрерывных механических трансмиссиях – вариаторы, под которыми понимаются фрикционные механизмы, позволяющие плавно и бесступенчато регулировать передаточное число трансмиссии. Наиболее распространёнными являются зубчатые ступенчатые трансмиссии благодаря своей высокой надёжности.

Анализ существующих и возможных кинематических схем ступенчатых механических трансмиссий многоосных базовых машин показывает, что в их состав должны входить следующие элементы:

- 1) фрикционная муфта сцепления;
- 2) зубчатая многоступенчатая коробка передач;
- 3) зубчатая одно- или двухступенчатая раздаточная коробка;
- 4) несимметричные межосевые дифференциалы;
- 5) межосевые зубчатые редукторы;
- 6) симметричные межколесные дифференциалы;
- 7) колесные зубчатые редукторы;
- 8) карданные валы.

Под **муфтой сцепления** понимается фрикционный механизм, предназначенный для передачи крутящего момента от вала двигателя к входному валу коробки передач за счёт сил трения, возникающих при плотном прижатии друг к другу ведущего и ведомого дисков муфты, а также для отсоединения двигателя от трансмиссии при переключении передач.

Коробка передач представляет собой многоступенчатую зубчатую передачу, состоящую из нескольких простых цилиндрических или планетарных зубчатых механизмов, обеспечивающих возможность переключения ступеней и предназначенную для изменения крутящего момента на ведущих колёсах в большую или меньшую стороны и соответственно скорости их вращения и скорости движения АТС в большую или меньшую стороны в зависимости от дорожных условий, а также для обеспечения заднего хода и отключения двигателя от трансмиссии на стоянках АТС.

Раздаточная коробка представляет собой одно- или двухступенчатую цилиндрическую или планетарную зубчатую передачу, предназначенную, как правило, для повышения крутящего момента на ведущих колёсах и подключения дополнительных ведущих осей АТС.

Под **несимметричным межосевым дифференциалом** понимается дифференциальная зубчатая передача с передаточным числом, не равным 1, предназначенная для развязки межосевых потоков мощности.

Межосевой редуктор представляет собой простую одноступенчатую цилиндрическую или планетарную зубчатую передачу с передаточным числом больше 1, предназначенную для повышения крутящего момента ведущей колёсной оси по сравнению с предыдущей ведущей осью.

Под **симметричным межколёсным дифференциалом** понимается дифференциальная зубчатая передача с передаточным числом, равным 1, предназначенная для развязки межколёсных потоков мощности.

Колёсный редуктор представляет собой одноступенчатую планетарную зубчатую передачу, предназначенную, как правило, для понижения скорости вращения ведущего колеса.

Карданные валы предназначены для передачи мощности (крутящего момента) от коробки передач на ведущие оси, находящиеся на определённом (большем или меньшем) расстоянии от коробки передач, и для обеспечения шарнирных связей между механизмами трансмиссии, защищающих трансмиссию от деформаций рамы и перемещений ведущих колёс.

На рис. 1.6 приведены варианты кинематических схем ступенчатых механических трансмиссий с передним и промежуточным размещением двигателя на раме АТС.

Благодаря высокой надёжности и долговечности механические трансмиссии по-прежнему остаются востребованными.

Основными направлениями развития ступенчатых механических трансмиссий являются:

- 1) повышение числа ступеней и расширение диапазона передаточных чисел трансмиссии;
- 2) применение вместо вальных планетарных коробок передач;
- 3) замена прямозубых и косозубых цилиндрических передач шевронными и с зацеплением Новикова, а прямозубых и косозубых конических передач – гипоидными;

- 4) применение новых, более лёгких, высокопрочных и износостойких конструкционных материалов (пластических масс, керамики, металлокерамики);
 5) автоматизация коробок передач.

Повышение числа ступеней и расширение диапазона передаточных чисел трансмиссии позволяет повысить её приспособляемость к дорожным условиям и благодаря этому увеличить полноту использования мощности и экономичность двигателя, а в конечном счёте общий КПД моторно-трансмиссионной установки (МТУ).

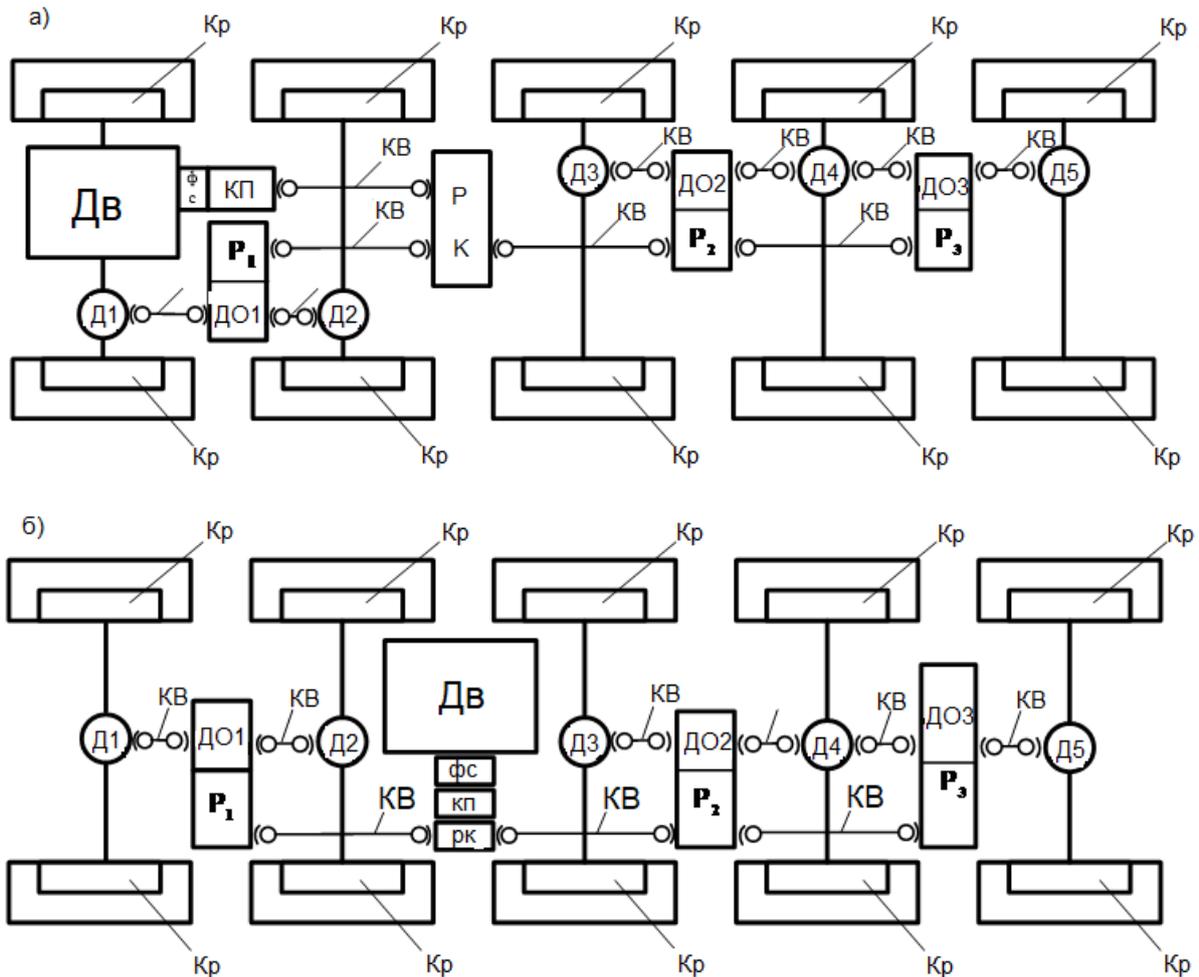


Рис. 1.6. Варианты кинематических схем ступенчатых механических трансмиссий многоосных базовых машин: а) кинематическая схема ступенчатой механической трансмиссии с передним расположением двигателя; б) кинематическая схема ступенчатой механической трансмиссии с промежуточным размещением двигателя.

Дв – двигатель; Фс – фрикционное сцепление; КП – коробка передач;
 РК – раздаточная коробка; ДО; ($i = \overline{1, 3}$) – межосевые дифференциалы;

Д $_i$ ($i = \overline{1, 5}$) – межколёсные дифференциалы; Р $_i$ ($i = \overline{1, 3}$) – межосевые редукторы;

Кр – колёсные редукторы; КВ – карданные валы

Для повышения числа ступеней и расширения диапазона передаточных чисел используют раздаточные коробки, имеющие, как правило, два передаточных числа, одно из которых равно 1, а другое – больше 1, и так

называемые делители, также имеющие два передаточных числа, одно из которых равно 1, а другое – больше 1.

Перспективным направлением повышения числа ступеней и расширения диапазона передаточных чисел трансмиссии является замена вальных коробок передач на планетарные.

Применение нескольких планетарных рядов (более 4-х), установление связей между ними и оптимальная расстановка органов управления позволяют расширить диапазон передаточных чисел трансмиссии до 34,6 и обеспечить достаточно большое число её ступеней (более 6-ти).

Кроме того, планетарные коробки передач имеют существенно меньшую массу и габариты по сравнению с вальными, являются более технологичными в производстве.

Шевронные цилиндрические зубчатые передачи, так же как и косозубые, обеспечивают более равномерную и плавную работу механизма и, благодаря этому, меньший уровень шума при работе, имеют большой коэффициент перекрытия, что позволяет уменьшить минимально допустимое число зубьев малого колеса и за счёт этого увеличить передаточное число механизма и уменьшить его габариты и массу. Кроме того, по сравнению с косозубыми в них отсутствует осевое усилие, что повышает их надёжность и долговечность.

Применение зацепления Новикова позволяет повысить несущую способность и компактность зубчатой передачи, обеспечить по сравнению с другими зубчатыми передачами большее передаточное число, повышенный КПД и пониженный уровень шума при работе.

Гипоидные конические передачи имеют самый высокий коэффициент перекрытия при контакте зубьев и, благодаря этому, максимально возможное передаточное число, минимально возможные массу, габариты и уровень шума при работе.

Детали из керамики обладают высокой механической прочностью и термической стойкостью, высокой влагостойкостью и достаточно низкой плотностью. Благодаря этим свойствам детали из керамики обладают высокой износостойкостью, повышенной надёжностью и долговечностью, имеют меньшую массу по сравнению с аналогичными деталями, выполненными из металлов. Из керамики могут изготавливаться втулки с резьбой, каркасы, колодки сложной формы, валы, трубки, тела вращения диаметром до 250 мм.

В настоящее время достаточно широкое распространение получили детали из металлокерамики, полученные на основе порошковой металлургии путём смешения металлического и графитового порошков и последующего спекания смеси. Из металлокерамики можно получить детали различного назначения и конфигурации: зубчатые колёса, кулачки, эксцентрики, валы, втулки, подшипники, крышки и другие детали. Достаточно широко применяются пористые подшипники качения, выполненные из железографитовых и бронзографитовых порошков и обладающие высокой износостойкостью.

устойчивостью и малым коэффициентом трения. Из металлокерамики могут изготавливаться также детали, обладающие повышенными фрикционными свойствами: фрикционные диски муфт сцепления и тормозных механизмов, тормозные колодки и втулки. Металлокерамики на основе порошков железа, меди, никеля, бронзы, латуни, алюминия применяются для изготовления корпусов и крышек коробок передач и редукторов зубчатых колёс и других деталей трансмиссий. Стоимость деталей, полученных методом порошковой металлургии, в два раза ниже стоимости деталей, полученных механической обработкой.

Пластмассы являются ценным конструкционным материалом благодаря своим высоким механическим и антикоррозионным свойствам. Они имеют низкий коэффициент трения и обладают повышенной износостойкостью. Особенно перспективными являются такие пластмассы, как армированные стекло- и углепластики. Из них могут изготавливаться валы и зубчатые колёса, корпуса коробок передач и редукторов, другие детали.

В целом названные новые конструкционные материалы позволяют значительно снизить массу и стоимость трансмиссии, повысить её надёжность и долговечность, а также общий КПД многоосных базовых шасси.

Задачей расчета механической трансмиссии является определение геометрических и кинематических параметров ее элементов и построение тяговой (динамической) характеристики машины.

В качестве исходных данных должны быть известны:

- G_0 – полный вес машины с грузом;
- V_{\max} – максимальная скорость движения;
- D_{\min} – минимальный динамический фактор;
- D_{\max} – максимальный динамический фактор;
- r_k – радиус ведущих колес под нагрузкой;
- $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии и потери в двигателе и на управление, которые вначале задаются, а затем они уточняются в процессе расчета.

На первом этапе расчёта определяется потребная мощность двигателя.

По заданным исходным данным вначале определяют потребную мощность двигателя при V_{\max} и D_{\min} по формуле

$$N_{e \max} = \frac{D_{\min} \cdot G_0 \cdot V_{\max}}{3600 \eta_d \cdot \eta_y \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (1.23)$$

где $\eta_d \cdot \eta_y = 0,80 \dots 0,90$; $\eta_{\text{тр}} = 0,8 \dots 0,95$ в зависимости от количества ведущих осей.

Затем выбирают тип двигателя и его конкретную модель (см. табл. 1.5), по формуле (1.4) строят его внешнюю характеристику и на нее наносят кривые мощности N_d и момента M_g на выходном валу двигателя в зависимости от оборотов n_e , которые и учитывают отбор мощности на собственные нужды двигателя и систему управления. Мощность этого вспомогательного привода имеет кубическую зависимость от оборотов. Поэтому вначале определяют максимальное значение отбираемой мощности по формуле

$$N_{\text{всп max}} = N_{e \text{ max}} (1 - \eta_d \eta_y), \quad (1.24)$$

а затем находят текущие значения её по формуле

$$N_{\text{всп}} = N_{\text{всп max}} \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3. \quad (1.25)$$

Определяют текущую мощность двигателя, передаваемую на вход трансмиссии:

$$N_d = N_e - N_{\text{всп}}, \quad (1.26)$$

и его момент на выходном валу

$$M_d = 9555 \frac{N_d}{n_e}. \quad (1.27)$$

Все расчеты оформляются в виде таблицы, по которой и строится внешняя характеристика двигателя $(N_e, M_e) = f(n_e)$ и $(N_d, M_d) = f(n_e)$.

Подбором двигателя и построением его внешней характеристики заканчивается первый этап расчета.

Вторым этапом расчета является определение передаточного числа главной передачи i_0 и передаточного числа первой передачи i_{k1} в коробке передач. Передаточным числом главной передачи называется общее передаточное число трансмиссии, когда в коробке передач установлена прямая передача: $i_k = 1,0$. В этом случае:

$$n_{e \text{ max}} = i_0 \cdot n_{k \text{ max}}, \quad (1.28)$$

где $n_{k \text{ max}}$ – максимальные обороты колеса.

Кроме того,

$$2 \pi \cdot r_k \cdot n_{k \text{ max}} = V_{\text{max}}, \quad (1.29)$$

тогда

$$i_0 = 0,377 \frac{n_{e \text{ max}} \cdot r_k}{V_{\text{max}}}, \quad (1.30)$$

где n_e измеряется в об/мин; r_k – в м; V_{max} – в км/ч.

Передаточное число i_{ki} на первой, самой низшей, передаче определяется из условия равенства моментов на валу двигателя в точке $M_{d \text{ max}}$ и момента на колесах при D_{max} , т.е.

$$M_{d \text{ max}} \eta_{\text{тр}} i_0(i_d) \cdot i_{k1} = D_{\text{max}} \cdot G_0 \cdot r_k,$$

откуда

$$i_{ki} = \frac{D_{\text{max}} \cdot G_0 \cdot r_k}{M_{d \text{ max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot i_0(i_d)}, \quad (1.31)$$

где i_d – передаточное число дополнительной передачи (обычно в раздаточной коробке, если таковая предусматривается, $i_d = 1,5...2,0$).

На тяжелых машинах повышенной или высокой проходимости, как правило, применяется дополнительная передача в раздаточной коробке на

две ступени. Это уменьшает количество передач в коробке передач. Машина в этом случае имеет два режима работы: транспортный $i_d = 1,0$ и тяговый $i_d = 1,5...2,0$.

После нахождения i_{ki} необходимо проверить условие:

$$M_{д\max} \cdot \eta_{тр} \cdot i_0 \cdot i_d \cdot i_{ki} \leq G_{сц} \cdot f_{\max} \cdot r_k, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.32)$$

где $G_{сц}$ – сцепной вес (вес, приходящийся на ведущие колеса); f_{\max} – коэффициент трения скольжения колеса по дороге (коэффициент сцепления колес с дорогой).

Третьим этапом расчета является разбивка передач в коробке по ступеням. Разбивка передач по ступеням предполагает получение высоких скоростей движения на каждой передаче, обеспечение хорошей приемистости, повышение топливной экономичности, получение высоких тяговых свойств и во многом зависит от способа разбивки передач по ступеням. Наиболее широко распространены способы разбивки передач по коэффициенту использования мощности ϑ и по геометрической прогрессии.

Под коэффициентом использования мощности ϑ понимается отношение текущей мощности к максимальной на каждой передаче:

$$\vartheta = \frac{N_d}{N_{д\max}}. \quad (1.33)$$

Если $\vartheta = \text{const}$ на каждой передаче, то зависимость между числом ступеней n в коробке передач и диапазоном регулирования $d = \frac{D_{\max}}{D_{\min}}$ имеет вид:

$$\vartheta = \frac{1}{\sqrt[2(n-1)]{d}}. \quad (1.34)$$

По этой формуле возможно два решения: задавшись количеством ступеней n , определить ϑ , или, задавшись значением ϑ , найти n . Так, если $\vartheta = 0,9$, а $d = 16$, то $n = 15$. Для армейских машин $\vartheta = 0,8...0,85$, а $n = 4...5$. Если этого не удастся получить, то используется дополнительная коробка на 2-й ступени:

$$i_{д1} = 1,5...2,0; \quad i_{д2} = 1,0.$$

Знаменатель прогрессии при $\vartheta = \text{const}$ определяется по формуле

$$q = \frac{1}{\vartheta^2}. \quad (1.35)$$

Тогда для четырехступенчатой коробки передач

$$i_{к4} = 1,0; \quad i_{к3} = q; \quad i_{к2} = q^2; \quad i_{к1} = q^3.$$

При разбивке по геометрической прогрессии пользуются формулой

$$i_{km} = \sqrt[n-1]{i_{ki}^{n-m}}, \quad (1.36)$$

где i_{km} – передаточное число на m -й передаче; n – количество передач в коробке.

Знаменатель прогрессии находится по формуле

$$q = n \sqrt[n]{i_{кi}}. \quad (1.37)$$

Последним, **четвертым, этапом** расчета является построение тяговой (динамической) характеристики машины, т.е. зависимости силы тяги или динамического фактора D_i от скорости движения машины V_i на всех передачах. Связь между этими параметрами устанавливается известными формулами:

$$V_i = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{i_0 \cdot i_d \cdot i_y \cdot i_{кi}}, \text{ км/ч}; \quad (1.38)$$

$$D_i = 3600 \cdot \frac{N_d \cdot \eta_{тр}}{G_0 \cdot V_i}, \quad (1.39)$$

где i_y – передаточное число ускоряющей передачи, если таковая предусматривается.

Обычно $i_y = 0,7 \dots 0,85$ что дает возможность обеспечить наиболее экономичный режим работы двигателя при движении по хорошим дорогам с максимальной скоростью. Результаты расчетов оформляют таблицей, по которой строится динамическая характеристика машины.

Пример. Требуется рассчитать и построить динамическую характеристику полноприводной шестиосной машины с механической трансмиссией при следующих исходных данных:

$G_0 = 590000 \text{ Н}$; $i_y = 0,7 \dots 0,85$; $D_{\min} \geq 0,55$; $r_k = 0,7 \text{ м}$; $\eta_d \eta_y \approx 0,85$; $\eta_{тр} \approx 0,80$; колёсная формула 12×12 .

Потребная мощность дизельного двигателя

$$N_{e\max} = \frac{D_{\min} \cdot G_0 \cdot V_{\max}}{3600 \eta_d \cdot \eta_y \cdot \eta_{тр}} = \frac{0,034 \cdot 590000 \cdot 56}{3600 \cdot 0,85 \cdot 0,80} = 460 \text{ кВт}.$$

По табл. 1.5 выбираем дизельный двигатель и по формулам (1.2), (1.3) и (1.24)...(1.27) рассчитываем внешнюю характеристику двигателя В-38 с учётом отбора мощности на нужды двигателя и системы управления ($\eta_d \eta_y = 0,85$). Для двигателя $v_N = 2000 \text{ об/мин}$; $A = 0,87$; $B = 1,13$; номинальные обороты двигателя ПР $n = 2000 \text{ об/мин}$.

Для нахождения v_N можно воспользоваться данными статистики по выполненным конструкциям дизельных двигателей:

$$v_N = \frac{n_{e\max}}{(1,05 - 1,1)}.$$

Результаты расчётов представлены в табл. 1.7.

По формулам (1.30) и (1.31), приняв $i_d = 1,5$, находим:

$$i_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{\text{расч}} \cdot r_k}{V_{\max}} = 0,377 \cdot \frac{2000 \cdot 0,7}{56} = 9,4;$$

$$i_{к1} = \frac{D_{\max} \cdot G_0 \cdot r_k}{M_{д\max} \cdot \eta_{тр} \cdot i_0 \cdot i_d} = \frac{0,55 \cdot 590000 \cdot 0,7}{2620 \cdot 0,8 \cdot 9,4 \cdot 1,5} = 7,7.$$

Характеристики двигателя В-38

| | | | | | |
|-----------------|------|------|------|------|------|
| n_e , об/мин | 700 | 1000 | 1500 | 2000 | 2100 |
| N_e , кВт | 191 | 283 | 415 | 478 | 480 |
| M_e , Н·м | 2610 | 2700 | 2640 | 2290 | 2180 |
| $N_{всп}$, кВт | 3,0 | 9,0 | 30 | 72 | 83 |
| N_d , кВт | 188 | 274 | 385 | 407 | 395 |
| M_d , Н·м | 2560 | 2620 | 2450 | 1940 | 1800 |

Выбираем четырёхступенчатую коробку передач ($n = 4$) и по формулам (1.36) и (1.37) рассчитываем динамическую характеристику машины с использованием характеристики двигателя В-38 (см. табл. 1.7). Результаты расчётов представлены в табл. 1.8.

По данным табл. 1.8 строим динамическую характеристику машины, которая представлена на рис. 1.7. Как видно из графика характеристики, несмотря на введение дополнительной передачи в раздаточной коробке, разрывы в передаточных числах, а следовательно, в тяге и скорости на каждой передаче слишком велики ($q = 1,97$). Кроме того, двигатель работает в очень широком интервале оборотов и мощностей ($n_{\min} \approx 1000$ об/мин; $n_{\max} \approx 2000$ об/мин).

Таблица 1.8

Результаты расчётов динамической характеристики машины с механической трансмиссией

| i_d | i_{ki} | n_e , об/мин | 700 | 1000 | 1500 | 2000 |
|-------|-------------------|------------------|--------|--------|--------|--------|
| | | N_d , кВт | 188 | 274 | 385 | 407 |
| 1,0 | $i_{kIV} = 1,0$ | V_{IV} , км/ч | 19,7 | 28,1 | 42,2 | 56,2 |
| | | D_{IV} | 0,047 | 0,048 | 0,045 | 0,035 |
| | $i_{kIII} = 1,97$ | V_{III} , км/ч | 10,0 | 14,2 | 21,4 | 28,5 |
| | | D_{III} | 0,092 | 0,095 | 0,089 | 0,070 |
| | $i_{kII} = 3,9$ | V_{II} , км/ч | 5,05 | 7,20 | 10,8 | 14,4 |
| | | D_{II} | 0,183 | 0,187 | 0,175 | 1,138 |
| | $i_{kI} = 7,7$ | V_I , км/ч | 2,56 | 3,64 | 5,50 | 7,30 |
| | | D_I | 0,362 | 0,370 | 0,347 | 0,273 |
| 1,5 | $i_{kIV} = 1,0$ | V_{IV} , км/ч | 13,1 | 18,7 | 28,1 | 37,5 |
| | | D_{IV} | 0,0705 | 0,0702 | 0,0675 | 0,0525 |
| | $i_{kIII} = 1,97$ | V_{III} , км/ч | 6,67 | 9,47 | 14,30 | 19,0 |
| | | D_{III} | 0,138 | 0,142 | 0,133 | 0,105 |
| | $i_{kII} = 3,9$ | V_{II} , км/ч | 3,36 | 4,80 | 7,20 | 9,60 |
| | | D_{II} | 0,275 | 0,281 | 0,263 | 0,207 |
| | $i_{kI} = 7,7$ | V_I , км/ч | 1,70 | 2,42 | 3,67 | 4,87 |
| | | D_I | 0,543 | 0,555 | 0,520 | 0,410 |

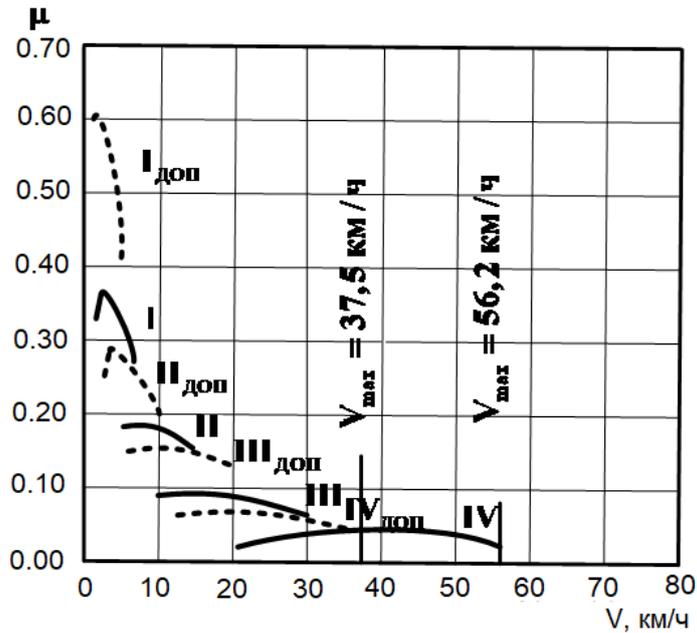


Рис. 1.7. Динамическая характеристика машины с механической трансмиссией

Необходимо отметить, что большое количество ступеней затруднит управление машиной из-за частого переключения передач. Диапазон регулирования трансмиссии на каждом из режимов – транспортном ($i_d = 1,0$) и тяговом ($i_d = 1,5$) – составляет $d = 7,7$, что даже при высоком коэффициенте приспособляемости $K_M = 1,35$ не компенсирует разрывов в тяге при переключении передач, т.е. диапазон регулирования на каждом из режимов слишком велик для четырёхступенчатой коробки передач. Можно сделать вывод, что механическая трансмиссия для машин высокой проходимости (с широким диапазоном регулирования) с дизельным двигателем не обеспечивает высоких динамических свойств машин. Так как на каждой из передач изменение тягового усилия обеспечивается лишь за счёт приспособляемости двигателя, то для машин с механической трансмиссией желательно использование карбюраторных или газотурбинных двигателей.

1.2.5. Гидромеханические трансмиссии и основы их расчёта

Гидромеханической называется такая механическая трансмиссия, трансформатор которой содержит гидродинамическую передачу и зубчатую коробку передач, объединенные в один конструктивный узел, который называется **гидромеханической передачей** (ГМП).

На рис. 1.8 показана гидромеханическая трансмиссия двухосной полноприводной самоходной машины. Она состоит из механической трансмиссии и гидромеханической передачи.

Механическая трансмиссия включает повышающую передачу 3, раздаточную коробку 6 с трансмиссионным тормозом 7, ведущие мосты 9 и 12 и

колесные редукторы 10 и 11. ГМП состоит из гидротрансформатора 4 и планетарной коробки передач 5. Гидротрансформатор 4 приводится в действие от двигателя 1 через повышающую передачу 3. От планетарной коробки передач 5 через раздаточную коробку 6, ведущие мосты 9 и 12 и колесные редукторы 10 и 11 приводятся в действие колеса 2 и 8.

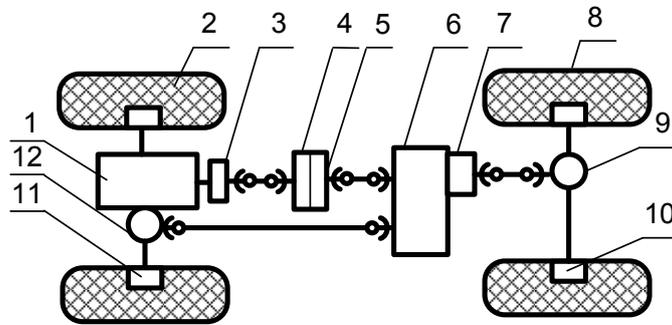


Рис. 1.8. Схема гидромеханической трансмиссии

Основным отличием гидромеханической трансмиссии от механической является наличие в ней гидромеханической передачи – гидротрансформатора, стоящего в последовательном силовом потоке с коробкой передач.

В гидротрансформаторе механическая энергия передается за счет кинетической энергии жидкости. Он состоит из сближенных соосных лопастных рабочих колес. Каждое колесо имеет лопатки определенного профиля и занимает определенное место относительно других рабочих колес и общей оси вращения. Наружные поверхности рабочих колес образуют замкнутую полость в виде тора – рабочую полость, заполненную рабочей жидкостью.

Гидродинамические передачи делятся на две основные группы: гидромуфты и гидротрансформаторы. На рис. 1.9 показаны кинематические схемы (поперечные разрезы) гидротрансформаторов и гидромуфт. Гидротрансформаторы содержат рабочие колеса трех наименований: ведущие (насосные), ведомые (турбинные) и реактивные (реакторные). У гидромуфт содержится только два рабочих колеса – насосное и турбинное.

Принцип действия гидротрансформатора заключается в следующем. При вращении насосного колеса от двигателя его лопатки оказывают силовое воздействие на жидкость, заставляя ее не только вращаться вместе с колесом, но и перемещаться вдоль лопаток под действием инерционных сил по направлению от входа к выходу, как указано стрелками на схемах рис. 1.9. При этом потенциальная энергия давления лопаток на жидкость преобразуется в кинематическую энергию движения жидкости. В результате на выходе насоса поток приобретает большой запас кинематической энергии и, поступая на лопатки турбины, отдает свою энергию турбине в виде механической энергии вращения вала турбины. Из турбины поток жидкости поступает на лопатки реактора, где он изменяет направление движения и подается снова на лопатки насоса под теми же углами атаки, при этом ре-

актор неподвижен. Этот процесс протекает непрерывно, пока к насосному колесу прикладывается вращающий момент его двигателя. Силовые и кинематические связи между рабочими колесами осуществляются не при их непосредственном контакте, а через рабочую жидкость.

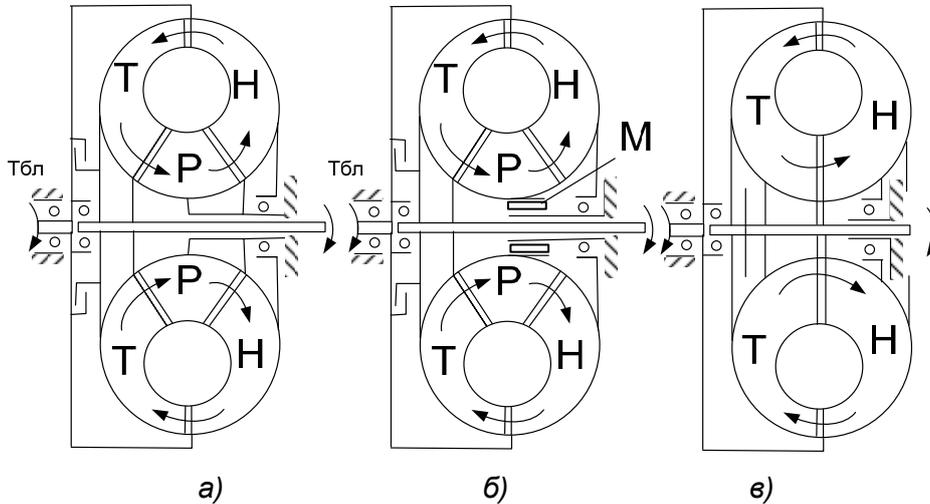


Рис. 1.9. Принципиальные схемы гидротрансформаторов: а – простого; б – комплексного; в – гидромукфты; Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо; Р – реактор; Т_{6л} – тормоз блокировки; М – муфта свободного хода

Рабочая жидкость при этом представляет собой единое целое – одно непрерывное кольцевое звено, находящееся в силовом взаимодействии одновременно со всеми рабочими колесами, не обеспечивая жесткой связи между ними. Действие жидкости на лопатки рабочих колес таково, что на турбине крутящий момент M_T совпадает с направлением вращения, а на насосе M_H имеет противоположное направление. На реакторе момент M_P может иметь любое направление.

Из условия равновесия системы под действием внешних сил можно записать:

$$M_T = M_H \pm M_P. \quad (1.40)$$

На расчетном режиме момент на реакторе

$$M_P \approx (0,25 \dots 0,30)M_H,$$

а момент на турбине

$$M_T \approx (1,25 \dots 1,3)M_H.$$

С уменьшением числа оборотов турбины момент на ней автоматически возрастает, а при возрастании по сравнению с расчетными оборотами падает и может стать меньше чем на насосе (когда момент на реакторе примет противоположное направление).

Итак, можно отметить следующие важные свойства гидротрансформатора:

– крутящий момент M_T автоматически и бесступенчато изменяется в зависимости от изменения нагрузки, а следовательно, обладает свойством саморегулируемости и бесступенчатыми характеристиками;

– благодаря наличию реактора изменение нагрузки на турбине практически не сказывается на изменении момента на насосе, а следовательно, гидротрансформатор обладает непрозрачной характеристикой (двигатель практически не чувствует нагрузки на колесах машины);

– силовое взаимодействие жидкости и лопаток не может происходить без потерь и часть энергии теряется; на расчетном режиме потери минимальны и увеличиваются при отклонении от расчетного в любую сторону, в силу чего диапазон экономического регулирования ограничен;

– отсутствие жесткой связи между рабочими колесами является причиной взаимозависимости между силовым и кинематическими показателями режима работы.

Обращаясь к требованиям, предъявляемым к трансмиссиям, заметим, что гидротрансформатор отвечает полностью первым трем требованиям. Поэтому переход от механических к гидромеханическим трансмиссиям по сути дела предопределил новый качественный скачок в развитии базовых машин и транспортных средств высокой проходимости.

Для гидротрансформаторов характерны следующие основные зависимости:

$$K_r = \frac{M_T}{M_H}. \quad (1.41)$$

Это соотношение называется силовым передаточным числом и характеризует преобразующие свойства трансформатора. Самый высокий коэффициент трансформации получается при остановленной турбине $n_T = 0$, при этом $K_r = 3,0 \dots 3,5$.

Так как жесткая связь между рабочими колесами отсутствует, то различают и кинематическое передаточное число i_r как отношение оборотов турбины n_T к оборотам насоса n_H :

$$i_r = \frac{n_T}{n_H}. \quad (1.42)$$

Величина i_r характеризует режим работы трансформатора.

Важной характеристикой трансформатора является его КПД, который можно выразить через K_r и i_r :

$$\eta_r = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = K_r i_r. \quad (1.43)$$

На расчетном режиме $K_r = 1,25 \dots 1,3$, $i_r = 0,7$. Поэтому наивысшее значение КПД колеблется в пределах $\eta_{r \max} = 0,85 \dots 0,9$.

Для расчетов тяговой характеристики необходимо знать и коэффициент момента насосного колеса λ_H , описываемого уравнением

$$\lambda_H = \frac{M_H}{n_H^2 D_a^5 \rho}, \quad (1.44)$$

где n_n – обороты насоса, 1/с; D_a – активный диаметр гидротрансформатора, м; ρ – массовая плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Простейшим гидротрансформатором является гидромуфта (рис. 1.9, в). Для гидромуфты всегда выполняется условие $M_T = M_H$, поэтому она обладает прямой прозрачностью (нагружает двигатель по мере возрастания сопротивления движению). Зато она обеспечивает плавное трогание и разгон машины, уменьшает износ рабочих колес, ограничивает крутильные колебания, обеспечивает бесшумность работы, надежна в эксплуатации и имеет высокий КПД на расчетном режиме $\eta_r = 0,96...0,98$. Так как для гидромуфты $K_r = 1$, то расчетный режим соответствует $i_r = 0,96...0,98$. Момент на турбине возрастает в 6...7 раз. Первая гидромуфта в нашей стране была построена в 1929 году профессором А.П. Кудрявцевым.

Одним из самых простых способов расчета гидромуфт является расчет по подобию. Активный диаметр гидромуфты определяется из выражения ее мощности:

$$N_{гм} = A \cdot 10^{-6} \cdot n_n^3 \cdot D_a^5, \text{ кВт}, \quad (1.45)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа гидромуфты: для торцевых гидромуфт, работающих на масле «Турбинное-22», при $i_r = 0,96$, $A = 1,28$; D_a – активный (наружный) диаметр гидромуфты, м; n_n – обороты насосного колеса, об/мин.

Приведенная (безразмерная) характеристика гидромуфты показана на рис. 1.10, а. На расчетном режиме при $i_r = 0,97$ имеем $\eta_r = 0,97$. Чтобы остановить турбину, к ней нужно приложить момент в 7 раз больше расчетного, тогда $i_r = \eta_r = 0$.

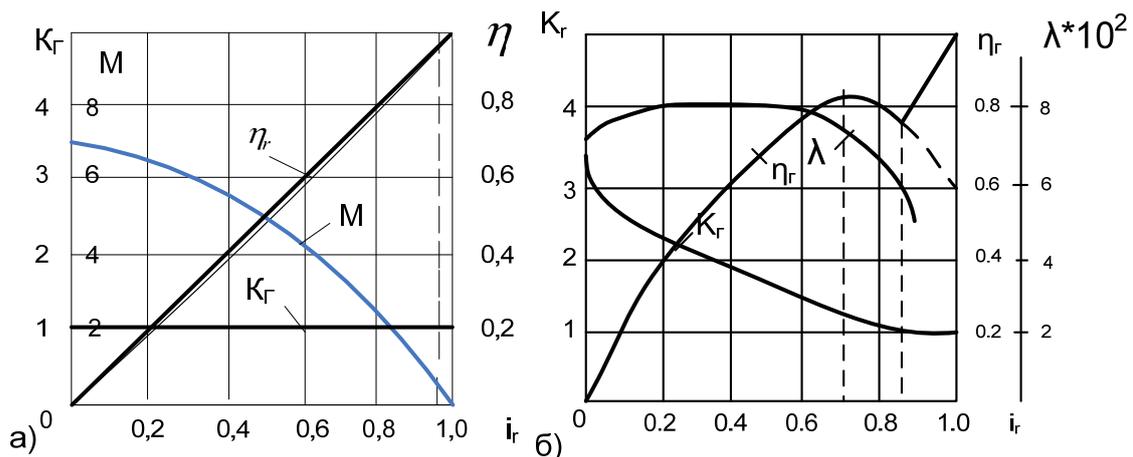


Рис. 1.10. Приведенные (безразмерные) характеристики: а – гидромуфты; б – комплексного ГТФ с двумя реакторами на муфтах свободного хода

У простого гидротрансформатора (рис. 1.9, а) реактор жестко закреплен на корпусе. У такого гидротрансформатора наивысший КПД соответствует $i_r \approx 0,7$. При изменении режима в любую сторону КПД падает. Приведенная

характеристика такого гидротрансформатора показана на рис. 1.10, б (пунктирные линии). Основным недостатком такого трансформатора заключается в относительно узком диапазоне экономического регулирования из-за резкого падения КПД по обе стороны от расчетного режима. Кроме того, использование такого трансформатора при $K_r \leq 1$ нерационально.

Подбирают гидротрансформатор по законам подобия при известном прототипе. Согласно законам подобия, активный диаметр проектируемого гидротрансформатора определяется по формуле

$$D_a = D_a^* \cdot \sqrt[5]{\frac{\rho^* M_H (n_H^*)^2}{\rho M_H^* (n_H)^2}}, \quad (1.46)$$

где параметры со знаком * относятся к известному гидротрансформатору-прототипу. У всех подобных гидротрансформаторов приведенные характеристики одинаковы. Поэтому, подобрав необходимую приведенную характеристику известных гидротрансформаторов и имея виду, что

$$N_g = \frac{M_H n_k}{9555}, \quad \text{кВт}, \quad (1.47)$$

где M_H измеряется в Н·м, а n_k – в об/мин, задаются значением n_k и определяют M_H . Затем, назначив рабочую жидкость и зная величину ρ , по вышеприведенной формуле находят диаметр проектируемого гидротрансформатора D_a .

Отношение D_a^*/D_a дает геометрический масштаб, по которому определяются все геометрические размеры проектируемого гидротрансформатора; при этом число лопаток и углы атаки берутся, такие же, как и у прототипа.

Задачей расчета гидромеханической трансмиссии является определение геометрических и кинематических параметров гидротрансформатора механических звеньев трансмиссии, а также построение её тягово-экономической характеристики.

В качестве исходных данных должны быть заданы:

- G_0 – полный вес машины с грузом;
- X_{\max} – максимальная скорость движения;
- D_{\min} – минимальный динамический фактор;
- D_{\max} – максимальный динамический фактор;
- r_k – радиус ведущих колес под нагрузкой;
- примерные значения КПД механической трансмиссии η_m и произведения $\eta_d \cdot \eta_y$;
- колесная формула машины.

Первым этапом расчёта является следующее. По исходным данным определяется потребная мощность двигателя и производится построение его внешней характеристики после выбора конкретного типа так же, как и для машин с механической трансмиссией (п. 1.2.4), поскольку на расчетном режиме гидротрансформатор блокируется и $\eta_r = 1,0$.

Вторым этапом расчета является подбор гидротрансформатора и построение его входной (нагрузочной) характеристики. При этом вначале подбирают приемлемую приведенную характеристику и по формулам определяют момент M_n и обороты n_n на расчетном режиме и находят активный диаметр D_a . Далее строят входную (нагрузочную) характеристику трансформатора. Под ней понимается графическая зависимость момента на насосном колесе трансформатора M_n от его оборотов при различных режимах работы i_r , на которую нанесена зависимость момента двигателя $M_{д.н.}$ от его оборотов с учетом передаточного числа повышающей передачи. Нагрузочная характеристика устанавливает режимы совместной работы двигателя и насосного колеса трансформатора. Для этого используют приведенную (безразмерную) характеристику трансформатора и формулу коэффициента момента, записанную в виде

$$M_n = \lambda_n \cdot \rho \cdot D_a^2 \cdot n_n^2.$$

Задавшись несколькими значениями i_r по приведенной характеристике, находят соответствующие им значения λ_n . Затем для каждого значения λ_n , задавшись несколькими значениями n_n , находят соответствующие значения M_n и полученные таким образом кривые для каждого i_r наносят на график. Расчеты оформляют в виде таблицы.

Последовательность и порядок расчета тягово-экономической характеристики машины с гидромеханической трансмиссией будем рассматривать по этапам на конкретном примере.

Пример. Требуется рассчитать и построить тягово-экономическую характеристику машины с гидромеханической трансмиссией при следующих исходных данных:

$G_0 = 590000 \text{ Н}$; $i_y = 0,7 \dots 0,85$; $D_{\min} \geq 0,55$; $r_k = 0,7 \text{ м}$; $\eta_d \eta_y \approx 0,85$; $\eta_{тр} \approx 0,80$; колёсная формула 12×12 (исходные данные взяты из примера расчета механической трансмиссии).

Первый этап расчета по выбору двигателя и построению его внешней характеристики рассмотрен в примере расчёта механической трансмиссии. Поэтому воспользуемся его внешней характеристикой, представленной в табл. 1.7, где номинальные параметры составляют:

$$n_e = 2000 \text{ об/мин}; N_e = 479 \text{ кВт}; N_d = 407 \text{ кВт}; M_d = 1940 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Второй этап расчёта заключается в выборе гидротрансформатора и построении его входной характеристики. Поэтому в качестве прототипа выберем гидротрансформатор с приведенной характеристикой, показанной на рис. 1.10, б, т.е. комплексный гидротрансформатор с двумя реакторами на муфтах свободного хода, который может блокироваться тормозом блокировки.

Пусть его номинальные параметры составляют:

$$N_n^* = 300 \text{ кВт}; n_n = 2400 \text{ об/мин}; M_n^* = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}; D_a^* = 0,462 \text{ м}; \rho^* = 90 \text{ кг/м}^3.$$

Для проектирования ГТФ: $n_H = 2500$ об/мин.

Тогда по формуле (1.47) его момент будет равен:

$$M_H = \frac{9555 \cdot N_D}{n_H} = \frac{9555 \cdot 407}{2500} = 1550, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По формуле (1.46) определяем

$$D_a = D_a^* \cdot \sqrt[5]{\frac{\rho^* M_H (n_H^*)^2}{\rho M_H^* (n_H)^2}} = 0,462 \cdot \sqrt[5]{\frac{900 \cdot 1550 \cdot 2400^2}{900 \cdot 1200 \cdot 2500^2}} = 0,480 \text{ м}.$$

Расчёт нагрузочной характеристики по формуле (1.44) с использованием данных графика на рис. 1.10, оформим в виде табл. 1.9.

$$i_{\text{п.п.}} = \frac{M_e}{M_H} = \frac{2000}{2500} = 0,8.$$

Таблица 1.9

Нагрузочная (входная) характеристика гидротрансформатора

| $i_r = \frac{n_r}{n_H}$ | $K_r = \frac{M_r}{M_H}$ | η_r | n_H , об/мин | 1800 | 2000 | 2200 | 2400 |
|-------------------------|-------------------------|----------|------------------|--|------|------|------|
| | | | n_e , об/мин | 1440 | 1600 | 1760 | 1920 |
| | | | M_D , Н·м | 2480 | 2380 | 2240 | 2060 |
| | | | $M_{D.H.}$, Н·м | 1980 | 1900 | 1790 | 1650 |
| | | | λ | $M = \rho \lambda D_a^5 n_H^5, \text{ Н} \cdot \text{м}$ | | | |
| 0,0 | 3,12 | 0,0 | 0,0755 | 1550 | 1920 | 2310 | 2750 |
| 0,2 | 2,50 | 0,485 | 0,0852 | 1750 | 2160 | 2610 | 3110 |
| 0,4 | 1,90 | 0,760 | 0,0870 | 1780 | 2200 | 2660 | 3170 |
| 0,5 | 1,64 | 0,820 | 0,0870 | 1780 | 2200 | 2660 | 3170 |
| 0,6 | 1,42 | 0,852 | 0,0852 | 1750 | 2160 | 2610 | 3110 |
| 0,7 | 1,23 | 0,863 | 0,0803 | 1650 | 2030 | 2460 | 2920 |
| 0,8 | 1,055 | 0,844 | 0,0710 | 1460 | 1795 | 2180 | 2590 |
| 0,9 | 0,977 | 0,878 | 0,0447 | 917 | 1135 | 1375 | 1630 |

Построенная по данным табл. 1.9 нагрузочная характеристика гидротрансформатора показана на рис. 1.11.

Третьим этапом расчёта является построение выходной характеристики гидротрансформатора, под которой понимается графическая зависимость момента на турбине M_T , КПД гидротрансформатора η_r и мощности гидротрансформатора N_T от оборотов турбины n_T (рис. 1.12).

Для её построения необходимо иметь входную характеристику и приведенную характеристику гидротрансформатора (см. рис. 1.10), а также выражения (1.41) и (1.42).

Снимая с точек пересечения кривых M_H для $M_{D.H.}$ для каждого i_r значения n_H и M_H по нагрузочной характеристике (см. рис. 1.11) и используя характеристику гидротрансформатора (см. рис. 1.10, б), легко определить значения:

$$n_T = n_H i_r \text{ и } M_T = M_H K_r;$$

$$\eta_T = K_r i_r \text{ и } N_T = \frac{M_T n_T}{9555}.$$

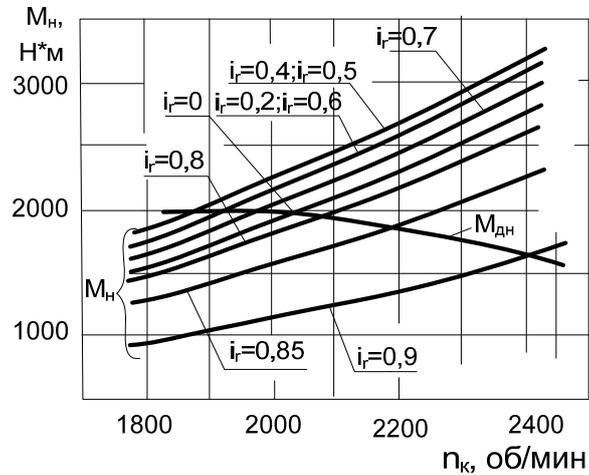


Рис. 1.11. Нагрузочная характеристика гидротрансформатора

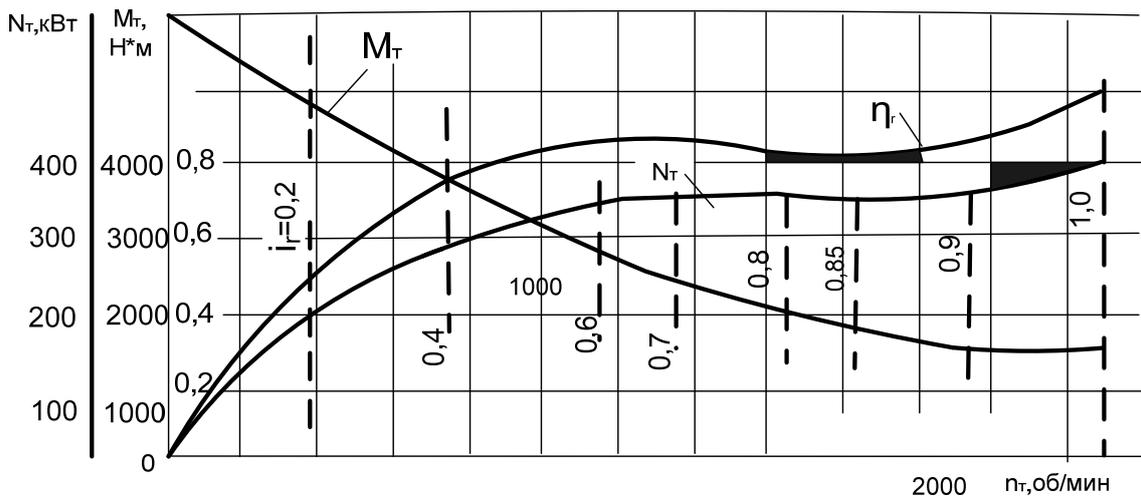


Рис. 1.12. Выходная характеристика гидротрансформатора

Расчёты оформляют в виде таблицы, по которой строят выходную характеристику гидротрансформатора. Для рассматриваемого примера результаты расчёта представлены в табл. 1.10, а выходная характеристика, построенная по ней, показана на рис. 1.12.

Четвёртым этапом расчёта является расчёт механической трансмиссии и построение тягово-экономической характеристики машины. Этот расчёт аналогичен расчёту механической трансмиссии, если в качестве характеристики используется выходная характеристика гидротрансформатора. Приведём кратко последовательность этого расчёта на рассматриваемом примере, сохранив принятые исходные данные.

Выходная характеристика гидротрансформатора

| i_r | 0,0 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,85 | 0,9 |
|----------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| n_H , об/мин | 2010 | 1920 | 1900 | 1920 | 1960 | 2060 | 2170 | 2400 |
| n_T , об/мин | 0,0 | 384 | 760 | 1150 | 1370 | 1650 | 1840 | 2160 |
| K | 3,12 | 2,50 | 1,90 | 1,42 | 1,23 | 1,055 | 0,985 | 0,977 |
| M_H , Н·м | 1920 | 1960 | 1980 | 1960 | 1950 | 1880 | 1820 | 1630 |
| M_T , Н·м | 6020 | 4900 | 3760 | 2780 | 2400 | 1980 | 1790 | 1590 |
| N_T , кВт | 0,0 | 197 | 299 | 336 | 345 | 342 | 346 | 360 |
| η_r | 0,0 | 0,485 | 0,760 | 0,852 | 0,863 | 0,844 | 0,837 | 0,878 |

Определим общий диапазон регулирования трансмиссии:

$$d = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = \frac{0,55}{0,034} = 16,2.$$

Находим коэффициент приспособляемости двигателя для экономиче-ского режима работы гидротрансформатора, используя нагрузочную харак-теристику (см. рис. 1.11) как отношение момента $M_{д.н.}$, при котором КПД гид-ротрансформатора не падает ниже $\eta_T \geq 0,7 \dots 0,76$, к моменту при макси-мальных оборотах двигателя $M_{д.н. \min}$. Тогда

$$K_M = \frac{M_{д.н.}}{M_{д.н. \min}} = \frac{1980}{1550} = 1,28.$$

По выходной характеристике для этих же условий находим коэффици-ент приспособляемости гидротрансформатора:

$$K_{\Gamma} = \frac{M_T}{M_{H.\min}} = \frac{3800}{1550} = 2,45.$$

Определяем диапазон регулирования, приходящийся на коробку передач:

$$d_{кп} = \frac{d}{K_M \cdot K_{\Gamma}} = \frac{16,2}{1,28 \cdot 2,45} = 5,17.$$

Назначим четырёхступенчатую коробку передач: $n = 4$. Тогда при раз-бивке по закону геометрической прогрессии найдём знаменатель прогрессии:

$$q = \sqrt[n-1]{d_{кп}} = \sqrt[3]{5,17} = 1,73$$

и передаточные числа:

$$i_{кVI} = 1,0; \quad i_{кIII} = q = 1,73;$$

$$i_{кII} = q^2 = 1,73^2 = 2,99; \quad i_{кI} = q^3 = 1,73^3 = 5,17.$$

Определяем передаточное число главной передачи:

$$i_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{T.\max} \cdot r_k}{V_{\max}} = 0,377 \cdot \frac{2500 \cdot 0,7}{56} = 11,8.$$

Далее определим скорости V_i и динамические факторы D_i на каждой передаче:

$$V_i = 0,377 \cdot \frac{n_{т.і} \cdot r_k}{i_0 \cdot i_{кi} \cdot i_d}, \text{ км/ч}; \quad (1.48)$$

$$D_i = \frac{M_{т.і} \cdot i_0 \cdot i_{кi} \cdot i_d \cdot \eta_m}{G_0 \cdot r_k}, \quad (1.49)$$

где $i_d = 1,0$ для рассматриваемого случая; $r_k = 0,7$ м; $\eta_m = 0,8$; $G_0 = 590000$ Н.

Общий КПД машины находим по формуле

$$\eta_{\Sigma} = \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_d \cdot \eta_y. \quad (1.50)$$

Результаты расчёта приведены в табл. 1.11, а построенная по ней тягово-экономическая характеристика гидротрансформатора показана на рис. 1.13.

Таблица 1.11

Тягово-экономическая характеристика машин с ГМП

| | | | | | | |
|------------------|--------|--------|-------|--------|-------|-------|
| n_t , об/мин | 2500 | 2000 | 1500 | 1000 | 500 | 0 |
| M_t , Н·м | 1550 | 1650 | 2200 | 3200 | 4500 | 6020 |
| V_{IV} , км/ч | 56 | 44,7 | 33,6 | 22,4 | 11,2 | 0 |
| D_{IV} | 0,0354 | 0,0378 | 0,050 | 0,0732 | 0,103 | 0,138 |
| V_{III} , км/ч | 32,4 | 25,9 | 19,5 | 12,9 | 6,5 | 0 |
| D_{III} | 0,0612 | 0,0655 | 0,087 | 0,1265 | 0,178 | 0,238 |
| V_{II} , км/ч | 18,8 | 15,0 | 11,2 | 7,5 | 3,75 | 0 |
| D_{II} | 0,106 | 0,113 | 0,150 | 0,219 | 0,308 | 0,413 |
| V_I , км/ч | 10,8 | 8,6 | 6,5 | 4,33 | 2,16 | 0 |
| D_I | 0,183 | 0,195 | 0,260 | 0,378 | 0,532 | 0,713 |
| η_{Σ} | 0,68 | 0,57 | 0,578 | 0,565 | 0,408 | 0 |

Как видно из характеристики на рис. 1.13, зависимость $D = f(V)$ при своевременном переключении передач в коробке близка к гиперболической ($DV = \text{const}$), а общий КПД в широком диапазоне регулирования близок к среднему значению $\eta_{\Sigma} \approx 0,6$. Это объясняется тем, что тяговая характеристика машины с гидромеханической трансмиссией повторяет на каждой передаче характеристику момента на турбине, имеющей вогнутый характер (в отличие от механической трансмиссии, где тяговая характеристика на каждой передаче повторяет характеристику момента двигателя, имеющую выпуклый характер).

Из характеристики на рис. 1.13 видно, что на всех режимах работы интервал оборотов насосного колеса не выходит за пределы $n_k = 1900 \dots 2500$ об/мин и соответствует работе двигателя В-38 в интервале оборотов $n_e = 1500 \dots 2000$ об/мин и интервалу мощностей (см. табл. 1.7) $N_e = 415 \dots 479$ кВт, а коэффициент использования мощности двигателя с ГМП $\nu \approx 0,865$.

Гидромеханическая трансмиссия по сравнению с механической имеет следующие недостатки:

- несколько меньшие (на 6...10%) значения КПД;

- большую сложность трансмиссии из-за наличия гидротрансформатора и его системы охлаждения;
- несколько большую удельную массу трансмиссии.

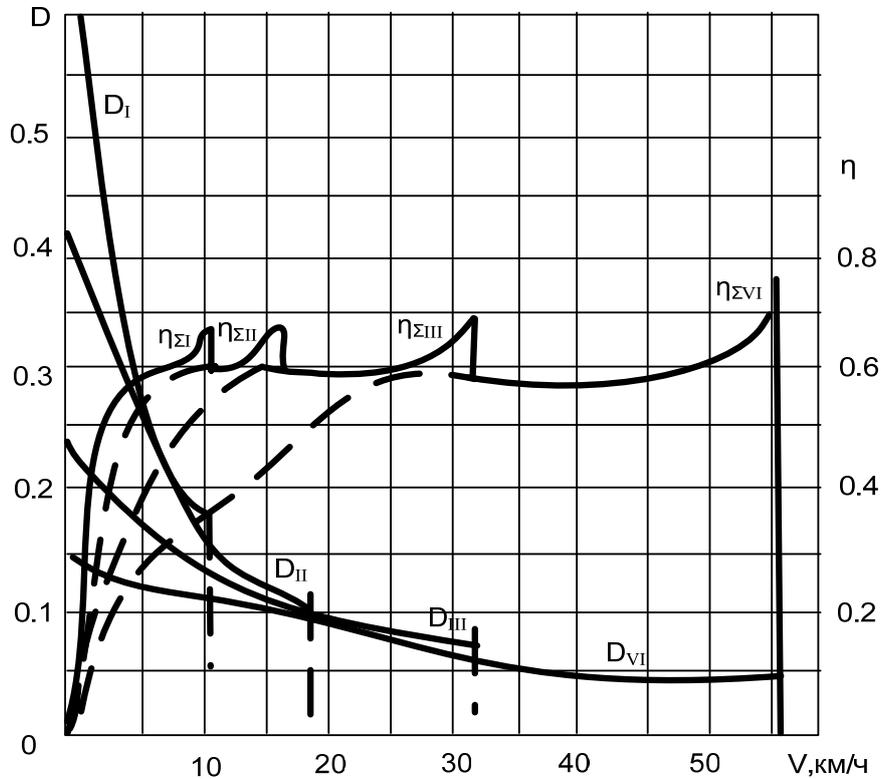


Рис. 1.13. Тягово-экономическая характеристика машины с гидромеханической трансмиссией

Таким образом, у машин с ГМП полнее используется мощность приводного двигателя, значительно упрощается управление трансмиссией из-за отсутствия сцепления и автоматичности трансмиссии на каждой из передач, повышается надежность из-за отсутствия жесткой связи между двигателем и трансмиссией и демпфирования крутильных колебаний двигателя трансформатором, улучшаются динамичность машины и ее разгонные качества.

1.2.6. Гидрообъемные трансмиссии и основы их расчёта

Гидрообъемной (гидростатической) трансмиссией (ГОТ) называется такая, в которой передача энергии и преобразование силового потока осуществляются за счет перемещения замкнутого объема рабочей жидкости между вытеснительными элементами насосов и гидромоторов.

Энергетическое состояние рабочей жидкости определяется известным уравнением Д. Бернулли:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \xi \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \text{const, м}, \quad (1.51)$$

где P_1 и P_2 – давления на входе и выходе потока, Па; V_1 и V_2 – скорости потока на входе и выходе, м/с; γ – удельный вес жидкости, Н/м³; z_1 и z_2 – нивелирные высоты сечений потока на входе и выходе, м; ξ – коэффициент потерь; g – ускорение свободного падения, м/с².

Из уравнения (1.51) видно, что энергия жидкости может проявляться в виде энергии давления, используемой в гидрообъемных трансмиссиях, энергии кинетической, используемой в гидротрансформаторах и гидромуфтах гидромеханических трансмиссий.

Простейшая принципиальная схема гидрообъемной трансмиссии машины с одной ведущей осью показана на рис. 1.14. Она состоит из насоса НА1 регулируемой подачи, приходящего в движение от двигателя Д1 через раздаточный редуктор РР. Насос НА1 связан с гидромоторами М1 и М2 с помощью трубопроводов. Моторы установлены в ступицах колес и связаны с ободами через одно- или двухскоростные редукторы К1 и К2. Для предохранения от перегрузок предусмотрен предохранительный клапан КП1, подключенный к силовым гидролиниям через обратные клапаны КО1 и КО2.

Трансмиссия выполнена по замкнутой схеме и поэтому снабжена системой подпитки, включающей насос подпитки Н1 с приводом от редуктора РР, фильтр Ф1, переливной КП3 и предохранительный КП2 клапаны и маслобак Б.

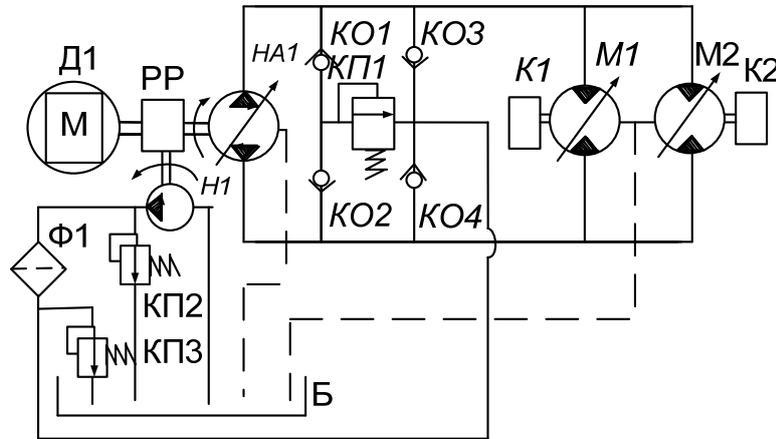


Рис. 1.14. Принципиальная схема простейшей гидрообъемной трансмиссии

Пополнение силовых гидролиний при любом направлении подачи рабочей жидкости насосом НА1 осуществляется через обратные клапаны КО3 и КО4. Утечки жидкости из насоса и моторов по дренажным трубопроводам (на схеме показаны пунктирными линиями) сливаются в бак. Трансмиссия регулируется насосом НА1 и моторами М1 и М2.

При запуске двигателя насос НА1 устанавливается на «нулевую» подачу (в нейтраль) и двигатель легко запускается, так как движения жидкости в магистралях не будет. При трогании машины моторы М1 и М2 устанавливаются на максимальный рабочий объем (максимальную пропускную способность), а насос НА1 выводится из «нейтрали» и машина плавно трогает-

ся с места. Для увеличения скорости движения насос НА1 устанавливается на большую подачу, а моторы на меньшую пропускную способность. Максимальная скорость движения достигается при минимальной пропускной способности моторов и максимальной подаче насоса. Максимальное тяговое усилие и минимальная скорость движения будут получены при максимальном рабочем объеме моторов и минимальной подаче насоса. Если сопротивление движению выше расчетного (давление в системе достигает давления настройки клапана КП1), то жидкость начинает перепускаться из напорной линии во всасывающую через клапаны КО1 и КО4 или КО2 и КО3, минуя моторы. Всасывающая гидролиния через клапаны КО3 или КО4 пополняется от насоса подпитки Н1, рассчитанного на подачу, превышающую максимальные возможные утечки. Поэтому переливной клапан КП3 все время открыт и перепускает избытки жидкости от насоса Н1 в бак Б.

Реверс движения (задний ход) достигается реверсом насоса НА1. Торможение машины производится уменьшением подачи насоса и увеличением рабочего объема моторов.

Если насос НА1 установить в «нейтраль» во время движения, то моторы М1 и М2 будут работать в насосном режиме, перекачивая жидкость через предохранительный клапан КП1, и машина будет замедлять ход с максимальным тормозным усилием вплоть до полной остановки. Таким образом, регулирование тягового усилия и скорости движения, а также реверс движения и торможение машины осуществляются за счет гидромашин и трансмиссии, и она практически не нуждается в тормозах. Обычно предусматривается стояночный (ручной) тормоз для торможения машины в случае обрыва силовой гидролинии.

К недостатку схемы (см. рис. 1.14) следует отнести отсутствие системы амортизации, что, с одной стороны, в силу прямой прозрачности трансмиссии не дает возможности снимать с двигателя всю его мощность в переменных условиях движения, а с другой – требует наличия двух органов управления: насосом НА1 и моторами М1 и М2. Однако этот недостаток не является серьезным, поскольку гидрообъемные трансмиссии относительно легко автоматизируются.

На рис. 1.15 приведена другая, более совершенная, схема трансмиссии четырехосной машины с регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами в колесах. Дополнительно она оснащена системой автоматического переключения диапазонов работы (включения ведущих осей) и регулятором мощности насоса НА1. Трансмиссия имеет такую же систему предохранения от перегрузок (КП1, КО1, КО2, КО3, КО4) и систему подпитки (Н1, Ф1, КП2, КП3, Б), как и в схеме на рис. 1.14. Ведущие оси включают моторы М1...М8 и колесные двухскоростные редукторы К1...К8, а для включения ведущих осей в ней предусмотрены распределители Р1, Р2, Р3, Р4, управляемые от системы автоматического переключения диапазонов. В эту систему входят редукционный КП1 и пропорциональный К9 клапаны, под-

ключенные к силовым гидролиниям насоса НА1 через обратные клапаны КО1 и КО2, от которых питается и регулятор мощности насоса НА1, а к выходам клапанов КР1 и К9 подключены параллельно два клапана К10 и К11 с логическими функциями «ИЛИ». При этом выход клапана КР1 соединен с управляющей полостью распределителя Р1; выход клапана К9 – с управляющей полостью распределителя Р2 и с гидроаккумулятором АК1 через обратный клапан КО5; выход клапана К10 – с управляющей полостью распределителя Р3; выход клапана К11 – с управляющей полостью распределителя Р4. Трансмиссия рассчитана на движение с максимальной скоростью при минимальном сопротивлении движению с двумя включенными ведущими осями. При этом давление в системе минимальное, а подача насоса НА1 максимальная за счет регулятора мощности. По мере увеличения сопротивления движению пропорционально увеличивается давление в системе и регулятор мощности пропорционально уменьшает подачу насоса НА1. Скорость машины при этом падает, а тяговое усилие растет за счет увеличения давления до величины, при которой давления за клапаном К9 станет достаточно для переключения клапана К10, и тогда управляющее давление будет подано к распределителю Р3 и подключится третья ось.

При этом давление в системе упадет, и насос НА1 увеличит подачу, компенсируя увеличение суммарного объема моторов третьей оси при той же скорости движения. При дальнейшем увеличении сопротивления давление в системе снова начнет расти до максимальной величины, пока не сработает клапан К11 и не подключится четвертая ось. Давление в системе снова снизится, а затем достигнет самого максимального значения, при котором все возможности по увеличению тягового усилия будут исчерпаны.

В остальном трансмиссия работает аналогично рассмотренной по схеме на рис. 1.14, с той лишь разницей, что на стоянке при установке насоса НА1 в «нейтраль» ведущие оси отключены распределителями Р1, Р2, Р3, Р4 от силовых магистралей и закольцованы на малый круг циркуляции, а поэтому машина тормозится стояночными тормозами, а не гидравлически. Во время движения отключенные оси не препятствуют движению машины, находясь в режиме свободного выбега.

Таким образом, трансмиссия, изображенная на рис. 1.15, несмотря на наличие четырех ведущих осей, проще как в управлении, так и в конструкции ведущих осей благодаря установке в них нерегулируемых гидромоторов. Вообще гидрообъемные трансмиссии не усложняются существенно при увеличении числа ведущих осей, как это имеет место у механических или гидромеханических трансмиссий.

Регулятор мощности насоса НА1 позволяет снимать с двигателя любую мощность, вплоть до максимальной. При этом двигатель работает на одной точке внешней характеристики, т.е. при одних и тех же оборотах и постоянной мощности, заданной регулятором мощности насоса. Коэффициент использования мощности $u = 1,0$, чего нельзя добиться практически

ни у какой другой трансмиссии. Трансмиссия имеет абсолютно непрозрачную характеристику. Поэтому тип используемого приводного двигателя не влияет на тяговые свойства машины. Ведущие оси гидрообъемной трансмиссии могут питаться от любого количества насосов, каждый из которых может приводиться от отдельного двигателя, при этом каждый из двигателей способен работать на различных режимах и отдавать своему насосу различную мощность, заданную его регулятором мощности, без циркуляции мощности между приводными двигателями. Ни одна другая трансмиссия не обладает таким свойством. В силу этого гидрообъемная трансмиссия для любой машины может быть набрана из одинаковых по конструкции модулей (блоков). Заменяя в каждом модуле типоразмеры насосов и моторов, можно по одной схеме выполнить серию машин с различной массой и с различным количеством ведущих осей и приводных двигателей.

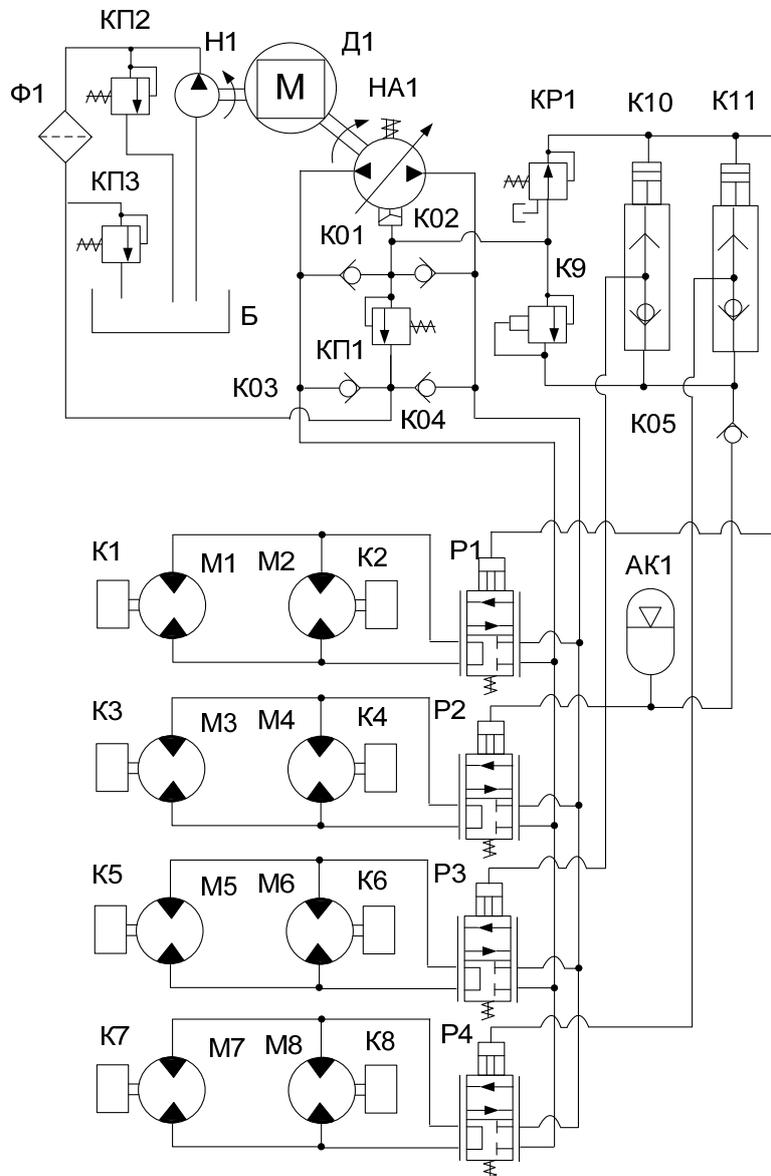


Рис. 1.15. Принципиальная схема автоматизированной гидрообъемной трансмиссии

Принципиальная схема такой гидрообъемной трансмиссии показана на рис. 1.16. Эта трансмиссия представляет собой многодвигательную силовую установку, состоящую из четырех одинаковых по конструкции силовых блоков насосной станции и пяти силовых блоков привода ведущих осей с двухскоростными редукторами гидромотор-колес.

Кроме того, трансмиссия оснащена системой автоматического переключения диапазонов работы трансмиссии (системой автоматического подключения или отключения ведущих осей), тормозным блоком, блоком гидравлического пуска двигателей, блоком управления приводными двигателями и насосами и системой блокировки ведущих осей в случае проскальзывания или потери сцепления отдельных колес с грунтом.

Каждый силовой блок насосной станции, например первый, содержит приводной двигатель Д1 с регулятором оборотов РО1, регулируемый аксиальный насос НА1 с регулятором мощности, подключенным к силовым гидролиниям насоса через обратные клапаны КО7 и КО8, системы предохранения от перегрузок с предохранительным клапаном КП1, распределитель Р1 подключения насоса к силовым гидролиниям трансмиссии и систему подпитки с насосом Н1 и фильтром Ф1, обратным клапаном КО5, предохранительным КП5 и переливным КП9 клапанами и дополнительным баком Б1. Управляющие линии высокого давления и давления подпитки всех силовых блоков соединены между собой.

При этом к управляющей линии высокого давления через обратный клапан КО5 подключен гидроаккумулятор АК1 с манометром МН2 и запорным краном Р17, а к линии подпитки через обратный клапан КО6 подключен гидроаккумулятор АК2 с манометром МН4 и запорным краном Р18. Давление в этих линиях контролируется манометрами МН1 и МН3.

Каждый силовой блок привода ведущих осей, например первый, содержит гидромоторы М1 и М2 с двухскоростными колесными редукторами РК1 и РК2 и распределитель Р20 подключения ведущей оси к силовым гидролиниям трансмиссии. Кроме того, каждый блок привода ведущей оси содержит систему блокировки, состоящую из редукционных клапанов КР3 и КР4 с центробежными регуляторами, которые соединены с моторами М1 и М2 соответственно; их входы подключены к линии подпитки, а выходы соединены с управляющими полостями распределителя Р42 блокировки. При этом вход распределителя Р42 подключен к системе автоматического переключения диапазонов работы, а выход соединен с управляющей полостью распределителя Р20 подключения ведущей оси к силовым гидролиниям через кран Р36 принудительного отключения ведущей оси.

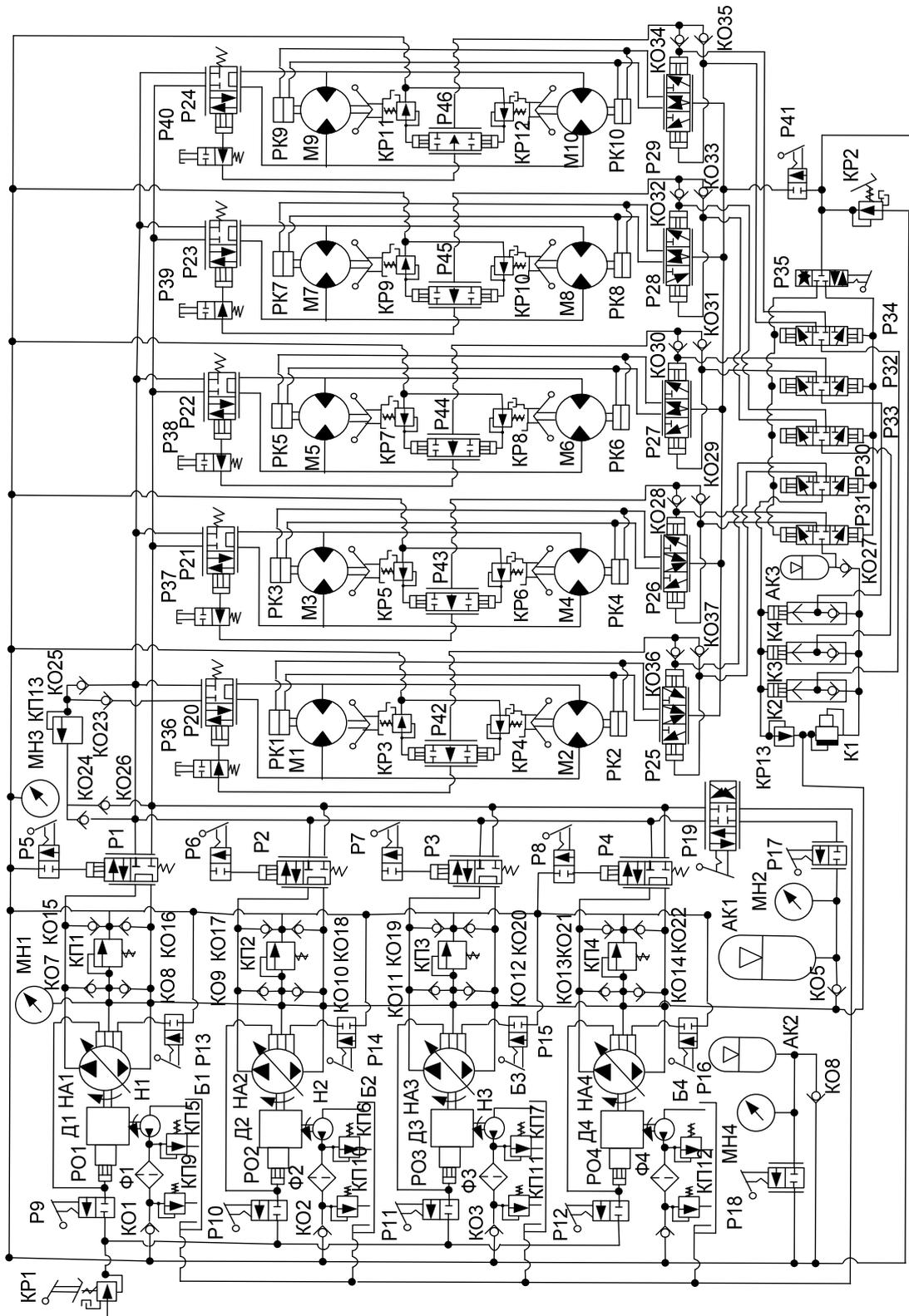


Рис. 1.16. Принципиальная схема ГОТ широкого диапазона регулирования с многодвигательной силовой установкой

Силловые гидролинии трансмиссии имеют систему предохранения от перегрузок с клапаном КР13 и обратными клапанами КО23, КО24 КО25, КО26. Система автоматического переключения диапазонов включает редукционный КР13 и пропорциональный К1 клапаны, подключенные к линии высокого давления, клапаны с логической функцией «ИЛИ» К2, К3 и К4, подключенные к выходам клапанов КР13 и К1, и гидроаккумулятор АК3, подключенный к выходу клапана К1 через обратный клапан КО27. Выходы этих элементов соединены соответственно со входами распределителей Р30, Р31, Р32, Р33, Р34 переключения режимов работы колесных редукторов, а два выхода каждого из них соединены с управляющими полостями золотников Р25...Р29 включения колесных редукторов и через обратные клапаны КО28...КО37 – с управляющими полостями распределителей Р20...Р24 включения ведущих осей через систему блокировки. Переключение распределителей Р30...Р34 производится краном Р35, питающимся от выхода тормозного блока. Вход каждого золотника включения колесных редукторов Р25...Р29 подключен к выходу ручного тормоза (крана Р41), а два выхода каждого из них соединены с соответствующими управляющими полостями тормозов переключения колесных редукторов РК1...РК12.

Гидравлический аккумулятор АК3 обеспечивает возможность движения разгруженной машины (нерасчетный режим) с одной ведущей осью, исключая частые включения второй ведущей оси автоматом переключения.

Тормозной блок содержит последовательно соединенные редукционный клапан КР2 ножного тормоза и кран Р41 ручного тормоза, подключенные к линии системы подпитки. Два колесных тормоза каждого из редукторов РК1...РК12 выполнены на замыкание. Если в обеих линиях управления их включением давление отсутствует – тормоза замкнуты и движение машины невозможно. Если в обеих линиях есть давление – тормоза выключены и колеса находятся в режиме свободного выбега (движение накатом). Если же управляющее давление подано в одну из линий, то будет включена первая или вторая передача колесного редуктора.

В блок управления приводами, двигателями и насосами входят редукционный клапан КР1 настройки регуляторов оборотов двигателей РО1...РО4 и регуляторов мощности насосов НА1...НА4, подключенный к выходу клапана КР2 ножного тормоза; краны включения силовых блоков Р9...Р12; краны включения реверса насосов Р13...Р16 и краны включения распределителей Р1...Р4 для подключения силовых блоков к силовым гидролиниям трансмиссии Р5...Р8. Клапан КР1 управляется от педали и имеет ручной фиксируемый привод.

Блок гидравлического пуска двигателей включает гидроаккумуляторы АК1 и АК2 с манометрами МН2 и МН4, запорные краны Р17 и Р18 и кран Р19 подключения аккумулятора АК1 к силовым гидролиниям трансмиссии. Заполняются аккумуляторы через обратные клапаны КО5 и КО6 при работающих двигателях. Гидроаккумуляторы АК1 и АК2 предназначены для

производства запуска ходовых двигателей машины (вместо электрических аккумуляторов или воздушных баллонов у известных машин), а также для осуществления движения машины (на несколько десятков метров) при неработающих ходовых двигателях.

Привод трансмиссии осуществляется от дизельных двигателей, а вся система построена исключительно на гидравлических элементах и линиях управления, поэтому ее работа не зависит от источников электрической энергии.

Работает трансмиссия следующим образом. В исходном состоянии аккумуляторы АК1 и АК2 заряжены, а краны Р17 и Р18 закрыты, давление в системе отсутствует, краны и золотники находятся в отключенном состоянии, как показано на схеме 1.16, педаль клапана КР2 отпущена (кран полностью открыт) и давление на его выходе не редуцируется, педаль и рукоятка клапана КР1 выведены в «нейтраль» и кран полностью закрыт.

Для запуска любого двигателя необходимо открыть краны Р17, Р18 и Р19 в правую по схеме позицию и подать тем самым давление в линии управления насосами и двигателями, а от крана Р19 – в сливную линию силовых гидролиний. Одновременно кран Р19 соединяет напорную линию с дополнительными баками Б1...Б4 подпитки. Затем необходимо включить, например, кран Р19, выжать педаль клапана КР1 на некоторую величину, соответствующую пусковым оборотам двигателя, и кратковременно (на 1...2 с) включить кран Р5. Тогда жидкость из аккумулятора АК1 поступит через распределитель Р1 к насосу НА1 и начнет его прокручивать в моторном режиме до запуска двигателя, а с выхода насоса НА1 жидкость будет сливаться в баки Б1...Б4. Как только двигатель запустится, кран Р5 необходимо выключить. Тогда распределитель Р1 закольцует насос НА1 на малый круг циркуляции и двигатель начнет работать на холостых оборотах, заданных клапаном КР1. Аналогично запускаются и все остальные двигатели.

После запуска двигателей краны Р17 и Р18 закрываются, а распределитель Р19 ставится в нейтральное положение.

Для трогания и движения необходимо выключить ручной тормоз (открыть кран Р41), нажать педаль ножного тормоза (клапана КР2), включить краны Р5...Р8, отпустить педаль тормоза и нажать педаль газа (КР1). Тогда в соответствии с выжимом педали газа регуляторы двигателя выведут двигатель на заданные обороты, а регуляторы мощности насосов настроятся на заданную мощность. Рабочая жидкость начнет поступать в силовые гидролинии, а по линии управления высокого давления – к системе автоматического переключения диапазонов (на вход КР13 и К1). Предварительно кран Р35 должен быть установлен в одну из крайних позиции, соответствующих включению тягового или транспортного режима работы колесных редукторов. Если педаль газа (КР1) выжата резко, то давление в силовых гидролиниях резко возрастет и система автоматического переключения диапазонов через распределители Р30...Р34, а также Р25...Р29 включает соответствующие тормоза в колесных редукторах и все распределители Р20...Р24

включения ведущих осей и все колеса придут в движение, создавая максимальную тягу. По мере преодоления сопротивления движению и сил инерции давление в системе начнет падать, а насосы НА1...НА4 увеличивать подачу рабочей жидкости в соответствии с настройкой регуляторов мощности, заданной клапаном КР1, и машина будет увеличивать скорость. При определенном снижении давления отключится (вернется в исходное положение) клапан К4, что приведет к установке распределителя Р27 в нейтральное положение, к выключению обоих тормозов колесных редукторов третьей ведущей оси и к отключению распределителем Р22 моторов этой ведущей оси. Давление в системе несколько возрастет, а насосы уменьшат подачу рабочей жидкости, создавая прежнюю скорость движения при меньшем количестве ведущих осей. Затем аналогично отключится пятая и четвертая ведущие оси. Вся рабочая жидкость при полной подаче всех четырех насосов НА1...НА4 будет поступать в четыре мотора первых двух ведущих осей при минимальном расчетном давлении (минимальном расчетном сопротивлении движению) и машина разовьет максимальную скорость.

При увеличении сопротивления движению система автоматического переключения диапазонов будет подключать поочередно ведущие оси. Двигатели при этом будут работать при постоянной мощности и оборотах, а машина будет уменьшать или увеличивать скорость движения в соответствии с сопротивлением дороги.

При нажатии на педаль ножного тормоза давление за ним упадет и все колесные тормоза замкнутся, начнется торможение машины колесными редукторами. Для того чтобы давление в силовых гидролиниях не возрастало и моторы не увеличивали крутящий момент, выход тормозного клапана соединен с входом клапана газа КР1, что приводит к уменьшению оборотов двигателя и мощности при нажатии клапана КР2 тормоза.

Для гидравлического торможения машины необходимо уменьшить выжим педали газа КР1 до минимальной величины, тогда моторы ведущих осей начнут переходить в насосный режим, давление в системе начнет возрастать, пока не подключатся все оси, а после их подключения рабочая жидкость начнет переливаться через предохранительный клапан КП13 или КП1...КП4 и машина будет тормозиться при максимальном тормозном усилии.

В случае буксования одного из колес любой ведущей оси (например, первой) вследствие разности во вращении колес правого и левого бортов распределитель Р42 начнет переключаться в любую крайнюю позицию и ведущая ось распределителем Р20 будет отключаться от силовых гидролиний, а следующая (невключенная) будет подключаться системой автоматического переключения диапазонов.

Трансмиссия может работать на любом количестве двигателей. Тяговые свойства машины при этом не изменяются, уменьшается только максимальная скорость движения. Управление во время движения сводится лишь к манипуляции двумя органами управления: педалью газа (КР1) и пе-

далью тормоза (КР2). Для осуществления заднего хода необходимо остановить машину, вывести двигатели на холостые обороты, включить краны реверса Р13...Р16 и начать движение задним ходом. Направление подачи насосов в этом случае изменится на обратное.

Учитывая общие свойства и рассмотренные схемы, можно отметить следующие достоинства гидрообъемных трансмиссий:

- возможность бесступенчатого регулирования скорости движения и тягового усилия в достаточно широком диапазоне при постоянной мощности и постоянных оборотах двигателя;

- простота автоматизаций, управления и предохранения от перегрузок;

- гибкость и дистанционность трансмиссии, что обеспечивает свободную независимую компоновку её на машине;

- возможность подключения к трансмиссии других гидравлических механизмов и осуществления различных видов их движения без всякого промежуточного преобразования механическими звеньями, что обеспечивает создание различных по назначению агрегатов с однотипным – гидрообъемным приводом любого количества механизмов с любым видом движения (вращательным, поступательным, колебательным);

- возможность работы от нескольких приводных двигателей без их синхронизации и при отсутствии циркуляции мощности внутри привода, что значительно повышает надежность машин в целом, а также позволяет создавать различные по массе и динамическим свойствам машины, используя один–два типоразмера приводных двигателей сравнительно небольшой мощности;

- применение масла в качестве рабочей жидкости, что нередко исключает наличие отдельной системы смазки, обеспечивает долговечность, надежность и бесшумность в работе;

- возможность гидравлического торможения значительно упрощает и облегчает тормозную систему, а наличие двухскоростных редукторов с тормозами переключения полностью заменяет тормозную систему машины и обеспечивает полное отключение колес от трансмиссии;

- компактность, малогабаритность и сравнительно небольшая удельная масса, не зависящая от количества ведущих колес, упрощают создание многоосных машин высокой проходимости;

- гидравлические насосы и моторы имеют малые моменты инерции вращающихся частей, что в сочетании с непрерывностью регулирования обеспечивает машине наилучшие разгонные качества.

Эти достоинства гидрообъемных трансмиссий издавна привлекают внимание ученых и конструкторов. Однако их широкому применению в качестве трансмиссий до недавнего времени препятствовали и серьезные недостатки, основными из которых являются следующие:

- невысокий КПД трансмиссии в целом и его зависимость от температуры окружающей среды и диапазона регулирования;

- большая удельная масса трансмиссии по сравнению с механической для одной ведущей оси и ее прямая зависимость от диапазона регулирования;
- высокая стоимость гидравлических машин, изготавливаемых по высшему классу точности и мелкосерийность их производства;
- недостаточная надежность трубопроводов и гибких рукавов высокого давления, возможность потери герметичности.

В настоящее время эти недостатки в значительной степени устранены. Трансмиссионные гидравлические машины работают на давлениях до 40 МПа, имеют удельную массу 0,4...0,7 кг/кВт и КПД более 90...92%, что позволяет создавать трансмиссии с удельной массой не более 10...12 кг/кВт и общим КПД не ниже 60...65% при широком диапазоне регулирования. По этим основным показателям гидрообъемные трансмиссии значительно превосходят гидромеханические и электрические трансмиссии для машин высокой проходимости. Так, например, гидромеханическая трансмиссия многоосного шасси МА3-543 кроме сложности и громоздкости имеет удельную массу 19 кг/кВт, а средние значения КПД не превышают 60%. Электрические трансмиссии при том же уровне КПД имеют удельную массу более 20...25 кг/кВт.

Основы расчёта гидрообъемных трансмиссий

Свойства и характеристики гидрообъемных трансмиссий в значительной степени зависят от её общей схемы, типа и основных параметров гидромашин, режимов их работы, диапазона и способа регулирования. Рациональный выбор схемы и способа регулирования обеспечивает получение высокого значения КПД при широком диапазоне регулирования, небольшие габариты и массу, надежную работу и удобство эксплуатации.

Из всех известных способов регулирования – дроссельного, скоростного и объемного – для гидрообъемных трансмиссий применим только объемный способ путем изменения рабочего объема (литража) насосов $V_{y.n}$ и моторов $V_{y.m}$. Согласно первому требованию, трансмиссия должна иметь непрозрачную характеристику. Двигатель должен работать на одной точке характеристики независимо от условий движения, отдавая в систему всю заданную мощность, т.е. работать при $n_e = \text{const}$; $M_d = \text{const}$. Следовательно, приводимый этим двигателем насос тоже должен потреблять постоянную мощность при $n_k = \text{const}$.

Из формулы мощности, потребляемой насосом, следует, что $\Delta P V_{y.n} = \text{const}$ и при увеличении ΔP обратно пропорционально должен уменьшаться удельный объем $V_{y.n}$:

$$N_n = \frac{\Delta P V_{y.n} n_n}{60 \eta_n} = \text{const}, \text{ кВт}, \quad (1.52)$$

где ΔP – перепад давления, МПа; $V_{y.n}$ – в л/об; n_n – в об/мин; η_n – полный КПД насоса.

Согласно формуле момента, развиваемого на выходном валу гидромотора, следует, что момент на моторе, а значит, и тяговое усилие на колесах можно изменять путем изменения перепада давления ΔP и удельного объема $V_{y.n}$ одновременно:

$$M_M = 159 \Delta P V_{y.m} \cdot \eta_{M.mex}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.53)$$

где ΔP – перепад давления, МПа; $V_{y.n}$ – в л/об; $\eta_{M.mex}$ – механический КПД мотора.

Однако при увеличении ΔP удельный объем насоса $V_{y.n}$ должен пропорционально уменьшаться согласно условию (1.52). Поэтому насосы необходимо оснащать регуляторами мощности, поддерживающими постоянным произведение $\Delta P V_{y.n} = \text{const}$. Так как подача насоса определяется выражением

$$Q_H = V_{y.n} n_H, \text{ л/мин} \quad (1.54)$$

и при этом $n_H = \text{const}$, то с увеличением ΔP насос будет уменьшать подачу рабочей жидкости за счет уменьшения $V_{y.n}$.

Увеличение рабочего объема моторов можно осуществлять в широких пределах, что скажется только на уменьшении оборотов моторов и скорости движения.

Регулирование трансмиссии за счет изменения давления назовем диапазоном регулирования по насосам d_H , а регулирование за счет изменения рабочего объема моторов – диапазоном регулирования по моторам d_M . Общий диапазон регулирования трансмиссии составит:

$$d_{тр} = d_H d_M. \quad (1.55)$$

Так как мощность приводного двигателя выбирается из условия

$$N_D \approx D_{\min} V_{\max} \approx M_{\min} n_{\max},$$

а мощность гидромоторов – из условия

$$N_M \approx D_{\max} V_{\max} \approx M_{\max} n_{\max},$$

то завышение установочной мощности моторов составит:

$$\frac{N_M}{N_D} \approx \frac{D_{\max}}{D_{\min}} \approx d_{тр} = d_{\Sigma}. \quad (1.56)$$

Поэтому при проектировании гидрообъемных трансмиссий необходимо стремиться к уменьшению диапазона регулирования трансмиссии, что можно получить путем использования двухскоростных редукторов в колесах. В этом случае

$$d_{тр} = \sqrt{d_{\Sigma}}$$

и масса трансмиссии значительно уменьшится.

Диапазон регулирования оказывает влияние не только на массу трансмиссии, но и на её моторесурс и КПД. Считается, что диапазон экономического регулирования трансмиссии составляет $d_{тр} = 4 \dots 6$. Такое значение $d_{тр}$ в сочетании с двухскоростными редукторами в колесах обеспечива-

ет общий диапазон регулирования $d_{\Sigma} = 16 \dots 20$, что и требуется для машин высокой проходимости.

Расчет гидрообъемной трансмиссии сводится к разработке схемы, подбору гидромашин (насосов и моторов) с учетом требуемого диапазона регулирования и моторесурса, определению параметров гидромашин на расчетном режиме, к подбору передаточных чисел раздаточных редукторов для насосов и колесных редукторов, к подбору элементов управления, определению теплового режима трансмиссии, ее удельной массы и построению тягово-экономической характеристики машины с гидрообъемной трансмиссией.

В качестве исходных данных для расчета должны быть заданы:

- G_0 – полный вес машины с грузом;
- V_{\max} – максимальная скорость движения;
- D_{\min} – минимальный динамический фактор;
- D_{\max} – максимальный динамический фактор;
- r_k – радиус ведущих колес под нагрузкой;
- $T_{\text{тр}}$ – моторесурс трансмиссии;
- колесная формула машины;
- универсальные характеристики насосов и моторов, предполагаемых для использования в трансмиссии, и характеристика их моторесурса;
- другие специфические требования и условия.

Методику расчета трансмиссии рассмотрим на конкретном примере.

Пример. Пусть требуется разработать гидрообъемную трансмиссию широкого диапазона регулирования для машины высокой проходимости, подобрать ее элементы, построить тягово-экономическую характеристику и определить ее основные тактико-технические характеристики при следующих исходных данных:

- полная масса машины $m_0 = 50000$ кг;
- максимальная скорость движения $V_{\max} \geq 90$ км/ч;
- минимальный динамический фактор $D_{\min} \geq 0,03$;
- максимальный динамический фактор $D_{\max} \geq 0,50$;
- радиус колес под нагрузкой $r_k = 0,735$ м; $r_k = 0,735$ м;
- моторесурс трансмиссии $T_{\text{тр}} \geq 1500$ ч;
- колесная формула машины 10×10 .

Трансмиссия должна приводиться в действие от нескольких приводных двигателей и обеспечивать:

- регулирование тягового усилия и скорости движения в заданных пределах при постоянной мощности в автоматическом режиме;
- движение передним и задним ходом с равными скоростями;
- движение накатом, возможность буксировки другим транспортным средством;
- гидравлическое и механическое торможение;

- независимую работу приводных двигателей и их отключение от трансмиссии в случае выхода из строя;
- гидравлический запуск приводных двигателей;
- согласованную работу насосов с ходовыми двигателями на различных режимах;
- высокие значения КПД на всех режимах работы, минимальные габариты и массу.

Общий пробег за срок эксплуатации должен составлять не менее $S_{\Sigma} = 6000$ км, при этом допускается замена гидромашин в процессе эксплуатации, но не более одного раза.

В качестве насосов и моторов будем использовать трансмиссионные гидромашины серии НМ, основные параметры которых приведены в табл. 1.12.

Таблица 1.12

Основные параметры гидромашин серии НМ

| Тип | V_y , см ³ /об | d_p , см | $D_{ц}$, м | Частота вращения | | $Q_{пред}$, л/мин | $M_{ном}$, $\Delta P =$ $= 21$ МПа, Н·м | $N_{ном}$, кВт | $N_{пред}$, кВт | $m_{рм}$, кг | $m_{у.н}$, кг/кВт |
|--------|--------------------------------|---------------|----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|---|--------------------|---------------------|------------------|-----------------------|
| | | | | $n_{ном}$, об/мин | n_{max} , об/мин | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| НМ-16 | 18 | 1,2 | 5,5 | 3000 | 3780 | 78 | 60 | 60 | 52 | 22 | 0,423 |
| НМ-40 | 45 | 1,6 | 7,4 | 2400 | 3000 | 150 | 150 | 150 | 101 | 46 | 0,455 |
| НМ-63 | 80 | 2,0 | 8,75 | 1920 | 2400 | 227 | 227 | 267 | 152 | 81 | 0,533 |
| НМ-100 | 112 | 2,2 | 9,65 | 1920 | 2400 | 228 | 228 | 374 | 192 | 111 | 0,578 |
| НМ-125 | 160 | 2,5 | 11,0 | 1500 | 1920 | 347 | 347 | 535 | 232 | 152 | 0,655 |
| НМ-200 | 224 | 2,8 | 19,6 | 1500 | 1920 | 435 | 435 | 748 | 290 | 202 | 0,697 |
| НМ-250 | 320 | 3,2 | 14,0 | 1200 | 1500 | 567 | 567 | 1100 | 378 | 256 | 0,678 |
| НМ-400 | 450 | 3,6 | 15,5 | 960 | 1200 | 720 | 720 | 1500 | 480 | 346 | 0,720 |
| НМ-500 | 630 | 4,0 | 17,3 | 960 | 1200 | 900 | 900 | 2100 | 600 | 480 | 0,800 |

При этом в массу моторов (нерегулируемых машин) включена только масса ротора, так как корпус мотора выполняет роль ступицы колеса. Это гидромашины аксиального типа с наклонным диском $\beta_{max} = 18^\circ$, с количеством поршней $z_n = 9$. Размеры гидромашин в среднем составляют: диаметр $D_{корп} = 2D_{ц}$; длина по корпусу $L_{корп} = 3,5D_{ц}$.

Расчет произведем применительно к схеме трансмиссии на рис. 1.16, отвечающей всем требованиям исходного задания и имеющей четырехдвигательную силовую установку и пять ведущих осей (колесная формула 10×10).

Первым этапом расчета является подбор двигателей и гидромашин для трансмиссии и установление параметров расчетного режима (режима движения с максимальной скоростью при минимальном сопротивлении: V_{\max}, D_{\min}).

Определяем потребный диапазон регулирования:

$$d_{\Sigma} = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = \frac{0,5}{0,03} = 16,6.$$

С учетом двухскоростных редукторов потребный диапазон регулирования трансмиссии составит:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{d_{\Sigma}} = \sqrt{16,6} = 4,07.$$

Учитывая необходимость перекрытия тяговой характеристики на двух режимах работы, примем $d_{\text{тр}} = 5,0$.

Так как трансмиссия имеет четыре насоса (четыре приводных двигателя) и в качестве насосов и моторов желательно использовать один типоразмер гидромшины, на расчетном режиме в работу должны быть включены четыре гидромотора, т.е. две ведущие оси. Тогда диапазон регулирования по моторам составит:

$$d_{\text{м}} = \frac{z_{\text{м. max}}}{z_{\text{м. min}}} = \frac{10}{4} = 2,5,$$

а по насосам

$$d_{\text{к}} = \frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{м}}} = \frac{5,0}{2,5} = 2,0.$$

Примем максимальный перепад давления в системе $\Delta P_{\text{max p}} = 40$ МПа. Тогда минимальный расчетный перепад составит:

$$\Delta P_{\text{min p}} = \frac{\Delta P_{\text{max p}}}{d_{\text{н}}} = \frac{40}{2} = 20 \text{ МПа.}$$

Оценим общие потери трансмиссии на расчетном режиме. Примем $\eta_{\text{д}}\eta_{\text{у}} \approx 0,85$, потери в раздаточном редукторе привода насоса $\eta_{\text{рр}} \approx 0,98$ и в колесном редукторе $\eta_{\text{кр}} \approx 0,96$. По универсальным характеристикам трансмиссионных гидромашин [16] найдем для насоса при $\frac{Q}{Q_{\text{max}}} = 1,0$ $\eta_{\text{н}} = 0,89$ и

для мотора при $\frac{n}{n_{\text{max}}} = 1,0$ $\eta_{\text{м}} = 0,88$.

Тогда общие потери выразятся суммарным КПД:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{у}} \cdot \eta_{\text{рр}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{кр}} = 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,89 \cdot 0,88 \cdot 0,96 \approx 0,625.$$

Потребная мощность силовой установки составляет:

$$N_{e\Sigma} = \frac{D_{\min} m_0 g V_{\max}}{3600 \eta_{\Sigma}} = \frac{0,03 \cdot 50000 \cdot 9,8 \cdot 90}{3600 \cdot 0,625} = 587 \text{ кВт.}$$

Этому условию соответствуют (см. табл. 1.5) четыре двигателя ЯМЗ-740 со следующими характеристиками:

$$\begin{aligned} N_{e \max} &= 155 \text{ кВт}; & n_{e \max} &= 2600 \text{ об/мин}; \\ g_{e \min} &= 0,224 \text{ кгт/кВт} \cdot \text{ч}; & m_{\text{д}} &= 750 \text{ кг}; \\ T_{\text{д}} &\approx 8000 \text{ ч.} \end{aligned}$$

Суммарная мощность всех четырех двигателей составляет:

$$N_{e\Sigma \max} = 620 \text{ кВт.}$$

Произведем подбор гидромашин. Так как на расчетном режиме вся мощность двигателя подводится через один насос к одному мотору, то на колесо может быть передана мощность:

$$N_{\text{к max}} = N_{e \max} \cdot \eta_{\Sigma} = 155 \cdot 0,625 = 97 \text{ кВт.}$$

По табл. 1.12 этому условию может удовлетворять гидромотор марки НМ-125 со следующими параметрами:

$$\Delta P_{\max} = 40 \text{ МПа}; \quad V_{\text{у.м}} = 0,16 \text{ л/об}; \quad n_{\text{м пред}} = 2170 \text{ об/мин.}$$

При этих данных на расчетном режиме он может передать на колесо мощность:

$$N_{\text{к max}} = \frac{\Delta P_{\min \text{р.}} \cdot V_{\text{у.м}} \cdot n_{\text{м пред}}}{60} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{кр}} = \frac{20 \cdot 0,16 \cdot 2170}{60} \cdot 0,88 \cdot 0,98 = 98 \text{ кВт.}$$

По этой же формуле для передачи мощности $N_{\text{к max}} = 97 \text{ кВт}$ максимальные обороты гидромотора составят: $n_{\text{м max}} = 2150 \text{ об/мин}$.

С учетом объемных потерь в насосе и моторе по соответствующим характеристикам трансмиссионных гидромашин [16] действительные обороты насоса должны составить:

$$n_{\text{к max}} = \frac{n_{\text{м max}}}{\eta_{0 \text{н}} \eta_{0 \text{м}}} = \frac{2150}{0,975 \cdot 0,99} = 2230 \text{ об/мин,}$$

что превосходит предельные обороты для гидромашин НМ-125. Поэтому уточним мощность, снимаемую с двигателя при $n_{\text{н пред}} = 2170 \text{ об/мин}$ и $\eta_{\text{н мех}} \approx 0,913$

$$N_{e \max} = \frac{\Delta P_{\min} V_{\text{у.н}} n_{\text{н пред}}}{60 \eta_{\text{н мех}} \cdot \eta_{\text{рр}} \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{у}}} = \frac{20 \cdot 0,16 \cdot 2170}{60 \cdot 0,913 \cdot 0,98 \cdot 0,85} = 152 \text{ кВт.}$$

Двигатель будет загружен на 98 % мощности, т.е. практически полностью.

Уточним обороты мотора, учитывая, что $\eta_{0 \text{м}} = 0,99$, $\eta_{\text{м мех}} \approx 0,975$.

$$n_{\text{м max}} = n_{\text{к max}} \eta_{0 \text{к}} \eta_{0 \text{м}} = 2170 \cdot 0,975 \cdot 0,99 = 2100 \text{ об/мин.}$$

Мощность, переданная на колесо:

$$N_{к\max} = \frac{\Delta P_{\min} V_{у.м} \eta_{м\max}}{60} \cdot \eta_{м} \eta_{к.р} = \frac{20 \cdot 0,16 \cdot 2100 \cdot 0,88 \cdot 0,96}{60} = 95 \text{ кВт.}$$

Для проверки правильности расчетов определим общий КПД трансмиссии:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{4N_{к\max}}{4N_{е\max}} = \frac{4 \cdot 95}{4 \cdot 152} = 0,625.$$

Полученное значение η_{Σ} совпадает с результатом ранее вычисленного значения суммарного КПД, следовательно, расчеты произведены правильно.

Определим максимальную скорость движения:

$$V_{\max} = \frac{3600 \cdot 4N_{к\max}}{D_{\min} m_0 g} = \frac{3600 \cdot 4 \cdot 95}{0,03 \cdot 50000 \cdot 9,8} = 93 \text{ км/ч}$$

и передаточное число колесного редуктора на транспортном режиме:

$$i_{II} = 0,377 \cdot \frac{n_{м\max} r_k}{V_{\max}} = 0,377 \cdot \frac{2100 \cdot 0,735}{93} = 6,25.$$

Проверим это передаточное число по отношению моментов, потребных для движения и подводимых к колесам моторами.

По условиям движения на расчетном режиме:

$$M_{к\min\Sigma} = D_{\min} m_0 g r_k = 0,03 \cdot 50000 \cdot 9,8 \cdot 0,735 = 10800 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент, подводимый моторами:

$$\begin{aligned} M_{м\min\Sigma} &= 159 \Delta P_{\min p} V_{у.м} \eta_{м\max} \eta_{к.р} z_m = \\ &= 159 \cdot 20 \cdot 0,16 \cdot 0,89 \cdot 0,96 \cdot 4 = 1730 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Тогда:

$$i_{II} = \frac{M_{к\min\Sigma}}{M_{м\min\Sigma}} = \frac{10800}{1730} = 6,25.$$

Еще раз убеждаемся, что расчеты произведены правильно (см. ранее вычисленное значение i_{II}).

Определим передаточное число колесного редуктора на тяговом режиме.

По условиям движения:

$$M_{к\max\Sigma} = D_{\max} m_0 g r_k = 0,5 \cdot 50000 \cdot 9,8 \cdot 0,735 = 180000 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент, подводимый моторами к колесам, для этого режима составит:

$$\begin{aligned} M_{м\max\Sigma} &= 159 \cdot \Delta P_{\max p} \cdot V_{у.м} \cdot \eta_{м\max} \cdot \eta_{к.р} \cdot z_m = \\ &= 159 \cdot 40 \cdot 0,16 \cdot 0,75 \cdot 0,96 \cdot 10 = 7300 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Тогда:

$$i_I = \frac{M_{к\max\Sigma}}{M_{м\max\Sigma}} = \frac{180000}{7300} = 24,7 \approx 25.$$

Для установления максимальных расчётных оборотов двигателей ЯМЗ-740 построим их внешнюю характеристику по методике, изложенной в

п. 1.2.1 и формулах (1.2) и (1.3), а также (1.24)...(1.26). Внешняя характеристика двигателя, построенного по этим формулам, показана на рис. 1.17, по которой для мощности $N_e = 152$ кВт получаем $n_{e \max p} = 2480$ об/мин.

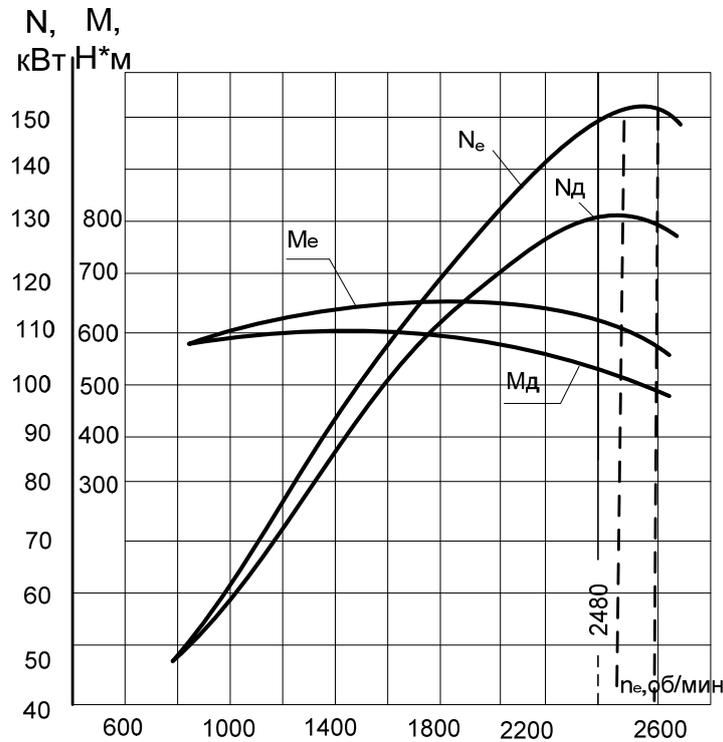


Рис. 1.17. Внешняя характеристика двигателя ЯМЗ-740

Тогда передаточное число раздаточного редуктора составит:

$$i_{pp} = \frac{n_{e \max p}}{n_{H \max p}} = \frac{2480}{2170} = 1,14.$$

Теперь все данные расчетного режима имеются и можно рассчитать **тяговую характеристику машины**, что и составляет **второй этап расчета**. Для этого нанесем на универсальную характеристику трансмиссионного насоса [16] рабочую линию постоянной мощности при заданном диапазоне регулирования по насосам $d_n = 2,0$ и данным расчетного режима

$$N = \Delta P \frac{Q}{Q_{\max}} = 20 \cdot 1,0 = 20 = \text{const.}$$

Как видно из графика универсальной характеристики трансмиссионного насоса [16], рабочая линия при $d_n = 2,0$ проходит через максимум КПД насоса $\eta_{H \max} \approx 0,9$.

Для того чтобы определить, как будет двигаться рабочая точка по рабочей линии насоса, необходимо построить график работы системы автоматического переключения диапазонов.

Пусть пропорциональный клапан К1 (рис. 1.18) рассчитан на поддержание отношения давления на выходе к давлению на входе, равного 1/10.

Тогда зависимость между действующим в системе давлением ΔP и давлением управления P_y (давлением на выходе клапана К1) выразится прямой линией $P_{п.к.}$, как показано на рис. 1.18. Пусть далее редукционный клапан КР2 той же системы рассчитан на ограничение давления $P_{к.р} = 2,8$ МПа. Тогда до давления 2,8 МПа давление управления P_y будет равно давлению в системе, а затем будет постоянным: $P_y = P_{к.р} = 2,8$ МПа (см. рис. 1.18).

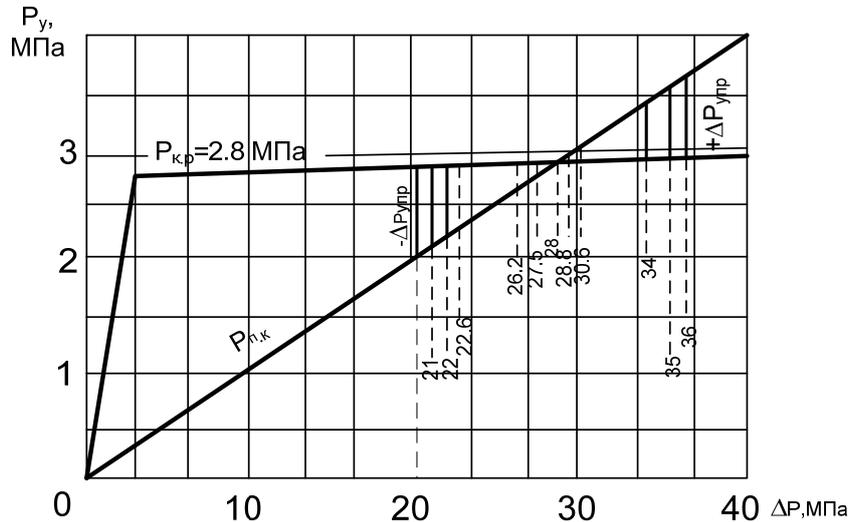


Рис. 1.18. График работы автомата переключения диапазонов

Из принципа работы системы автоматического переключения известно, что пока давление на выходе редукционного клапана КР2 больше, чем на выходе пропорционального клапана К1, клапаны К2, К3, К4 остаются закрытыми и в работу могут быть включены только две первые ведущие оси, что и соответствует расчетному режиму работы трансмиссии. При этом вторая ось за счет аккумулятора АК3 может отключаться на некоторое время, если машина имеет уменьшенную по сравнению с расчетной общую массу (движение машины без груза). Для включения третьей, четвертой и пятой осей необходимо, чтобы давление со стороны пропорционального клапана К1 было больше, чем со стороны клапана КР2, причем положительный перепад срабатывания $+\Delta P_{упр}$ для клапанов К2, К3 и К4 должен быть различным, чтобы включение осей шло поочередно, как и их отключение.

Последний клапан К4 должен быть настроен на самый большой перепад давления срабатывания как на включение, так и на выключение. Поскольку выключение его должно происходить при давлении в системе не ниже $\Delta P_{мин p} = 20$ МПа, что соответствует $-\Delta P_{упр4} = 0,8$ МПа (см. рис. 1.18), то и положительный перепад на включение клапана К4 должен составить $+\Delta P_{упр4} = 0,8$ МПа, что соответствует рабочему давлению в системе $\Delta P = 36$ МПа.

Примем далее для клапана К3 $\pm\Delta P_{упр3} = 0,7$ МПа, что будет соответствовать давлению отключения $\Delta P = 21$ МПа и давлению включения $\Delta P =$

= 35 МПа, а для клапана К2 примем $\pm \Delta P_{\text{упр3}} = 0,6$ МПа, что соответствует отключению при $\Delta P = 22$ МПа и включению при $\Delta P = 34$ МПа. Проверим работу этих клапанов на «звонковый» режим. В случае возрастания сопротивления движению к двум ведущим осям при давлении $\Delta P = 34$ МПа подключается третья ось. При этом удельный объем моторов возрастет в 1,5 раза, а давление в системе снизится в 1,5 раза и составит $\Delta P = 22,6$ МПа > 22 МПа.

Следовательно, обратного отключения клапана К2 не произойдет. Аналогично после включения клапана К3 при $\Delta P = 35$ МПа давление упадет до $\Delta P = 26,2$ МПа, а после включения К4 при $\Delta P = 36$ МПа оно упадет только до 28,8 МПа. При отключении клапанов К2, К3 и К4 давление будет возрастать соответственно до $\Delta P = 27,5$ МПа, $\Delta P = 28,0$ МПа и $\Delta P = 30$ МПа обратно пропорционально уменьшению удельного объема моторов. Все эти давления нанесены на график рис. 1.18.

Пользуясь графиком на рис. 1.18, отметим рабочие точки на рабочей линии насоса [16]. Точка **1** соответствует расчетному режиму. При возрастании сопротивления движению рабочая точка будет передвигаться по рабочей линии в последовательности **1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8**, а при уменьшении сопротивления движению – в последовательности **8, 7*, 6*, 5*, 4*, 3*, 2*, 1**.

Нанесем рабочие линии на универсальную характеристику мотора, используя график рис. 1.18 и условие, что регулятор мощности поддерживает постоянную мощность при любых режимах работы трансмиссии. До давления $\Delta P = 34$ МПа, пока работают две оси, рабочая линия **1-2** повторяет рабочую линию на характеристике насоса. После подключения третьей оси давление упадет до $\Delta P = 22,6$ МПа и будет увеличиваться до $\Delta P = 35$ МПа по закону $N = \text{const}$ и т.д., соблюдая указанную выше последовательность от точки **1** до точки **8**.

Теперь, когда рабочие линии нанесены на характеристики насосов и моторов, можно проследить и рассчитать частные и суммарные потери в трансмиссии, тягу и скорость движения, т.е. рассчитать и построить тягово-экономическую характеристику машины с гидрообъемной трансмиссией с учетом работы системы автоматического переключения диапазонов. Для этого определим вначале максимальную теоретическую подачу всех четырех насосов:

$$Q_{\Sigma \text{нт max}} = n_{\text{п max}} V_{\text{у.н}} z_{\text{н}} = 2170 \cdot 0,16 \cdot 4 = 1390 \text{ л/мин.}$$

Затем для каждой рабочей точки по характеристике насоса определяем относительную подачу Q/Q_{max} и находим суммарную теоретическую подачу насосов:

$$Q_{\Sigma \text{м.т}} = Q_{\Sigma \text{у.т max}} \frac{Q}{Q_{\text{max}}}. \quad (1.57)$$

Для каждой рабочей точки по характеристикам насоса и мотора определяем КПД $\eta_{о.н}$, η_n , $\eta_{о.м}$, η_m и находим КПД:

$$\eta_{н\text{ мех}} = \frac{\eta_n}{\eta_{о.н}} \text{ и } \eta_{м\text{ мех}} = \frac{\eta_m}{\eta_{о.м}}.$$

Для каждой рабочей точки находим:

– текущие обороты моторов:

$$n_m = \frac{Q_{\Sigma Н.Т}}{z_m V_{y,m}} \eta_{о.н} \eta_{о.м}; \quad (1.58)$$

– общий КПД трансмиссии с учетом постоянных значений $\eta_d \eta_y = 0,85$; $\eta_{pp} = 0,98$; $\eta_{к.р} = 0,96$:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_d \cdot \eta_y \cdot \eta_{pp} \cdot \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_{к.р}; \quad (1.59)$$

– скорость движения на первой и второй передачах в редукторах:

$$V_{II} = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_k}{i_{II}}; \quad V_I = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_k}{i_I}; \quad (1.60)$$

– соответствующие им значения D_{II} , D_I :

$$D_{II} = \frac{159 \Delta P V_{y,m} \eta_{м\text{ мех}} \eta_{к.р} z_m i_{II}}{r_k m_0 g};$$

$$D_I = \frac{159 \Delta P V_{y,m} \eta_{м\text{ мех}} \eta_{к.р} z_m i_I}{r_k m_0 g}, \quad (1.61)$$

где ΔP – для каждой точки снимается с характеристики насоса.

Результаты расчетов тягово-экономической характеристики машины с гидрообъемной трансмиссией сводим в табл. 1.13.

Таблица 1.13

Результаты расчёта тягово-экономической характеристики машины с ГОТ

| № точки | $\eta_{о.н}$ | $\eta_{о.м}$ | $\eta_{мех.н}$ | $\eta_{мех.м}$ | n_m , об/мин | η_{Σ} | ΔP , МПа | V_{II} , км/ч | D_{II} | V_I , км/ч | D_I |
|---------|--------------|--------------|----------------|----------------|-------------------|-----------------|---------------------|--------------------|----------|-----------------|-------|
| 1* | 0,975 | 0,990 | 0,913 | 0,890 | 2100 | 0,625 | 20 | 93 | 0,03 | 23 | 0,12 |
| 1 | 0,969 | 0,973 | 0,925 | 0,938 | 1735 | 0,653 | 23,5 | 77 | 0,03 | 19 | 0,14 |
| 2* | 0,951 | 0,946 | 0,925 | 0,968 | 1305 | 0,645 | 30 | 58 | 0,04 | 14 | 0,19 |
| 2 | 0,937 | 0,936 | 0,920 | 0,970 | 1120 | 0,626 | 34 | 50 | 0,05 | 12 | 0,21 |
| 3* | 0,974 | 0,971 | 0,913 | 0,945 | 1365 | 0,651 | 20 | 60 | 0,04 | 15 | 0,18 |
| 3 | 0,971 | 0,958 | 0,923 | 0,964 | 1190 | 0,660 | 22,6 | 52 | 0,05 | 13 | 0,21 |
| 4* | 0,957 | 0,942 | 0,930 | 0,975 | 935 | 0,655 | 28 | 41 | 0,06 | 10 | 0,27 |
| 4 | 0,935 | 0,925 | 0,917 | 0,958 | 715 | 0,607 | 35 | 31 | 0,08 | 7,9 | 0,33 |
| 5* | 0,973 | 0,956 | 0,915 | 0,966 | 956 | 0,660 | 21 | 42 | 0,06 | 10 | 0,27 |
| 5 | 0,962 | 0,941 | 0,928 | 0,978 | 750 | 0,657 | 26,2 | 33 | 0,08 | 8,3 | 0,34 |
| 6* | 0,958 | 0,937 | 0,930 | 0,978 | 710 | 0,654 | 27,5 | 31 | 0,08 | 7,8 | 0,35 |
| 6 | 0,932 | 0,918 | 0,912 | 0,986 | 516 | 0,578 | 36 | 22 | 0,11 | 5,7 | 0,44 |
| 7* | 0,972 | 0,948 | 0,920 | 0,977 | 728 | 0,660 | 22 | 32 | 0,08 | 8,0 | 0,35 |
| 7 | 0,954 | 0,930 | 0,928 | 0,980 | 536 | 0,646 | 28,8 | 23 | 0,11 | 5,9 | 0,47 |
| 8 | 0,922 | 0,910 | 0,895 | 0,814 | 364 | 0,490 | 40 | 16 | 0,13 | 4,0 | 0,54 |

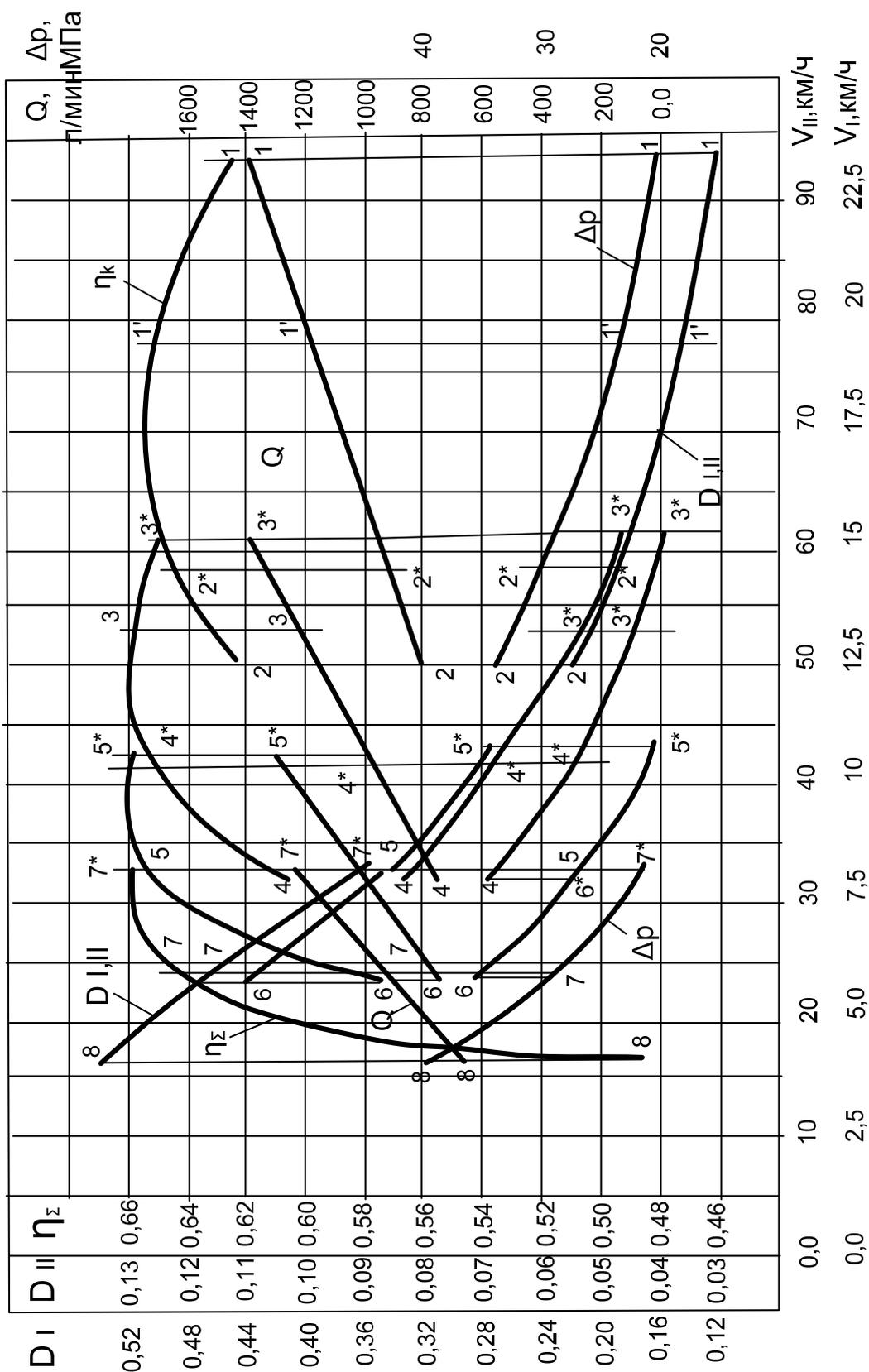


Рис. 1.19. Тягово-экономическая характеристика машины с ГОТ

Так как режимы работы гидромашин на транспортном и тяговом режиме повторяются, а тяговое усилие и скорости отличаются друг от друга в 4 раза ($i_I = 4i_{II}$), то на характеристике нанесена двойная шкала D_1 , D_2 и V_I , V_{II} . Как видно из графика тягово-экономической характеристики машины с гидрообъёмной трансмиссией, приведенной на рис. 1.19, общий КПД трансмиссии удерживается практически во всем диапазоне регулирования на уровне $\eta_{\Sigma} = 0,62 \dots 0,66$, а зависимость $D = \psi(V)$ близка к гиперболической, а двигатель работает практически на одной точке характеристики.

1.3. Основы теории и расчёта систем подрессоривания базовых машин

1.3.1. Назначение, классификация и требования к подвескам колёс базовых машин

Подвеской называется совокупность устройств и деталей, связывающих колёса с рамой или корпусом машины. По своему назначению детали подвесок делятся на три основные группы: упругий элемент, направляющее устройство и гасящее устройство (амортизатор). Кроме основных подвеска содержит две группы вспомогательных устройств: буферы с ограничителями хода и кронштейны с деталями крепления.

Основное назначение подвески состоит в смягчении толчков и ударов, воспринимаемых рамой машины, и в уменьшении ускорений, действующих на перевозимый груз, водителя и пассажиров при движении по неровной дороге или по местности.

Процесс накопления и рассеивания энергии в подвеске происходит следующим образом. При наезде на препятствие упругий элемент деформируется (скручивается, сжимается или прогибается), поглощая энергию динамических нагрузок. В следующий момент он, распрямляясь, выделяет ранее накопленную энергию, часть которой переходит в кинетическую энергию колебаний корпуса машины, а другая часть гасится в амортизаторах и при трении в шарнирных сочленениях. В результате машина, движущаяся по неровностям дороги или местности, совершает колебания, параметры (амплитуды и частота) которых различны в различных точках её, и поэтому определяющими являются ускорения (перегрузки) на основных опорах перевозимого груза и вибрационность рабочего места водителя, влияющая на условия его работы и состояние здоровья.

Подвеска должна обеспечивать требуемую плавность хода машины, под которой понимается её способность двигаться с заданными эксплуатационными скоростями, обеспечивая сохранность грузов, нормальную работу механизмов и не оказывая вредного влияния на физиологическое состояние водителя и пассажиров. Кроме плавности хода от качества подвески зависит средняя скорость движения по сильно изношенным, разбитым грунтовыми

дорогам, устойчивость против опрокидывания, управляемость машины и долговечность деталей подвески, ходовой части и пневматических шин.

Подвеска должна воспринимать вертикальные силы и их моменты динамического характера, обусловленные неровностями дороги, продольные (горизонтальные) составляющие сил и их моменты, вызываемые тяговыми и тормозными силами, и боковые силы (силу инерции на повороте, силу действия бокового ветра и силу от переезда колесом наклонного препятствия). Боковые и горизонтальные силы воспринимаются направляющими устройствами, а вертикальные – упругим элементом и амортизатором подвески.

Конструкции подвесок очень разнообразны. Упругие и жесткие элементы в них образуют ту или иную схему подвески. Основным различием схем является способ подрессоривания колёс, тип упругого элемента, тип амортизатора, способ управления.

Классификация подвесок по этим признакам показана на рис. 1.20.

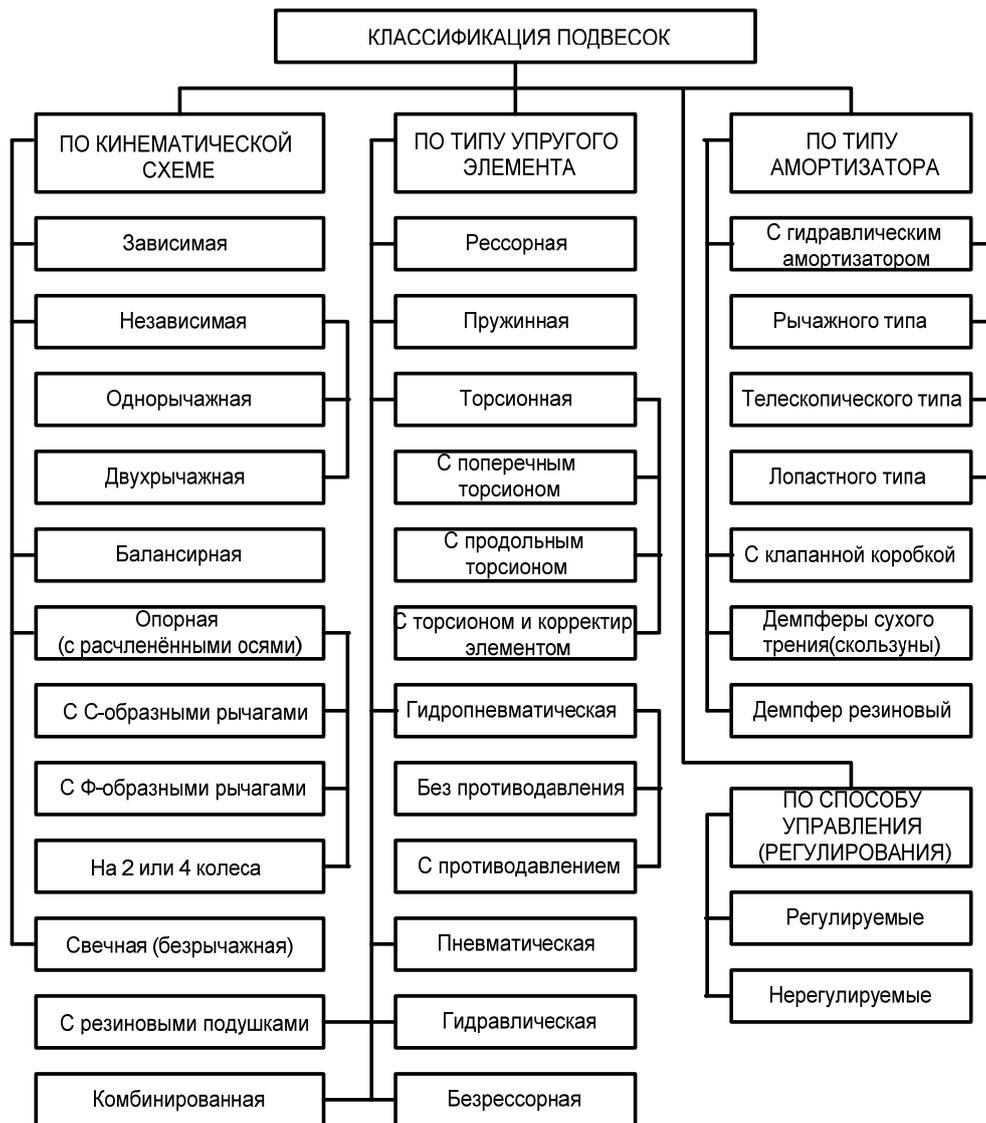


Рис. 1.20. Классификация подвесок

Если в подвеске нет упругого элемента и его роль выполняет пневматическая шина колеса, то такая **подвеска** называется **жёсткой**. По характеру связи колёс с рамой машины подвески могут быть зависимые, балансирующие (групповые), независимые (индивидуальные) и опорные.

Зависимая подвеска характеризуется наличием жёсткой поперечной связи колёс посредством неподрессоренного моста или колёсной оси, на которую опирается рама через упругие рессоры или пружины.

Подъём колеса одного борта машины непременно вызывает нагружение обеих рессор бортов машины. Такие подвески характерны для народнохозяйственных и армейских автомобилей традиционных схем (автомобили ГАЗ-66, ЗиЛ-131, Урал-375 и др.) и в настоящей книге не рассматриваются.

Для балансирующих подвесок характерно наличие продольных связей колёс двух соседних мостов на одном борту машины с помощью рессор и продольных рычагов-балансиров, качающихся на поперечном шарнире, который прикреплен к раме машины. Балансирующая подвеска также относится к типу зависимых подвесок, но связанных по одному борту машины. Известны также схемы подвесок с поперечным балансиром для управляемых подвесок. Для балансирующей подвески высота подъёма точки крепления балансира к раме меньше высоты подъёма колеса во столько раз, сколько колёс сбалансировано на одном борту машины. Балансирующие подвески находят применение на тяжёлых многоосных самоходных шасси, тягачах и базовых машинах иногда и без упругих элементов.

Упругие элементы, направляющие устройства и амортизаторы, обеспечивающие подвешивание к корпусу одного колеса или нескольких групп колёс, связанных между собой, образуют узел подвески. Число узлов определяет число точек крепления рамы или корпуса. Для независимой подвески характерно индивидуальное подвешивание колёс к раме, т.е. каждое колесо имеет отдельный узел подвески, представляющий один или два рычага, либо безрычажную (свечевую) схему с прямолинейным вертикальным движением оси колеса. При параллелограммных рычагах или одном поперечном рычаге колебания оси колеса вверх и вниз вызывают изменение ширины колеса и наклоны колеса, что нарушает кинематику управляемых колёс при повороте и увеличивает износ шин. Поэтому при независимой подвеске с поперечными направляющими рычагами чаще применяются два рычага разной длины, что позволяет корректировать траекторию перемещения колеса при заданной характеристике подвески.

Опорные подвески представляют собой опорные поворотные стойки с вертикальной осью вращения, которые вмонтированы в раму шасси и через упругий элемент подвески опираются на два или четыре колеса и связываются с ним С-образными либо Ф-образными шарнирными рычагами, направляющими вертикальное движение колёс. Опорная подвеска всегда имеет расчленённые оси и поворотные колёсные оси и тележки, что обеспечивает высокую поворачиваемость машины и наличие её крабового хода.

По типу упругого элемента подвески бывают следующих видов: рессорные, пружинные, торсионные, пневматические, гидропневматические, гидравлические и резиновые.

Подвески с **листовыми рессорами** обеспечивают наибольшую простоту конструкции, компактность, дешевизну и удобство обслуживания и поэтому широко используются на армейских и народнохозяйственных двух- и трёхосных автомобилях. Однако для базовых машин они малопригодны (особенно когда требуется обеспечить большой общий ход колёс) из-за высокой металлоёмкости упругого элемента (рессоры), сравнительно небольшого срока службы, высокой жесткости линейной характеристики и невозможности регулирования дорожного просвета.

Пружинные рессоры не характерны для базовых машин из-за больших габаритов и массы и поэтому не рассматриваются.

Торсионные стержни, работающие на кручение, находят широкое применение в независимых подвесках базовых машин. При этом в одном и том же узле подвески часто сочетаются различные упругие элементы, например, торсион в качестве основного элемента и спиральная пружина как дополнительный корректирующий элемент в целях получения требуемой упругой характеристики. **Торсионные подвески** могут содержать один, два или несколько торсионов (пучковый торсион). При этом торсион может располагаться поперёк рамы машины и закручиваться с помощью однорычажного балансира или размещаться вдоль рамы машины и закручиваться одним или двумя поперечными рычагами направляющего устройства.

Положительными сторонами торсионной подвески являются высокая удельная потенциальная энергия деформации, малый вес, лёгкость компоновки поперёк или вдоль рамы машины, большой рабочий ход (угол закручивания составляет $35...56^\circ$), простая регулировка угла закручивания, простые направляющие устройства, возможность регулирования.

Недостатки торсионной подвески состоят в том, что она имеет малое внутреннее сопротивление и требует более мощных амортизаторов, торсионный вал боится царапин, требует более качественных сталей для изготовления (45ХНМФА и 60С2А), дробеструйной поверхностной обработки и заливоливания. Линейность характеристики вызывает потребность в дополнительной корректирующей пружине.

Допускаемое напряжение **торсионных валов** принимается в пределах: $[\tau] = 700...950 \text{ МПа}$. Для увеличения допускаемых напряжений (свыше 700 МПа) готовые валы подвергают заливоливанию – многократному закручиванию на угол, при котором в торсионе возникают напряжения выше предела пропорциональности τ_s (для стали 45ХНМФА $\tau_s \approx 800 \text{ МПа}$). При этом наружные слои вала пластически деформируются и при снятии нагрузки стремятся закрутить его в обратном направлении, создавая отрицательное напряжение по отношению к рабочим напряжениям, в результате

чего рабочие напряжения уменьшаются на величину этих отрицательных напряжений.

Пучковые торсионы характеризуются большими углами закручивания при той же длине, что и у одиночного торсиона. Кроме того, поломка одного торсиона в пучке не приводит к выходу из строя всей подвески.

Резиновые упругие элементы находят применение на всех машинах и практически во всех подвесках в качестве упоров (буферов), уменьшая динамические нагрузки на подвеску при её пробое. В качестве основных упругих элементов они практически не используются в основном из-за нестабильности их характеристик при переменных климатических условиях.

Пневматические упругие элементы не получили широкого распространения в подвесках, несмотря на то, что они обеспечивают большие рабочие ходы подвески, могут иметь переменную жёсткость и так называемую прогрессивную характеристику и имеют возможность регулирования дорожного просвета путём изменения давления воздуха или газа в рабочей полости. Выполняются они обычно либо в виде баллонного упругого элемента с деформируемой оболочкой, либо в виде многоподушечного элемента (в виде гофра), либо в виде резинокордного диафрагменного упругого элемента, состоящего из воздушного цилиндра, гибкой диафрагмы и поршня. Основными недостатками пневматических упругих элементов являются их низкая живучесть (долговечность), большая уязвимость от повреждений (проколов) и слабое демпфирование.

Гидропневматические упругие элементы подвесок получают в настоящее время всё более широкое распространение в конструкции базовых машин в связи с их преимуществами в габаритах, весе и хороших демпфирующих свойствах, обеспечивающих высокую плавность хода. Они позволяют изменять жесткость и характеристику подвески, легко превращают независимую подвеску в балансирную путём соединения гидропневматических элементов трубопроводом, легко регулируются путём слива или нагнетания жидкости в её камеры. С помощью гидропневматических упругих элементов обеспечивается возможность стабилизации корпуса машины практически без увеличения массы. Они выполняются обычно двух типов: с противодавлением и без противодавления. Гидравлические демпферы в виде клапанных коробок встраиваются в конструкцию самого элемента, что ведёт к упрощению узла подвески и снижению его массы. Рабочим телом в них является газ (обычно азот), а жидкость – передающим звеном. Выполняются они обычно в виде гидравлического цилиндра с поршнем и штоком и сферического газового баллона, соединённого с гидроцилиндром и имеющего разделительную резиновую диафрагму.

В гидравлических упругих элементах упругим телом является жидкость, обладающая высоким коэффициентом объёмного сжатия, или масло, сжимаемое при высоком давлении (обычно **200...250 МПа**). Такие упругие

элементы имеют очень высокую энергоёмкость при малых габаритах и массе. Кроме того, их характеристика практически не меняется при плавном и ударном приложении нагрузки. Таким свойством не обладают никакие другие типы подвесок. Основным недостатком этих упругих элементов является трудность герметизации жидкостных камер, находящихся под очень высоким давлением, а надёжных уплотнений для таких элементов ещё не разработано.

К подвескам колёс базовых машин предъявляются следующие основные требования:

1. Подвеска должна иметь надлежащие упругие и амортизационные характеристики, чтобы обеспечивать заданные параметры плавности хода и подвижности машины. Для этого она должна иметь:

– большие значения рабочих ходов (динамические **150...200 мм** и полные **300...400 мм**) и коэффициента динамичности ($K_d = 2,5...3,0$), обеспечивающие движение подвески без ударов в ограничители хода (упоры) и без отрыва колёс от дороги;

– допустимые значения парциальных частот свободных колебаний подрессоренных масс: вертикальных $\omega_z = 10...12$ рад/с и угловых $\omega_\phi = 6,28...9,42$ рад/с (или **60...90 кол/мин**); максимальные амплитуды до **4...5°** и вертикальные ускорения не более **1,0...1,5g**;

– необходимую величину гашения колебаний, обеспечивающую снижение амплитуды в 3...8 раз за один размах свободных колебаний, что соответствует коэффициенту затухания $K_3 = 1,5...2,5$ рад/с.

2. Параметры подвески должны обеспечивать движение с заданными скоростями: по грунтовым дорогам – не ниже 25...40 км/ч, а по разбитым и изношенным дорогам и бездорожью – не менее 15...20 км/ч.

3. Подвески должны надёжно передавать горизонтальные и боковые силы и их моменты от колёс к раме и иметь надлежащую кинематическую характеристику, согласованную с кинематикой карданной передачи (для механического привода колёс) и рулевого привода.

4. Живучесть, надёжность и долговечность подвески должен обеспечивать заданный пробег (ходимость) машины до её капитального ремонта при минимальной стоимости эксплуатационных затрат. Для базовых машин в настоящее время установлен пробег 25 000 км.

5. Подвеска должна иметь минимальную массу кинематических звеньев, т.е. её направляющих устройств. Это необходимо прежде всего для снижения веса неподрессоренных масс и возникающих от них динамических нагрузок на упругие элементы и на раму машины. Уменьшение массы элементов подвески в целом снижает параметры высокочастотных колебаний (вибраций) корпуса машины.

6. Подвеска должна обеспечивать малые изменения траекторий качения колёс, а также хорошую устойчивость и проходимость машины. Верти-

кальные перемещения колёс относительно рамы не должны вызывать повышенного поперечного скольжения и колебаний в поперечной плоскости и не должны увеличивать нагрузку на раму.

7. Компонировка деталей и устройств подвески должна обеспечивать удобство и простоту их обслуживания, осмотра и смазки.

8. В некоторых случаях подвеска должна иметь возможность регулирования дорожного просвета вплоть до посадки корпуса на грунт и возможность стабилизации корпуса во время движения машины без существенных затрат мощности. В отдельных случаях подвеска должна выключаться (омертвляться), например, при работе кранов без опор с целью повышения их устойчивости.

1.3.2. Основы расчёта листовых рессор

Схема подвески колеса с симметричной полуэллиптической листовой рессорой показана на рис. 1.21. Прогиб такой рессоры f , её жёсткость C_p и напряжения изгиба δ можно определить по формулам:

$$f = P \cdot \delta \frac{L^3}{4b \cdot n \cdot h^3 \cdot E}, \text{ м}; \quad (1.62)$$

$$C_p = \frac{4b \cdot n \cdot h^3 \cdot E}{\delta L^3}, \text{ Н/м}; \quad (1.63)$$

$$\sigma = \frac{3LP}{2b \cdot n \cdot h^2} \leq [\sigma], \text{ Па}, \quad (1.64)$$

где P – нагрузка на колесо, Н; b – ширина листа рессоры, м; L – длина коренного листа, м; h – толщина листа, м; n – количество листов в рессоре, шт.; δ – коэффициент равного сопротивления изгибу, учитывающий отклонение рессоры от балки ($\delta = 1,25 \dots 1,35$); $[\sigma]$ – допускаемые напряжения изгиба; $[\sigma] \leq 850 \dots 950$ МПа; E – модуль упругости первого рода; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа ($2 \cdot 10^6$ кгс/см²).

Длина коренного листа рессоры L может быть определена по формуле

$$L = \sqrt{\frac{6Ehf}{\delta[\sigma]}}, \text{ м}. \quad (1.65)$$

Количество листов в рессоре в зависимости от максимальной нагрузки на рессору:

$$P_{\max} = K_d P_{\text{ст}},$$

где $P_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка на рессору; K_d – коэффициент динамичности $K_d = 2,0 \dots 3,0$; определяется по формуле

$$n = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_{\max} L}{bh^2[\sigma]}. \quad (1.66)$$

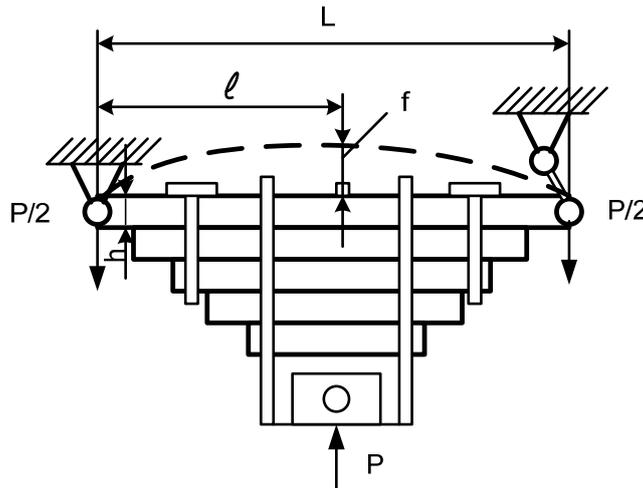


Рис. 1.21. Схема подвески колеса с симметричной полуэллиптической листовой рессорой

Так как в подвесках с листовыми рессорами ход колеса равен прогибу рессоры, а при расчёте подвесок исходными данными являются полный ход подвески и нагрузка на неё, то, задавшись толщиной листа h и его шириной b , можно найти массово-габаритные характеристики рессоры и подвески в целом.

Для анализа и сравнения рассчитаем рессорную подвеску колеса с нагрузкой $P_{ст} = 50000$ Н и полным ходом подвески $f = 0,3$ м. Зададимся шириной $b = 0,1$ м и толщиной $h = 0,01$ м листа. Примем также $\delta = 1,3$; $K_d = 2,0$; $[\sigma] = 900$ МПа; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Тогда по формулам (1.65) и (1.66) найдём:

$$L = \sqrt{\frac{6Ehf}{\delta[\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,01 \cdot 0,3}{1,3 \cdot 900 \cdot 10^6}} = 1,75 \text{ м};$$

$$n = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_{\max} L}{bh^2[\sigma]} = \frac{3}{2} \cdot \frac{K_d P_{ст} L}{bh^2[\sigma]} = \frac{3 \cdot 50000 \cdot 2,0 \cdot 1,75}{2 \cdot 0,1 \cdot 0,01^2 \cdot 900 \cdot 10^6} = 29.$$

По формуле (1.63) определим жёсткость рессоры:

$$C_p = \frac{4b \cdot n \cdot h^3 \cdot E}{\delta L^3} = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 29 \cdot 0,01^3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 1,75^3} = 334000 \text{ Н/м} = 334 \text{ кгс/см}.$$

Массу такой рессоры найдём по объёму металла, приняв её формулу как балку равного сопротивления изгибу (форму треугольника с высотой $H = nh = 29 \cdot 0,01 = 0,29$ м). Тогда объём металла составит:

$$V = \frac{L}{2} n h b = \frac{1,75}{2} \cdot 29 \cdot 0,01 \cdot 0,1 = 0,0254 \text{ м}^3.$$

Приняв массовую плотность металла $\rho = 7850$ кг/м³, получим массу рессоры:

$$m_p = \frac{\Pi_p}{m_p} = \frac{15000}{200} = 75 \text{ Н} \cdot \text{м/кг}.$$

Полная упругая энергия рессоры составляет $\Pi_p = 15000$ Н·м, а её удельная энергоёмкость:

$$\Pi_y = \frac{\Pi_p}{m_p} = \frac{15000}{200} = 75 \text{ Н} \cdot \text{м/кг}.$$

Необходимо отметить, что это очень низкая энергоёмкость и листовые рессоры для тяжёлых базовых машин применяются редко.

С учётом балки моста, кронштейнов крепления и амортизатора относительная масса подвески с листовыми рессорами составит примерно 4,0...4,5% от полной (гружёной) массы машины, несмотря на то, что подвески с листовыми рессорами не нуждаются в направляющих элементах.

1.3.3. Основы расчёта цилиндрических рессор круглого сечения

Схема цилиндрической рессоры круглого сечения показана на рис. 1.22. Прогиб такой рессоры f , её жёсткость C_p и напряжения кручения τ определяются по формулам:

$$f = \frac{8PnD^3}{d^4 \cdot G}, \text{ м}; \quad (1.67)$$

$$C_p = \frac{d^4 \cdot G}{8nD^3}, \text{ Н/м}; \quad (1.68)$$

$$\tau = \frac{8PD}{\pi \cdot d^3}, \text{ Па}, \quad (1.69)$$

где P – нагрузка на рессору, Н; D – диаметр рессоры, м; d – диаметр прутка рессоры, м; n – количество витков рессоры, шт.; G – модуль упругости второго рода, $G \approx 0,4E = 0,8 \cdot 10^5$ МПа; $[\tau]$ – допускаемые напряжения кручения, $[\tau] = 800 \dots 900$ МПа.

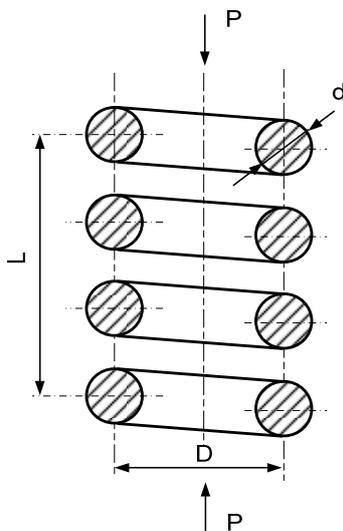


Рис. 1.22. Схема цилиндрической рессоры круглого сечения

Сравним габаритно-массовые характеристики этой рессоры с ранее рассмотренной листовой рессорой при тех же исходных данных: $P_{ст} = 50000$ Н; $f = 0,3$ м; $K_d = 2,0$; $[\tau] = 700$ МПа; $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа.

Зададимся величиной $d = 0,04$ м и по формуле (1.69) найдём потребный диаметр рессоры:

$$D = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8 K_d P_{ст}} = \frac{3,14 \cdot 0,04^3 \cdot 700 \cdot 10^6}{8 \cdot 2 \cdot 50000} = 0,175 \text{ м.}$$

По формуле (1.67) найдём потребное число витков пружины:

$$n = \frac{f d^4 \cdot G}{8 K_d P_{ст} D^3} = \frac{0,3 \cdot 0,04^4 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{8 \cdot 2 \cdot 50000 \cdot 0,175^3} = 14,35.$$

По формуле (1.68) проверим жёсткость рессоры:

$$C_p = \frac{d^4 \cdot G}{8 n D^3} = \frac{0,04^4 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{8 \cdot 14,35 \cdot 0,175^3} = 334000 \text{ Н/м.}$$

Жёсткость оказалась равной жёсткости листовой рессоры, поэтому диаметр прутка d выбран правильно.

Длину рессоры в свободном состоянии (без нагрузки) определим по формуле

$$L = d(n + 1,5) + f = 0,04 \cdot (14,5 + 1,5) + 0,3 = 0,933 \text{ м.}$$

Массу рессоры найдём по объёму металла, для чего последовательно находим:

– длину прутка рессоры

$$\ell \approx 1,2 \pi n D \approx 1,2 \cdot 3,14 \cdot 0,04 \cdot 14,35 = 9,5 \text{ м;}$$

– площадь сечения прутка

$$F = \pi \frac{d^2}{4} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,04^2 = 0,001255 \text{ м}^2;$$

– объём металла

$$V = \ell \cdot F = 9,5 \cdot 0,001255 = 0,0119 \text{ м}^3;$$

– массу рессоры

$$m_p = \rho \cdot V = 7850 \cdot 0,0119 = 94,5 \text{ кг;}$$

– упругую энергию рессоры $\Pi_p = 15000$;

– удельную массовую энергоёмкость

$$\Pi_y = \frac{\Pi_p}{m_p} = \frac{15000}{94,5} = 159 \text{ Н} \cdot \text{м/кг.}$$

Как видно из расчёта, масса пружинной рессоры примерно в два раза легче листовой рессоры. Однако она оказалась очень громоздкой и трудно компоуемой на машине из-за большой длины L . Кроме того, использование пружины требует подвески с поперечными направляющими рычагами, масса которых обычно составляет не менее массы упругого элемента. Общая масса подвески в этом случае будет мало отличаться от массы под-

вески с листовой рессорой, которая проще и легче монтируется на машине. Пружинные подвески используются в основном на легковых автомобилях.

1.3.4. Основы расчёта торсионных рессор

Схемы торсионных рессор, которые представляют собой круглые металлические стержни, работающие на кручение, показаны на рис. 1.23. Один конец такой рессоры обычно крепится жёстко на раме с помощью кронштейна и шлицевого соединения, а второй соединяется с рычагом или балансирующим устройством. Угол закручивания α , жёсткость C_p и напряжения кручения τ торсиона можно определить по формулам:

$$\alpha = \frac{32LM}{\pi d^4 G n}, \text{ рад;} \quad (1.70)$$

$$C_p = \frac{M}{\alpha} = \frac{\pi d^4 G n}{32L}, \text{ Н}\cdot\text{м/рад;} \quad (1.71)$$

$$\tau = \frac{16M}{\pi d^3} = \frac{dG\alpha}{2L}, \text{ Па,} \quad (1.72)$$

где M – момент, скручивающий торсион, Н·м²; L – рабочая длина торсиона, м; d – диаметр прутка торсиона, м; n – количество прутков в торсионе; G – модуль упругости второго рода; $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа.

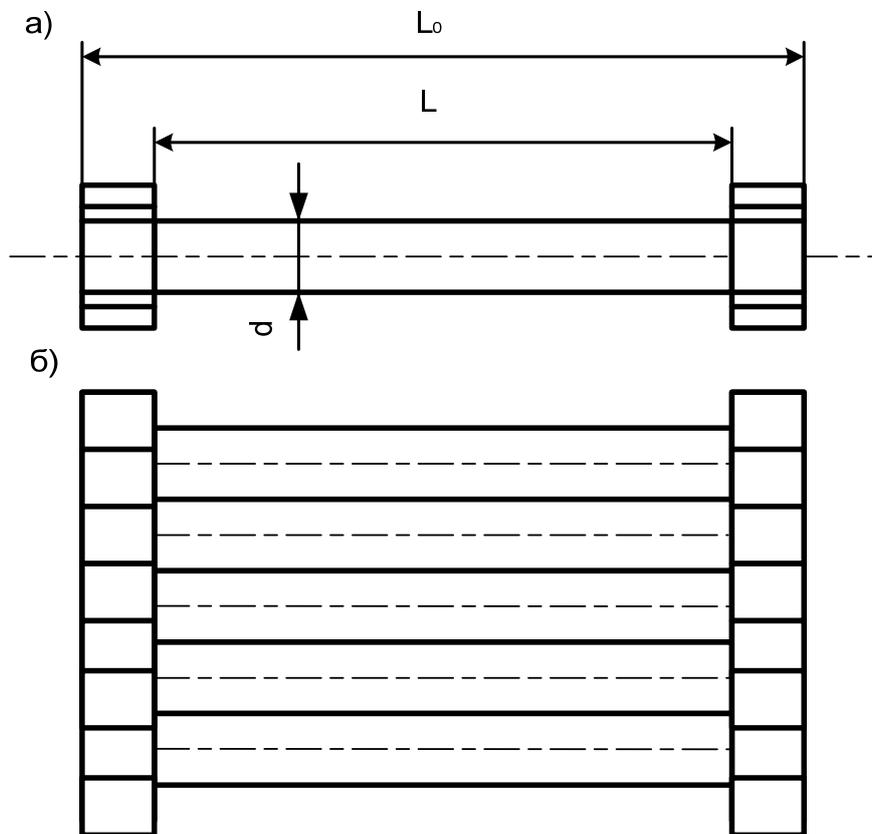


Рис. 1.23. Схема торсионных рессор: а – одиночной; б – пучковой

Для сравнения массово-габаритных характеристик торсионной рессоры с ранее рассмотренными предположим, что подвеска состоит из балансира, на конце которого закреплено колесо, и поперечного торсиона (танковая подвеска). Пусть длина балансира, через который скручивается торсион: $L_б = 0,6$ м. Тогда при повороте этого балансира на угол $\alpha = 30^\circ$ ход колеса составит $h_к = 0,3$ м, как и у ранее рассмотренных рессор. Остальные данные возьмём те же: $P_{ст} = 50000$ Н; $K_д = 2,0$; $[\tau] = 900$ МПа; $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа, $n = 1,0$; $\alpha = 30^\circ = 0,523$ рад.

Максимальный момент, скручивающий торсион:

$$M_{\max} = K_д P_{ст} L_б = 2,0 \cdot 50000 \cdot 0,6 = 60000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По формуле (1.72) найдём потребный диаметр торсиона:

$$d = \sqrt{\frac{16M_{\max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 60000}{3,14 \cdot 900 \cdot 10^6}} = 0,07 \text{ м}.$$

По формуле (1.70) найдём потребную длину торсиона:

$$L = \frac{\pi d^4 G \alpha}{32M_{\max}} = \frac{3,14 \cdot 0,07^4 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,523}{32 \cdot 60000} = 1,63 \text{ м}.$$

Длина шлицевого соединения обычно составляет не менее $(2,0 \dots 2,5)d$. Поэтому полная длина торсиона составит

$$L_0 = L + 4d = 1,64 + 4 \cdot 0,07 = 1,82 \text{ м}.$$

Масса торсиона

$$m_\tau = \frac{\pi d^2}{4} L_0 \cdot \rho = \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} \cdot 1,82 \cdot 7850 = 55,0 \text{ кг}.$$

Упругая энергия рессоры составляет

$$\Pi_p = 15750 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ а } \Pi_y = \frac{\Pi_p}{m_\tau} = \frac{15750}{55,0} = 287 \text{ Н} \cdot \text{м/кг}.$$

Как видно из расчёта, масса торсиона существенно ниже массы цилиндрической пружины и тем более листовой рессоры. Если даже учесть, что масса балансира будет составлять около 45 кг, то общая масса подвески без учёта кронштейнов, упоров и амортизатора составит примерно 100 кг, а относительная масса будет $\xi \approx 0,02$. Это примерно в два раза меньше, чем у подвески с листовой рессорой.

Как следует из приведённых выше формул, все металлические упругие элементы имеют постоянную жёсткость и линейную упругую характеристику.

Упругой характеристикой рессоры называется зависимость усилия P (момента M) на упругом элементе от его деформации f (угла закручивания α). Упругая характеристика металлической рессоры показана на рис. 1.24.

Жёсткость упругого элемента представляет собой производную от упругой характеристики по деформации $C = dP/df$ и равна тангенсу угла наклона касательной в производной точке характеристики $C = \text{tg}\beta$.

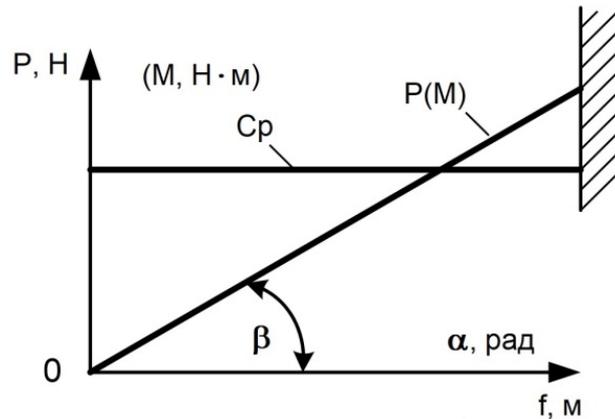


Рис. 1.24. Упругая характеристика металлической рессоры

1.3.5. Основы расчёта гидropневматических рессор

Схема гидropневматической рессоры показана на рис. 1.25. Рассмотрим работу и расчёт этой рессоры. Она состоит из цилиндра 1 с шаровой ёмкостью 2 для жидкости и азота с давлением P и объёмом W , разделённый гибкой диафрагмой, и пустотелого штока 3 с поршнем, представляющим собой ёмкость с давлением q и объёмом W_q и имеющим перепускную трубку внутри штока. На входе жидкости из цилиндра в шаровую полость установлена клапанная коробка 4 с дроссельными отверстиями, выполняющими роль гидравлического демпфера.

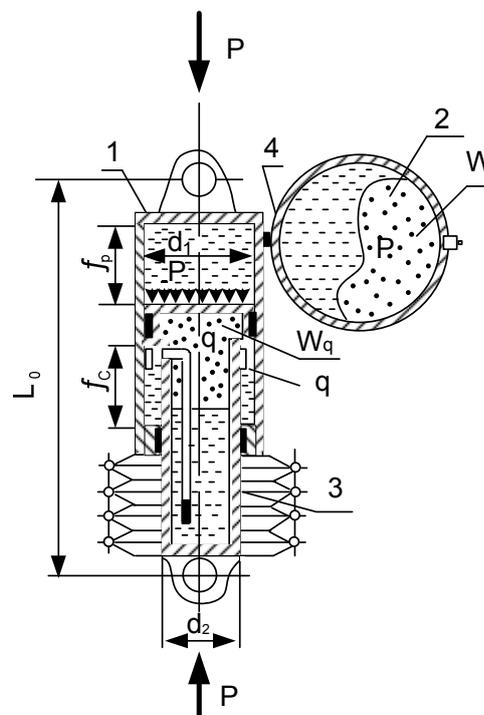


Рис. 1.25. Схема гидropневматической рессоры: 1 – цилиндр; 2 – шаровая ёмкость; 3 – пустотельный шток; 4 – клапанная коробка

За исходное принимают статическое положение рессоры, когда на неё действует сила P_0 , вызванная собственным весом машины. При статическом положении рессоры её прогиб считается равным нулю $f = 0$, а силы, давления и объёмы соответствуют начальным значениям: $P_0, W_0, P_0; W_{q0}, q_0$.

При ходе сжатия шток с поршнем поднимается вверх и вытесняет жидкость из поршневой полости через клапанную коробку в шаровую полость; давление азота в ней повышается, а давление азота внутри поршня уменьшается вследствие заполнения кольцевой штоковой полости через перепускную трубку. При ходе отбоя всё происходит наоборот; давление в поршневой и шаровой полостях снижается, а в штоковой полости увеличивается и сила отбоя уменьшается.

Запишем уравнение равновесия рессоры под действием силы P , учитывая, что рабочая площадь поршневой полости $F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$, а площадь што-

ковой полости $F_2 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$:

$$P = PF_1 - qF_2 - P_{\text{атм}}(F_1 - F_2), \text{ Н.} \quad (1.73)$$

Последний член уравнения (1.73) представляет собой силу, действующую на шток поршня и вызванную атмосферным давлением $P_{\text{атм}}$; ввиду её малости по сравнению с другими силами ею обычно пренебрегают. Тогда текущее значение силы P можно записать в виде

$$P = PF_1 - qF_2, \text{ Н.} \quad (1.74)$$

При ходе сжатия давление в шаровой полости изменяется по политропе с показателем $n = 1,25$ (при колебаниях подвески с частотой 50...60 кол/мин):

$$P = P_0 \left(\frac{W_0}{W_0 - F_1 f} \right)^n = P_0 \left(\frac{1}{1 - \frac{f}{h_0}} \right)^n = \frac{P_0}{\left(1 - \frac{f}{h_0} \right)^n}, \text{ Па,} \quad (1.75)$$

где $h_0 = \frac{W_0}{F_1}$ – приведённая высота столба в шаровой полости с площадью F_1 .

При ходе штока вверх давление в штоковой полости будет уменьшаться по зависимости

$$q = q_0 \left(\frac{W_{q0}}{W_{q0} - F_2 f} \right)^n = \frac{q_0}{\left(1 + \mu \frac{f}{h_0} \right)^n}, \text{ Па,} \quad (1.76)$$

где $\mu = \frac{h_0}{h_{q0}}$ – относительная величина приведенных столбов газа; $h_{q0} = \frac{W_{q0}}{F_2}$ – приведённая высота столба газа в штоковой полости площадью F_2 .

Подставив значения P и q из формул (1.75) и (1.76) в формулу (1.74), получим:

$$P = \frac{P_0 F_1}{\left(1 - \frac{f}{h_0}\right)^n} - \frac{q_0 F_2}{\left(1 - \mu \frac{f}{h_0}\right)^n}, \text{ Н.} \quad (1.77)$$

Жёсткость рессоры C выразится уравнением

$$C = \frac{dP}{df} = \frac{nh_0^n P_0 F_1}{(h_0 - f)^{n+1}} + \frac{nh_{q_0}^n q_0 F_2}{(h_{q_0} + f)^{n+1}}, \text{ Н/м.} \quad (1.78)$$

При статическом положении рессоры ($f = 0$) будем иметь:

$$P_0 = P_0 F_1 - q_0 F_2, \text{ Н.} \quad (1.79)$$

Введём в расчёт отношение сил:

$$\xi = \frac{q_0 F_2}{P_0 F_1}. \quad (1.80)$$

Тогда можно записать:

$$\begin{cases} P_0 = P_0 F_1 - \xi P_0 F_1 = P_0 F_1 (1 - \xi); \\ P_0 F_1 = \frac{P_0}{1 - \xi}; \quad q_0 F_2 = P_0 \frac{\xi}{1 - \xi}. \end{cases} \quad (1.81)$$

Для выполненных конструкций величина ξ приблизительно равна $\xi \approx 0,12 \dots 0,16$.

Если рессора не имеет штоковой полости, то в формуле (1.77) будет отсутствовать последний член. Формула (1.77) используется для построения упругой характеристики рессоры. Эта характеристика при наличии штоковой полости и при её отсутствии будет нелинейной и прогрессивной; в первом случае – выпукло-вогнутой, а во втором – вогнутой.

Пример. Требуется рассчитать геометрические размеры и построить упругую характеристику гидропневматической рессоры при следующих исходных данных: $P_0 = 100000$ Н; $K_d = 3,5$; $f_c = 0,1$ м; $f_p = 0,15$ м.

Зададимся значениями $\xi \approx 0,15$; $P_0 = 7,0$ МПа и по формуле (1.81) найдём:

$$F_1 = \frac{P_0}{P_0 (1 - \xi)} = \frac{100000}{7 \cdot 10^5 (1 - 0,15)} = 0,0168 \text{ м}^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0168}{3,14}} = 0,146 \text{ м};$$

$$P_0 F_1 = 7 \cdot 10^6 \cdot 0,0168 = 117500 \text{ Н.}$$

Назначим $d_2 = 0,1$ м. Тогда:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (0,146^2 - 0,1^2) = 0,00895 \text{ м}^2;$$

$$q_0 = \frac{P_0}{F_2} \cdot \frac{\xi}{(1 - \xi)} = \frac{100000 \cdot 0,15}{0,00895 (1 - 0,15)} = 1,97 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$q_0 F_2 = 1,97 \cdot 10^6 \cdot 0,00895 = 17500 \text{ Н.}$$

Найдём объём жидкости, вытесняемой в шаровой баллон за счёт рабочего хода рессоры f_p :

$$W_p = F_1 \cdot f_p = 0,0168 \cdot 0,15 = 0,00252 \text{ м}^3.$$

Учитывая, что этот объём должен уменьшить объём газа в баллоне в 3,5 раза ($K_d = 3,5$), найдём начальный объём газа в шаровом баллоне:

$$W_0 = W_p \cdot \frac{K_d}{K_d - 1} = 0,00252 \cdot \frac{3,5}{3,5 - 1} = 0,00353 \text{ м}^3.$$

Найдём объём жидкости, вытесненной в шаровой баллон за счёт статического хода рессоры f_c :

$$W_c = F_1 \cdot f_c = 0,0168 \cdot 0,1 = 0,00168 \text{ м}^3,$$

и определим конструктивную ёмкость шарового баллона:

$$W_k = W_0 + W_c = 0,00353 + 0,00168 = 0,00521 \text{ м}^3.$$

Найдём радиус шарового баллона:

$$r_6 = \sqrt[3]{\frac{3W_k}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,00521}{4 \cdot 3,14}} = 0,108 \text{ м}.$$

Приняв ориентировочно расстояние от проушин до днищ цилиндра и штока по 0,1 м, толщину поршня и уплотнительного узла в нижней части цилиндра по 0,1 м и что шток выходит из цилиндра при статической нагрузке на величину $f_p = 0,15$ м, а полный ход рессоры равен 0,25 м, получим длину рессоры $L_0 = 0,8$ м (см. рис. 1.25). Таким образом, все геометрические размеры определены.

Рассчитаем теперь упругую характеристику рессоры.

Найдём величину h_0 :

$$h_0 = \frac{W_0}{F_1} = \frac{0,00353}{0,0168} = 0,21 \text{ м}.$$

Объём жидкости, вытесненный в штоковую полость за счёт статического хода рессоры, составит:

$$W_{ш} = F_2 \cdot f_c = 0,00895 \cdot 0,1 = 0,000895 \text{ м}^3.$$

Ориентировочно определим:

$$W_{q0} = W_{ш} \cdot \frac{K_d}{K_d - 1} = 0,000895 \cdot \frac{3,5}{3,5 - 1} = 0,00125 \text{ м}^3.$$

Тогда:

$$h_{q0} = \frac{W_{q0}}{F_2} = \frac{0,00125}{0,00895} = 0,14 \text{ м}; \quad \mu = \frac{h_0}{h_{q0}} = \frac{0,21}{0,14} = 1,5.$$

Формула (1.77) для расчёта упругой характеристики примет следующий вид:

$$P = \frac{117500}{\left(1 - \frac{f}{0,21}\right)^n} - \frac{117500}{\left(1 - 1,5 \frac{f}{0,21}\right)^n}.$$

Задаваясь далее значениями хода рессоры f от -10 до $+15$ см, найдём ряд значений P и нанесём их на график (рис. 1.26). Используя упругую характеристику, графическим способом найдём жёсткости подвески в различных точках характеристики по формуле $C = \frac{\Delta P}{\Delta f}$ и тоже нанесём их на график (рис. 1.26). По формулам (1.75) и (1.76) найдём значения P и q в зависимости от хода рессоры f и нанесём их на график, приведенный на рис. 1.26.

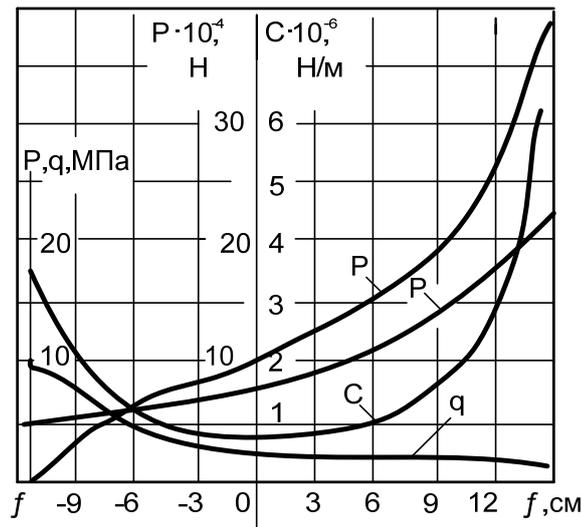


Рис. 1.26. График упругой характеристики гидропневматической рессоры

Как видно из рис. 1.26, рессора имеет выпукло-вогнутую прогрессивную характеристику. При движении машины по хорошей дороге она будет обеспечивать высокую плавность хода за счёт малой жёсткости; при движении по плохой дороге с большими прогибами она будет способствовать предотвращению пробоя подвески из-за резкого возрастания жёсткости рессоры.

Масса рессоры при принятых параметрах составляет $m_p \approx 85$ кг, а упругая энергия рессоры (работа сил сжатия, определяемая площадью под графиком $P = f(f)$) равна $\Pi_p = 37500$ Н·м. Массовая энергоёмкость рессоры в этом случае будет:

$$\Pi_y = \frac{\Pi_p}{m_p} = \frac{37500}{85} = 440 \text{ Н} \cdot \text{м/кг.}$$

1.3.6. Основы расчёта гидравлических рессор

Одна из возможных схем гидравлической рессоры, работающей на принципе объёмного сжатия жидкости в замкнутом объёме, показана на рис. 1.27.

Рессора содержит цилиндр 1 с двумя уплотнительными узлами 3 и 7, а также шток 4 с двумя диаметрами по длине и две дополнительные ёмкости

6 и 8, соединённые с полостью цилиндра 1 через клапаны 5 и 9. Верхний узел крепления рессоры имеет цапфы 2. При вдавливании штока в цилиндр объём жидкости в цилиндре уменьшается, а давление возрастает и реакция давления жидкости на шток увеличивается. При наличии одной ёмкости в цилиндре упругая характеристика рессоры получается вогнутой. При этом статический ход рессоры получается больше, чем рабочий. Для того чтобы характеристика была выпукло-вогнутой, используются две дополнительные ёмкости 6 и 8. При полностью разгруженной рессоре они перекрыты клапанами и жёсткость рессоры вначале будет высокой, затем включаются обе дополнительные ёмкости и жёсткость падает. При обжатии рессоры выше статической нагрузки отключается сначала одна ёмкость, а затем другая.

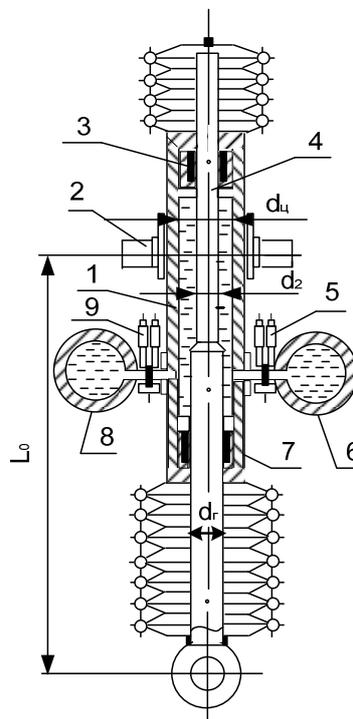


Рис. 1.27. Схема гидравлической рессоры: 1 – цилиндр; 2 – цапфы; 3 и 7 – уплотнительные узлы; 4 – шток; 5 и 9 – клапаны; 6 и 8 – дополнительные ёмкости

Рабочая площадь штока F для рассматриваемой конструкции рессоры будет выражаться формулой

$$F = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2), \text{ м}^2, \quad (1.82)$$

где d_1, d_2 – диаметры нижней и верхней частей штока 4.

Изменение объёма жидкости при ходе сжатия f штока с рабочей площадью F выражается формулой

$$\Delta W = \beta W_0 (P - P_0) = \frac{W_0}{E_{\text{ж}}} (P - P_0) = f \cdot F, \text{ м}^3, \quad (1.83)$$

где W_0 – начальный объём жидкости в цилиндре при начальном (атмосферном) давлении, м³; β – коэффициент объёмного сжатия, представляющий собой относительное изменение объёма $\frac{\Delta W}{W_0}$, которое приходится на единицу изменения давления, м²/Н; $E_{\text{ж}}$ – модуль объёмной упругости жидкости, т.е. обратная величина коэффициента объёмного сжатия:

$$E_{\text{ж}} = \frac{1}{\beta}, \text{ Н/м}^2.$$

Из формулы (1.83) получим:

$$f = \beta h_0 (P - P_0), \quad (1.84)$$

где $h_0 = \frac{W_0}{F}$ – приведенная высота столба жидкости в цилиндре.

Усилие гидравлической рессоры определяется по формуле

$$P = P \cdot F, \text{ Н.} \quad (1.85)$$

При расчёте характеристик гидравлической рессоры следует учитывать зависимость параметров β и $\frac{\Delta W}{W_0}$ от давления P в рессоре и температуры жидкости. Такие зависимости для синтетической жидкости приведены на рис. 1.28.

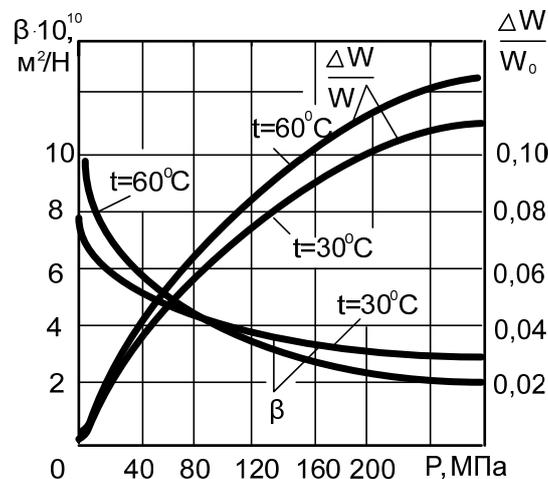


Рис. 1.28. Кривые сжимаемости синтетической жидкости

При расчёте упругой характеристики рессоры по рис. 1.27 необходимо учитывать, что при подключении или отключении дополнительных ёмкостей меняется величина h_0 .

Пример. Требуется рассчитать упругую характеристику гидравлической рессоры при следующих данных: $d_2 = 0,06$ м; $d_1 = 0,075$ м; $d_{\text{ц}} = 0,0910$ м; $t = 30^\circ\text{C}$; $f_c + f_p = 0,225$ м. В качестве рабочей жидкости используется синтетическая жидкость с характеристиками по рис. 1.28. Дополнительные объёмы $W_1 = W_2 = 0,0032$ м³.

Для первого участка (начало обжатия), когда работает только объём цилиндра, последовательно находим:

$$F = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) = \frac{3,14}{4}(0,075^2 - 0,06^2) = 0,0016 \text{ м}^2;$$

$$W_{01} = \frac{\pi}{4}(d_{ц}^2 - d_2^2)(f_c + f_p) = \frac{3,14}{4}(0,091^2 - 0,06^2)0,225 = 0,0016 \text{ м}^3;$$

$$h_{01} = \frac{W_{01}}{F} = \frac{0,0016}{0,0016} = 1,0 \text{ м}; \quad P_{01} = 0,0.$$

Задаваясь рядом значений P , по формуле (1.84) получим ряд значений f . Пусть на этом участке $P_{\max 1} = 40 \text{ МПа}$. Тогда $\beta = 6,8/10^{10}$ (см. рис. 1.28) и

$$f_{\max 1} = \beta h_{01} P_{\max 1} = \frac{6,8 \cdot 1,0 \cdot 40 \cdot 10^6}{10^{10}} = 0,027 \text{ м};$$

$$P_{\max 1} = P_{\max 1} F = 40 \cdot 10^6 \cdot 0,0016 = 64000 \text{ Н}.$$

Соединив слабоогнутой кривой точку с координатами $P_{\max 1}$ и $f_{\max 1}$ с началом координат, получим первый участок характеристики (рис. 1.29).

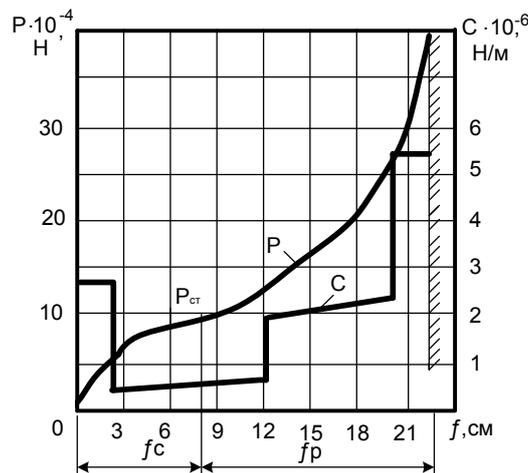


Рис. 1.29. Упругая характеристика гидравлической рессоры

Для второго участка, когда в работу подключены все объёмы W_{01} , W_1 и W_2 , находим:

$$W_{02} = W_{01} + W_1 + W_2 = 0,0016 + 0,0032 + 0,0032 = 0,0080 \text{ м}^3;$$

$$h_{02} = \frac{W_{02}}{F} = \frac{0,0080}{0,0016} = 5,0 \text{ м};$$

$$P_{02} = 40 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Пусть на этом участке $P_{\max 2} = 80 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Тогда $\beta = 4,8/10^{10}$, $\text{м}^2/\text{Н}$ (рис. 1.28):

$$f_{\max 2} = \beta h_{02}(P_{\max 2} - P_{\max 1}) = \frac{4,8 \cdot 5,0}{10^{10}}(80 \cdot 10^6 - 40 \cdot 10^6) = 0,096 \text{ м};$$

$$P_{\max 2} = P_{\max 2} F = 80 \cdot 10^6 \cdot 0,0016 = 128000 \text{ Н}.$$

Аналогично получим второй участок упругой характеристики (рис. 1.29), при этом $f = f_{\max 1} + f_{\max 2} = 0,027 + 0,096 = 0,123 \text{ м}$. Затем рассчитываем тре-

тий и четвёртый участки, когда отключается объём W_1 , а затем и объём W_2 . Полная упругая характеристика рессоры показана на рис. 1.29. Приблизжённо на графике нанесены значения жёсткости C рессоры. Для данной рессоры принято $P_{\max 4} = 240$ МПа.

Полная упругая энергия рессоры, выражаемая площадью под графиком $P = f(f)$, составит: $\Pi_p = 33700$ Н·м.

Масса рессоры при принятых параметрах будет примерно равна $m_p \approx 45$ кг, а массовая (удельная) энергоёмкость рессоры составит:

$$\Pi_y = \frac{\Pi_p}{m_p} = \frac{33700}{45} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м/кг}.$$

Как видно из представленных ранее примеров, энергоёмкость гидравлической рессоры значительно выше энергоёмкости гидропневматической и торсионной рессор.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Дайте общую характеристику базовым машинам.
2. Какие требования предъявляются к базовым машинам?
3. Назовите основные части, которые составляют конструкцию базовой машины.
4. Что такое силовая установка базовой машины?
5. Назовите преимущества и недостатки газотурбинных двигателей.
6. Какие требования предъявляют к трансмиссиям?
7. Какие требования предъявляют к подвескам колёс базовых машин?
8. Дайте общую характеристику трансмиссиям и их классификацию.
9. Какие элементы должны входить в состав ступенчатых механических трансмиссий многоосных базовых машин?
10. Какое основное отличие гидромеханической трансмиссии от механической?
11. Что такое подвеска колёс базовой машины?
12. Какие требования предъявляются к подвескам колёс базовых машин?
13. Назначение и классификация подвесок колёс базовых машин. Назовите требования, предъявляемые к ним.
14. В чем отличие листовых, торсионных, гидравлических и гидропневматических рессор?

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УСТРОЙСТВА И КОНСТРУКЦИИ САМОХОДНЫХ ПУСКОВЫХ УСТАНОВОК (СПУ)

2.1. Общий подход к формированию технического облика СПУ

К формированию технического облика СПУ возможны два принципиальных подхода:

1) на основе заранее установленных и узаконенных габаритно-массовых характеристик ракеты и уровня защищенности и подвижности СПУ;

2) на основе компромисса между габаритно-массовыми характеристиками ракеты и техническими характеристиками СПУ с целью достижения наиболее рационального сочетания между эффективностью и живучестью СПУ.

Формирование технического облика перспективной СПУ повышенной защищенности и подвижности в общем случае включает в себя следующее:

– выбор одного или нескольких вариантов силовых схем, совокупности принципов функционирования, внешней и внутренней компоновки СПУ;

– задание или выбор мощности боевого заряда, точности и дальности стрельбы ракеты;

– задание или выбор уровней защищенности и подвижности СПУ;

– задание или выбор мощности боевого заряда, точности и дальности стрельбы ракеты;

– определение основных технических характеристик СПУ, соответствующих принятым принципиальным решениям и обеспечивающих заданные мощности боевого заряда, точности и дальности стрельбы ракеты, уровня защищенности и подвижности СПУ;

– выбор наиболее рационального варианта технического облика СПУ по критериям боевой эффективности, живучести конструкции.

С точки зрения качества конструкции и гарантированного обеспечения требуемого уровня защищенности и подвижности СПУ наиболее важным, ответственным и наукоёмким является этап определения основных технических характеристик СПУ, к которым относятся:

– габаритно-массовые характеристики ракеты и ТПК;

– габаритно-массовые и компоновочные характеристики технологического оборудования;

– габаритно-массовые характеристики несущей конструкции СПУ;

– габаритно-массовые и компоновочные характеристики двигательной-трансмиссионной установки, колёсного двигателя, систем первичного и вторичного подрессоривания, рулевого и тормозного управления, накопительного энергоснабжения, топливной системы, рабочих мест и систем обеспечения работоспособности и жизнедеятельности экипажа, дополнительного оборудования;

– габаритно-массовые характеристики СПУ в целом;

- плотность компоновки и характеристики внешнего вида СПУ;
- удельная мощность, коэффициенты приспособленности СПУ к дорожным условиям и полноты использования мощности двигателя;
- номинальные упругодемпфирующие характеристики систем подрессоривания, величины рабочих ходов, параметры глубины, плавности и оперативности регулирования упругодемпфирующих характеристик подрессоривающих опор, глубины регулирования дорожного просвета;
- предельно допустимые скорости движения СПУ по тяговым возможностям и по вибрационному состоянию на прямолинейных и криволинейных в плане участках дорог, маршрутов патрулирования;
- разгонные и тормозные характеристики СПУ;
- средние скорости движения СПУ по представительному и реальным маршрутам патрулирования, при уходе из-под удара и после нанесения удара;
- характеристики плавности хода, виброкомфортности экипажа, вибронагруженности конструкции СПУ;
- транспортировочный ресурс ракеты, ТПК, силовых элементов конструкции и СПУ в целом;
- запас хода по топливу и по ёмкости накопительной энергии;
- мощность боевого заряда, точность и дальность стрельбы ракеты;
- характеристики допустимых дорожных, климатических и географических условий эксплуатации СПУ;
- гарантийный срок эксплуатации СПУ.

Особое место в процессе определения данных технических характеристик и на их основе формирования требуемого технического облика СПУ в целом занимает этап их научного обоснования, предполагающий выявление как можно большего числа технологических и конструктивных параметров, влияющих на уровень подвижности и защищенности СПУ, установление закономерностей их частного и комплексного влияния, оценку требуемых значений технических и конструктивных параметров и возможностей их достижения, разработку практических рекомендаций по обеспечению требуемого уровня подвижности и защищённости СПУ.

Количественное решение этой задачи возможно только на основе соответствующего методического обеспечения, представляющего собой совокупность взаимосвязанных и взаимообусловленных методик, обладающих высокими комплексностью и универсальностью, достаточными точностью и оперативностью, ориентированных на принципиально новые решения, тенденций мирового и возможностей отечественного ракетно- и автомобилестроения.

Существующее методическое обеспечение для формирования технического облика СПУ является достаточно разработанным и хорошо зарекомендовало себя при решении практических задач по созданию СПУ прошлых и нынешнего поколений.

Однако оно имеет ряд существенных недостатков, суть которых в обобщенном виде выражается в недостаточной точности, комплексности и универсальности и которые особенно сказываются при разработке перспективных СПУ повышенной надежности и защищенности, основанных на новых принципах функционирования, принципиально новых конструктивно-силовых и конструктивно-компоновочных схемах, в условиях ограничений на финансирование экспериментальных исследований и натурное моделирование.

Основными из этих недостатков являются:

- невозможность осуществления поиска рационального компромисса между боевой эффективностью и живучестью СПУ, между габаритно-массовыми характеристиками ракеты и техническими характеристиками СПУ в целом, между уровнями подвижности и защищенности СПУ;

- жесткая ориентированность при проектировании СПУ на существующий прототип, ограниченные возможности применения отличных от противника известных и перспективных технических решений, варьирование числом и диапазоном изменения параметров подвижности и защищенности СПУ, принципами функционирования, конструктивно-силовой и конструктивно-компоновочной схемами, габаритно-массовыми характеристиками ракеты;

- разрозненность существующих моделей и методик, их различие по уровню точности, комплексности и универсальности, отсутствие единого комплексного и замкнутого алгоритма исследований по обеспечению требуемого уровня подвижности и защищенности СПУ;

- невозможность осуществления сравнительного анализа влияния на уровень подвижности и защищенности СПУ типов маршевых двигателей (дизельных, газотурбинных, адиабатных), типов трансмиссий (механических, гидромеханических, гидрообъемных, электрических), типов конструкционных материалов (сталей, титановых и алюминиевых сплавов, армированных пластиков), типов конструкций несущей части (рама и несущий корпус), типов подрессоривания и ударовиброзащиты (первичное, вторичное, третичное подрессоривание, специальные ударовиброзащитные системы);

- неполный учет числа технических и конструктивных параметров, влияющих на уровень подвижности и защищенности СПУ, слишком приближенный, неполный и неявный учет взаимосвязи между техническими и конструктивными параметрами, обеспечивающими подвижность и защищенность СПУ, невозможность установления теоретически точных и универсальных закономерностей влияния теоретических и конструктивных параметров на уровень подвижности и защищенности СПУ;

- недостаточная точность определения таких важнейших параметров СПУ, как масса её конструкции, эффективная мощность маршевого двигателя, КПД трансмиссии, максимальное и минимальное значения числа и закон распределения передаточных отношений трансмиссии;

- отсутствие теоретически точно установленных показателей полноты использования располагаемой мощности двигателя и зависимостей КПД трансмиссии от её типа и конструктивно-компоновочной схемы;
- ограниченные возможности осуществления детальности и высокой полноты теоретической компоновки конструкции СПУ;
- невозможность установления влияния на уровень подвижности и защищенности СПУ вторичного и третичного подрессоривания, специальной ударовиброзащиты, адаптивного регулирования упругодемпфирующих характеристик системы подрессоривания и ударовиброзащиты;
- невозможность теоретического моделирования поведения СПУ в условиях представительного и реальных позиционных районов;
- высокая трудоемкость, низкий уровень автоматизации исследований и визуализации результатов;
- принципиальная ориентированность на существенные конструктивные доработки на этапах натурного моделирования и натурных испытаний;
- ограниченное применение научных методов оптимизации параметров СПУ по критериям боевой эффективности и живучести.

Отмеченные недостатки существующего методического обеспечения значительно ограничивают возможности научного поиска по определению всех имеющихся в конструкции резервов и наиболее рациональных путей, способов и средств достижения требуемого уровня подвижности и защищенности, снижают достоверность и объективность оценки ожидаемого уровня подвижности и защищенности и обеспечивающих его технические и конструктивные параметры, могут привести к принципиально неверным практическим рекомендациям, приводят к необходимости проведения большого объема экспериментальных исследований и конструктивных доработок. В связи с этим требуется разработка нового методического обеспечения, обладающего более высокой точностью, комплексностью и универсальностью и за счет этого большей достоверностью и объективностью оценки ожидаемого уровня подвижности и защищенности СПУ, представляющего возможность более широкого варьирования принципиальными, техническими и конструктивными решениями, направленными на достижение требуемого уровня подвижности и защищенности СПУ в рамках приемлемой боевой эффективности ракеты, габаритно-массовых характеристик СПУ, принципиальных, технических и конструктивных решений, ориентированных в основном на математическое, физическое и макетное моделирование, позволяющее максимально приблизить теоретический технический облик СПУ к реальному. За счет этого необходимо существенно уменьшить объем натуральных, экспериментальных исследований и конструктивных доработок, значительно повысить уровень автоматизации исследований и визуализации их результатов, сократить затраты и время на обоснование требуемого технического облика СПУ.

Новое методическое обеспечение должно представлять собой совокупность взаимосвязанных методик, позволяющих реализовать единый и замкнутый проектно-расчетный вычислительный процесс по формированию наиболее рационального технического облика СПУ, обеспечивающего заданные или требуемые уровни боевой эффективности, подвижности и защищенности.

Основными из таких методик являются:

- методика определения габаритно-массовых характеристик ракеты и ТПК с заданными мощностью боевого заряда, точностью и дальностью стрельбы, степенью защищенности ракеты в полете;

- методика определения геометрических, массовых и компоновочных характеристик, технологического оборудования;

- методика определения мощностных и тяговых характеристик СПУ с механической, гидромеханической, гидрообъемной и электрической трансмиссиями;

- методика определения геометрических, массовых и компоновочных характеристик СПУ с рамной и корпусной несущими конструкциями;

- методика определения технических и конструктивных характеристик нерегулируемых и регулируемых систем опирания, подрессоривания и ударовиброзащиты;

- методика определения технических и конструктивных параметров проходимости и защищенности СПУ;

- методика определения предельно допустимых скоростей движения, разгонных и тормозных характеристик по тяговым и тормозным возможностям, параметрам и условиям проходимости;

- методическое определение предельно допустимых скоростей движения, разгонных и тормозных характеристик по вибрационному состоянию конструкции СПУ;

- методика оценки плавности хода, виброкомфортности экипажа, вибронагруженности конструкции СПУ;

- методика оценки запаса хода по топливу и по емкости накопителя энергии, средней скорости движения и транспортировочного ресурса СПУ;

- методики оценки уровня подвижности и защищенности СПУ;

- методика формирования требуемого технического облика СПУ.

В общем виде последовательность формирования требуемого технического облика СПУ на основе нового методического обеспечения представляется следующим образом:

1. Задаются и выбираются мощность боевого заряда, точность и дальность стрельбы, степень защищенности ракеты в полете.

2. Задаются и выбираются уровни подвижности и защищенности СПУ.

3. Задается и выбирается вариант силовой схемы, совокупность принципов функционирования, внешней и внутренней компоновки СПУ.

4. Определяются габаритно-массовые характеристики ракеты и ТПК.
5. Определяются геометрические, массовые и компоновочные характеристики технологического оборудования.
6. По известным габаритно-массовым характеристикам полезной нагрузки, параметрам представительного маршрута движения и выбранному коэффициенту грузоподъемности определяются приближенные значения полной массы, колесной формулы и радиуса колес.
7. Выбираются тип и конструктивно-компоновочная схема трансмиссии.
8. Определяются расчетным путем КПД трансмиссии, отбираемая и эффективная мощность маршевого двигателя.
9. Выбирается тип и внешняя характеристика маршевого двигателя.
10. Определяются максимальное и минимальное значение, число, закон распределения и промежуточные значения передаточных отношений трансмиссии, тягово-скоростные и разгонные характеристики, уточненные значения КПД трансмиссии, коэффициенты использования располагаемой мощности маршевого двигателя. В зависимости от их значений уточняются передаточные отношения трансмиссии, осуществляется распределение общих передаточных отношений по механизмам трансмиссии.
11. По выбранным силовой схеме несущей конструкции и конструктивно-компоновочной схеме СПУ, известным мощности, крутящему моменту и частоте вращения вала двигателя, колесной формуле, радиусу колеса, передаточным отношениям трансмиссии, уровню защищенности, габаритным ограничениям, допустимому давлению на грунт определяются геометрические характеристики основных конструктивных элементов СПУ (маршевого и вспомогательного двигателей, механизмов трансмиссии, колесного движителя, несущей конструкции, кабины экипажа, элементов подвески, тормозного и рулевого управления и т.д.) и оценивается их качество с точки зрения удовлетворения предъявляемым требованиям.
12. По выбранным конструктивным схемам, материалам и известным геометрическим характеристикам определяются массы конструктивных элементов, уточненное значение полной массы СПУ, массы подрессоренных и недрессоренных частей, положение колесных осей, центров масс СПУ в целом, подрессоренных и недрессоренных частей, длина базы, переднего и заднего свесов СПУ.
13. Осуществляется сравнение уточненного и приближенного значения полной массы СПУ: если относительная невязка приближенного и уточненного значения полной массы не превышает уровень $\delta = 5\%$, то найденные выше технические и конструктивные параметры СПУ считаются правильными, в противном случае в качестве полной массы СПУ принимают ее уточненное значение и повторяются расчеты по п. 4...12 данного алгоритма до удовлетворения условию $\delta < 5\%$.

14. По известным параметрам маршрута движения и тягово-скрытым характеристикам с помощью соответствующей математической модели определяются тормозные характеристики СПУ.

15. По известным параметрам маршрута движения, техническим и конструктивным характеристикам СПУ определяются технические и конструктивные характеристики систем подрессоривания и ударовиброзащиты.

16. По известным параметрам маршрута движения, техническим и конструктивным характеристикам СПУ и систем подрессоривания с помощью соответствующих методик определяются предельно допустимые скорости движения по вибрационному состоянию конструкций СПУ и по условиям проходимости.

17. По известным параметрам маршрута движения, по тяговым возможностям, по вибрационному состоянию конструкции СПУ и по условиям проходимости, разгонным и тормозным характеристикам с помощью соответствующей математической модели определяется средняя скорость движения СПУ по заданному маршруту.

18. Проверяется условие движения требуемого уровня подвижности: если требуемый уровень подвижности СПУ достигнут, то формируется обеспечивающий его комплекс технических и конструктивных параметров.

19. Если требуемый уровень подвижности СПУ не достигнут, то путем сравнительного анализа определяются скоростные характеристики, сдерживающие повышение уровня подвижности СПУ:

а) если сдерживающим фактором являются скорости движения на поворотах, то принимаются технические решения, направленные на снижение высоты центра масс при заданной ширине колес, на увеличение ширины колес при заданной высоте центра масс, на увеличение сцепления колес с опорной поверхностью, на уменьшение амплитуды виброперемещений и виброускорений подрессоренных масс, на стабилизацию положения центров масс подрессоренных частей в боковом направлении или принудительное их боковое смещение в направлении центра поворота и габаритного коридора;

б) если сдерживающим фактором являются предельно допустимые скорости движения по вибрационному состоянию, то принимаются технические решения по повышению плавности хода и виброзащитности элементов конструкции СПУ;

в) если сдерживающим фактором являются тягово-скоростные, разгонные и тормозные характеристики, то принимаются технические решения, направленные на увеличение КПД трансмиссии, габаритной удельной мощности и частоты вращения вала двигателя, коэффициента грузоподъемности, снижение коэффициента отбираемой мощности и коэффициента инерции вращающихся масс.

20. Если превышение соответствующих скоростных характеристик не позволяет достичь требуемого уровня подвижности СПУ, то вырабатываются более жесткие требования к структуре и состоянию дорог позиционного района.

21. Если требуемого уровня подвижности СПУ не удастся достичь после улучшения маршрутов движения, то предъявляются требования к снижению габаритно-массовых характеристик ракеты и ТПК.

22. После достижения требуемых подвижности и защищенности СПУ формируется обеспечивающий их комплекс технических и конструктивных параметров.

2.2. Основные свойства и характеристики СПУ

2.2.1. Понятие о свойствах СПУ

Важнейшей характеристикой СПУ является уровень ее качества.

Под качеством СПУ понимается совокупность свойств, определяющих степень ее пригодности для выполнения своего назначения. Понятие качества СПУ определяет ее способность к решению боевых задач и связывается с возможностью ее создания и особенностями эксплуатации.

К основным свойствам, определяющим уровень качества СПУ, относятся боевая эффективность, живучесть, надежность, конструктивное и техническое совершенство.

Под боевой эффективностью понимают степень поражения СПУ запланированных целей.

Под живучестью СПУ понимается ее способность осуществить пуск ракет в условиях воздействия противника.

Под надежностью СПУ понимается ее способность сохранять работоспособность в условиях эксплуатации и при пуске ракеты.

Под конструктивным и техническим совершенством СПУ понимают степень соответствия ее конструктивных и технических характеристик обеспечению требуемых уровней боевой эффективности, живучести и надежности, отечественным и мировым достижениями науки и техники в области создания СПУ, конструктивным и техническим характеристикам образцов-аналогов у вероятного противника.

Для оценки уровня боевой эффективности, живучести, надежности, конструктивного и технического совершенства каждое из названных свойств описывается комплексом показателей и характеристик.

2.2.2. Показатели и характеристики боевой эффективности СПУ

Основными характеристиками боевой эффективности СПУ являются:

- досягаемость ракет по дальности;
- эффективность действия боевого оснащения ракеты по цели;
- размеры зоны разведения боеголовок;
- вероятность преодоления боеголовками ракеты ПРО;
- возможность перенацеливания ракет;
- боеготовность СПУ.

Достижимость ракеты по дальности характеризуется диапазоном минимальных и максимальных дальностей ее пуска. Влияние диапазона дальностей ракеты на боевую эффективность СПУ связано с тем, что он определяет перечень целей, возможных для поражения.

Эффективность действия боевого оснащения ракеты по целям определяется, в основном, числом боеголовок $q_{бр}$, установленных на ракете, тротильным эквивалентом q заряда одной боеголовки и точностью попадания боеголовок в цели. Точность попадания боеголовок в цели характеризуется, как правило, среднеквадратическим отклонением точек падения боеголовок от точки прицеливания, или предельным отклонением.

Величина зоны разведения боеголовок характеризуется размерами прямоугольника, в пределах которого могут быть распределены при любом порядке расположения целей все боеголовки ракет. Чем она больше, тем больше количество целей может быть поражено конкретной СПУ.

Вероятность преодоления системы ПРО ракетой и ее боеголовками определяет число боеголовок, достигающих цели, и, следовательно, результат воздействия СПУ по целям.

Возможность перенацеливания ракеты характеризуется числом целей, по которым за определенный промежуток времени может быть переприцелена ракета. Чем больше это число, тем эффективнее может быть использована СПУ.

Боеготовность СПУ характеризуется временем, необходимым для пуска ракеты и отсчитываемым с момента получения команды на пуск. Различают боеготовность СПУ при стрельбе с базовой позиции и боеготовность СПУ при стрельбе с марша.

2.2.3. Характеристики надежности СПУ

Обеспечение необходимого уровня надежности СПУ всегда было и остается важнейшей проблемой среди тех, которые решаются при создании и эксплуатации этого вида оружия. Решение этой проблемы осложняется тем, что СПУ являются смежными системами, включающими в себя десятки тысяч элементов, многие из которых функционируют длительное время или при напряженных режимах.

Уровень надежности СПУ заметно влияет на другие ее свойства и показатели.

Повышение уровня надежности СПУ позволяет:

- 1) уменьшить их общее применяемое число;
- 2) повысить их боеготовность;
- 3) снизить трудозатраты и численность обслуживающего персонала, необходимые для поддержания боеготовности, уменьшить количество запасных частей;
- 4) в конечном счете снизить экономические затраты на эксплуатацию СПУ.

В то же время повышение надежности увеличивает сроки создания СПУ и основанных на них РК, так как требует значительного увеличения объектов испытаний, необходимых для достижения и подтверждения заданной надежности.

Надежность является комплексным свойством и определяется такими под свойствами, как безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Безотказность – это свойство систем и элементов СПУ сохранять работоспособность в течение установленного срока эксплуатации.

Под долговечностью систем и элементов СПУ понимается свойство сохранять работоспособность с необходимыми перерывами для регламентов. Показателями долговечности могут служить технический ресурс и гарантийный срок эксплуатации.

Ремонтпригодность характеризует приспособленность СПУ к проведению различных работ по техническому обслуживанию и ремонту. Показателем этого свойства может служить среднее время восстановления боеготовности СПУ.

Сохраняемость систем и элементов СПУ является их свойством сохранять в заданных пределах установленные боевые и эксплуатационные показатели в процессе работы и после хранения и транспортировки.

Основными показателями надежности СПУ являются:

1) коэффициент готовности к пуску в момент поступления команды на пуск K_G ;

2) вероятность успешной подготовки к пуску и пуск ракеты за период от момента поступления команды на пуск до выхода ракеты из пусковой установки $P_{ПП}$;

3) вероятность успешной доставки боеголовок к целям за период от момента отделения ракеты от пусковой установки до момента доставки боеголовок к целям $P_{ПОЛ}$.

Для оценки степени выполнения СПУ всех перечисленных выше этапов используется обобщенный показатель надежности, под которым понимается вероятность успешной доставки с заданной точностью боеголовок к целям при поступлении команды на пуск в любой момент эксплуатации СПУ.

Обобщенный показатель вычисляется как произведение основных показателей надежности:

$$P_{\Sigma} = K_G \cdot P_{ПП} \cdot P_{ПОЛ}.$$

С точки зрения наземной эксплуатации важнейшим показателем надежности СПУ является коэффициент ее готовности к пуску. Он зависит от надежности восстанавливаемых систем СПУ, контролируемых в процессе эксплуатации.

Готовность СПУ к боевому применению в момент получения команды на пуск зависит от того, в каком состоянии она находится в этот момент. В период боевого дежурства возможны следующие состояния СПУ:

1) исходное состояние исправной СПУ, соответствующее установленной степени боеготовности, при котором пуск ракеты производится за заданное время, обусловленное протеканием необходимых операций подготовки и пуска;

2) состояние слежения боеготовности при проведении плановых периодических регламентов и проверок СПУ;

3) состояние слежения боеготовности при проведении unplanned операций ремонта СПУ.

Таким образом, общее время эксплуатации СПУ $t_{\text{Э}}$ складывается из времени нахождения состояния боеготовности к пуску $T_{\text{БГ}}$, времени нахождения в состоянии планового снижения боеготовности $T_{\text{П}}$ и времени нахождения в состоянии unplanned снижения боеготовности $T_{\text{НП}}$:

$$t_{\text{Э}} = T_{\text{БГ}} + T_{\text{П}} + T_{\text{НП}}.$$

Соответственно коэффициент готовности СПУ к пуску можно определить как отношение времени нахождения в состоянии боеготовности $T_{\text{БГ}}$ к общему времени эксплуатации $t_{\text{Э}}$:

$$K_{\text{БГ}} = \frac{T_{\text{БГ}}}{t_{\text{Э}}}.$$

Надежность СПУ зависит от схемно-конструктивных особенностей ее систем, качества комплектующих элементов, особенностей характеристик процесса эксплуатации. Требуемый ее уровень формируется на этапах научно-исследовательских работ по обоснованию основных характеристик при проектировании СПУ, ее систем и элементов, экспериментальной отработки, серийного производства и постановки на боевое дежурство, эксплуатации, боевого применения или снятия с боевого дежурства.

На этапах обоснования и проектирования СПУ используются априорные данные по надежности, полученные по результатам теоретических исследований и информации об изделиях-аналогах.

Объективной информацией о количественных характеристиках надежности СПУ получается по результатам экспериментальной отработки.

При серийном производстве и постановке на боевое дежурство реализуется уровень надежности, достигнутый на этапе экспериментальной отработки.

На этапе эксплуатации осуществляется поддержание уровня надежности, реализованного на этапах серийного производства и постановки на боевое дежурство путем проведения постоянного контроля, контрольных периодических проверок и регламентных работ.

2.2.4. Характеристики «живучести» СПУ

В качестве основного показателя «живучести» СПУ используется вероятность сохранения боеспособности после воздействия противника, или вероятность выживания СПУ.

Боевая эффективность ПГРК в значительной степени зависит от их «живучести». Число ракет в группировке, необходимое для выполнения определенной боевой задачи, обратно пропорционально уровню «живучести». Поэтому повышение «живучести» ПГРК, как впрочем и стационарных РК, всегда было одним из основных направлений их совершенствования.

Однако обеспечение необходимой «живучести» ПГРК и их СПУ требует значительных материальных затрат.

«Живучесть» – своеобразное свойство ПГРК и СПУ. В отличие от большинства других свойств и характеристик, влияющих на боевую эффективность, «живучесть» не является по сути дела собственной характеристикой СПУ, так как она зависит не только от ее особенностей, но и от структуры позиционного района, способов размещения и передвижения СПУ в позиционном районе и в огромной степени от воздействия противника, от уровня его вооружения и способов его применения.

Основными под свойствами, определяющими живучесть СПУ, являются ее подвижность, защищенность и скрытность.

Под подвижностью понимают способность СПУ за счет движения уходить из-под прицельного удара и наблюдения космической разведки противника, обеспечивать скрытность своего месторасположения.

В качестве основных показателей подвижности СПУ можно использовать: время ухода СПУ от эпицентра взрыва на безопасное расстояние, максимальное расстояние, на которое может переместиться СПУ за время ненаблюдения космической разведки противника, среднюю скорость движения СПУ по маршрутам позиционного района, включающим в себя дороги различных типов, бездорожье и препятствия, транспортировочный ресурс, запас хода по топливу или количеству аккумулированной энергии.

Подвижность СПУ, в свою очередь, определяется такими под свойствами, как проходимость, поворачиваемость, управляемость, плавность хода, скоростные возможности.

Под проходимостью понимают способность СПУ преодолевать заболоченные и сильно заснеженные участки, участки с мягким и сыпучим грунтом, с низким коэффициентом сцепления, участки сильно пересеченной и лесной местности, водные преграды, земляные и лесные завалы, препятствия в виде рвов, воронок от взрывов, отвесных и наклонных уступов.

Поворачиваемость определяется способностью вписываться и преодолевать повороты.

Управляемость определяется степенью соответствия маневров СПУ управляющим воздействиям водителя.

Под плавностью хода подразумевается степень воздействия дорожных неровностей на состояние экипажа, конструкции ракеты и ТПК, ответственных элементов технологического оборудования при движении с номинальными скоростями.

Основными характеристиками подвижности СПУ являются:

1) по проходимости:

а) скорость движения СПУ при преодолении участков с большим сопротивлением движению, с низким коэффициентом сцепления, участки сильно пересеченной и лесистой местности;

б) допустимые угол подъема и угол поперечного наклона СПУ;

в) углы въезда на наклонное препятствие и съезда с него;

г) ширина преодолеваемого рва и высота преодолеваемого препятствия в виде уступа;

д) глубина преодолеваемой водной преграды;

е) минимально возможное давление на грунт;

2) по поворачиваемости:

а) минимальные радиус поворота и ширина габаритного коридора поворота;

б) скорость движения СПУ при невписываемости в поворот;

3) по управляемости:

а) время запаздывания реального маневра СПУ по сравнению с управляющим воздействием водителя;

б) минимальное достаточное усилие на рулевом колесе;

4) по плавности хода – уровни колебательных перемещений, скоростей и ускорений в характерных точках подрессоренной части ППУ при движении с номинальными скоростями;

5) по скоростным возможностям:

а) предельно допустимые скорости движения СПУ на прямолинейных участках дорог позиционного района по уровню удельной мощности;

б) предельно допустимые скорости движения СПУ на криволинейных участках дорог позиционного района по величине радиуса поворота;

в) предельно допустимые скорости движения СПУ на прямолинейных и криволинейных участках дорог позиционного района по уровню колебаний подрессоренной и недрессоренной частей;

г) время и путь разгона СПУ;

д) время и путь торможения СПУ.

Под защищённостью понимают способность СПУ воспринимать воздействие поражающих факторов обычного или ядерного взрыва, а также стрелкового оружия без наступления состояний, снижающих или прекращающих ее боеспособность.

Основной характеристикой защищенности СПУ принято считать давление во фронте ударной волны, которое она может выдержать без потери боеспособности.

Под скрытностью СПУ понимают степень наличия в ней демаскирующих признаков для космической и наземной разведки противника. К таким демаскирующим признакам относятся: конфигурация и габаритные размеры, спектр отраженного радиолуча, тепловое и звуковое излучение двигателя и системы поддержания температурно-влажностного режима, излучений электрического и электронного оборудования, систем связи и боевого управления, ядерного боевого заряда, характерная вибрация грунта при движении СПУ, тепловое излучение ТПК после пуска ракеты.

2.2.5. Показатели и характеристики конструктивного и технического совершенства СПУ

К показателям и характеристикам конструктивного и технического совершенства СПУ можно отнести:

1) габаритно-массовые характеристики ракеты с ТПК, технологического оборудования и СПУ в целом;

2) коэффициент плотности компоновки СПУ, представляющий собой отношение полной массы СПУ к ее габаритному объему:

$$K_{\text{комп}} = \frac{m_{\text{пу}}}{V_{\text{пу}}};$$

3) коэффициент грузоподъемности, представляющий собой отношение массы полезной нагрузки СПУ к массе базового колесного шасси или опорно-ходового модуля:

$$K_{\text{Г}} = \frac{m_{\text{пн}}}{m_{\text{БКШ}}} = \frac{m_{\text{пн}} + m_{\text{ТПК}} + m_{\text{ТО}}}{m_{\text{БКШ}}},$$

где $m_{\text{р}}$, $m_{\text{ТПК}}$, $m_{\text{ТО}}$ – массы ракеты, ТПК, технологического оборудования; $m_{\text{пн}}$, $m_{\text{БКШ}}$ – массы полезной нагрузки и базового колесного шасси;

4) нагрузку на ось, представляющая собой отношение полного веса СПУ к числу осей:

$$G_{\text{ос}} = \frac{G_{\text{пу}}}{n_{\text{ос}}} = \frac{g \cdot m_{\text{пу}}}{n_{\text{ос}}},$$

где $n_{\text{ос}}$ – число осей СПУ;

5) ширину колеи, высоту центра масс, дорожный просвет СПУ, максимальный угол поперечного наклона;

6) углы переднего и заднего свесов;

7) колесную формулу, представляющую собой произведение общего числа колес на число ведущих колес: $n_{\text{к}} \times n_{\text{вк}}$;

8) формулу управления, представляющую собой произведение общего числа колес на число управляемых колес: $n_{\text{к}} \times n_{\text{ук}}$;

9) максимальный угол подъема СПУ;

10) тип маршевого двигателя, его внешняя характеристика, КПД и габаритная мощность;

- 11) тип трансмиссии и её КПД;
- 12) коэффициент отбираемой мощности маршевого двигателя;
- 13) расход топлива на 100 км пути;
- 14) удельную мощность СПУ, представляющую собой отношение номинальной мощности маршевого двигателя к полному весу СПУ:

$$N_{\text{ПУ}} = \frac{N_{\text{ПУ}}^{\text{H}}}{G_{\text{ПУ}}};$$

15) наличие или отсутствие дополнительного двигателя, запасы электрической энергии и потенциальной энергии давления газов;

16) закон распределения, число и значение передаточных отношений трансмиссии;

17) максимально возможные скорости движения СПУ на прямолинейных участках дорог позиционного района;

18) коэффициент использования мощности маршевого двигателя при разгоне СПУ:

$$\nu = \frac{N_{\text{ИСП}}}{N_{\text{ПОДВ}}} = \frac{N_{\text{СР}} \cdot G_{\text{ПУ}}}{N_{e \text{ max}} \cdot (1 - \eta_{\text{ОТБ}}) \eta_{\text{ТР}}},$$

где $N_{\text{ИСП}} = N_{\text{СР}} \cdot G_{\text{ПУ}}$ – используемая мощность двигателя при разгоне СПУ; $N_{\text{ПОДВ}} = N_{e \text{ max}} \cdot (1 - \eta_{\text{ОТБ}}) \eta_{\text{ТР}}$ – подводимая мощность к ведущим колесам СПУ; $N_{\text{СР}}$ – среднеинтегральная используемая удельная мощность СПУ на участке разгона, являющаяся функцией внешней характеристики двигателя, закона распределения, числа и значений передаточных отношений; $N_{e \text{ max}}$ – максимальная эффективная мощность двигателя; $\eta_{\text{ОТБ}}$, $\eta_{\text{ТР}}$ – коэффициенты отбираемой мощности и полезного действия трансмиссии;

19) коэффициент приспособленности СПУ к дорожным условиям:

$$\mu = \left[\sum_{K=1}^{n_{\text{Д}}} \frac{B_{\text{К}}}{(V_{\text{ПРМК}})} \right]^{-1} \cdot \sum_{K=1}^{n_{\text{Д}}} \frac{B_{\text{К}} \cdot \psi_{\text{К}} \cdot G_{\text{ПУ}}}{N_{e \text{ max}} (1 - \eta_{\text{ОТБ}}) \eta_{\text{ТР}}},$$

где $n_{\text{Д}}$ – число типов дорог позиционного района; $B_{\text{К}}$ – весовые доли прямолинейных участков дорог различных типов в общей протяженности маршрута; $\psi_{\text{К}}$ – коэффициенты сопротивления движению по дорогам различных типов; $V_{\text{ПРМК}}$ – максимально возможные скорости движения СПУ на прямолинейных участках дорог позиционного района.

2.3. Основы устройства СПУ

2.3.1. Основные этапы функционирования СПУ

Устройство и конструкция СПУ определяются необходимостью обеспечения требуемых боевой эффективности, надежности и живучести, а также решения ряда функциональных задач в процессе несения боевого дежурства.

Основными этапами функционирования СПУ в процессе несения боевого дежурства являются:

- 1) постановка СПУ на боевое дежурство;
- 2) несение боевого дежурства на стационарных основной и запасной стартовых позициях;
- 3) движение СПУ по позиционному району;
- 4) защита ракеты от воздействия поражающих факторов ядерного взрыва;
- 5) подготовка к пуску и пуск ракеты.

При постановке СПУ на боевое дежурство выполняются следующие основные операции:

- 1) транспортировка на техническую позицию с заводов-изготовителей неснаряженной ракеты с ТПК, головной части и неснаряженной пусковой установки;
- 2) сборка ракеты с ГЧ и СПУ в целом;
- 3) комплексная проверка готовности СПУ к несению БД;
- 4) перемещение СПУ на основную стартовую позицию;
- 5) вывешивание, горизонтирование и прицеливание СПУ.

Несение боевого дежурства на основной или запасной стартовых позициях осуществляется в вывешенном, отгоризонтированном и прицеленном состояниях, в постоянной готовности к пуску.

Движение СПУ по позиционному району осуществляется в случаях:

- 1) тренировок боевых расчетов;
- 2) плановых и неплановых смен стартовых позиций;
- 3) перехода из одного укрытия в другое;
- 4) получения сигнала об угрожаемом периоде (о возможности нанесения удара обычными или ядерными средствами);
- 5) ухода из-под прицельного удара противника.

Движение СПУ может осуществляться в групповом и автономном режимах. Групповой режим движения задается командиром группы СПУ, а автономный – командиром отдельной СПУ в соответствии с решаемой задачей и техническими возможностями СПУ.

Маршрут движения СПУ может быть учебным, плановым, неплановым, боевым и, как правило, включает в себя асфальтированные, бетонные, гравийно-щебеночные, наезженные и ненаезженные грунтовые дороги, а также пересеченную местность, бездорожье и препятствия.

В процессе движения СПУ постоянно поддерживают связь с вышестоящими пунктами боевого управления. При получении сигнала на пуск они занимают ближайшую приемлемую по состоянию грунта позицию и осуществляют подготовку к пуску и пуск ракеты.

Защита от воздействия поражающих факторов ядерного взрыва предполагает:

- 1) при наличии в позиционном районе защищенных укрытий занятие ближайшего из них;

2) при отсутствии искусственных укрытий занятие ближайшего естественного укрытия, например, в складках местности;

3) увеличение скорости движения и изменение его направления с целью ухода на максимально возможное расстояние от предполагаемого эпицентра ядерного взрыва;

4) занятие наиболее выгодного углового положения по отношению к предполагаемому эпицентру ядерного взрыва;

5) использование и приведение в действие собственных средств защиты СПУ.

При подготовке к пуску и пуске ракеты выполняются следующие основные операции:

1) вывешивание и горизонтирование СПУ;

2) ввод полетного задания;

3) прицеливание ракеты;

4) подъем ТПК с ракетой в вертикальное положение;

5) проверка готовности ракеты, ТПК и СПУ к пуску;

6) пуск ракеты.

В настоящее время основным по протяженности во времени является этап несения боевого дежурства на основной стартовой позиции. На этом этапе все элементы СПУ подвержены старению и медленному разрушению под действием хотя и небольших, но длительно действующих нагрузок.

На этапе движения СПУ по позиционному району ее элементы дополнительно подвержены усталостному разрушению, обусловленному нестационарностью и циклическостью дорожных воздействий и режимов движения. Однако уровень нагрузок относительно невысок.

На этапе защиты от воздействия поражающих факторов ядерного взрыва элементы СПУ работают практически на пределе своих возможностей. Нагрузки носят либо интенсивный циклический характер, либо очень интенсивный импульсный характер.

На этапе подготовки к пуску и пуска ракеты элементы СПУ подвержены интенсивному импульсному нагружению.

2.3.2. Принципиальная схема СПУ

Под принципиальной схемой СПУ понимается совокупность основных принципов устройства и функционирования СПУ.

К числу таких принципов можно отнести:

1) принцип оптико-визуальной, оптико-электронной, звуковой, сейсмической, тепловолновой и радиоволновой маскировки; этот принцип в соответствии с принципом оптико-визуальной маскировки предполагает придание СПУ либо специфического внешнего вида, либо внешнего вида, замаскированного под обычное АТС;

2) принцип создания тягового усилия; в соответствии с этим принципом СПУ может выполняться в виде прицепа, полуприцепа и самоходного транспортного средства;

3) принцип необходимости постоянного взаимодействия с другими стационарными и подвижными наземными средствами для осуществления патрулирования, подготовки к пуску и пуск ракеты; в соответствии с этим принципом различают: неавтономные, полуавтономные и автономные СПУ;

4) принцип защиты ракеты от внешних воздействий и поражающих факторов стрелкового оружия, обычных и ядерных взрывов; в соответствии с этим принципом различают СПУ открытого контейнерного типа и закрытого корпусного типа;

5) принцип загрузки ТПК с ракетой в СПУ, выгрузки их из нее и сброса ТПК после пуска ракеты; в соответствии с этим принципом различают СПУ с крановой и бескрановой загрузкой и выгрузкой ТПК с ракетой, с применением и без применения специальных механизмов для ускоренного сброса ТПК после пуска ракеты;

6) принцип действия источника энергии для осуществления движения СПУ; в соответствии с этим принципом можно различить СПУ с химическим источником энергии в виде жидких и газообразных органических топлив; СПУ с ядерным источником энергии в виде компактного ядерного реактора; СПУ с электрическим источником энергии в виде устройства прямого преобразования химической энергии электролита в электрическую; СПУ с электрическим источником энергии в виде конденсаторных и аккумуляторных батарей; СПУ с комбинированными источниками энергии;

7) принцип преобразования энергии источника в механическую энергию вращения вала маршевого двигателя; в соответствии с этим принципом возможны: СПУ с двигателем внутреннего сгорания (бензиновым или дизельным); СПУ с двигателем внешнего сгорания (классическим газотурбинным, паровым газотурбинным или поршневым двигателем при использовании ядерного реактора); СПУ с электрическим двигателем (постоянного или переменного тока);

8) принцип преобразования механической энергии вращения вала маршевого двигателя в механическую энергию вращения ведущих колес; в соответствии с этим принципом можно различить: СПУ с механической трансмиссией; СПУ с гидромеханической трансмиссией; СПУ с гидрообъемной трансмиссией; СПУ с электрической трансмиссией;

9) принцип осуществления ускоренного начала движения СПУ с места; в соответствии с этим принципом возможна: СПУ с традиционным аккумуляторным или газобаллонным запуском двигателя и последующим разгоном за счёт маршевого двигателя; СПУ с запуском двигателя от внешних электрических или газобаллонных источников энергии и последующим разгоном за счет маршевого двигателя; СПУ с обеспечением начала движения за счет внешнего электрического источника энергии, запуском маршевого

двигателя в процессе начала движения и последующим разгоном за счет двигателя; СПУ с обеспечением начала движения за счет внутреннего (собственного) электрического источника энергии в виде конденсаторных и аккумуляторных батарей, запуском маршевого двигателя в процессе начала движения и последующим разгоном одновременно за счет электрического источника энергии и маршевого двигателя; СПУ с обеспечением начала движения за счет жидкостного или твердотопливного реактивного ускорителя, запуском маршевого двигателя в процессе начала движения, последующим сбросом ускорителей и разгоном за счет маршевого двигателя;

10) принцип снижения динамических нагрузок на ракету, экипаж и ответственные элементы технологического оборудования от дорожных воздействий; в соответствии с этим принципом возможны: СПУ с пассивной, активной и регулируемой системой первичного подрессоривания; СПУ с пассивными, активными и регулируемыми системами первичного и вторичного подрессоривания; СПУ с пассивными, активными и регулируемыми системами первичного, вторичного и третичного подрессоривания;

11) принцип снижения динамических нагрузок на ракету и ответственные элементы технологического оборудования от воздействий ударной волны; в соответствии с этим принципом возможны СПУ с пассивными, активными и регулируемыми системами вторичного и третичного подрессоривания;

12) принцип повышения поворачиваемости СПУ; в соответствии с этим принципом могут быть: СПУ с поворотом колес передних и задних осей в противоположные стороны в пределах $\pm 45^\circ$; СПУ со свободным поворотом всех колес в пределах $\pm 45^\circ$; СПУ со свободным поворотом всех колес в пределах $\pm 90^\circ$;

13) принцип повышения проходимости СПУ: в соответствии с этим принципом возможны: СПУ с общим и дифференцированным регулированием дорожного просвета; СПУ с индивидуальным приводом к каждому колесу и адаптивным регулированием подводимой к нему мощности; СПУ с локацией дорожной поверхности; СПУ с колесами изменяемой геометрии;

14) принцип повышения устойчивости СПУ при воздействии ударной волны и осуществлении пуска ракеты; в соответствии с этим принципом могут быть: СПУ с возможностью опирания несущей конструкции на грунт; СПУ с аутригерами большого вылета; СПУ с возможностью скрепления с опорной поверхностью за счет использования анкеров различных типов; СПУ с анкерными растяжками; СПУ с возможностью создания обтекаемой аэродинамической формы и исключения подтекания воздуха под днище;

15) принцип определения собственного местоположения для системы прицеливания; в соответствии с этим принципом возможны: СПУ с использованием реперных точек в позиционном районе, СПУ с использованием навигационных систем различных типов (инерциальных, астроинерциальных, спутниковых);

16) принцип вывешивания СПУ перед пуском ракеты; в соответствии с этим принципом возможны: СПУ с точным, СПУ с приближенным горизонтированием и СПУ с отсутствием горизонтирования;

17) принцип старта ракеты; в соответствии с этим принципом возможны: СПУ с открытым стартом ракеты за счет тяги собственного двигателя; СПУ с закрытым стартом ракеты за счет тяги собственного двигателя; СПУ с минометным стартом ракеты.

2.3.3. Функциональный состав СПУ

Под функциональным составом понимают совокупность всех основных элементов и систем СПУ, обеспечивающих ее нормальное функционирование.

Важнейшими составными частями СПУ являются:

- 1) базовое колесное шасси (БКШ) или опорно-ходовой модуль (ОХМ);
- 2) ТПК с ракетой;
- 3) технологическое оборудование.

С точки зрения несения БД, осуществления подготовки и пуска ракеты наиболее важное значение имеет технологическое оборудование.

Под **технологическим оборудованием** СПУ понимается совокупность элементов и систем, предназначенная для поддержания ракеты в боеготовом состоянии, подготовки и осуществления ее пуска.

Основными функциональными элементами технологического оборудования являются:

- 1) система электроснабжения и газоснабжения;
- 2) система опирания и фиксации ТПК с ракетой;
- 3) система поддержания температурно-влажностного режима в ТПК;
- 4) система навигации (система определения местоположения СПУ в произвольной точке маршрута);
- 5) система контроля технического состояния наиболее ответственных элементов ракеты, ТПК и технологического оборудования;
- 6) система вывешивания и горизонтирования СПУ перед стартом ракеты;
- 7) система прицеливания ракеты;
- 8) система подъема ТПК с ракетой в вертикальное положение;
- 9) система управления подготовкой к пуску и пуском ракеты;
- 10) система боевого управления и связи.

Назначение перечисленных систем очевидно из их названия. Функционирование данных систем базируется на сочетании в той или иной комбинации физических принципов механики, гидравлики, газодинамики, термодинамики, оптики, электротехники, электроники, радиотехники, вычислительной техники, автоматизированного управления. Поэтому ни одну из них нельзя определять только по какому-либо одному физическому принципу функционирования. Однако с учетом принципов функционирования испол-

нительных органов и роли того или иного принципа в общем процессе функционирования системы технологического оборудования условно можно разделить на механические и электрические.

К механическим системам можно отнести:

- 1) систему опирания и фиксации ТПК с ракетой;
- 2) систему поддерживания ТВР в ТПК;
- 3) систему вывешивания и горизонтирования СПУ перед стартом ракеты;
- 4) систему подъема ТПК с ракетой в вертикальное положение.

Все остальные системы условно считаем электрическими. Аналогично и технологическое оборудование СПУ условно делится на механическую и электрическую части.

В дальнейшем ограничимся рассмотрением только механических систем технологического оборудования, в частности таких, как:

- 1) система опирания и фиксации ТПК с ракетой;
- 2) система вывешивания и горизонтирования СПУ перед стартом ракеты;
- 3) система подъема ТПК с ракетой в вертикальное положение.

Система поддерживания ТВР в ТПК в учебном пособии не рассматривается, так как она достаточно подробно изучается в курсе «Тепловые машины и технические системы».

Основными функциональными элементами системы опирания и фиксации ТПК с ракетой являются:

1) подъемная стрела, предназначенная для восприятия сосредоточенной нагрузки подъемного гидроцилиндра и ее более равномерной передачи на корпус ТПК, а также для осуществления бескрановой загрузки и выгрузки ТПК с ракетой;

2) опорное основание для подъема стрелы, в качестве которого используется рама БКШ или силовое днище ОХМ;

3) две или более жестких или упругих ложементных опоры ТПК на подъемной стреле, одна из которых – неподвижна, а остальные – подвижны в осевом направлении, опоры предназначены для исключения поперечных и осевых перемещений ТПК относительно подъемной стрелы и более равномерного распределения нагрузки, передаваемой от подъемной стрелы к ТПК;

4) узлы крепления ТПК к ложементным опорам подъемной стрелы;

5) узлы крепления подъемной стрелы к опорному основанию для исключения поперечных перемещений подъемной стрелы при транспортировке;

6) шарнирно-неподвижная опора подъемной стрелы на опорное основание, предназначенная для обеспечения возможности поворота подъемной стрелы с ТПК и исключения ее осевых и поперечных перемещений относительно опорного основания;

7) одна или несколько дополнительных жестких опор подъемной стрелы на опорное основание, подвижных в осевом направлении и предназначенных для обеспечения жесткой связи между подъемной стрелой и опор-

ным основанием в поперечном направлении до подготовки к пуску и прекращения этой связи при подготовке к пуску ракеты;

8) подъемный гидроцилиндр в качестве дополнительной упругой опоры подъемной стрелы на опорном основании.

Основными функциональными элементами системы вывешивания и горизонтирования СПУ перед стартом ракеты являются:

1) четыре или более выдвижных опор СПУ на грунт, предназначенных для обеспечения устойчивого положения и возможности горизонтирования СПУ перед стартом ракеты; в связи с необходимостью высокой точности и надежности работы эти опоры могут быть либо винтовыми, либо гидравлическими, либо гидровинтовыми; наиболее полно требованиям точности и надежности работы отвечают гидровинтовые опоры, поэтому они нашли наибольшее распространение на СПУ;

2) силовой привод выдвижных опор, предназначенный для создания в них необходимых усилий для вывешивания и горизонтирования СПУ; по принципу действия он может быть гидравлическим, электрическим, гидромоторным; гидравлический привод может быть насосным и вытеснительным; для повышения точности выдвижения опор применяется насосный гидропривод;

3) датчики углов наклона СПУ в продольной и поперечной вертикальных плоскостях симметрии;

4) управляющее устройство, предназначенное для формирования управляющих команд для силового привода и выдвижных опор на основе сигналов с датчиков углов наклона СПУ.

Основными функциональными элементами системы подъема ТПК с ракетой в вертикальное положение являются:

1) силовой гидроцилиндр подъема ТПК с ракетой;

2) опорное основание для гидроцилиндра, в качестве которого используется рама БКШ или силовое днище ОХМ;

3) шарнирно-неподвижная опора гидроцилиндра на опорное основание;

4) шарнирно-неподвижная опора гидроцилиндра на подъемную стрелу;

5) силовой привод гидроцилиндра, предназначенный для создания в нем необходимого усилия для подъема ТПК с ракетой; для повышения скорости подъема ТПК с ракетой применяется вытеснительный привод с использованием ПАД, но может применяться и насосный привод;

6) датчик угла подъема ТПК с ракетой;

7) управляющее устройство, предназначенное для формирования управляющих команд для силового привода и гидроцилиндра на основе сигналов с датчика угла подъема и программы изменения усилия гидроцилиндра по мере подъема ТПК с ракетой.

2.4. Основы конструкции СПУ

2.4.1. Конструктивная схема СПУ и принципы её формирования

Под **конструктивно-компоновочной схемой** понимается способ конструктивного исполнения, взаиморасположения и взаимосвязи функциональных элементов и систем, обеспечивающих требуемые боевую эффективность и «живучесть» СПУ.

Важнейшими характеристиками конструктивно-компоновочной схемы СПУ являются:

- 1) габаритные размеры и масса;
- 2) внешний облик;
- 3) плотность компоновки;
- 4) соотношение ширины колеи и высоты центра масс;
- 5) параметры поворачиваемости и геометрической проходимости;
- 6) удобство эксплуатации, технического обслуживания и ремонта.

Способ конструктивного исполнения какого-либо элемента СПУ предполагает выбор принципа его действия, массу, внешнюю форму, габаритные размеры и координаты центра масс.

Способ взаиморасположения элементов СПУ предполагает характер их расположения относительно друг друга и относительно несущей конструкции.

Способ взаимосвязи элементов СПУ предполагает характер их связи между собой и с несущей конструкцией.

Решение задачи взаиморасположения и взаимосвязи составляющих элементов называется **компоновкой СПУ**.

Различают конструктивную, массовую и аэродинамическую компоновку СПУ.

Задачи конструктивной компоновки:

- 1) обеспечение наиболее благоприятных условий для функционирования, эксплуатации, технического обслуживания и ремонта СПУ;
- 2) минимизация массы конструкции СПУ по числу и характеру связи между составляющими элементами;
- 3) обеспечение требуемых параметров поворачиваемости и геометрической проходимости;
- 4) обеспечение минимальной высоты СПУ при заданной ширине колеи или рационализация соотношения высоты и ширины колеи СПУ с целью минимизации ее высоты;
- 5) обеспечение максимальной плотности компоновки СПУ.

Задачи массовой компоновки:

- 1) размещение центра масс СПУ как можно ближе к середине ее длины;
- 2) равномерное распределение весовой нагрузки на оси;
- 3) совмещение центра масс с центром жесткости подвески СПУ;
- 4) как можно более низкое размещение центра масс СПУ.

Задачей **аэродинамической компоновки** является уменьшение лобового и бокового аэродинамических сопротивлений внешней поверхности СПУ.

Удобство и плотность компоновки в большей степени зависят от внешней формы конструктивных элементов СПУ. С этой точки зрения наиболее предпочтительными являются формы прямоугольного параллелепипеда, цилиндра и сферы.

Целый ряд конструктивных элементов СПУ является малогабаритным, требует защиты от внешней среды, по своему конструктивному исполнению не может быть приведен к рациональной внешней форме. В этом случае с целью повышения удобства компоновки и снижения массы защитных кожухов малогабаритные элементы размещают в специальных отсеках (бункерах), объединяя, как правило, по принадлежности к той или иной системе СПУ.

Конструктивная компоновка и исполнение элементов СПУ тесно взаимосвязаны между собой и имеют одинаково важное значение для формирования ее конструктивно-компоновочной схемы.

Конструктивное исполнение за счет выбора новых принципов действия, новых конструкционных материалов и конструктивных схем позволяет уменьшить массу и габаритные размеры элемента, придать ему наиболее рациональную для компоновки внешнюю форму.

Компоновка позволяет обеспечить наиболее рациональное взаиморасположение и взаимосвязь составляющих элементов СПУ.

Определяющими параметрами компоновки СПУ являются длина, диаметр, масса и расположение центра масс ТПК с ракетой.

Кроме того, на формирование компоновочной схемы существенное влияние оказывает радиус колес, угол поворота управляемых колес, тип несущей конструкции и ограничения на ряд параметров и выбор вариантов компоновки.

Основные ограничивающие факторы компоновки СПУ:

- 1) ширина колеи, габаритные ширина и высота СПУ;
- 2) нагрузка на ось и давление на грунт;
- 3) обязательное переднее размещение кабины экипажа и необходимость обеспечения её панорамности;
- 4) отсутствие отечественных мощных и малогабаритных маршевых двигателей;
- 5) сравнительно большие габаритные размеры и масса агрегатов и механизмов механических и гидромеханических трансмиссий и практическое отсутствие возможности выбора вариантов их компоновки;
- 6) необходимость обеспечения полноприводности СПУ;
- 7) необходимость применения независимой и только рычажной подвески с большим рабочим ходом;
- 8) необходимость обеспечения высокой изгибной и крутильной жесткости несущей конструкции;

9) необходимость применения подъемной стрелы из-за низкой изгибной жесткости ТПК с ракетой и для обеспечения возможности бескрановой загрузки и выгрузки ТПК.

Конструктивно-компоновочные схемы классических СПУ складываются из практически независимых конструктивно-компоновочных схем ТПК с ракетой, базового колесного шасси и технологического оборудования. Их формирование сводится практически к формированию конструктивно-компоновочной схемы технологического оборудования, так как конструктивно-компоновочные схемы ТПК с ракетой и базового колесного шасси predetermined. Основные задачи формирования конструктивно-компоновочной схемы СПУ классического типа в настоящее время в основном сводятся к следующему:

1) выбору конструктивных схем и рациональному размещению вывешивающих опор, подъемного гидроцилиндра и прибора прицеливания;

2) выбору геометрической формы, размеров, способа компоновки и крепления бункеров технологического оборудования;

3) рациональному с точки зрения массы и геометрии размещению элементов систем технологического оборудования в бункерах;

4) компоновке элементов систем боевого управления, связи и пуска в кабине экипажа;

5) уточнению расположения центра масс и центра жесткости подвески СПУ и обеспечению их максимально возможного совмещения.

Особенности формирования конструктивно-компоновочной схемы СПУ классического типа таковы, что не позволяют в полной мере реализовать изложенные выше принципы компоновки.

2.4.2. Конструктивно-силовая схема СПУ

Под **конструктивно-силовой схемой** понимается способ конструктивного исполнения, взаиморасположения и взаимосвязи силовых функциональных элементов, обеспечивающих требуемые прочность и жесткость СПУ.

Силовыми функциональными элементами СПУ называются такие элементы, которые обладают значительно более высокими прочностью и жесткостью по сравнению с другими элементами.

Конструктивно-силовая схема является частью конструктивно-компоновочной схемы, предназначенной для обеспечения прочности и жесткости СПУ.

Важнейшим силовым элементом СПУ является несущая конструкция, которая обеспечивает не только прочность и жесткость СПУ, но и крепление и размещение всех остальных элементов.

В качестве несущей конструкции может использоваться либо рама лестничного типа, либо несущий корпус.

Рама лестничного типа представляет собой совокупность двух мощных продольных силовых стержней-лонжеронов, соединенных между собой не-

сколькими поперечинами. Лонжероны обеспечивают изгибную и поперечно-крутильную прочность и жесткость рамы. Чем выше жесткость рамы, тем меньше ее деформация передается на другие элементы СПУ. Однако увеличение жесткости рамы приводит к пропорциональному увеличению ее массы.

Обычно лонжероны и поперечины изготавливаются путем штамповки или проката из листовой углеродистой или малолегированной стали, обладающей высокой пластичностью. Применяемые лонжероны имеют, в основном, открытый профиль, чаще всего швеллер с обращенными внутрь полками или Z-образный профиль с нижними полками, обращенными вовнутрь, и верхними полками, обращенными вовне.

Для снижения массы лонжероны выполняют с переменными по длине и наиболее усиленными в средней части поперечными сечениями.

В наиболее напряженных зонах лонжероны подкрепляют специальными накладками. Поперечина имеет в основном закрытый профиль – коробчатый или трубный.

Наличие поперечин позволяет лонжеронам работать не только на изгиб, но и на кручение. Однако в целом такая конструкция рамы не позволяет обеспечить высокую жесткость на кручение.

Одновременно поперечины рамы служат опорами для крепления радиатора, двигателя, механизмов трансмиссии, переднего и заднего сцепных устройств, бамперов, запасного колеса и других элементов. Поэтому часть поперечин может иметь криволинейную форму, удобную для монтажа названных агрегатов.

Для крепления подвески, кабины, оперения, подъемной стрелы, вывешивающих опор, подъемного гидроцилиндра, бункеров на раме устанавливают специальные кронштейны.

Соединение лонжеронов с поперечинами и крепление кронштейнов осуществляется на болтах, заклепкой, шовной или точечной электросваркой и другими способами. Не рекомендуется применять смешанные соединения (сварные и заклепочные), так как разная жесткость соединений может стать причиной концентрации напряжений. Наиболее распространенными являются заклепочные соединения, так как обеспечивают простоту производства и ремонта.

Изготовленная таким образом рама СПУ представляет собой довольно массивную конструкцию, составляющую до 30% общей массы шасси. Для существенного снижения массы рамы очень перспективным является применение вместо стали алюминиевых и титановых сплавов и особенно композиционных материалов, таких как стекло- и углепластики.

Несущий корпус представляет собой герметичную оболочечную конструкцию, обычно складчатого типа, то есть выполненную из пластика. Толщина стенок несущего корпуса такова, что обеспечивает его высокую жесткость и позволяет отказаться от применения рамы. При этом работа оболочечной

конструкции на изгиб и кручение значительно более эффективна, чем лестничной рамы. Кроме того, несущий корпус позволяет практически полностью защитить ТПК с ракетой и технологическое оборудование от воздействия внешней среды и поражающих факторов обычного и ядерного оружия.

Кроме несущей, часть элементов конструкции СПУ также обладает значительной прочностью и жесткостью, хотя и предназначена для выполнения других функций. К таким элементам относятся: подъемная стрела, ТПК, ракета, подъемный гидроцилиндр, вывешивающие опоры.

Подъемная стрела обычно выполняется в виде рамы лестничного типа так же, как и несущая рама. Ее прочность и жесткость обусловлены необходимостью восприятия большой сосредоточенной нагрузки от подъемного гидроцилиндра, а также осуществлению бескрановой загрузки и выгрузки ТПК.

ТПК представляет собой трехслойную цилиндрическую оболочку с двумя несущими слоями из стеклопластика и одним прокладочным слоем из материала типа пенопласт. Его прочность и жесткость обусловлены необходимостью восприятия достаточно большого внутреннего избыточного давления при минометном старте ракеты, а также поражающего действия стрелкового оружия и ударной волны до $\Delta P_{\Phi} = 0,03$ МПа.

Ракета представляет собой органопластиковую цилиндрическую оболочку ступенчато-переменного диаметра. Ее прочность и жесткость обусловлены необходимостью восприятия значительного внутреннего избыточного давления при работе РДТТ, больших изгибающих моментов при полете в плотных слоях атмосферы, больших сжимающих нагрузок на всех ступенях во время полета, а также поражающего действия ударной волны до $\Delta P_{\Phi} = 0,03$ МПа.

Для снижения массы несущей конструкции данные элементы, как правило, включают в работу по восприятию нагрузок, действующих на несущую конструкцию, путем установления между ними и несущей конструкцией жестких или упругих поперечных связей.

Так, в вывешенном состоянии при горизонтальном положении ТПК изгибная жесткость и поперечные связи ракеты, ТПК, подъемной стрелы, подъемного гидроцилиндра позволяют уменьшить изгибные деформации рамы. При этом вывешивающие опоры обеспечивают силовую связь рамы с опорными основаниями.

При транспортировке совместная работа ракеты, ТПК, подъемной стрелы и рамы позволяет уменьшить уровень цилиндрических напряжений во всех этих элементах.

При подъеме ТПК важную силовую функцию выполняет подъемный гидроцилиндр: во-первых, он должен быть достаточно жестким на изгиб и устойчивым по форме во время подъема, а во-вторых, после подъема он должен надежно фиксировать вертикальное положение ТПК относительно рамы.

Таким образом, конструктивно-силовая схема СПУ представляет собой совокупность взаимосвязанных силовых элементов, включающую несущую конструкцию, подъемную стрелу, корпус ТПК, корпус ракеты, подъемный гидроцилиндр, вывешивающие опоры.

Вопросы и задания для самоконтроля:

1. Охарактеризуйте общий подход к формированию технического облика СПУ повышенной защищенности.
2. Назовите основные свойства и характеристики СПУ.
3. Назовите основные свойства, определяющие уровень качества СПУ.
4. Назовите основные показатели и характеристики боевой эффективности СПУ.
5. Назовите показатели надёжности СПУ.
6. Назовите показатели «живучести» СПУ.
7. Что относят к показателям и характеристикам конструктивного и технического совершенства СПУ?
8. Перечислите основные этапы функционирования СПУ в процессе несения боевого дежурства.
9. Назовите совокупность основных принципов устройства и функционирования СПУ.
10. Перечислите важнейшие составные части СПУ.
11. Что такое конструктивно-компоновочная схема СПУ?
12. Назовите принципы формирования конструктивно-компоновочной схемы СПУ.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПУ

3.1. Проектировочный расчёт скоростных, разгонных и тормозных характеристик СПУ

3.1.1. Оценка скоростных характеристик СПУ по тяговым возможностям

Дорожная сеть позиционного района обычно включает несколько типов дорог. К ним относятся: асфальтированные и гладкобетонированные, плитобетонированные, гравийно-щебеночные, наезженные и ненаезженные грунтовые дороги, а также разведанные дороги по пересеченной местности. Каждый из этих типов дорог характеризуется своим коэффициентом сопротивления w_j ($j = 1, n_d$), где n_d – число типов дорог позиционного района.

Условием движения по дороге того или иного типа является:

$$P_{T_j} \geq P_{\text{сопр}_j}; \quad j = 1, n_d, \quad (3.1)$$

где P_{T_j} – сила тяги СПУ на дороге n -го типа; $P_{\text{сопр}_j}$ – сила сопротивления движению СПУ по дороге n -го типа.

Сила тяги и сила сопротивления движению определяются соотношениями:

$$P_{T_j} = \frac{N_{\text{пол}}}{v_j} = \frac{Ne(1 - \eta_{\text{отб}})\eta_{\text{тр}}}{v_j} \geq P_{\text{сопр}_j}; \quad (3.2)$$

$$P_{\text{сопр}_j} = G_0 \cdot \psi_j, \quad j = 1, n_d,$$

где Ne – эффективная мощность двигателя; $\eta_{\text{отб}}$ – коэффициент отбираемой мощности; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $N_{\text{пол}} = Ne(1 - \eta_{\text{отб}})\eta_{\text{тр}}$ – мощность, подводимая к ведущим колесам СПУ, или полезная мощность; v_j – скорость движения СПУ по дороге n -го типа; G_0 – полный вес СПУ.

Используя данные соотношения, получим:

$$\frac{Ne(1 - \eta_{\text{отб}})\eta_{\text{тр}}}{v_j} = G_0 \cdot \psi_j, \quad j = 1, n_d. \quad (3.3)$$

Отсюда выражение для определения максимально возможной скорости движения по дороге n -го типа приобретет вид:

$$v_j = \frac{Ne(1 - \eta_{\text{отб}})\eta_{\text{тр}}}{G_0 \cdot \psi_j} = \frac{Ne(1 - \eta_{\text{отб}})\eta_{\text{тр}}}{\psi_j}, \quad j = 1, n_d, \quad (3.4)$$

где $Ne = \frac{Ne}{G_0}$ – эффективная удельная мощность СПУ.

Однако полученное значение скорости движения СПУ должно быть обеспечено соответствующим передаточным отношением между валом двигателя и осью ведущего колеса:

$$U_{TPj} = \frac{\omega_D}{\omega_{Kj}}, \quad j = 1, n_D,$$

где ω_D, ω_{Kj} – круговые частоты вращения вала двигателя и оси ведущего колеса.

Круговая частота вращения оси ведущего колеса связана со скоростью движения СПУ соотношением:

$$\omega_{Kj} = \frac{v_j}{r_K}, \quad j = 1, n_D,$$

где r_K – радиус колеса.

Тогда для обеспечения требуемой скорости движения трансмиссией СПУ должно быть обеспечено следующее передаточное отношение:

$$U_{TPj} = \frac{\omega_D \cdot r_K}{v_j}, \quad j = 1, n_D.$$

При заданных эффективной удельной мощности Ne и передаточных отношениях трансмиссии U_{TPj} полученные выражения позволяют оценить достижимые скорости движения СПУ по различным дорогам. При заданной скорости движения они позволяют оценить требуемые значения эффективной удельной мощности и передаточного отношения трансмиссии.

3.1.2. Оценка скоростных характеристик СПУ по уровню колебаний подрессоренной части

Известно, что в процессе движения СПУ её подрессоренная часть совершает вертикальные продольно-угловые колебания. Причем с ростом скорости движения уровень этих колебаний возрастает. Наиболее опасной характеристикой колебаний подрессоренной части является уровень ее вертикальных ускорений Z , так как ускорения непосредственно влияют на прочность ракеты и других силовых элементов конструкции СПУ, на работоспособность экипажа, ответственных элементов системы управления ракеты и технологического оборудования.

Приближенно зависимость вертикальных ускорений подрессоренной части от скорости движения СПУ можно выразить формулой

$$Z_{\max j} = g(1 + a_j \cdot v_j), \quad j = 1, n_D, \quad (3.5)$$

где a_j – статистический коэффициент пропорциональности, зависящий от типа дороги и качества подвески СПУ.

Применительно к пневмогидравлической подвеске коэффициент a_j для различных типов дорог принимает следующие значения:

- 1) асфальтированные и гладкобетонированные дороги: $a_1 = 0,6 \dots 0,8$;
- 2) плитобетонированные дороги: $a_2 = 0,9 \dots 1,1$;

- 3) гравийно-щебеночные и наезженные грунтовые дороги: $a_3 = 1,1...1,3$;
 4) ненаезженные грунтовые дороги и пересеченная местность: $a_4 = 2,5...3,0$.

Зная величину предельно допустимого вертикального ускорения поддрессоренной части $[Z]$ с помощью приведенного выше соотношения можно оценить предельно допустимые скорости движения СПУ по уровню колебаний поддрессоренной части:

$$[v_j] = \frac{\left(\frac{[Z]_{\max j} - 1}{g} \right)}{a_j}, \quad j = 1, n_d, \quad (3.6)$$

где $[v_j]$ – предельно допустимая скорость движения СПУ по дороге n -го типа по уровню колебаний поддрессоренной части.

Обычно предельные скорости по уровню колебаний поддрессоренной части СПУ меньше скоростей, обеспечиваемых тяговыми возможностями. Поэтому для повышения подвижности СПУ требуется либо повышение качества дорог позиционного района, либо совершенствование подвески, в частности, применение подвески с регулируемой жесткостью и демпфированием или активной подвески.

3.1.3. Оценка скоростных характеристик СПУ на поворотах

Скорость движения СПУ на поворотах ограничивается двумя основными условиями:

- 1) условием бокового скольжения СПУ;
- 2) условием поперечного опрокидывания СПУ.

Причиной возникновения этих условий является действие на СПУ на повороте центробежной силы инерции $P_{ин}$.

Данные условия имеют следующий общий вид:

- 1) условие бокового скольжения: $P_{ин} \geq P_{сц}$;
- 2) условие поперечного опрокидывания: $M_{опр} \geq M_B$, где $P_{ин}$ – центробежная сила инерции, действующая на СПУ на повороте; $P_{сц}$ – сила сцепления колес СПУ с дорожной поверхностью; $M_{опр}$, M_B – опрокидывающий и восстанавливающий моменты, действующие на СПУ на повороте.

Величины сил инерции и сцепления, опрокидывающего и восстанавливающего моментов без учета колебаний поддрессоренной части определяются выражениями:

$$P_{ин} = \frac{m_0 \cdot v^2}{R_{пов}}; \quad P_{сц} = \varphi_{сц} \cdot G_0, \quad (3.7)$$

$$M_{опр} = P_{ин} \cdot H_{цм} = \frac{m_0 \cdot v^2}{R_{пов}} \cdot H_{цм}; \quad M_B = G_0 \cdot \frac{B}{2}, \quad (3.8)$$

где m_0 , G_0 – полная масса и вес СПУ; v – скорость движения СПУ на повороте; $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления колес с дорожной поверхностью; $H_{\text{цм}}$ – высота центра масс и ширина колеи СПУ; $R_{\text{пов}}$ – радиус поворота СПУ.

Тогда условия бокового скольжения и поперечного опрокидывания СПУ приобретут вид:

$$\frac{m_0 \cdot v^2}{R_{\text{пов}}} \geq \varphi_{\text{сц}} \cdot G_0; \quad \frac{m_0 \cdot v^2}{R_{\text{пов}}} \cdot H_{\text{цм}} \geq G_0 \frac{B}{2}.$$

Отсюда получим выражения для оценки предельно допустимых скоростей движения СПУ на поворотах:

$$[v_1] \leq \sqrt{\varphi_{\text{сц}} \cdot g \cdot R_{\text{пов}}}; \quad [v_2] \leq \sqrt{\frac{g \cdot B \cdot R_{\text{пов}}}{2H_{\text{цм}}}}. \quad (3.9)$$

В качестве окончательной предельно допустимой скорости движения СПУ на повороте принимается наименьшее из двух значений $[v_1]$ и $[v_2]$:

$$[v_{\text{пов}}] \leq \min\{[v_1], [v_2]\}.$$

С учетом изложенных условий уровень скоростей движения на поворотах значительно ниже, чем на прямолинейных участках. Еще более низким он становится при учете смещения центра масс подрессоренной части, находящейся на упругой подвеске, под действием центробежной силы, а также поперечно-угловых и вертикальных колебаний подрессоренной части на подвеске. В частности, выражение для определения предельно допустимой скорости движения СПУ на повороте по условию поперечного опрокидывания с учетом смещения центра масс подрессоренной части под действием центробежной силы приобретает вид:

$$[v_2] \leq \sqrt{\frac{g \cdot B \cdot R_{\text{пов}}}{2 \left(H_{\text{цм}} + \frac{2H_{\text{кр}}^2 \cdot G_0}{2B^2 C_{\text{пс}}} \right)}}, \quad (3.10)$$

где $H_{\text{кр}}$ – расстояние от оси крена до центра масс подрессоренной части; $C_{\text{пс}}$ – суммарная жесткость подвески.

Очевидно, что с учетом смещения центра масс подрессоренной части предельно допустимая скорость движения СПУ на повороте снижается. Для повышения предельно допустимых скоростей движения на поворотах необходимо уменьшение высоты центра масс, расширение дорожной колеи, повышение жесткости подвески на повороте, применение системы поперечной стабилизации.

3.1.4. Оценка разгонных и тормозных характеристик СПУ

В процессе движения СПУ по заданному маршруту ей приходится совершать достаточно большое количество разгонов и торможений, что существенно сказывается на средней скорости движения. Кроме того, раз-

гонные характеристики имеют большое значение при уходе СПУ из-под удара, а тормозные – при занятии СПУ положения для восприятия воздействия ядерного взрыва.

Под разгонными характеристиками понимаются время и путь разгона СПУ, а под тормозными – время и путь торможения СПУ.

Для определения времени разгона СПУ воспользуемся теоремой теоретической механики об изменении количества движения в конечной форме. В соответствии с этой теоремой, с учетом действия силы тяги и силы сопротивления движению получим:

$$m_0(v_K - v_H) = (P_{\text{ТСР}} - P_{\text{СОПР}})t_P, \quad (3.11)$$

где v_K, v_H – конечное и начальное значение скорости движения СПУ при разгоне; $P_{\text{ТСР}}$ – среднеарифметическое значение силы тяги СПУ при разгоне; $P_{\text{СОПР}}$ – сила сопротивления движению СПУ при разгоне; t_P – время разгона СПУ.

Выражения для силы тяги и силы сопротивления движению представим следующим образом:

$$P_{\text{ТСР}} = \frac{N_{\text{ПОЛ}}}{v_{\text{СР}}} = \frac{2N_{\text{ПОЛ}}}{v_K + v_H}, \quad P_{\text{СОПР}} = G_0 \cdot \psi, \quad (3.12)$$

где $v_{\text{СР}} = \frac{1}{2}(v_K + v_H)$ – среднеарифметическое значение скорости движения СПУ при разгоне; $N_{\text{ПОЛ}} = N\epsilon(1 - \eta_{\text{ОТБ}})\eta_{\text{ТР}}$ – полезная мощность на колёсах СПУ.

В результате получим:

$$m_0(v_K - v_H) = \left(\frac{2N_{\text{ПОЛ}}}{v_K + v_H} - G_0 \cdot \psi \right) \cdot t_P.$$

Отсюда:

$$t_P = \frac{m_0(v_K - v_H) \cdot (v_K + v_H)}{[2N_{\text{ПОЛ}} - (v_K + v_H) \cdot G_0 \cdot \psi]}; \quad (3.13)$$

$$t_P = \frac{m_0(v_K^2 - v_H^2)}{G_0 \cdot [2N_{\text{ПОЛ}} - (v_K + v_H) \cdot \psi]}; \quad (3.14)$$

$$t_P = \frac{v_K^2 - v_H^2}{g \cdot [2N_{\text{ПОЛ}} - (v_K + v_H) \cdot \psi]}, \quad (3.15)$$

где $N_{\text{ПОЛ}} = \frac{N_{\text{ПОЛ}}}{G_0}$ – удельная полезная мощность СПУ.

Аналогичным образом получим выражение для оценки времени торможения СПУ в предположении, что сила торможения постоянна и равна силе сцепления колёс с дорожной поверхностью и действует сила сопротивления движению:

$$\begin{aligned}
m_0(v_K - v_H) &= (P_{\text{ТОРМ}} + P_{\text{СОПР}})t_T; \\
m_0(v_K - v_H) &= (P_{\text{СЦ}} + P_{\text{СОПР}})t_T; \\
m_0(v_K - v_H) &= (G_0 \cdot \psi_{\text{СЦ}} + G_0 \cdot \psi)t_T; \\
t_T &= \frac{m_0(v_K - v_H)}{G_0 \cdot (\psi_{\text{СЦ}} + \psi)}; \quad t_T = \frac{v_K - v_H}{g \cdot (\psi_{\text{СЦ}} + \psi)};
\end{aligned} \tag{3.16}$$

где $P_{\text{ТОРМ}}$ – сила торможения СПУ; $P_{\text{СЦ}} = G_0 \psi_{\text{СЦ}} = P_{\text{ТОРМ}}$ – сила сцепления колёс СПУ с дорожной поверхностью; $\psi_{\text{СЦ}}$ – коэффициент сцепления колёс с дорожной поверхностью.

Для определения пути разгона СПУ воспользуемся теоремой теоретической механики об изменении кинетической энергии в конечной форме. В соответствии с этой теоремой получим:

$$\frac{1}{2} m_0(v_K^2 - v_H^2) = A_T - A_{\text{СОПР}}, \tag{3.17}$$

где A_T , $A_{\text{СОПР}}$ – работа сил тяги и сопротивления движению.

Представим работы сил тяги и сопротивления движению в виде:

$$A_T = N_{\text{ПОЛ}} \cdot t_P; \quad A_{\text{СОПР}} = P_{\text{СОПР}} \cdot S_P = G_0 \cdot \psi \cdot S_P. \tag{3.18}$$

Тогда будем иметь:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{2} m_0(v_K^2 - v_H^2) &= N_{\text{ПОЛ}} \cdot t_P - G_0 \cdot \psi \cdot S_P; \\
G_0 \cdot \psi \cdot S_P &= N_{\text{ПОЛ}} \cdot t_P - \frac{1}{2} m_0(v_K^2 - v_H^2).
\end{aligned}$$

С учетом выражения для времени разгона получим:

$$G_0 \cdot \psi \cdot S_P = \frac{N_{\text{ПОЛ}} \cdot (v_K^2 - v_H^2)}{g \cdot [2N_{\text{ПОЛ}} - (v_K + v_H) \cdot \psi]} - \frac{1}{2} m_0(v_K^2 - v_H^2). \tag{3.19}$$

Тогда выражение для оценки пути разгона СПУ приобретет вид:

$$\begin{aligned}
S_P &= \frac{N_{\text{ПОЛ}} \cdot (v_K^2 - v_H^2)}{g \cdot \psi \cdot [2N_{\text{ПОЛ}} - (v_K + v_H) \cdot \psi]} - \frac{v_K^2 - v_H^2}{2g \cdot \psi}; \\
S_P &= \frac{v_K^2 - v_H^2}{g \cdot \psi} \cdot \left[\frac{N_{\text{ПОЛ}}}{2N_{\text{ПОЛ}} - (v_K + v_H) \cdot \psi} - \frac{1}{2} \right].
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Аналогичным образом получим выражение для оценки пути торможения СПУ с теми же предположениями, что и при определении времени торможения:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{2} m_0(v_K^2 - v_H^2) &= (P_{\text{ТОРМ}} + P_{\text{СОПР}})S_T; \\
\frac{1}{2} m_0(v_K^2 - v_H^2) &= G_0(\psi_{\text{СЦ}} - \psi)S_T; \\
S_T &= \frac{v_K^2 - v_H^2}{2g(\psi_{\text{СЦ}} - \psi)}.
\end{aligned} \tag{3.21}$$

3.2. Проектировочный расчёт СПУ

3.2.1. Формирование исходных данных для расчёта системы подъёма ТПК с ракетой

Формирование исходных данных для расчета системы подъема ТПК с ракетой осуществляется в следующем порядке:

1) задаемся массой ракеты m_P ;

2) определяем массу ТПК:

$$m_{\text{ТПК}} = (0,14 \dots 0,16)m_P;$$

3) определяем массу подъемной стрелы:

$$m_{\text{СТР}} = (0,04 \dots 0,06)(m_P + m_{\text{ТПК}});$$

4) определяем диаметр ракеты:

$$D_P = \sqrt{\frac{4m_P}{\pi\rho_{\text{ГР}} \cdot \ell_P}}, \quad (3.22)$$

где $\ell_P = \frac{\ell_P}{D_P} = 9 \dots 11$, $\rho_{\text{ГР}} = 800 \dots 900$ кг/м³;

5) определяем длину ракеты $\ell_P = D_P \cdot \bar{\ell}_P$;

6) определяем диаметр ТПК $D_{\text{ТПК}} = 1,1 \cdot D_P$;

7) определяем длину ТПК $\ell_{\text{ТПК}} = 1,05 \cdot \ell_P$;

8) определяем длину подъемной стрелы:

$$\ell_{\text{СТР}} = (0,6 \dots 0,7) \cdot \ell_{\text{ТПК}};$$

9) определяем массу поднимаемого груза:

$$m_{\text{гр}} = m_P + m_{\text{ТПК}} + m_{\text{СТР}};$$

10) определяем осевую координату центра масс поднимаемого груза:

$$X_{\text{ЦМ}}^{\text{гр}} = (0,43 \dots 0,47)\ell_P;$$

11) задаемся длиной гидроцилиндра в исходном положении:

$$\ell_{\text{ГЦ}}^0 = (1,6 \dots 1,8), \text{ м};$$

12) задаемся высотой рамы шасси:

$$h_{\text{РМ}} = (1,0 \dots 1,2), \text{ м};$$

13) строим треугольник, образованный поворотной цапфой, верхней и нижней опорами гидроцилиндра (рис. 3.1);

14) задаемся расстоянием между поворотной цапфой стрелы и нижней опорой гидроцилиндра

$$b = (0,6 \dots 0,8) \cdot \ell_{\text{ГЦ}}^0;$$

15) определяем расстояние между поворотной цапфой стрелы и верхней опорой гидроцилиндра:

$$a = \sqrt{(\ell_{\text{ГЦ}}^0)^2 - h_{\text{РМ}}^2} + \sqrt{b^2 - h_{\text{РМ}}^2}; \quad (3.23)$$

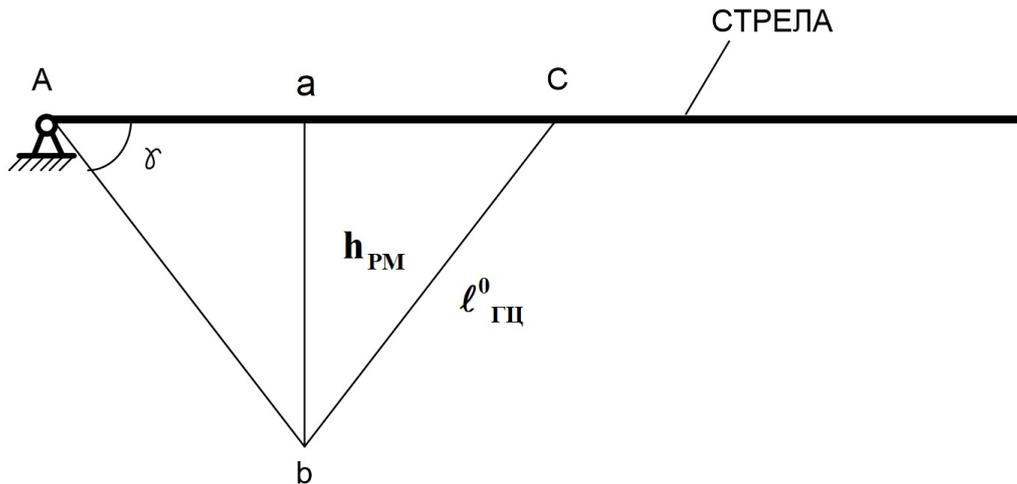


Рис. 3.1. Схема системы подъёма стрелы. В этом треугольнике:

h_{PM} – высота рамы шасси; $l_{ГЦ}^0$ – исходная длина гидроцилиндра;

A – расстояние между поворотной цапфой стрелы и верхней опорой гидроцилиндра;

b – расстояние между поворотной цапфой и нижней опорой гидроцилиндра

16) определяем угол между осью подъемной стрелы и нижней опорой гидроцилиндра, соединяющей поворотную цапфу и нижнюю опору гидроцилиндра в исходном положении:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{h_{PM}}{b}\right).$$

3.2.2. Вывод основных расчётных зависимостей для определения параметров системы подъёма ТПК с ракетой

Вывод расчётных формул подъёма ТПК с ракетой осуществляется в следующем порядке:

1) задаёмся предельно допустимым угловым ускорением подъёма ТПК:

$$\varepsilon = \frac{[a_y]}{l_P} = \frac{(0,2 \dots 0,4)g}{l_P}, \quad (3.24)$$

где $[a_y] = (0,2 \dots 0,4)g$ – предельно допустимое угловое ускорение ракеты при подъёме ТПК; l_P – длина ракеты;

2) задаёмся законом изменения угловой скорости подъёма ТПК:

а) графическая форма зависимости $\omega(t)$ (рис. 3.2);

б) математическая форма зависимости $\omega(t)$:

$$\omega(t) = \omega_0 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{\Pi}}\right) \cdot t, \quad (3.25)$$

где ω_0 – амплитудное значение угловой скорости; t_{Π} – время подъёма ТПК;

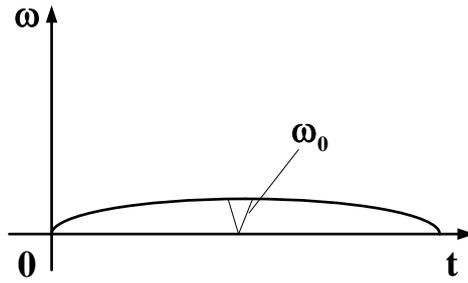


Рис. 3.2. Графическая форма зависимости $\omega(t)$

3) определяем амплитудное (максимальное) значение угловой скорости подъёма ТПК:

$$\varphi_{\Pi} = \int \omega(t) dt = \int \omega \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{\Pi}}\right) \cdot t dt = \frac{\omega_0 \cdot t_{\Pi}}{\pi} \left(-\cos\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot t\right) = \frac{2\omega_0 \cdot t_{\Pi}}{\pi} = \frac{\pi}{2},$$

отсюда

$$\omega_0 = \frac{\pi^2}{4 \cdot t_{\Pi}}; \quad (3.26)$$

4) определяем окончательную форму закона изменения угловой скорости подъёма ТПК:

$$\omega(t) = \frac{\pi^2}{4 \cdot t_{\Pi}} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{\Pi}}\right) t; \quad (3.27)$$

5) определяем закон изменения угла подъёма ТПК:

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= \int \frac{\pi^2}{4 \cdot t_{\Pi}} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{\Pi}}\right) t dt = \frac{\pi^2}{4 \cdot t_{\Pi}} \cdot \frac{t_{\Pi}}{\pi} \cdot \left(-\cos\left(\frac{\pi}{2}\right) t\right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{2}\right) t\right); \\ \varphi(t) &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{2}\right) t\right); \end{aligned} \quad (3.28)$$

6) определяем закон изменения углового ускорения подъёма ТПК:

$$\begin{aligned} \varepsilon(t) &= \frac{d}{dt} \omega(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi^2}{4 \cdot t_{\Pi}^2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{\Pi}}\right) t \right) = \frac{\pi^3}{4 \cdot t_{\Pi}^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2}\right) t; \\ \varepsilon(t) &= \frac{\pi^3}{4 \cdot t_{\Pi}^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2}\right) t; \end{aligned} \quad (3.29)$$

7) определяем амплитудное (максимальное) значение углового ускорения подъёма ТПК:

$$\varepsilon(t) = \frac{\pi^3}{4 \cdot t_{\Pi}^2};$$

8) определяем время подъёма ТПК из условия $\varepsilon_0 \leq [\varepsilon]$ согласно условию:

$$t_{\Pi} = \sqrt{\frac{\pi^3 \cdot l_{\text{P}}}{4 \cdot a_y}} = \sqrt{\frac{\pi^3 \cdot l_{\text{P}}}{4 \cdot (0,2 \dots 0,4)g}}; \quad (3.30)$$

9) на основе формулы косинусов треугольника ABC (рис. 3.3) получаем формулу для определения значения текущей длины гидроцилиндра:

$$l_{\text{ГЦ}}(t) = \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot ab \cdot \cos(\varphi(t) + \gamma)}; \quad (3.31)$$

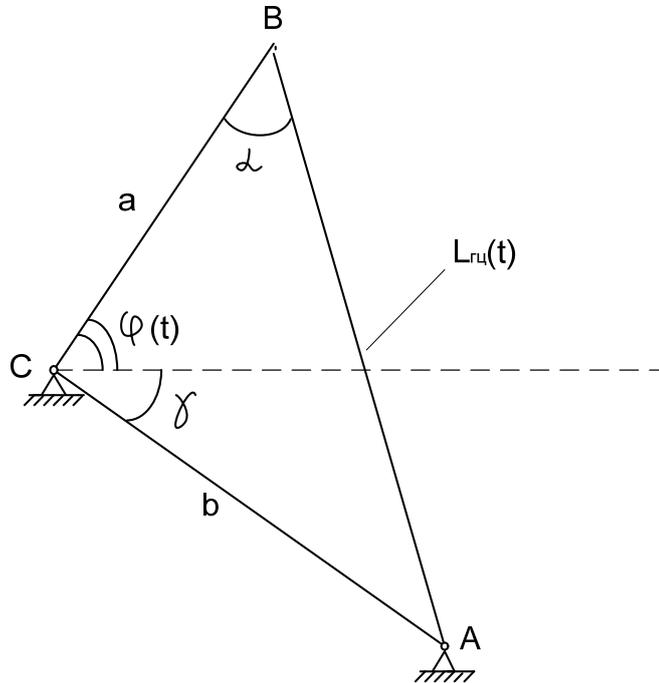


Рис. 3.3. Схема подъема стрелы ТПК

10) на основе формулы синусов треугольника ABC получаем значения синуса и косинуса текущего угла между гидроцилиндром и подъемной стрелой:

$$\frac{l_{\text{ГЦ}}(t)}{\sin(\varphi(t) + \gamma)} = \frac{b}{\sin(\alpha(t))},$$

отсюда

$$\sin(\alpha(t)) = \frac{b}{l_{\text{ГЦ}}(t)} \cdot \sin(\varphi(t) + \gamma); \quad (3.32)$$

$$\cos(\alpha(t)) = \sqrt{1 - \sin(\alpha(t))^2}; \quad (3.33)$$

11) на основе уравнения равновесия моментов относительно поворотной цапфы выводим формулу для определения текущего значения поворотной составляющей силы гидроцилиндра:

$$P_{\text{ГЦ}}^y(t) = \frac{1}{a} (I_{\text{ГР}} \cdot \varepsilon(t) + g \cdot m_{\text{ГР}} \cdot \cos(\varphi(t)) x_{\text{ЦМ}}^{\text{ГР}}); \quad (3.34)$$

$$I_{\text{ГР}} \cdot \varepsilon(t) = P_{\text{ГЦ}}^y(t) \cdot a - m_{\text{ГР}} \cdot \cos(\varphi(t)) x_{\text{ЦМ}}^{\text{ГР}},$$

где $I_{\text{ГР}}$ – массовый момент инерции поднимаемого груза.

Представим поднимаемый груз в виде стержня, тогда

$$I_{\text{ГР}} = \frac{1}{12} m_{\text{ГР}} \cdot l_{\text{ТПК}}^2 + m_{\text{ГР}} \cdot (x_{\text{ЦМ}}^{\text{ГР}})^2,$$

в результате

$$P_{\Gamma\zeta}^y(t) = \frac{m_{\Gamma P}}{a} \left[\left[\frac{1}{12} m_{\Gamma P} \cdot \ell_{\text{ТПК}}^2 + m_{\Gamma P} \cdot (x_{\text{ЦМ}}^{\Gamma P})^2 \right] \cdot \varepsilon(t) + g \cdot \cos(\varphi(t)) x_{\text{ЦМ}}^{\Gamma P} \right]; \quad (3.35)$$

12) определяем текущее значение осевой составляющей силы гидроцилиндра:

$$P_{\Gamma\zeta}^x(t) = P_{\Gamma\zeta}^y(t) \cdot \frac{\cos(\alpha(t))}{\sin(\alpha(t))}; \quad (3.36)$$

13) определяем текущее значение полной силы гидроцилиндра:

$$P_{\Gamma\zeta}(t) = \frac{P_{\Gamma\zeta}^y(t)}{\sin(\alpha(t))}. \quad (3.37)$$

Алгоритм определения параметров системы подъёма ТПК с ракетой

Общая последовательность алгоритма представляет собой следующее:

- 1) формируем необходимые исходные данные для расчета;
- 2) задаемся предельно допустимым поперечным ускорением подъема:

$$[a_y] = (0, 2 \dots 0, 4)g;$$

- 3) определяем время подъёма ТПК:

$$t_{\Pi} = \sqrt{\frac{\pi^3 \cdot \ell_P}{4 \cdot a_y}};$$

- 4) задаёмся числом шагов во времени и определяем величину шага:

$$N = 10 \dots 20; \quad \Delta t = \frac{t_{\Pi}}{N};$$

- 5) определяем значение изменения угла подъёма ТПК, угловой скорости и углового ускорения по времени:

$$\varphi(t_i) = \frac{\pi}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} t_i\right) \right); \quad t_i = \Delta t \cdot i;$$

$$\omega(t_i) = \frac{\pi^2}{4 \cdot t_{\Pi}} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} t_i\right); \quad \varepsilon(t_i) = \frac{\pi^3}{4 \cdot t_{\Pi}^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} t_i\right);$$

- 6) определяем текущее значение длины гидроцилиндра:

$$\ell_{\Gamma\zeta}(t_i) = \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot ab \cdot \cos(\varphi(t_i) + \gamma)};$$

- 7) определяем текущее значение синуса и косинуса угла между гидроцилиндром и подъёмной стрелой ТПК:

$$\sin(\alpha(t_i)) = \frac{b}{\ell_{\Gamma\zeta}(t_i)} \cdot \sin(\varphi(t_i) + \gamma);$$

$$\cos(\alpha(t_i)) = \sqrt{1 - \sin(\alpha(t_i))^2};$$

8) определяем текущее значение поперечной составляющей силы гидроцилиндра:

$$P_{ГЦ}^y(t_i) = \frac{m_{ГР}}{a} \left[\left[\frac{1}{12} m_{ГР} \cdot \ell_{ТПК}^2 + m_{ГР} \cdot (x_{ЦМ}^{ГР})^2 \right] \cdot \varepsilon(t_i) + g \cdot \cos(\varphi(t_i)) x_{ЦМ}^{ГР} \right];$$

9) определяем текущее значение осевой составляющей силы гидроцилиндра:

$$P_{ГЦ}^x(t_i) = P_{ГЦ}^y(t_i) \cdot \frac{\cos(\alpha(t_i))}{\sin(\alpha(t_i))};$$

10) определяем текущее значение полной силы гидроцилиндра:

$$P_{ГЦ}(t_i) = \frac{P_{ГЦ}^y(t_i)}{\sin(\alpha(t_i))};$$

11) строим графики зависимостей:

$$\varphi(t), \omega(t), \varepsilon(t), \ell_{ГЦ}(t), P_{ГЦ}^y(t), P_{ГЦ}^x(t), P_{ГЦ}(t).$$

3.2.3. Проектировочный и проверочный расчеты подъемной стрелы ТПК

Анализ показывает, что наибольшие нагрузки подъемная стрела воспринимает в момент начала подъема ТПК с ракетой. В этот момент сила подъемного гидроцилиндра максимальна и максимально угловое ускорение подъема. В связи с этим данный момент принимаем в качестве расчётного.

Для упрощения и конкретизации расчетов введём ряд предположений:

1) массы ТПК с ракетой и подъемной стрелы распределены по длине равномерно;

2) нагрузка от ТПК с ракетой прикладывается к подъемной стреле как распределенная;

3) нагрузка от части ТПК с ракетой, выступающей за пределы подъемной стрелы, прикладывается к ней как совокупность сосредоточенных поперечной силы и изгибающего момента в конечном сечении подъемной стрелы;

4) в момент начала подъема стрела не опирается на раму шасси.

Исходными данными для проектировочного и проверочного расчетов подъемной стрелы являются:

1) массы ТПК ($m_{ТПК}$), ракеты (m_R) и подъемной стрелы ($m_{СТР}$);

2) длина ТПК ($\ell_{ТПК}$) и подъемной стрелы ($\ell_{СТР}$);

3) время подъема ТПК с ракетой в вертикальное положение ($t_{Г}$);

4) координата центра масс поднимаемого груза ($x_{ЦМ}^{ГР}$);

5) момент инерции поднимаемого груза относительно цапфенного узла ($I_{ГР}$);

6) расстояние между поворотной цапфой стрелы и верхней опорой гидроцилиндра (a);

7) расстояние между поворотной цапфой стрелы и нижней опорой гидроцилиндра (b);

8) угол между осью подъемной стрелы и линией, соединяющей поворотную цапфу и нижнюю опору гидроцилиндра в исходном положении (γ);

9) длина гидроцилиндра в исходном положении ($\ell_{ГЦ}$).

Целью проектировочного расчета подъемной стрелы является определение геометрических и силовых характеристик поперечных сечений ее лонжеронов и прежде всего таких, как площадь и момент сопротивления.

Целью проверочного расчета подъемной стрелы является определение и проверка ее прочности при найденных геометрических характеристиках поперечных сечений лонжеронов.

Проектировочный расчет подъемной стрелы представим в виде следующего алгоритма:

1) определяем интенсивность распределения массы ТПК с ракетой по длине:

$$m_{\text{ТПК}}^x = \frac{(m_{\text{ТПК}} + m_{\text{Р}})}{\ell_{\text{ТПК}}};$$

2) определяем интенсивность распределения массы подъемной стрелы:

$$m_{\text{СТР}}^x = \frac{m_{\text{СТР}}}{\ell_{\text{СТР}}};$$

3) определяем интенсивность распределения весовой нагрузки на подъемную стрелу:

$$q = g(m_{\text{ТПК}}^x + m_{\text{СТР}}^x);$$

4) определяем вес части ТПК с ракетой, выступающей за пределы подъемной стрелы:

$$G_{\text{ТПК}}^u = g \cdot m_{\text{ТПК}}^x \cdot (\ell_{\text{ТПК}} - \ell_{\text{СТР}});$$

5) определяем момент силы веса части ТПК с ракетой, выступающей за пределы подъемной стрелы относительно ее конечного сечения:

$$M_{\text{ТПК}}^u = \frac{1}{2} \cdot G_{\text{ТПК}}^u \cdot (\ell_{\text{ТПК}} - \ell_{\text{СТР}});$$

6) определяем угловое ускорение подъема ТПК в начальный момент времени:

$$\varepsilon_0 = \frac{\pi^3}{4 \cdot t_{\text{П}}^2};$$

7) определяем максимальное линейное ускорение подъема ТПК:

$$a_{\text{max}} = \varepsilon_0 \cdot \ell_{\text{ТПК}};$$

8) определяем среднее линейное ускорение подъема ТПК:

$$a_{\text{CP}} = \frac{1}{2} \cdot a_{\text{max}};$$

9) определяем интенсивность распределенной инерционной нагрузки на подъемную стрелу:

$$\bar{q} = \left(1 + \frac{a_{CP}}{g}\right) q;$$

10) определяем кажущийся вес части ТПК с ракетой, выступающей за пределы подъемной стрелы:

$$\bar{G}_{ТПК}^u = \left(1 + \frac{a_{CP}}{g}\right) G_{ТПК}^u;$$

11) определяем момент силы кажущегося веса части ТПК с ракетой, выступающей за пределы подъемной стрелы относительно ее конечного сечения:

$$\bar{M}_{ТПК}^u = \left(1 + \frac{a_{CP}}{g}\right) M_{ТПК}^u.$$

На основании вышеизложенного строим схему нагружения подъемной стрелы внешними силами и моментами (рис. 3.4):

12) определяем максимальный изгибающий момент в подъемной стреле, соответствующий сечению F :

$$M_{max} = \frac{1}{2} q (\ell_{СТР} - a)^2 + \bar{G}_{ТПК}^u (\ell_{СТР} - a) + M_{ТПК}^u;$$

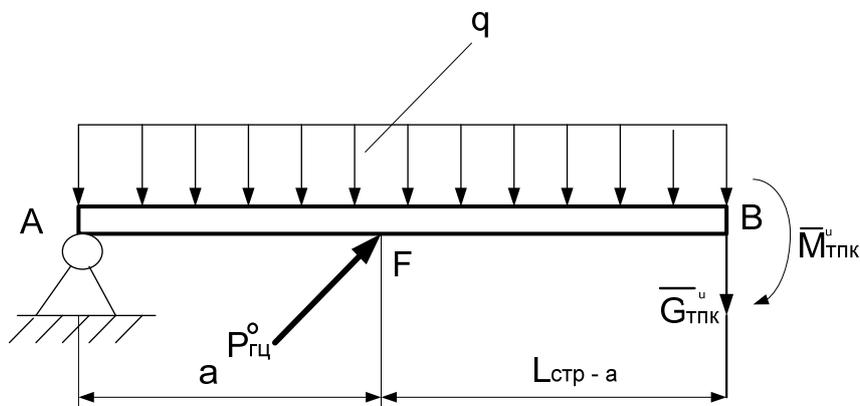


Рис. 3.4. Схема нагружения подъемной стрелы внешними силами и моментами

13) выбираем вид конструкционного материала подъемной стрелы (легированная сталь, алюминиевые сплавы, титановые сплавы) и определяем его предел текучести σ_T ;

14) выбираем форму профиля поперечных сечений лонжеронов подъемной стрелы либо в виде швеллера, либо в виде двутавра;

15) определяем момент сопротивления поперечного сечения каждого из лонжеронов подъемной стрелы:

$$W_{\text{л}} = \frac{n_3 \cdot M_{\text{max}}}{2 \cdot \sigma_T},$$

где n_3 – коэффициент запаса прочности $n_3 = 4 \dots 6$;

16) по величине момента сопротивления $W_{\text{л}}$ и сортаменту ГОСТа выбираем номер профиля швеллера или двутавра;

17) по номеру профиля поперечного сечения лонжерона подъемной стрелы определяем другие характеристики поперечных сечений, в том числе площадь поперечного сечения лонжерона $S_{\text{л}}$.

Суть проверочного расчета подъемной стрелы состоит в следующем:

1) определяем поперечную составляющую силы гидроцилиндра в начальный момент времени:

$$P_{\text{ГЦ}0}^y = \frac{1}{a} (\ell_{\text{ГР}} \cdot \varepsilon_0 + g \cdot m_{\text{ГР}} \cdot x_{\text{ЦМ}}^{\text{ГР}});$$

2) определяем массу поднимаемого груза:

$$m_{\text{ГР}} = (m_{\text{Р}} + m_{\text{ТПК}} + m_{\text{СТР}});$$

3) определяем значение синуса и косинуса угла между гидроцилиндром и подъемной стрелой в начальный момент времени:

$$\sin(\alpha_0) = \frac{b}{\ell_{\text{ГЦ}}^0} \sin(\gamma); \quad \cos(\alpha_0) = \sqrt{1 - \sin(\alpha_0)^2};$$

4) определяем значение осевой составляющей силы гидроцилиндра в начальный момент времени:

$$P_{\text{ГЦ}}^0 = P_{\text{ГЦ}0}^0 \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\sin(\alpha_0)};$$

5) определяем растягивающее осевое напряжение в сечении F подъемной стрелы:

$$\sigma_{\text{х}} = \frac{P_{\text{ГЦ}}^{\text{х}}}{2 \cdot S_{\text{л}}},$$

где $S_{\text{л}}$ – площадь поперечного сечения лонжерона подъемной стрелы, найденная при проектировочном расчете;

6) определяем изгибные напряжения в сечении F подъемной стрелы:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{max}}}{2 \cdot W_{\text{л}}},$$

где $W_{\text{л}}$ – момент сопротивления поперечного сечения лонжерона подъемной стрелы, найденный при проектировочном расчете;

7) определяем полные напряжения в сечении F подъемной стрелы:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{х}} + \sigma_{\text{изг}};$$

8) проверяем условие прочности подъемной стрелы:

$$\sigma_{\Sigma} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_3},$$

где n_3 – коэффициент запаса прочности, $n_3 = 3 \dots 5$.

Если условие прочности выполняется, то расчет подъемной стрелы заканчивается; в противном случае необходимо увеличить площадь поперечного сечения лонжеронов подъемной стрелы или применить более прочный конструкционный материал.

3.2.4. Определение опорных реакций вывешивающих опор при горизонтальном положении ТПК с ракетой

Исходные положения:

1) конструкцию СПУ представляем в виде невесомой балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой шасси, подъемной стрелы, ТПК с ракетой;

2) реакции правой и левой симметрично расположенных опор представляем в виде одной;

3) вывешивание производится до полного отрыва колес от грунта;

4) деформацию грунта не учитываем.

Расчетная схема представляет собой следующее: невесомая балка, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой $q_{Г1}$, опирается на две опоры: переднюю и заднюю; передняя опора B – шарнирно-подвижная и установлена на расстоянии b от переднего торца СПУ; задняя опора A – шарнирно-неподвижная и установлена на расстоянии a от заднего торца СПУ; расстояние между опорами равно c .

Расчетная схема подъемной стрелы ТПК показана на рис. 3.5.

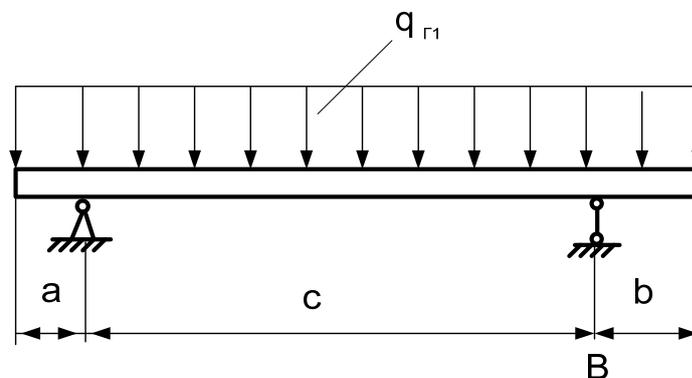


Рис. 3.5. Расчетная схема подъемной стрелы ТПК

Заменим в расчетной схеме опоры A и B их реакциями \bar{R}_A и \bar{R}_B . В результате получим схему нагружения, представленную на рис. 3.6.

Алгоритм определения реакций \bar{R}_A и \bar{R}_B состоит в следующем:

1) определяем интенсивность распределенной нагрузки:

$$q_{Г1} = \frac{g(m_{Ш} + m_{СТР} + m_{ТПК} + m_{Р})}{l_{СПУ}},$$

где $m_{Ш}$, $m_{СТР}$, $m_{ТПК}$, $m_{Р}$ – соответственно массы шасси совместно с технологическим оборудованием, подъемной стрелы, ТПК и ракеты;

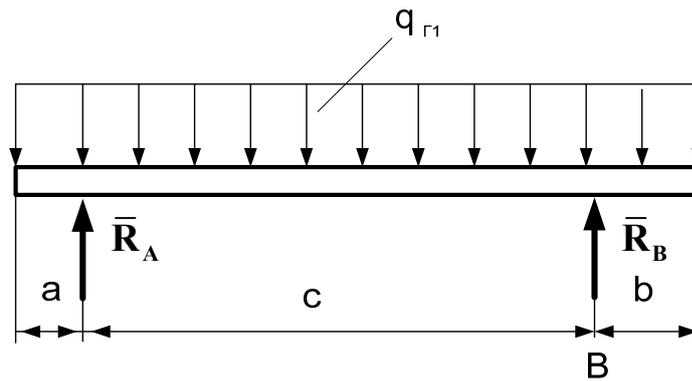


Рис. 3.6. Схема нагружения подъемной стрелы ТПК в горизонтальном положении

2) составляем уравнения равновесия моментов сил относительно точки A (см. рис. 3.6):

$$\bar{R}_B \cdot c - q_{Г1}(c + b) \cdot \frac{c + b}{2} + q_{Г1} \cdot a \cdot \frac{a}{2} = 0.$$

Отсюда имеем:

$$\bar{R}_B = q_{Г1} \cdot \frac{(c + b)^2 - a^2}{2c}.$$

3) составляем уравнения равновесия моментов сил относительно точки B (см. рис. 3.6):

$$q_{Г1}(a + c) \cdot \frac{a + c}{2} - q_{Г1} \cdot b \cdot \frac{b}{2} - \bar{R}_A \cdot c = 0.$$

Отсюда имеем:

$$\bar{R}_A = q_{Г1} \cdot \frac{(a + c)^2 - b^2}{2c}.$$

В соответствии с принимаемыми предположениями опорная реакция \bar{R}_A представляет собой сумму двух одинаковых опорных реакций задних вывешивающих опор, а опорная реакция \bar{R}_B – сумму двух одинаковых опорных реакций передних вывешивающих опор.

Следовательно, опорные реакции каждой из вывешивающих опор равны:

$$\bar{R}_{\text{Опз}} = \frac{\bar{R}_A}{2}; \quad \bar{R}_{\text{Опп}} = \frac{\bar{R}_B}{2}.$$

3.2.5. Определение опорных реакций вывешивающих опор при вертикальном положении ТПК с ракетой

Исходные положения:

1) конструкцию СПУ представляем в виде невесомой балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой от веса шасси, сосредоточенной поперечной нагрузкой и сосредоточенным изгибающим моментом от веса подъемной стрелы, ТПК и ракеты;

2) остальные предположения те же, что и в п.3.2.4.

Расчетная схема представляет собой следующее: невесомая балка нагружена равномерно распределенной нагрузкой $q_{Г1}$, сосредоточенной силой $P_{ТПК}$ и сосредоточенным изгибающим моментом $M_{ТПК}$, приложенными к заднему торцу балки; балка опирается на переднюю и заднюю опоры; передняя опора B – шарнирно-подвижная и установлена на расстоянии b от переднего торца СПУ; задняя опора A – шарнирно-неподвижная и установлена на расстоянии a от заднего торца СПУ; расстояние между опорами равно c .

Расчетная схема подъемной стрелы ТПК показана на рис. 3.7.

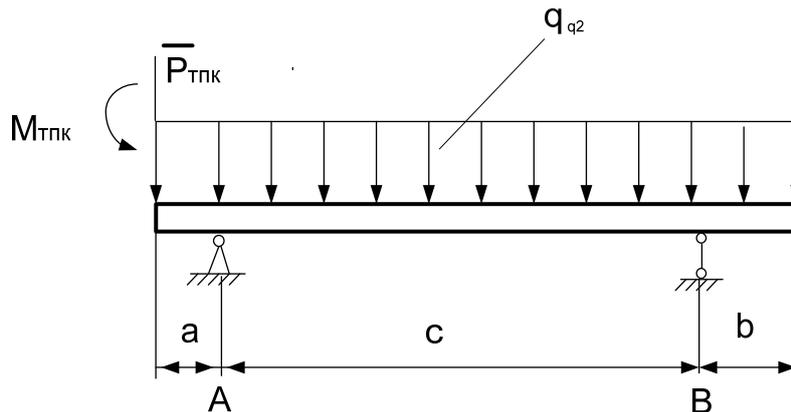


Рис. 3.7. Расчётная схема подъемной стрелы ТПК в вертикальном положении

Заменим в расчётной схеме опоры A и B их реакциями \bar{R}_A и \bar{R}_B . В результате получим схему нагружения подъемной стрелы ТПК, представленную на рис. 3.8.

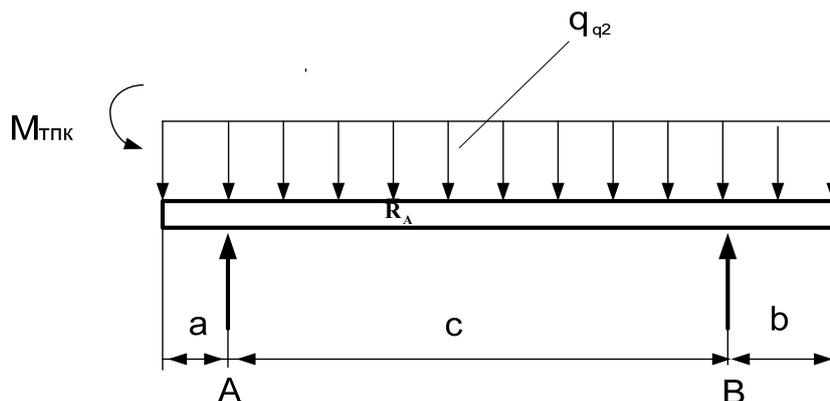


Рис. 3.8. Схема нагружения подъемной стрелы ТПК в вертикальном положении

Алгоритм определения реакций \bar{R}_A и \bar{R}_B состоит в следующем:

1) определяем интенсивность распределенной нагрузки:

$$q_{Г2} = g \frac{m_{Ш}}{l_{СПУ}},$$

где $m_{Ш}$ – соответственно массы шасси совместно с технологическим оборудованием;

2) определяем величину сосредоточенной силы от веса стрелы, ТПК и ракеты:

$$P_{\text{ТПК}} = g(m_{\text{СТР}} + m_{\text{ТПК}} + m_{\text{Р}});$$

3) определяем величину сосредоточенного изгибающего момента от веса стрелы, ТПК и ракеты:

$$M_{\text{ТПК}} = P_{\text{ТПК}} \cdot \frac{D_{\text{ТПК}}}{2} = \frac{D_{\text{ТПК}} \cdot g}{2} (m_{\text{СТР}} + m_{\text{ТПК}} + m_{\text{Р}}),$$

где $D_{\text{ТПК}}$ – диаметр ТПК;

4) составляем уравнение равновесия моментов сил относительно точки A (см. рис. 3.8):

$$\bar{R}_B \cdot c - q_{\Gamma_2}(c+b) \cdot \frac{c+b}{2} + q_{\Gamma_2} \cdot a \cdot \frac{a}{2} + P_{\text{ТПК}} \cdot a + M_{\text{ТПК}} = 0.$$

Отсюда имеем:

$$\bar{R}_B = q_{\Gamma_2} \cdot \frac{(c+b)^2 - a^2}{2c} - \frac{1}{c} (P_{\text{ТПК}} \cdot a + M_{\text{ТПК}});$$

5) составляем уравнение равновесия моментов сил относительно точки B (см. рис. 3.8):

$$q_{\Gamma_2} \cdot (c+b) \cdot \frac{(c+b)}{2} - q_{\Gamma_2} \cdot b \cdot \frac{b}{2} + P_{\text{ТПК}} \cdot (a+c) + M_{\text{ТПК}} - R_a \cdot c = 0;$$

$$R_a = q_{\Gamma_2} \cdot \frac{(c+b)^2 - a^2}{2c} + P_{\text{ТПК}} \cdot \frac{a+c}{c} + \frac{1}{c} M_{\text{ТПК}}.$$

В соответствии с принятыми предположениями опорные реакции каждой их задних и передних опор равны:

$$\bar{R}_{\text{ОПЗ}} = \frac{\bar{R}_A}{2}; \quad \bar{R}_{\text{ОПП}} = \frac{\bar{R}_B}{2}.$$

3.2.6. Проектировочный и проверочный расчёты передних опорных плит

Исходя из соображений более равномерного распределения опорных реакций на грунт, а также удобства компоновки, передние опорные плиты СПУ выполняются прямоугольными в плане, а задние – круговыми (рис. 3.9).

Опорные плиты в центре сверху нагружены сосредоточенными силами от гидровинтовых опор, а снизу – распределенными реакциями грунта.

В качестве расчетной схемы передней опорной плиты принимаем жестко закрепленную балку постоянной ширины, нагруженную снизу равномерно распределенной реакцией грунта. Длина расчетной балки $\ell_{\text{РБ}}$ равна половине длины опоры $\ell_{\text{ОПП}}$.

Интенсивность реакции грунта определяется формулой:

$$q_{\text{ОПП}} = \frac{P_{\text{ОПП}}}{F_{\text{ОПП}}} \cdot b_{\text{ОПП}} = \frac{P_{\text{ОПП}}}{b_{\text{ОПП}} \cdot \ell_{\text{ОПП}}} \cdot b_{\text{ОПП}} = \frac{P_{\text{ОПП}}}{\ell_{\text{ОПП}}}, \quad (3.38)$$

где $P_{\text{опп}}$ – реакция одной опорной передней плиты; $F_{\text{опп}}$ – площадь одной опорной передней плиты; $l_{\text{опп}}$, $b_{\text{опп}}$ – соответственно длина и ширина передней опорной плиты.

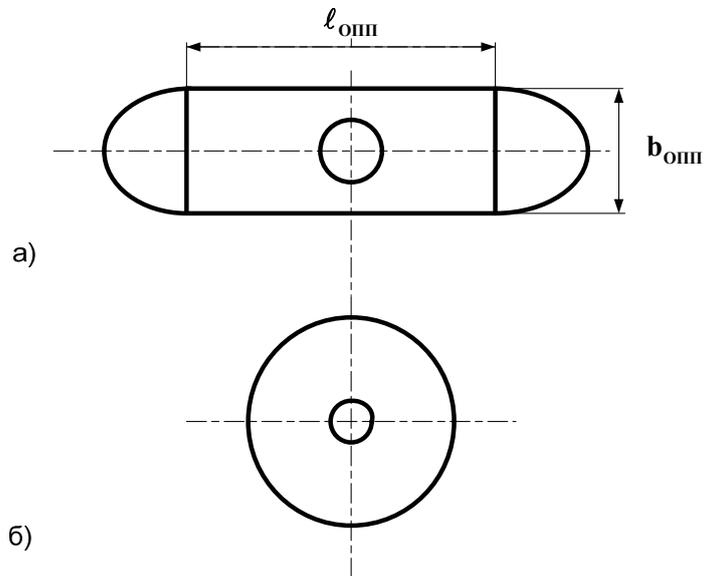


Рис. 3.9. Схемы опорных плит СПУ:
а – передняя опорная плита; б – задняя опорная плита

Принципы формирования расчётной схемы передней опорной плиты показаны на рис. 3.10.

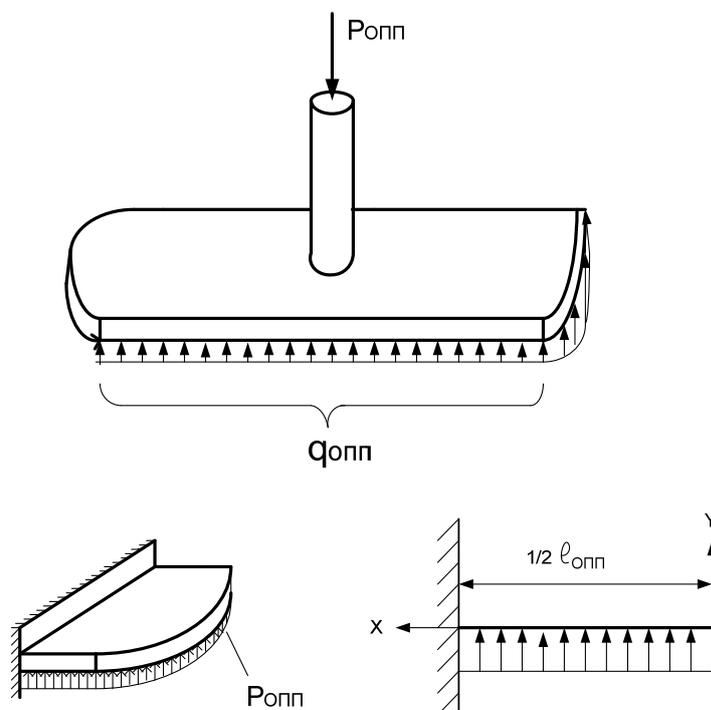


Рис. 3.10. Принципы формирования расчётной схемы передней опорной плиты

В качестве расчетной схемы задней опорной плиты принимаем жестко заземленную балку переменной ширины (по закону хорды окружности), нагруженную снизу равномерно распределенной реакцией грунта. Длина расчетной балки $\ell_{\text{ОПЗ}}$ равна радиусу задней опорной плиты $R_{\text{ОПЗ}}$. Принципы формирования расчетной схемы задней опорной плиты показаны на рис. 3.11.

Интенсивность распределения реакции грунта по длине балки определяется формулой

$$q_{\text{ОПЗ}}(x) = \frac{P_{\text{ОПЗ}}}{\pi R_{\text{ОПЗ}}^2} \cdot b_{\text{ОПЗ}}(x) = 2 \cdot P_{\text{ОПЗ}} \cdot \sqrt{2x \cdot R_{\text{ОПЗ}} - x^2}, \quad (3.39)$$

где $P_{\text{ОПЗ}} = \frac{P_{\text{ОПЗ}}}{\pi R_{\text{ОПЗ}}^2}$ – удельное давление на грунт.

В соответствии с принятой расчетной схемой напряжение в текущем сечении передней опорной плиты определяется формулой (направление координаты x показано на рис. 3.10):

$$\sigma_{\text{ОПП}}(x) = \frac{M_{\text{ОПП}}(x)}{W_{\text{ОПП}}(x)}, \quad (3.40)$$

где $M_{\text{ОПП}}(x)$ – изгибающий момент в текущем сечении опоры.

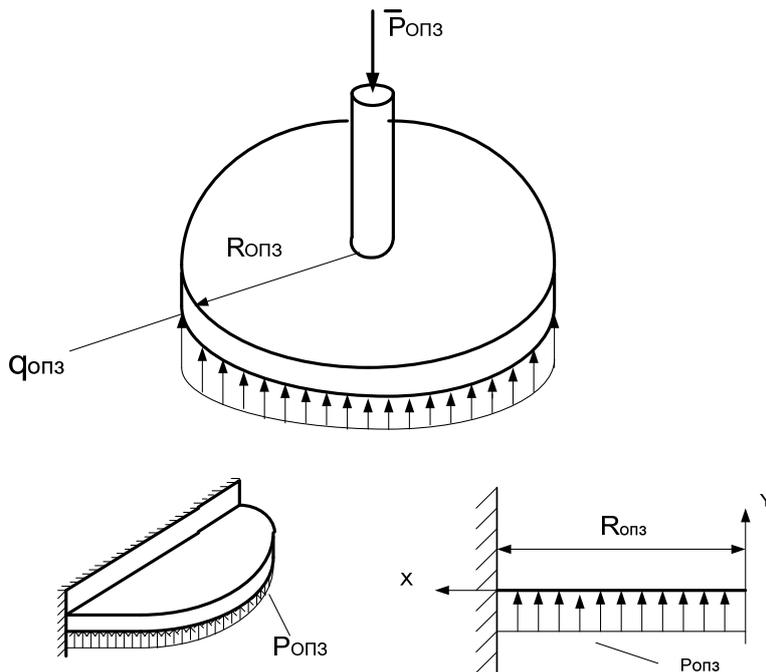


Рис. 3.11. Принципы формирования расчетной схемы задней опорной плиты

Отсюда следует, что для определения напряжений необходимо знать величины изгибающих моментов и моментов сопротивления сечений опоры.

Общая формула для определения изгибающих моментов имеет вид:

$$M_{\text{ОПП}}(x) = \iint q_{\text{ОПП}}(x) dx. \quad (3.41)$$

Подставив в (3.41) выражение (3.38) и выполнив двойное интегрирование, получим:

$$M_{\text{Опп}}(x) = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_{\text{Опп}}}{\ell_{\text{Опп}}} \cdot x^2.$$

При $x = \ell_{\text{РБ}} = \frac{1}{2} \ell_{\text{Опп}}$ найдём максимальное значение изгибающего момента:

$$M_{\text{Опп}}^{\text{max}} = \frac{1}{8} \cdot P_{\text{Опп}} \cdot \ell_{\text{Опп}}. \quad (3.42)$$

Поскольку поперечное сечение передней опорной плиты близко к прямоугольному, то момент его сопротивления определяется формулой

$$W_{\text{Опп}}(x) = \frac{b_{\text{Опп}} \cdot h_{\text{Опп}}^2(x)}{6} \cdot x^2,$$

где $h_{\text{Опп}}(x)$ – толщина передней опорной плиты в сечениях.

В результате напряжения в передних опорных плитах будут определяться формулой

$$\sigma_{\text{Опп}}(x) = \frac{3}{4} \cdot \frac{P_{\text{Опп}} \cdot \ell_{\text{Опп}}}{b_{\text{Опп}} \cdot h_{\text{Опп}}^2(x)}. \quad (3.43)$$

Данная формула служит основой для проекровочного и проверочного расчетов на прочность передней опорной плиты.

Суть проекровочного расчета передней опорной плиты состоит в следующем:

1) из конструктивно-компоновочных соображений задаются длиной $\ell_{\text{Опп}}$ и шириной $b_{\text{Опп}}$ передней опорной плиты;

2) выбирают конструкционный материал передней опорной плиты и определяют предел его текучести $\sigma_{\text{T}}^{\text{Опп}}$;

3) задаются коэффициентом запаса прочности $n_3 = 3 \dots 5$;

4) с помощью формулы (3.43) определяют максимальную высоту поперечного сечения передней опорной плиты (в ее центре):

$$h_{\text{Опп}}(x) = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{P_{\text{Опп}} \cdot \ell_{\text{Опп}} \cdot n_3}{b_{\text{Опп}} \cdot \sigma_{\text{T}}^{\text{Опп}}}}; \quad (3.44)$$

5) на основе формулы (3.44) принимается решение о характере изменения высоты поперечного сечения опоры в зависимости от координаты x : либо высота сечения постоянна, либо – переменна; применение переменной высоты поперечного сечения опоры (снижающейся к периферии) позволяет снизить массу опоры.

Суть проверочного расчета передней опорной плиты сводится к проверке условия:

$$\sigma_{\text{Опп}}(x) = \frac{3}{4} \cdot \frac{P_{\text{Опп}} \cdot \ell_{\text{Опп}}}{b_{\text{Опп}} \cdot h_{\text{Опп}}^2(x)} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}^{\text{Опп}}}{n_3}.$$

3.2.7. Проектировочный и проверочный расчёты задних опорных плит

Поскольку закон распределения реакции грунта по длине задней опорной плиты значительно сложнее, то требуется поэтапное определение формулы для $M_{\text{Опз}}(x)$.

Сначала получим формулу для поперечных сил $Q_{\text{Опз}}(x)$. Она имеет вид:

$$\begin{aligned} Q_{\text{Опз}}(x) &= \int q_{\text{Опз}}(x) dx = \int 2P_{\text{Опз}} \cdot \sqrt{2x \cdot R_{\text{Опз}} - x^2} dx = \\ &= 2P_{\text{Опз}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{\text{Опз}}^2}{4} - \frac{R_{\text{Опз}} - x}{2} \cdot \sqrt{2R_{\text{Опз}} \cdot x - x^2} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{R_{\text{Опз}}^2}{2} \cdot \arcsin\left(\frac{R_{\text{Опз}} - x}{R_{\text{Опз}}}\right) \right), \end{aligned} \quad (3.45)$$

где $P_{\text{Опз}} = \frac{P_{\text{Опз}}}{\pi \cdot R_{\text{Опз}}^2}$.

По известной формуле для $Q_{\text{Опз}}(x)$ найдём формулу для определения $M_{\text{Опз}}(x)$:

$$\begin{aligned} M_{\text{Опз}}(x) &= \int Q_{\text{Опз}}(x) dx = \int 2P_{\text{Опз}} \cdot \frac{(\pi \cdot R_{\text{Опз}}^2)}{4} \cdot (x + R_{\text{Опз}}) - \\ &\quad - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2R_{\text{Опз}} \cdot x - x^2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot (2R_{\text{Опз}} \cdot x - x^2) + R_{\text{Опз}}^2 \right) - \\ &\quad - \frac{R_{\text{Опз}}^2 \cdot (R_{\text{Опз}} - x)}{2} \cdot \arcsin\left(\frac{R_{\text{Опз}} - x}{R_{\text{Опз}}}\right). \end{aligned}$$

Найдём максимальное значение изгибающего момента:

$$M_{\text{Опз}}^{\max} = \frac{1}{3} \cdot P_{\text{Опз}} \cdot R_{\text{Опз}}^3 \cdot (3\pi - 4) = \frac{1}{3\pi} \cdot P_{\text{Опз}} \cdot R_{\text{Опз}}^3 \cdot (3\pi - 4). \quad (3.46)$$

Момент сопротивления произвольного поперечного сечения задней опорной плиты определяется формулой

$$W_{\text{Опз}}(x) = \frac{b_{\text{Опз}} \cdot h_{\text{Опз}}^2(x)}{6} = \frac{h_{\text{Опз}}^2(x) \cdot \sqrt{2R_{\text{Опз}} \cdot x - x^2}}{3}. \quad (3.47)$$

При $x = R_{\text{Опз}}$ (то есть в центре опоры) момент сопротивления сечения равен:

$$W_{\text{Опз}}(R_{\text{Опз}}) = \frac{h_{\text{Опз}}^2(x) \cdot \sqrt{2R_{\text{Опз}} \cdot x - x^2}}{3}.$$

В результате выражение для определения напряжений в задних опорных плитах будет иметь вид:

$$\sigma_{\text{Опз}}(x) = \frac{M_{\text{Опз}}(x)}{W_{\text{Опз}}(x)};$$

$$\sigma_{\text{опз}}(x) = \frac{P_{\text{опз}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot R_{\text{опз}}^2}{4} (x + R_{\text{опз}}) - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2R_{\text{опз}} \cdot x - x^2} \left(\frac{1}{3} \cdot (2R_{\text{опз}} \cdot x - x^2) + R_{\text{опз}}^2 \right) - R_{\text{опз}}^2 \frac{(R_{\text{опз}} - x)}{2} \arcsin \left(\frac{R_{\text{опз}} - x}{R_{\text{опз}}} \right) \right)}{(h_{\text{опз}}^2(x) \cdot \sqrt{2R_{\text{опз}} \cdot x - x^2})}$$

Данная формула служит основой для проектировочного и проверочного расчетов на прочность задней опорной плиты.

Суть проектировочного расчета задней опорной плиты состоит в следующем:

- 1) из конструктивно-компоновочных соображений задаются радиусом задней опорной плиты $R_{\text{опз}}$;
- 2) выбирают конструкционный материал задней опорной плиты и определяют предел его текучести $\sigma_{\text{T}}^{\text{опз}}$;
- 3) задаются коэффициентом запаса прочности $n_3 = 3 \dots 5$;
- 4) с помощью формулы (3.44) определяют максимальную высоту поперечного сечения задней опорной плиты (то есть в её центре):

$$h_{\text{опз}}^{\text{max}} = \sqrt{\frac{(3\pi - 4)n_3 \cdot P_{\text{опз}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{T}}^{\text{опз}}}}; \quad (3.48)$$

5) на основе формулы (3.48), принимается решение о характере изменения высоты поперечного сечения опоры в зависимости от координаты x .

Суть проверочного расчета задней опорной плиты сводится к тому, чтобы напряжение, определяемое по формуле (3.48) в каждом сечении x удовлетворяло условию:

$$\sigma_{\text{опз}}(x) \leq \frac{\sigma_{\text{T}}^{\text{опз}}}{n_3}. \quad (3.49)$$

3.2.8. Модель конструктивной компоновки СПУ

Под конструктивной компоновкой СПУ понимается определение местоположения основных конструктивных элементов СПУ, обеспечивающего их функциональную, конструктивную и геометрическую совместимость, требуемые параметры поворачиваемости и геометрической проходимости, минимально возможные габаритные размеры.

Исходными данными для конструктивной компоновки СПУ являются габаритные размеры и внешняя форма всех ее составных частей, агрегатов, механизмов и узлов. При этом в качестве основных геометрических форм последних принимаются:

- 1) для ТПК с ракетой – длинномерный цилиндр;

2) для несущей конструкции – прямоугольный параллелепипед, очерчивающий габаритные размеры несущего корпуса, рамы лонжеронно-лестничного типа или коробчатого сечения;

3) для двигательной установки, многовальной коробки передач, раздаточной коробки, межосевых дифференциалов, главных передач, колесных редукторов, подвески – прямоугольный параллелепипед;

4) для гидротрансформатора, планетарной коробки передач и колес – короткий цилиндр;

5) для межколесных дифференциалов – сфера;

6) для топливных и масляных баков – прямоугольный параллелепипед или цилиндр;

7) для кабины экипажа – прямоугольный параллелепипед или более сложная комбинированная форма.

В качестве координатной точки каждой составной части СПУ принимается геометрический центр тяжести описывающей ее фигуры.

Суть модели заключается в следующем:

1) определяется место расположения двигательной установки. На выбор ее месторасположения влияют тип двигателя, расположение цилиндров (рядное, Y-образное, оппозитное), габаритные характеристики, ширина внутреннего размера рамы, соотношение плотности компоновки, массовой компоновки, защиты СПУ от вибраций двигателя. Расположение двигателя относительно рамы может быть передним, задним и средним. При выборе места расположения двигателя кроме влияния на подвижность СПУ необходимо учитывать возможность доступа к нему для технического обслуживания, ремонта и замены. Для рам лонжеронно-лестничного типа и коробчатого сечения двигатель не должен выступать за их габаритный размер по ширине;

2) выбирается осевая формула, формулы управления и привода СПУ и на этой основе определяются места расстановки осей в пределах базы СПУ;

3) по известному типу двигателя, типу и конструктивному составу трансмиссии, размещению осей по длине базы, месту расположения двигателя и конструктивно-силовой схеме несущей конструкции (хребтовая, лонжеронно-лестничная, коробчатого сечения, несущий корпус) размещаются механизмы трансмиссии. Главным и определяющим условием компоновки механизмов трансмиссии является схема раздачи мощности к ведущим колесам. При расстановке механизмов трансмиссии обеспечивается их соосность по линейным и угловым координатам, полная вписываемость во внутренний размер рамы, возможность размещения других агрегатов и механизмов СПУ, многовариантность размещения коробки передач, гидротрансформатора, при этом предполагается, что главные передачи и межколесные дифференциалы объединены в ведущие мосты, а межосевые дифференциалы объединены с ними;

4) по известной конструктивно-силовой схеме несущей конструкции и расположению осей по длине базы осуществляется размещение механиз-

мов подвески колес. Основными условиями компоновки подвески являются ее вписываемость в пространство между рамой и колесом, отсутствие препятствий для максимально возможного или требуемого поворота управляемых колес, возможность применения других типов подвесок;

5) по известному расположению осей по длине базы размещаются колеса СПУ. Основными условиями компоновки колес являются обеспечение требуемого дорожного просвета, вписываемость СПУ в заданную ширину колеи, максимально возможного или требуемого угла поворота управляемых колес, свободного доступа к механизмам подвески, тормозным и другим механизмам;

6) во внутренних свободных пространствах колес размещаются колесные редукторы и тормозные механизмы;

7) во внутреннем свободном пространстве рамы размещаются агрегаты и механизмы рулевого и тормозного управления с учетом принятой формы управления;

8) по известной конструктивно-силовой схеме несущей конструкции на ней размещаются ТПК с ракетой. Основными условиями компоновки ТПК с ракетой являются вписываемость в заданные габаритные высоту и ширину колеи СПУ, максимально возможное использование внутреннего свободного пространства рамы, размещение центра масс ТПК с ракетой как можно ближе к середине базы СПУ и как можно ниже относительно опорной поверхности, обеспечение требуемых углов переднего и заднего свесов;

9) с учетом принятой компоновки ТПК с ракетой на раме размещается кабина экипажа, обеспечивая удобство управления и комфортные условия для водителя, членов экипажа и удовлетворяя эргономическим требованиям. В зависимости от компоновки ТПК с ракетой и общих требований к СПУ кабина по своей форме может быть панорамной, разделенной на две части, смещенной влево по ходу движения. Расстояние от кабины до дорожной поверхности определяется высотой дорожного просвета рамы;

10) в оставшемся свободном приемлемом для компоновки габаритном пространстве СПУ размещаются топливные и масляные баки, электрическое и дополнительное оборудование. При этом данные элементы не должны выступать за нижнюю границу рамы, а их размещение должно удовлетворять требованиям пожарной безопасности и удобства эксплуатации;

11) по результатам компоновки ТПК с ракетой и кабины экипажа уточняется длина рамы, длина переднего и заднего свесов;

12) определяются общие габаритные размеры СПУ, высота дорожного просвета, уточненные значения углов переднего и заднего свеса, габаритный объем СПУ, суммарный объем конструктивных элементов СПУ;

13) определяются уточненные значения максимального угла поворота управляемых колес, максимального и минимального радиусов поворота, габаритного коридора СПУ;

14) оценивается качество конструктивной компоновки СПУ:

$$K_{\text{ОПК}} = \frac{V_{\text{кЭ}}^{\Sigma}}{V_{\Gamma}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{кЭ}}} V_{\text{кЭ}_i}}{H_{\Gamma} \cdot B_{\Gamma} \cdot L_{\Gamma}} \leq [K_{\text{ОПК}}], \quad (3.50)$$

где $V_{\text{кЭ}}^{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n_{\text{кЭ}}} V_{\text{кЭ}_i}$ – суммарный объём конструктивных элементов СПУ;

$V_{\Gamma} = H_{\Gamma} \cdot B_{\Gamma} \cdot L_{\Gamma}$ – габаритный объём СПУ; $K_{\text{ОПК}}$, $[K_{\text{ОПК}}]$ – фактический и допустимый коэффициент объёмной плотности компоновки СПУ.

3.2.9. Модель массовой компоновки СПУ

Под массовой компоновкой понимается уточнение принятого при конструктивной компоновке размещения конструктивных элементов СПУ с точки зрения обеспечения устойчивости положения равномерности нагружения осей.

Исходными данными для массовой компоновки являются:

- 1) массы конструктивных элементов СПУ;
- 2) координаты центров масс конструктивных элементов СПУ, их габаритные размеры и внешняя форма.

В процессе массовой компоновки СПУ решаются следующие задачи:

- 1) определение положения центра масс подрессоренной части СПУ;
- 2) определение положения осей, обеспечивающего равномерное их нагружение подрессоренной частью СПУ;
- 3) определение положения центра масс (жесткости) подвески СПУ;
- 4) определение положения центра масс неподрессоренной части СПУ;
- 5) определение положения центра масс СПУ в целом;
- 6) оценка качества массовой компоновки СПУ и уточнение положения ее конструктивных элементов.

По известным массам конструктивных элементов, входящих в подрессоренную часть и координатам их центров масс определяются координаты центра масс подрессоренной части СПУ:

$$x_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} = \frac{\sum_{j=1}^{n_{\text{кЭ}}^{\text{ПЧ}}} m_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}} \cdot x_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}}{m_{\text{ПЧ}}}; \quad y_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} = \frac{\sum_{j=1}^{n_{\text{кЭ}}^{\text{ПЧ}}} m_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}} \cdot y_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}}{m_{\text{ПЧ}}}; \quad (3.51)$$

$$z_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} = \frac{\sum_{j=1}^{n_{\text{кЭ}}^{\text{ПЧ}}} m_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}} \cdot z_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}}{m_{\text{ПЧ}}}, \quad (3.52)$$

где $x_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}$; $y_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}$; $z_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}$ – продольная, боковая и вертикальная координаты j -го конструктивного элемента, входящего в подрессоренную часть; $m_{\text{кЭ}_j}^{\text{ПЧ}}$ – мас-

са j -го конструктивного элемента; $n_{кЭ}^{пч}$ – число конструктивных элементов подрессоренной части; $m_{пч}$ – масса подрессоренной части СПУ.

Значения координат центра масс подрессоренной части должны удовлетворять следующим требованиям:

1) в продольном направлении (координата x) центр масс должен находиться как можно ближе к середине длины подрессоренной части;

2) в боковом направлении (координата y) центр масс должен находиться в продольной вертикальной плоскости геометрической симметрии подрессоренной части;

3) в вертикальном направлении (координата z) центр масс не должен превышать середины высоты подрессоренной части.

Если данные требования не выполняются, то осуществляется перестановка конструктивных элементов с учётом требований конструктивной компоновки и с помощью метода последовательных приближений добиваются наиболее полного удовлетворения сформулированным требованиям.

Одной из важных задач массовой компоновки СПУ является определение положения осей, обеспечивающего равномерность их нагружения весом подрессоренной части.

Для решения этой задачи можно воспользоваться следующей методикой:

1) объединяем оси СПУ в две колёсные тележки – переднюю и заднюю, с равномерным расположением осей в каждой из них;

2) находим число осей передней и задней тележек:

$$n_{OC}^{пт} = ent\left(\frac{n_{OC}}{2}\right); \quad n_{OC}^{зт} = n_{OC} - n_{OC}^{пт}, \quad (3.53)$$

где n_{OC} – число осей СПУ; $n_{OC}^{пт}$, $n_{OC}^{зт}$ – соответственно числа передней и задней тележек; $ent(x)$ – функция определения целой части числа x .

3) получаем выражение для определения длин баз передней и задней тележек:

$$\begin{aligned} L_G^{пт} &= (n_{OC}^{пт} - 1)(D_K - \Delta L_K^{пт}); \\ L_G^{зт} &= (n_{OC}^{зт} - 1)(D_K - \Delta L_K^{зт}), \end{aligned} \quad (3.54)$$

где D_K – диаметр колеса СПУ; $\Delta L_K^{пт}$; $\Delta L_K^{зт}$ – неизвестные расстояния между смежными колёсами передней и задней тележек;

4) получаем выражение для определения продольных координат середин передней и задней тележек:

$$\begin{aligned} x_{пт} &= x_{OC_1} + \frac{1}{2} \cdot L_G^{пт}; \\ x_{зт} &= x_{OC_n} - \frac{1}{2} \cdot L_G^{зт}, \end{aligned} \quad (3.55)$$

где x_{OC_1} , x_{OC_n} – координаты первой и последней осей СПУ;

5) находим условие равномерного нагружения середин передней и задней тележек подрессоренной части СПУ:

$$x_{\text{ПТ}} + x_{3\text{T}} = 2 \cdot x_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}}; \quad (3.56)$$

задаёмся минимально возможным расстоянием между смежными колёсами задней тележки:

$$\Delta L_{\text{К}}^{3\text{T}} = 0,4 \dots 0,6 \text{ м}; \quad (3.57)$$

6) по известной величине $\Delta L_{\text{К}}^{3\text{T}}$ находим длину базы задней тележки:

$$\Delta L_{\text{К}}^{3\text{T}} = (n_{\text{ОС}}^{3\text{T}} - 1)(D_{\text{К}} + \Delta L_{\text{К}}^{3\text{T}}); \quad (3.58)$$

7) с помощью полученных выше соотношений находим длину базы задней тележки:

$$\Delta L_{\text{К}}^{\text{ПТ}} = \frac{2 \left(2 \cdot x_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} - x_{\text{ОС}_1} - x_{\text{ОС}_n} + \frac{1}{2} \cdot L_{\text{Г}}^{3\text{T}} \right)}{n_{\text{ОС}}^{\text{ПТ}} - 1}; \quad (3.59)$$

8) находим продольные координаты осей СПУ, при которых обеспечивается равномерность их нагружения подрессоренной частью:

$$\begin{aligned} x_{\text{ОС}_j}^{\text{ПТ}} &= x_{\text{ОС}_1} + (j - 1)(D_{\text{К}} + \Delta L_{\text{К}}^{\text{ПТ}}), \quad j = 1, n_{\text{ОС}}^{\text{ПТ}}; \\ x_{\text{ОС}_j}^{3\text{T}}, n_{\text{ОС}_j}^{\text{ПТ}} &= x_{\text{ОС}_n} - (n_{\text{ОС}}^{3\text{T}} - j)(D_{\text{К}} + \Delta L_{\text{К}}^{3\text{T}}), \quad j = 1, n_{\text{ОС}}^{\text{ПТ}}. \end{aligned} \quad (3.60)$$

После определения положения осей, обеспечивающего равномерность их нагружения подрессоренной части, необходимо проверить степень совпадения центра жёсткости подвески с центром масс подрессоренной части. Центр жёсткости подвески определяется соотношением:

$$x_{\text{ЦЖ}} = \frac{2C_{\text{P}} \cdot \sum_{j=1}^{n_{\text{ОС}}} x_{\text{ОС}_j}}{C_{\text{P}_{\Sigma}}}, \quad (3.61)$$

где C_{P} – жёсткость подвески одного колеса; $C_{\text{P}_{\Sigma}}$ – суммарная жёсткость подвески СПУ.

Различие продольных координат центра масс подрессоренной части и центра жёсткости подвески должно удовлетворять условию:

$$\frac{[x_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} - x_{\text{ЦЖ}}]}{L_{\text{Б}}} \leq 0,01 \dots 0,02, \quad (3.62)$$

где $L_{\text{Б}}$ – длина колёсной базы СПУ.

Если данное условие не выполняется, то путём дополнительной перестановки конструктивных элементов СПУ необходимо сместить центр масс подрессоренной части в сторону центра жёсткости подвески, используя при этом метод последовательных приближений.

После решения задачи совмещения центра жёсткости подвески с центром масс подрессоренной части определяются координаты центров масс неподдресоренной части и СПУ в целом:

$$x_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}} = \frac{2m_{\text{к}} \sum_{j=1}^{n_{\text{ОС}}} x_{\text{ОС}j}}{m_{\text{НЧ}}}; \quad y_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}} = \frac{2m_{\text{к}} \sum_{j=1}^{n_{\text{ОС}}} y_{\text{ОС}j}}{m_{\text{НЧ}}}; \quad (3.63)$$

$$z_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}} = \frac{2m_{\text{к}} \sum_{j=1}^{n_{\text{ОС}}} x_{\text{К}j}}{m_{\text{НЧ}}};$$

$$x_{\text{ЦМ}}^{\text{ППУ}} = \frac{x_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} \cdot m_{\text{НЧ}} + x_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}} \cdot m_{\text{НЧ}}}{m_{\text{ППУ}}};$$

$$y_{\text{ЦМ}}^{\text{ППУ}} = \frac{y_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} \cdot m_{\text{ПЧ}} + y_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}} \cdot m_{\text{НЧ}}}{m_{\text{ППУ}}}; \quad (3.64)$$

$$z_{\text{ЦМ}}^{\text{ППУ}} = \frac{z_{\text{ЦМ}}^{\text{ПЧ}} \cdot m_{\text{ПЧ}} + z_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}} \cdot m_{\text{НЧ}}}{m_{\text{ППУ}}},$$

где $x_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}}$, $y_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}}$, $z_{\text{ЦМ}}^{\text{НЧ}}$ – продольная, боковая и вертикальная координаты неподдресоренной части СПУ; $m_{\text{к}}$, $m_{\text{НЧ}}$, $m_{\text{ППУ}}$ – соответственно масса отдельного колеса, неподдресоренной части и СПУ в целом; $x_{\text{ЦМ}}^{\text{ППУ}}$, $y_{\text{ЦМ}}^{\text{ППУ}}$, $z_{\text{ЦМ}}^{\text{ППУ}}$ – продольная, боковая и вертикальная координаты центра масс СПУ в целом.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Назовите этапы проведения проектировочного расчёта скоростных, разгонных и тормозных характеристик СПУ.
2. Каким образом уровень колебаний подрессоренной части влияет на скоростные характеристики СПУ?
3. Какими двумя основными условиями ограничивается скорость движения СПУ на поворотах.
4. На что существенно сказываемся большое количество разгонов и торможений СПУ?
5. В каком порядке осуществляется формирование исходных данных для расчета системы подъема ТПК с ракетой?
6. Назовите алгоритм определения параметров системы подъёма ТПК с ракетой.
7. Какие исходные данные необходимы для проектировочного и проверочного расчетов подъемной стрелы?
8. Каковы цели проектировочного и проверочного расчетов?
9. Какие принципы формирования расчётной схемы передней опорной плиты вы знаете?
10. В чем суть проектировочного расчета задней опорной плиты?
11. В чем суть модели конструктивной компоновки СПУ?
12. Что понимается под массовой компоновкой СПУ?

4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЁТА НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ СПУ

4.1. Анализ режимов нагружения СПУ на различных этапах эксплуатации

Для расчёта на прочность и устойчивость силовых элементов конструкции СПУ необходимо проанализировать режимы нагружения СПУ на различных этапах эксплуатации.

1. Постоянная боевая готовность.

Положение СПУ:

- вывешена на четырёх опорах;
- отгоризонтирована;
- все силовые элементы находятся под действием весовых нагрузок.

В силовых элементах конструкции СПУ действуют изгибные напряжения. Поскольку режим ПБГ является основным, то в этом случае требуется расчёт на длительную прочность.

2. Транспортировка.

Транспортировка ракеты на СПУ осуществляется по различным автомобильным дорогам и местности. Действующие при этом динамические нагрузки являются опасными из-за накопления повреждений в зарядах твёрдого топлива в корпусах РДТТ, а также из-за того, что возникающие при транспортировке вибрационные нагрузки снижают точность работы аппаратуры (например, системы наземной навигации) или могут превысить допустимые для приборов значения.

Особенностью транспортировки ракеты является большая продолжительность времени нагружения конструкции за всё время эксплуатации, а также жёсткие требования к скоростным режимам транспортирования.

Реакция СПУ на воздействие неровностей дороги выражается в перемещениях её отдельных конструктивных элементов и узлов. Эти перемещения характеризуются как изменением взаимного положения элементов, так и возникающими при этом ускорениями, деформациями и динамическими реакциями в связях (требуется расчёт на усталостную и мгновенную прочность).

3. Вывешивание и горизонтирование СПУ.

Весовые нагрузки в этом случае распределяются на четыре домкрата механизма вывешивания, при этом на раму СПУ действуют изгибающие моменты. В этом случае необходим расчёт рамы и определение изгибающих моментов в опасных сечениях.

4. Подъём ТПК.

Весовые нагрузки для данного режима эксплуатации только распределённые. На раму и стрелу действует только толкающая сила от силового

гидроцилиндра. Поскольку толкающая сила гидроцилиндра является существенно переменной по времени, значит, и сила инерции, действующая на стрелу, ТПК и раму, тоже является переменной.

Для ТПК и ракеты требуется расчёт на мгновенную прочность по изгибу, для подъёмной стрелы – расчёт на мгновенную прочность по сжатию и изгибу, а также на устойчивость формы.

Для гидроцилиндра применим расчёт на устойчивость формы, для рамы – расчёт на мгновенную прочность по изгибу.

4.2. Общая расчётная схема силовых элементов конструкции СПУ

Фактически силовая конструкция СПУ представляет собой сложную оболочечно-стержневую конструкцию, в которой все элементы связаны между собой большим числом продольных и поперечных жестких и вязкоупругих стержней и каждый из которых нагружен распределёнными и сосредоточенными силами.

Прямой расчет таких конструкций в настоящее время практически невозможен из-за сложности их математического описания, необходимости применения очень сложных математических методов (которые еще не разработаны), требующих высокой научной квалификации.

Однако опыт практических расчетов, анализ эксплуатации и имеющихся экспериментальных данных показывает, что путём введения ряда допущений можно существенно упростить конструкцию при обеспечении достаточной точности расчета, т.е. составить расчетную схему.

Основными силовыми элементами СПУ являются оболочечные конструкции ракеты и ТПК, а также стержневые конструкции подъёмной стрелы и несущей рамы.

Основным допущением, позволяющим упростить расчетную схему, является утверждение о том, что если отношение длины оболочки к ее макси-

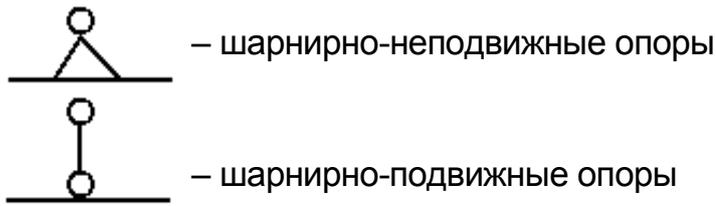
мальному диаметру $\frac{l_{об}}{D_{max}} \geq 5$, длины стрелы к ее максимальной поперечной

ширине $\frac{l_{стр}}{B_{поп}^{max}} \geq 5$, то такие конструкции можно рассматривать как балки.

Таким образом, с достаточной точностью силовые элементы конструкции СПУ можно рассматривать как балки, но балки с переменной жесткостью и погонной массой.

Важное значение для расчетной схемы имеет характер и число поперечных связей между силовыми элементами. Поперечные связи между ракетой, ТПК и подъёмной стрелой имеют характер, близкий к шарнирным, причём задние связи (опоры), как правило, шарнирно – неподвижные.

Опоры несущей рамы (подвеска или гидродомкраты) в первом случае следует рассматривать как вязкоупругие, а во втором – как шарнирные.



С учетом изложенного, общую расчетную схему СЭК СПУ можно представить в виде многосвязной балочной системы (рис. 4.1, 4.2).

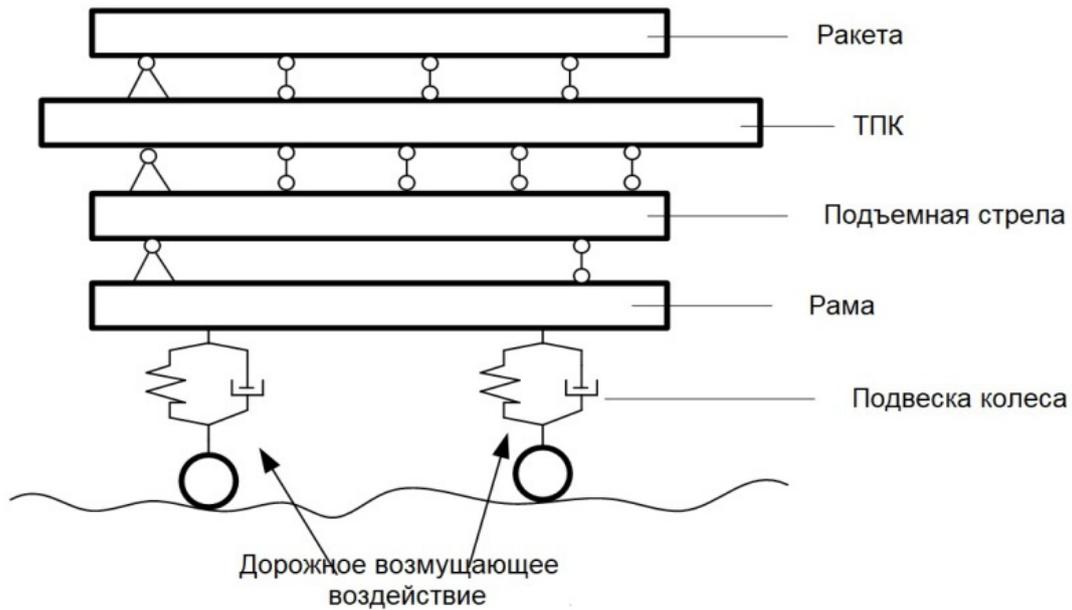


Рис. 4.1. Расчетная схема транспортировки СПУ

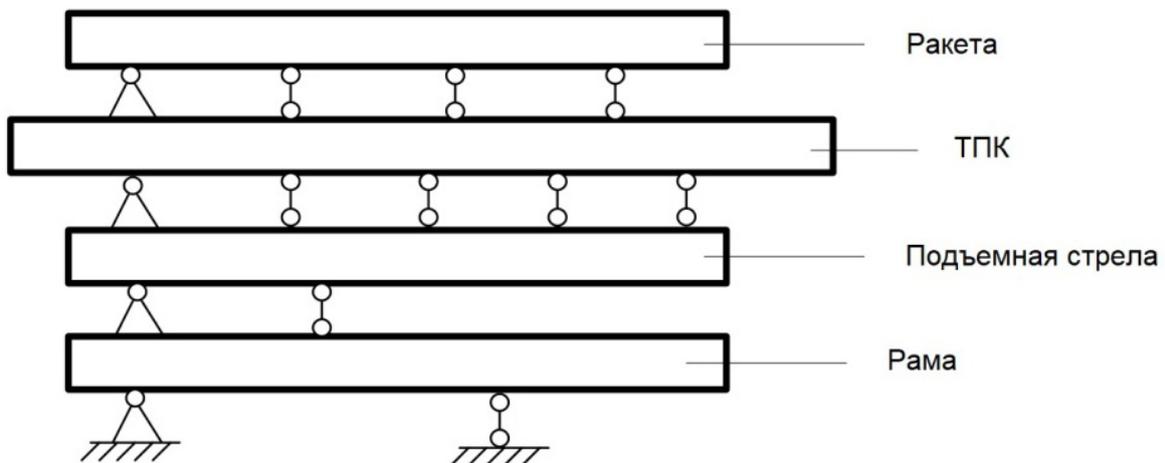


Рис. 4.2. Расчетная схема, применяемая при подъеме стрелы с ТПК

Вид общей расчетной схемы зависит от этапа эксплуатации: до подъема ТПК подъемный гидроцилиндр не участвует в силовой схеме, а в процессе подъема ТПК гидроцилиндр выполняет важную функцию и воспринимает большие осевые нагрузки.

Соответственно общая расчетная схема СПУ подразделяется на два подвида:

- расчётная схема до подъёма ТПК;
- расчётная схема подъёма ТПК.

Рассмотрим расчётную схему СПУ для случая транспортировки (рис. 4.1).

Расчётная схема, приведенная на рис. 4.1, применяется для случая транспортировки СПУ. В ПБГ данная схема может использоваться при вывешивании и горизонтировании, но в этом случае вместо вязкоупругих опор используются две шарнирные опоры.

Расчётная схема, показанная на рис. 4.2, применяется при подъёме стрелы с ТПК в вертикальное положение. Отличительной особенностью данной расчётной схемы является то, что опорами стрелы на раму служат шарнирно-неподвижная опора стрелы и шарнирно-подвижная опора силового гидроцилиндра.

4.3. Анализ подходов к определению напряжённого состояния силовых элементов конструкции СПУ

Существует 2 подхода к определению напряжённого состояния СЭК СПУ:

- общий;
- поэлементный.

При общем подходе используется общая расчетная схема, то есть многосвязная балочная система как единое целое. Данный подход позволяет учесть взаимовлияние силовых элементов, что обеспечит достаточно высокую точность расчета.

Однако, несмотря на принятые допущения, общий подход является достаточно сложным из-за высокого порядка статической неопределимости расчётной схемы.

Более простым, но при меньшей точности расчета, является поэлементный подход. Он основан на предположении, что основание каждого из силовых элементов является жёстким.

Это позволяет четырёхбалочную единую систему представить в виде четырёх отдельных балок.

4.4. Схемы нагружения подъёмной стрелы весовыми нагрузками

4.4.1. Схема нагружения подъёмной стрелы в стационарном (горизонтальном) положении

В стационарном (горизонтальном) положении на подъёмную стрелу действуют:

- 1) распределённые силы собственного веса $q_{СТР}$;
- 2) сосредоточенные реакции опор ТПК на подъёмную стрелу $R_{ТПК}$;

3) распределённая реакция опоры стрелы на раму шасси $R_{СТР}$.

Если предположить, что масса стрелы распределена по её длине равномерно, то интенсивность распределённых сил собственного веса определяется формулой

$$q_{СТР} = \frac{g \cdot m_{СТР}}{l_{СТР}},$$

где $m_{СТР}$, $l_{СТР}$ – соответственно масса и длина стрелы.

Число опор ТПК на подъёмную стрелу, как правило, более двух. Поэтому определение их реакций является статически неопределимой задачей, требующей для своего решения применения специальных методов, таких как метод сил, метод трех моментов и др. Однако в первом приближении с достаточной точностью можно предположить, что величины этих реакций равны между собой. Тогда величина на каждой из них будет определяться следующим соотношением:

$$R_{ТПК i} = \frac{q(m_{ТПК} + m_P)}{n_{ОП}}, \quad i = 1, n_{ОП},$$

где $m_{ТПК}$, m_P – соответственно массы ТПК и ракеты; $n_{ОП}$ – число опор ТПК на подъёмную стрелу.

Распределённую реакцию опоры стрелы на раму шасси необходимо рассматривать как опирание на упругое основание, так как рама обладает изгибной податливостью. Для определения закона распределения и интенсивности этой реакции также требуется применение специальных методов.

Графически схема нагружения подъёмной стрелы в стационарном положении представлена на рис. 4.3.

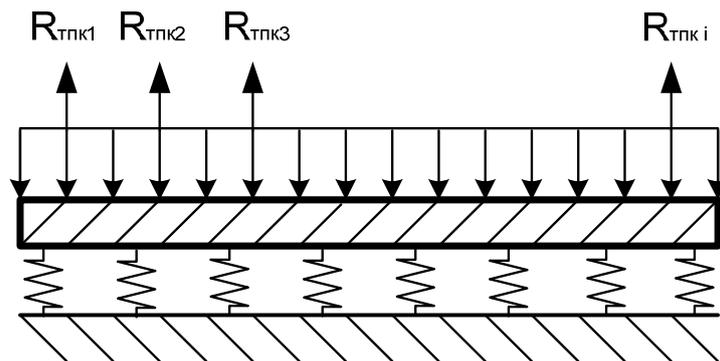


Рис. 4.3. Схема нагружения подъёмной стрелы в стационарном (горизонтальном) положении

Аналогичный характер нагружения весовыми нагрузками имеет подъёмная стрела и при транспортировке.

Все названные нагрузки являются поперечными и соответственно приводят к возникновению поперечных сил и изгибающих моментов, а также к прогибу подъёмной стрелы.

4.4.2. Схема нагружения подъёмной стрелы при подъёме ТПК с ракетой в вертикальное положение

При подъёме ТПК с ракетой на подъёмную стрелу действуют:

- 1) продольная $q_{СТР}^X$ и поперечная $q_{СТР}^Z$ составляющие распределённых сил собственного веса;
- 2) продольная $R_{ТПК i}^X$ и поперечная $R_{ТПК i}^Z$ составляющие сосредоточенных реакций опор ТПК на подъёмную стрелу;
- 3) продольная $P_{ТПК i}^X$ и поперечная $P_{ТПК i}^Z$ составляющие сосредоточенных сил подъёмного гидроцилиндра;
- 4) продольная $R_{Ц}^X$ и поперечная $R_{Ц}^Z$ составляющие сосредоточенной реакции опоры в цапфенном узле.

С учетом вышеизложенного, продольные и поперечные составляющие распределённых сил собственного веса и сосредоточенных реакций опор ТПК на стрелу определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} q_{СТР}^X &= q_{СТР} \sin \varphi; & q_{СТР}^Z &= q_{СТР} \cos \varphi; \\ R_{ТПК i}^X &= R_{ТПК i} \sin \varphi; & R_{ТПК i}^Z &= R_{ТПК i} \cos \varphi, \end{aligned}$$

где φ – текущее значение угла подъёма ТПК с ракетой.

На основе методики, изложенной в курсе «Пусковые установки и командные пункты», продольная и поперечная составляющие сосредоточенной силы подъёмного гидроцилиндра без учета сил инерции определяются следующими соотношениями:

$$P_{ГЦ}^Z = a \frac{X_{ЦМ}^{ГР}}{a} G_{ГР} \cos \varphi; \quad P_{ГЦ}^X = P_{ГЦ}^Z \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha},$$

где $G_{ГР} = q(m_P + m_{ТПК} + m_{СТР})$ – вес поднимаемого груза; $X_{ЦМ}^{ГР}$ – продольная координата центра масс поднимаемого груза; a – расстояние от цапфенного угла до верхней опоры подъёмного гидроцилиндра; α – угол между продольными осями подъёмной стрелы и подъёмного гидроцилиндра.

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{b}{l_{ГЦ}} \sin(y + r); \\ \cos \alpha &= \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}, \end{aligned}$$

где b – расстояние между цапфенным узлом и нижней опорой подъёмного гидроцилиндра; φ – угол между продольной осью стрелы и линией, соединяющей цапфенный узел с нижней опорой гидроцилиндра, в исходном положении; $l_{ГЦ}$ – текущее значение длины подъёмного гидроцилиндра.

Продольная составляющая сосредоточенной реакции опоры в цапфенном узле находится из уравнения равновесия сил в направлении продольной оси стрелы:

$$R_{\text{Ц}}^x = q_{\text{СТР}}^x \cdot l_{\text{СТР}} - \sum_{i=1}^{r_{\text{оп}}} R_{\text{ТПК}i}^x - P_{\text{ГЦ}}^x.$$

Для определения поперечной составляющей сосредоточенной реакции опоры в цапфенном узле необходимо воспользоваться уравнением равновесия моментов сил относительно точки крепления верхней опоры гидроцилиндра к подъёмной стреле.

Выражение для определения $R_{\text{Ц}}^z$ существенно зависит от координат приложения реакций $R_{\text{ТПК}i}^z$ и поэтому здесь не приводится.

Фактически, в режиме подъёма ТПК с ракетой стрела имеет две схемы нагружения: схему нагружения продольными силами и схему нагружения поперечными силами. Графически данные схемы представлены на рис. 4.4.

Аналогичный представленному на рис. 4.4 характер нагружения имеет подъёмная стрела и при полностью поднятых в вертикальное положение ТПК с ракетой ($\varphi = 90^\circ$) при условии, что $P_{\text{ГЦ}}^x = 0$.

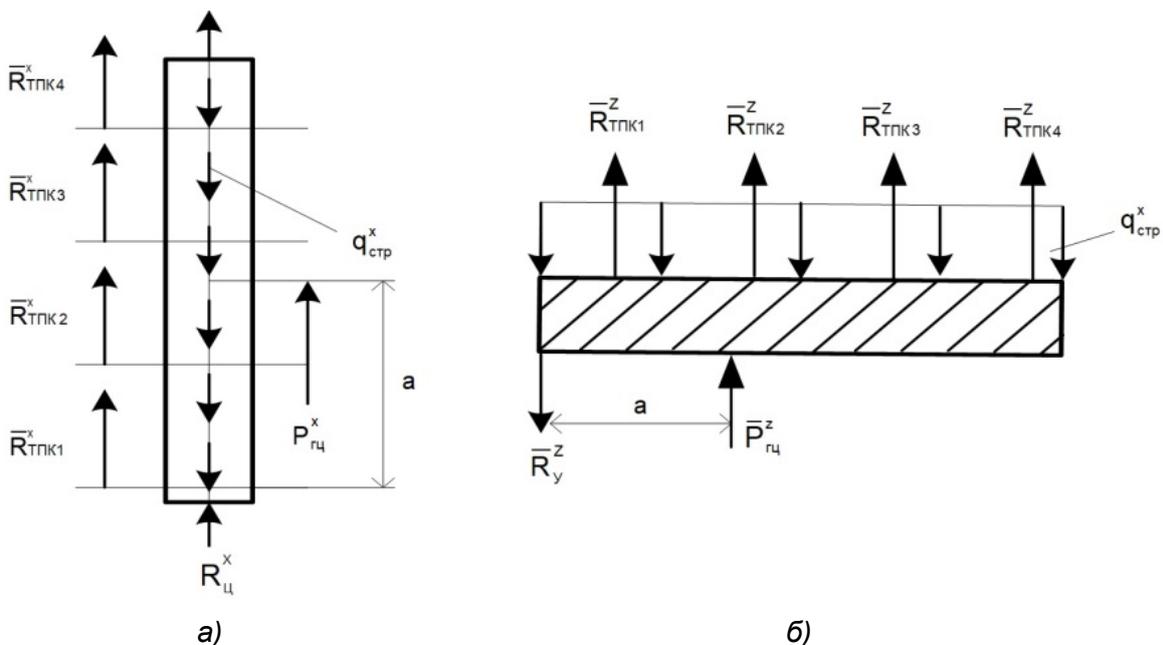


Рис. 4.4. Схемы нагружения подъёмной стрелы продольными (а) и поперечными (б) силами

Продольные нагрузки приводят к возникновению в стреле внутренних растягивающих и сжимающих сил, а поперечные – внутренних поперечных сил и изгибающих моментов.

4.5. Особенности нагружения подъёмной стрелы инерционными нагрузками

Инерционные нагрузки на подъёмную стрелу возникают при её движении с ускорением.

Ускоренное движение стрелы и связанных с ней масс характерно для режимов транспортировки СПУ и подъёма ТПК с ракетой в вертикальное положение. При транспортировке СПУ ускорения обусловлены вертикальными и продольно-угловыми колебаниями подрессорной части, возникающими из-за воздействия неровностей дороги на подвеску колес. В этом случае ускорения носят циклический характер, т.е. циклически изменяются от максимального до минимального значения, и наоборот.

При подъёме ТПК с ракетой ускорения обусловлены воздействием на стрелу и поднимаемый груз силы подъёмного гидроцилиндра. В этом случае ускорения носят убывающий характер: от максимального положительного значения до минимального отрицательного значения.

Наличие ускорений приводит к существенному увеличению и изменению характера распределения весовых нагрузок.

Для определения инерционных нагрузок, по известным весовым нагрузкам, используется понятие кажущегося веса, который определяется как произведение перегрузки на истинный вес. Под перегрузкой понимается отношение абсолютного ускорения тела к ускорению свободного падения:

$$n = \frac{a_{\text{абс}}}{g} = \frac{a_{\text{отн}} + g}{g} = 1 + \frac{a_{\text{отн}}}{g},$$

где $a_{\text{отн}}$ – относительное ускорение, т.е. либо колебательное ускорение, либо ускорение подъёма ТПК с ракетой.

Важнейшей особенностью нагружения подъёмной стрелы инерционными нагрузками является то, что при наличии ускорений на подъёмную стрелу фактически воздействуют кажущиеся весовые нагрузки.

При транспортировке СПУ ускорения и перегрузки определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_a &= \ddot{Z} + (x - x_{\text{ЦМ}})\ddot{Y}; \\ n_{\text{тр}} &= 1 + \frac{1}{g}(\ddot{Z} + (x - x_{\text{ЦМ}})\ddot{Y}), \end{aligned}$$

где \ddot{Z} , \ddot{Y} – соответственно вертикальное и продольно-угловое ускорение подрессоренной части СПУ; $x_{\text{ЦМ}}$ – продольная координата центра масс подрессоренной части; \ddot{Z}_a – полное вертикальное ускорение в произвольной точке подрессоренной части; x – продольная осевая координата стрелы; $n_{\text{тр}}$ – коэффициент перегрузки при транспортировке СПУ.

Тогда выражения для определения кажущихся весовых нагрузок на подъёмную стрелу при транспортировке СПУ приобретут вид:

$$\begin{aligned} q_{\text{СТР}}^{\text{К}} &= q_{\text{СТР}} \cdot \Pi_{\text{тр}} = q_{\text{СТР}} \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{g} [\ddot{Z} + (x - x_{\text{ум}})\ddot{Y}] \right\}; \\ R_{\text{ТПК}i}^{\text{К}} &= R_{\text{ТПК}i} \cdot \Pi_{\text{тр}} = R_{\text{ТПК}i} \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{g} [\ddot{Z} + (x - x_{\text{ум}})\ddot{Y}] \right\}, \quad i = 1, n_{\text{оп}}, \end{aligned}$$

где $x_{\text{ТПК}i}$ – координата i -й опоры ТПК на стрелу.

При подъёме ТПК с ракетой в вертикальное положение ускорение подъёма и перегрузки определяются соотношениями:

$$\begin{aligned}\ddot{Z}(t) &= \varepsilon(t) \cdot x; \\ \varepsilon(t) &= \frac{\pi^3}{4t_n^2} \cos \frac{\pi}{t_n \cdot t}; \\ n_{\Pi}(t) &= 1 + \frac{\varepsilon(t) \cdot x}{g},\end{aligned}$$

где $\varepsilon(t)$ – текущее значение углового ускорения подъёма; $n_{\Pi}(t)$ – время подъёма ТПК с ракетой в вертикальное положение.

В этом случае выражение для определения кажущихся весовых нагрузок подъёмной силы гидроцилиндра в поперечном направлении приобретут вид:

$$\begin{aligned}q_{\text{СТР}}^{zk}(t) &= n_{\Pi}(t) \cdot q_{\text{СТР}}^z = q_{\text{СТР}}^z \left(1 + \frac{\varepsilon(t) \cdot x}{g} \right); \\ R_{\text{ТПК}i}^{zk}(t) &= n_{\Pi}(t) \cdot R_{\text{ТПК}i}^z = R_{\text{ТПК}i}^z \left(1 + \frac{\varepsilon(t) \cdot x}{g} \right); \\ P_{\text{ГЦ}}^{zk}(t) &= n_{\Pi}(t) \cdot P_{\text{ГЦ}}^z = P_{\text{ГЦ}}^z \left(1 + \frac{\varepsilon(t) \cdot x}{g} \right); \\ R_y^{zk}(t) &= n_{\Pi}(t) \cdot R_y^z = R_y^z,\end{aligned}$$

где $R_{\text{ТПК}i}$ – продольная координата i -й опоры ТПК на стрелу; $P_{\text{ГЦ}} = a$ – продольная координата точки крепления гидроцилиндра к стреле.

Графически схемы нагружения стрелы инерционными нагрузками при транспортировке СПУ и подъёме ТПК с ракетой представлены на рис. 4.5 и 4.6 соответственно.

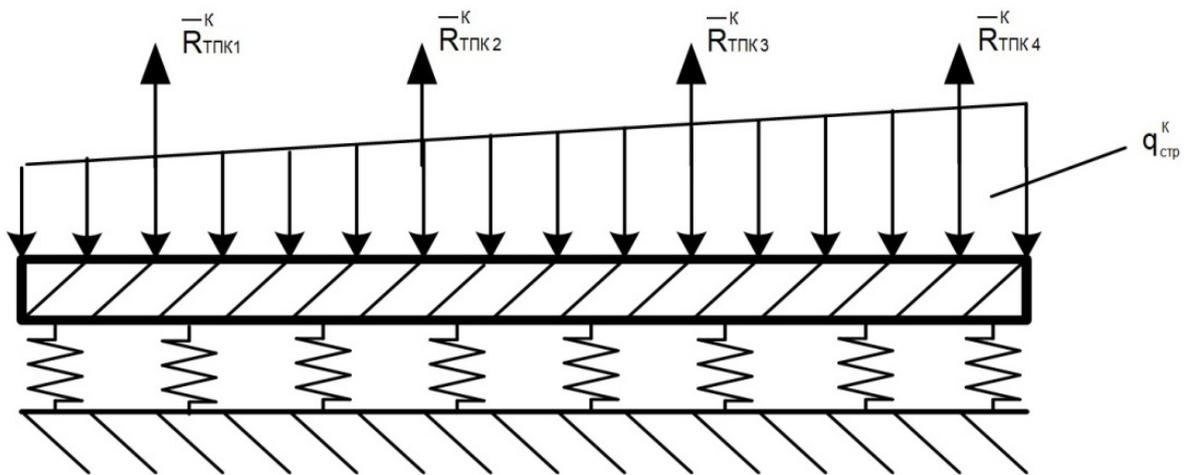


Рис. 4.5. Схема нагружения подъёмной стрелы инерционными нагрузками при транспортировке ТПК с ракетой

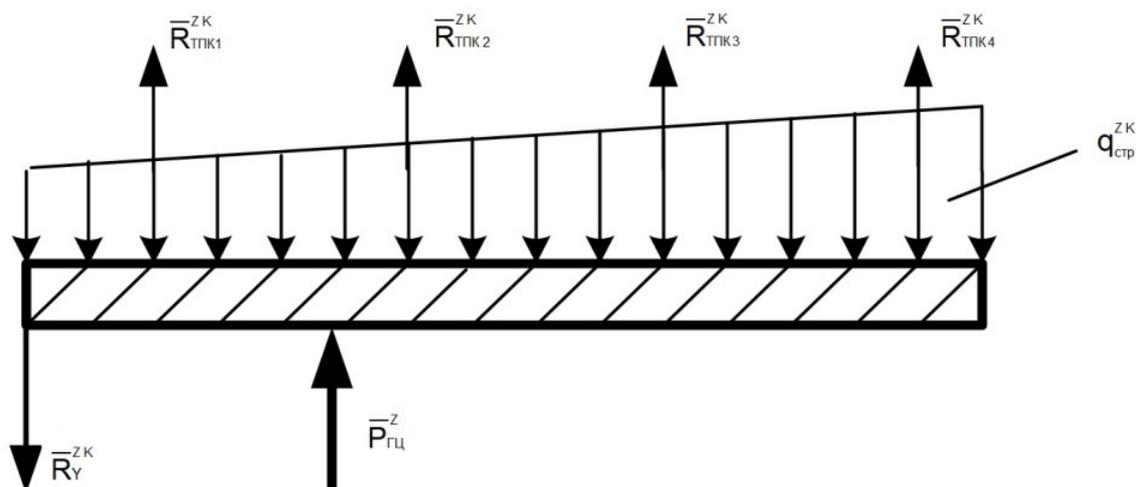


Рис. 4.6. Схема нагружения подъёмной стрелы инерционными нагрузками при подъёме ТПК с ракетой

4.6. Выбор расчётных случаев нагружения подъёмной стрелы

Для качественного проектирования, оценки работоспособности и надёжности подъёмной стрелы необходимо рассчитывать ее работу на мгновенную прочность, длительную прочность, усталостную прочность и на устойчивость формы.

Каждый из названных видов прочности характеризуется своими расчетными случаями нагружения.

Для оценки **мгновенной прочности стрелы** наиболее опасным является момент начала подъёма ТПК с ракетой. В этот момент на стрелу действует максимальная сила подъёмного гидроцилиндра и возникают максимальные угловые ускорения подъема.

Расчётным случаем нагружения для оценки **длительной прочности стрелы** является время ее нахождения в горизонтальном (стационарном) положении под действием весовых нагрузок.

Основным расчетным случаем нагружения для оценки **усталостной прочности стрелы** является режим транспортировки СПУ, при котором стрела и другие силовые элементы подвергаются воздействию достаточно интенсивных циклических нагрузок. Кроме того, при этом целесообразно учитывать количество циклов учебных подъёмов ТПК с ракетой.

Расчётным случаем нагружения для оценки устойчивости формы стрелы является момент достижения ею вертикального положения. В этот момент она подвергается воздействию больших сжимающих нагрузок, способных привести к потере устойчивости формы, учитывая длинномерность ее конструкции. При этом необходимо учитывать наличие поперечных составляющих реакций опор ТПК на стрелу, а также ветровую нагрузку, особенно в продольном направлении СПУ.

4.7. Расчёт эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы

В табл. 4.1 представлены исходные данные для расчёта эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы самоходной пусковой установки, включающие время подъёма стрелы, массу ракеты, длину ТПК, расстояние от цапфенного угла до верхней опоры подъёмного гидроцилиндра и угол между продольными осями подъёмной стрелы и подъёмного гидроцилиндра.

Таблица 4.1

Исходные данные для расчёта эксплуатационных нагрузок
подъёмной стрелы СПУ

| № вар./пар-р | $t_{п}$, с | m_p , т | $l_{ТПК}$, м | a , м | r , град | α_0 , град |
|--------------|-------------|-----------|---------------|---------|------------|-------------------|
| I | 11 | 18 | 16 | 2 | 60 | 45 |
| II | 12 | 20 | 17 | 2,2 | 60 | 45 |
| III | 13 | 23 | 23 | 3 | 60 | 45 |
| IV | 14 | 22 | 22 | 2,8 | 60 | 45 |
| V | 15 | 21 | 21 | 2,7 | 60 | 45 |

Основные расчётные зависимости:

$$P_{ГЦ}^x = P_{ГЦ}^z \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha};$$

$$\sin \alpha = \frac{b}{l_{ГЦ}} \sin(\varphi + \gamma);$$

$$\varepsilon = \frac{\pi^3}{4t_p^2} \cos \frac{\pi}{t_p} t;$$

$$P_{ГЦ}^z = \frac{x_{ЦМ}^{У1}}{a} G_{ГР} \cos \varphi;$$

$$P_{ГЦ}^x = q_{СТР}^x l_{СТР} - \sum_{i=1}^n R_{ТПК}^x - R_{ГЦ}^x;$$

$$x_{ЦМ} = 0,45 \cdot l_{ТПК};$$

$$\Delta \varphi = 10^\circ; \Delta t = 1 \text{ с};$$

$$z = 15 \text{ м/с}^2; \ddot{\varphi} = 12 \frac{1}{\text{с}^2}.$$

4.7.1. Алгоритм расчёта эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы

Ниже представлен алгоритм расчёта эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы самоходной пусковой установки.

1. Определение весовых нагрузок подъёмной стрелы в горизонтальном положении.

Интенсивность распределённых сил собственного веса:

$$q_{\text{СТР}} = \frac{gm_{\text{СТР}}}{l_{\text{СТР}}}.$$

Реакции опор ТПК на подъёмную стрелу:

$$R_{\text{ТПК}} = \frac{g(m_{\text{ТПК}} + m_{\text{Р}})}{n_{\text{Оп}}}.$$

2. Определение весовых нагрузок на подъёмную стрелу при подъёме ТПК с ракетой в вертикальное положение.

Интенсивность распределённых сил собственного веса и реакции ТПК на подъёмную стрелу:

$$q_{\text{СТР}}^x = q_{\text{СТР}} \cdot \sin \varphi; \quad q_{\text{СТР}}^z = q_{\text{СТР}} \cdot \cos \varphi;$$

$$R_{\text{ТПК}i}^x = R_{\text{ТПК}i} \cdot \sin \varphi; \quad R_{\text{ТПК}i}^z = R_{\text{ТПК}i} \cdot \cos \varphi.$$

Продольные и поперечные составляющие сосредоточенной силы подъёмного гидроцилиндра:

$$P_{\text{ГЦ}}^z = \frac{x_{\text{ЦМ}}^{\text{ГР}}}{a} G_{\text{ГР}} \cdot \cos \varphi; \quad P_{\text{ГЦ}}^x = P_{\text{ГЦ}}^z \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha}.$$

Продольная составляющая сосредоточенной реакции опоры в цапфенном узле:

$$R_{\text{Ц}}^x = -P_{\text{ГЦ}}^x + q_{\text{СТР}}^x \cdot l_{\text{СТР}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{Оп}}} R_{\text{ТПК}i}.$$

Результаты расчётов заносятся в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Результаты расчётов эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы

| φ | $q_{\text{СТР}}^x$ | $q_{\text{СТР}}^z$ | $R_{\text{ТПК}i}^x$ | $R_{\text{ТПК}i}^z$ | $P_{\text{ГЦ}}^x$ | $P_{\text{ГЦ}}^z$ | $\sin \alpha$ | $R_{\text{Ц}}^x$ |
|-----------|--------------------|--------------------|---------------------|---------------------|-------------------|-------------------|---------------|------------------|
| 0° | | | | | | | | |
| 10° | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | |
| 90° | | | | | | | | |

По полученным функциональным зависимостям строятся графики функций: $q_{\text{СТР}}^x$, $q_{\text{СТР}}^z$, $R_{\text{ТПК}i}^x$, $R_{\text{ТПК}i}^z$, $P_{\text{ГЦ}}^x$, $\sin \alpha$, $R_{\text{Ц}}^x$.

3. Определение инерционных нагрузок на подъёмную стрелу.

3.1. Определение кажущихся весовых нагрузок на подъёмную стрелу при транспортировке:

$$q_{\text{СТР}}^{\text{К}} = q_{\text{СТР}} \cdot n_{\text{ТР}} = q_{\text{СТР}} \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{g} [\ddot{z} + (x - x_{\text{ЦМ}})\ddot{\varphi}] \right\};$$

$$R_{\text{ТПК}i} = R_{\text{ТПК}i} \cdot n_{\text{ТР}} = R_{\text{ТПК}i} \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{g} [\ddot{z} + (x - x_{\text{ЦМ}})\ddot{\varphi}] \right\}.$$

3.2. Определение кажущихся весовых нагрузок на подъёмную стрелу в поперечном направлении при подъёме ТПК:

$$q_{\text{СТР}}^{\text{zk}}(t) = q_{\text{СТР}}^{\text{z}} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon(t)x_i}{g}\right); \quad R_{\text{ТПК}i}^{\text{zk}}(t) = R_{\text{ТПК}i}^{\text{z}} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon(t)x_i}{g}\right);$$

$$P_{\text{ГЦ}}^{\text{zk}}(t) = R_{\text{ГЦ}}^{\text{z}} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon(t)x_i}{g}\right); \quad R_{\text{ГЦ}}^{\text{zk}}(t) = R_{\text{ГЦ}}^{\text{z}} \left(1 + \frac{\varepsilon(t)x_i}{g}\right).$$

В расчётах принять $t_{\text{п}} = 9$ с. Расчёты $R_{\text{ТПК}i}$ вести для более удалённой от цапфы опоры.

Результаты расчётов сводятся в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Результаты конечных расчётов эксплуатационных нагрузок на подъёмной стреле

| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|----------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $q_{\text{СТР}}^{\text{zk}}(t)$ | | | | | | | | | | |
| $R_{\text{ТПК}i}^{\text{zk}}(t)$ | | | | | | | | | | |
| $P_{\text{ГЦ}}^{\text{zk}}(t)$ | | | | | | | | | | |
| $\varepsilon(t)$ | | | | | | | | | | |

3.3. Построение графиков зависимостей функций $q_{\text{СТР}}^{\text{zk}}(t)$; $R_{\text{ТПК}i}^{\text{zk}}(t)$.

3.4. Анализ полученных результатов, выводы по проделанной работе.

4.7.2. Пример расчёта

1. Определение весовых нагрузок подъёмной стрелы в горизонтальном положении.

Интенсивность распределения сил от собственного веса:

$$q_{\text{СТР}} = \frac{qm_{\text{СТР}}}{l_{\text{СТР}}};$$

$$m_{\text{ТПК}} = (0,14...0,16)m_{\text{р}} = 0,15 \cdot 18000 = 2,7 \text{ т};$$

$$m = (0,04...0,06) \cdot (m_{\text{р}} + m_{\text{ТПК}}) = 0,05 \cdot 20,7 = 1,035 \text{ т};$$

$$l_{\text{СТР}} = (0,6...0,7)l_{\text{ТПК}} = 0,6 \cdot 16 = 9,6 \text{ м};$$

$$q_{\text{СТР}} = \frac{9,8 \cdot 1035}{9,6} = 1056,6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Реакции опор ТПК на подъёмную стрелу:

$$R_{\text{ТПК}} = \frac{g(m_{\text{ТПК}} + m_{\text{р}})}{n_{\text{оп}}} = \frac{9,21 \cdot (2700 + 1200)}{8} = 25357 \text{ Н}.$$

2. Определение весовых нагрузок подъёмной стрелы при подъёме ТПК с ракетой в вертикальное положение.

Интенсивность распределенных сил собственного веса ТПК на подъёмную стрелу:

$$q_{СТР}^x = q_{СТР} \cdot \sin \varphi; \quad q_{СТР}^z = q_{СТР} \cdot \cos \varphi;$$

$$R_{ТПК}^x = R_{ТПК} \cdot \sin \varphi; \quad R_{ТПК}^z = R_{ТПК} \cdot \cos \varphi.$$

Продольные и поперечные составляющие сосредоточенной силы подъёмного гидроцилиндра:

$$P_{ГЦ}^z = \frac{x_{ЦМ}^{ГР}}{a} \cdot G_{ТПК} \cdot \cos \varphi; \quad x_{ЦМ}^{ГР} = 0,45 \cdot l_{ТПК} = 0,45 \cdot 16 = 7,2 \text{ м}; \quad P_{ГЦ}^x = P_{ГЦ}^z \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha}.$$

Все результаты расчёта параметров сведены в табл. 4.4, а типовые зависимости параметров подъёмной стрелы от углов подъёма изображены на рис. 4.7...4.11.

Таблица 4.4

Результаты расчёта параметров подъёмной стрелы

| φ | $q_{СТР}^x, \frac{H}{M}$ | $q_{СТР}^z, \frac{H}{M}$ | $R_{ТПК}^x, \text{кН}$ | $R_{ТПК}^z, \text{кН}$ | $P_{ГЦ}^x, \text{кН}$ | $P_{ГЦ}^y, \text{кН}$ | $\sin \alpha$ | $R_{ГЦ}^x, \text{кН}$ |
|-----------|--------------------------|--------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|---------------|-----------------------|
| 0 | 0 | 1056,6 | 0 | 25357 | 777765,8 | 766810,8 | 0,7 | -970538 |
| 10 | 183,38 | 1040,42 | 4420,87 | 24972,16 | 819700,4 | 755173 | 0,68 | -1024533 |
| 20 | 361,2 | 992,66 | 8687,36 | 23829,32 | 866986,3 | 720612,8 | 0,64 | -1053518 |
| 30 | 528,06 | 914,76 | 12690,16 | 21963,17 | 900582,2 | 664179,4 | 0,59 | -1103674 |
| 40 | 678,88 | 809,1 | 16307,76 | 16307,76 | 914022,0 | 587683,6 | 0,54 | -1116323 |
| 50 | 809,1 | 678,88 | 19430,36 | 19430,36 | 904119,9 | 493156,31 | 0,48 | -1092315 |
| 60 | 914,76 | 528,06 | 21963,17 | 12690,16 | 822338,4 | 383757,9 | 0,42 | -1018878 |
| 70 | 992,66 | 361,2 | 23829,32 | 8687,36 | 678669,8 | 262710,9 | 0,36 | -881236 |
| 80 | 1040,42 | 183,38 | 24972,16 | 4420,87 | 442556,7 | 133689,8 | 0,29 | -834445 |
| 90 | 1056,6 | 0 | 25357 | 0 | 0 | 0 | 0,22 | -192716 |

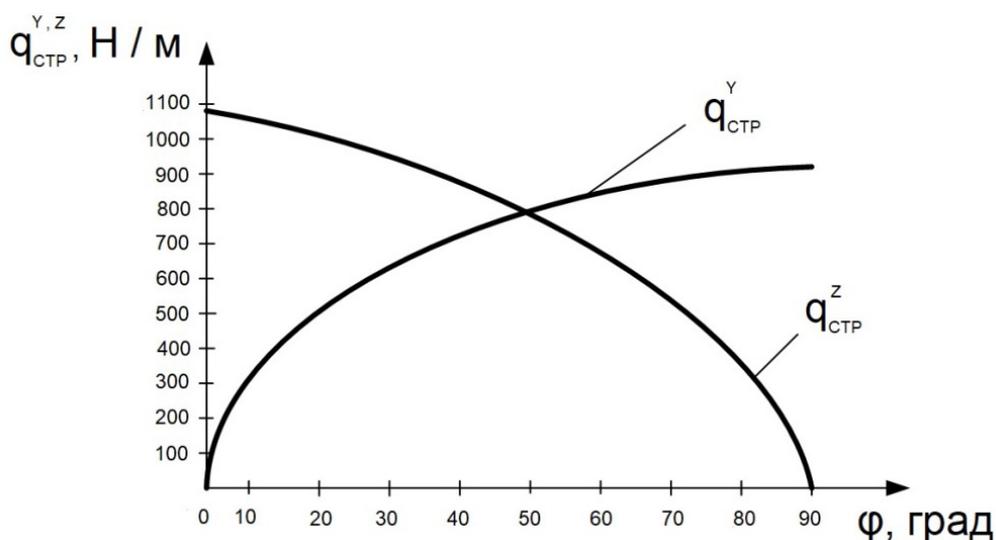


Рис. 4.7. Зависимости распределённых нагрузок подъёмной стрелы от угла подъёма стрелы

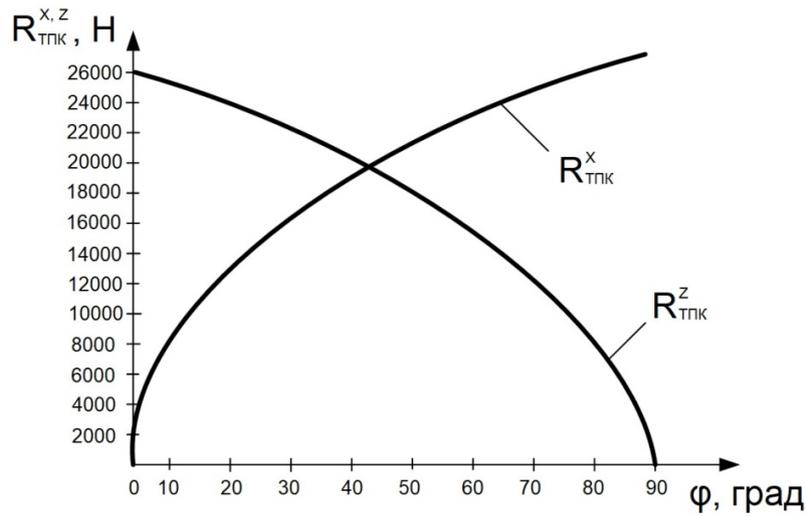


Рис. 4.8. Зависимости реакций опор ТПК от угла подъема подъемной стрелы

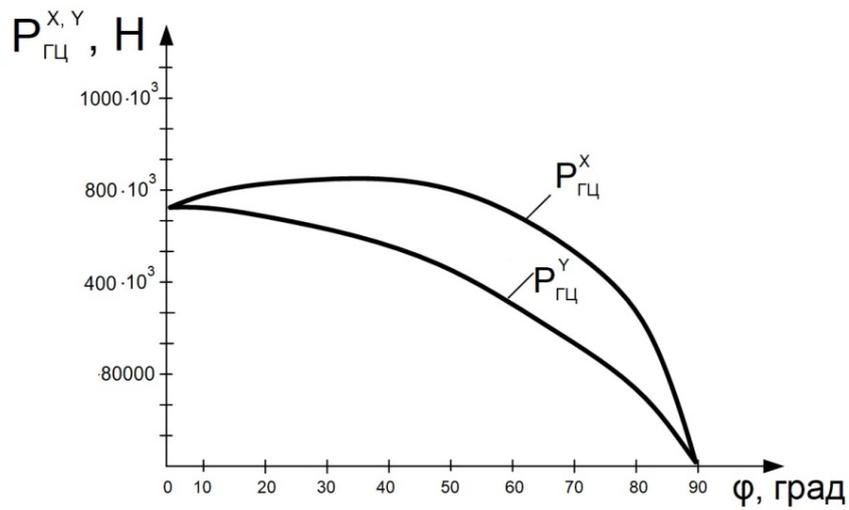


Рис. 4.9. Зависимости нагрузок на штоке подъемного гидроцилиндра от угла подъема подъемной стрелы

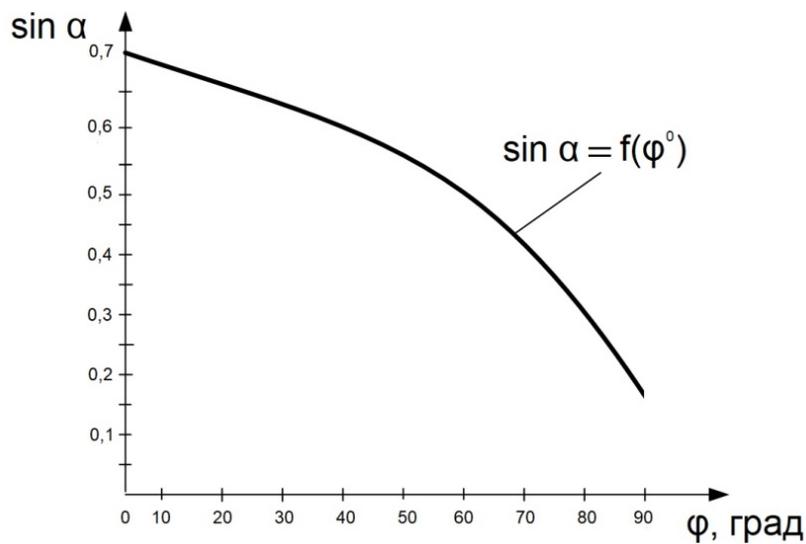


Рис. 4.10. Зависимость $\sin \alpha$ от угла подъема подъемной стрелы

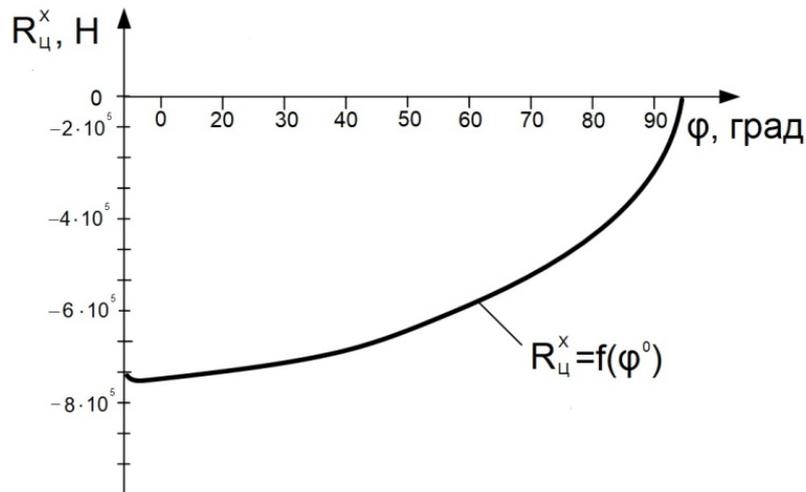


Рис. 4.11. Зависимость реакций в цапфенном узле от угла подъема подъемной стрелы

Определение весовых нагрузок ПС в горизонтальном положении и при её подъёме в вертикальное положение:

$$G_{\text{ТПК}} = (m_p + m_{\text{ТПК}} + m_{\text{СТР}})g = (20,7 + 1,035)9,8 = 213003 \text{ Н};$$

$$\sin \alpha = \frac{b}{l_{\Gamma\text{Ц}}} \cdot \sin(\varphi + \gamma);$$

$$b = \frac{a \cdot \sin \alpha}{\sin(180^\circ - (\alpha_0 + \gamma))} = \frac{2 \cdot \sin 75^\circ}{\sin(180^\circ - (45^\circ + 60^\circ))} = 1,46 \text{ м};$$

$$l_{\Gamma\text{Ц}_0} = \frac{a \cdot \sin \gamma}{\sin(180^\circ - (\alpha_0 + \gamma))} = \frac{2 \cdot \sin 60^\circ}{\sin(180^\circ - (45^\circ + 60^\circ))} = 1,79 \text{ м};$$

$$l_{\Gamma\text{Ц}} = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos(\varphi + \gamma)}.$$

Результаты расчета длины гидроцилиндра от угла подъема:

$$l_{\Gamma\text{Ц}_0} = 1,79 \text{ м}; \quad l_{\Gamma\text{Ц}_{50}} = 2,85 \text{ м};$$

$$l_{\Gamma\text{Ц}_{10}} = 2,03 \text{ м}; \quad l_{\Gamma\text{Ц}_{60}} = 3,0 \text{ м};$$

$$l_{\Gamma\text{Ц}_{20}} = 2,26 \text{ м}; \quad l_{\Gamma\text{Ц}_{70}} = 3,11 \text{ м};$$

$$l_{\Gamma\text{Ц}_{30}} = 2,48 \text{ м}; \quad l_{\Gamma\text{Ц}_{80}} = 3,26 \text{ м};$$

$$l_{\Gamma\text{Ц}_{40}} = 2,67 \text{ м}; \quad l_{\Gamma\text{Ц}_{90}} = 3,34 \text{ м}.$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha};$$

$$\cos \alpha^{10} = 0,71; \quad \cos \alpha^{50} = 0,84;$$

$$\cos \alpha^{20} = 0,73; \quad \cos \alpha^{60} = 0,9;$$

$$\cos \alpha^{30} = 0,77; \quad \cos \alpha^{70} = 0,93;$$

$$\cos \alpha^{40} = 0,8; \quad \cos \alpha^{80} = 0,96;$$

$$\cos \alpha^{90} = 0,98.$$

$$\sum_{i=1}^8 R_{\text{ТПК}} = 25357/8 = 202860 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2}.$$

В результате расчёта эксплуатационных нагрузок ПС определены весовые нагрузки ПС в горизонтальном положении и при её подъёме в вертикальное положение. Построены графики зависимостей распределённой силы собственного веса, реакций опор от угла подъёма. Из полученных графиков следует, что в процессе подъёма стрелы нагрузки в продольном направлении увеличиваются, а в поперечном – уменьшаются.

Усилие на штоке подъёмного гидроцилиндра имеет максимальное значение в начале подъёма стрелы, в процессе подъёма уменьшается, а при приближении подъёмной стрелы к вертикальному положению принимает отрицательное значение.

4.8. Расчёт на устойчивость элементов системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» для случая подъёма

В процессе подъёма стрелы с ТПК в вертикальное положение возникает необходимость не только поэлементного расчёта, но и расчёта системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» (рис. 4.12, 4.13), изготовленной из различных конструкционных материалов. При этом каждый элемент системы имеет свои физико-механические характеристики.

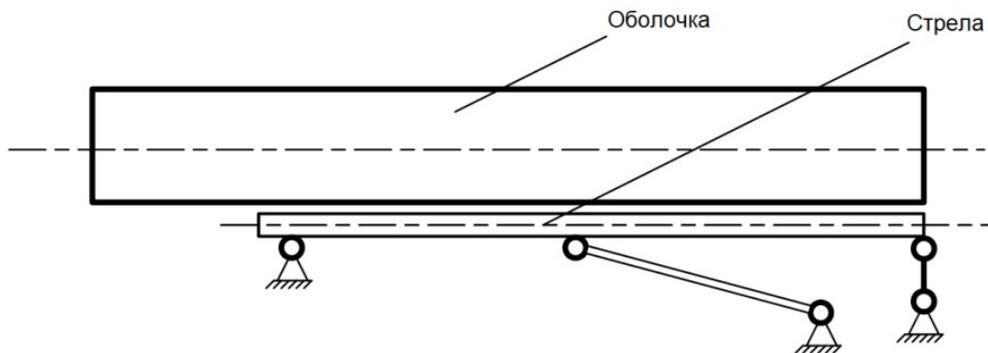


Рис. 4.12. Элементы системы «стрела-стеклопластиковая оболочка»

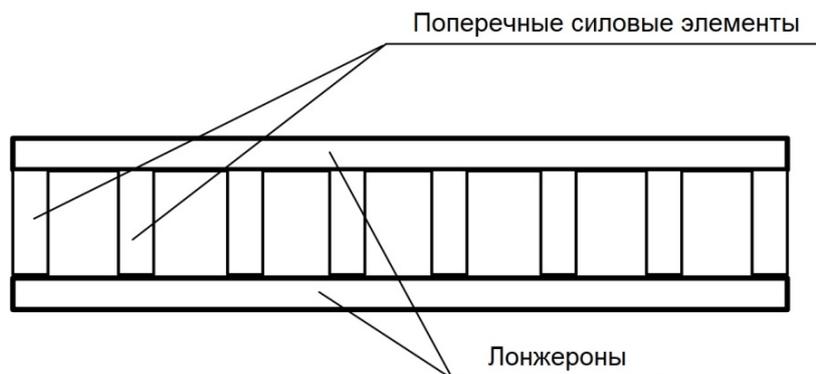


Рис. 4.13. Силовые элементы стрелы

Исходные данные для расчёта:

- весовые и геометрические характеристики конструкций, входящих в состав механической системы «стрела-стеклопластиковая оболочка»;
- физико-механические характеристики (ФМХ) конструкционных материалов, из которых изготовлены конструкции;
- основные параметры механизма подъёма.

Принимаемые допущения:

- нагрузки от веса ракеты, оболочки и стрелы считаются равномерно распределёнными по длине;
- стеклопластиковая оболочка и стрела схематизируются в виде монолитной балки, выполненной из стеклопластика и стали. Такое допущение правомерно в связи с тем, что оболочка и стрела скреплены между собой достаточно большим количеством болтов.

Основные этапы расчёта

1. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов для монолитной балки.
2. Определение положения нейтральной плоскости балки.
3. Расчёт стрелы на устойчивость.
4. Расчёт на устойчивость стеклопластиковой оболочки.
5. Расчёт болтов на срез.
6. Определение максимального прогиба конструкции.

4.8.1. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов для монолитной балки

При подъёме системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» стрела опирается на шток гидроцилиндра и шарнир подцапфенной балки, как показано на рис. 4.12, при этом на всю систему действует поперечная нагрузка, определяемая по формуле

$$n_n(t) = 1 + \frac{\varepsilon(t) \cdot x_i}{g}, \quad (4.1)$$

где $\varepsilon(t) = \frac{\pi^3}{4 \cdot t_p^2} \cdot \cos \frac{\pi}{t_p} \cdot t$ – угловое ускорение; t_p – время подъёма ТПК с ракетой в вертикальное положение; x – расстояние от цапфенного узла до соответствующего сечения подъёмной стрелы.

На систему действует постоянная распределённая нагрузка $q_{\text{сист}}$, определяемая по формуле

$$q_{\text{сист}} = \frac{Q_p + Q_{\text{ТПК}} + Q_{\text{СТР}}}{l} = \text{const}. \quad (4.2)$$

Эпюры поперечных перегрузок $n_n(t)$, действующих на систему «стрела-стеклопластиковая оболочка», показаны на рис. 4.14.

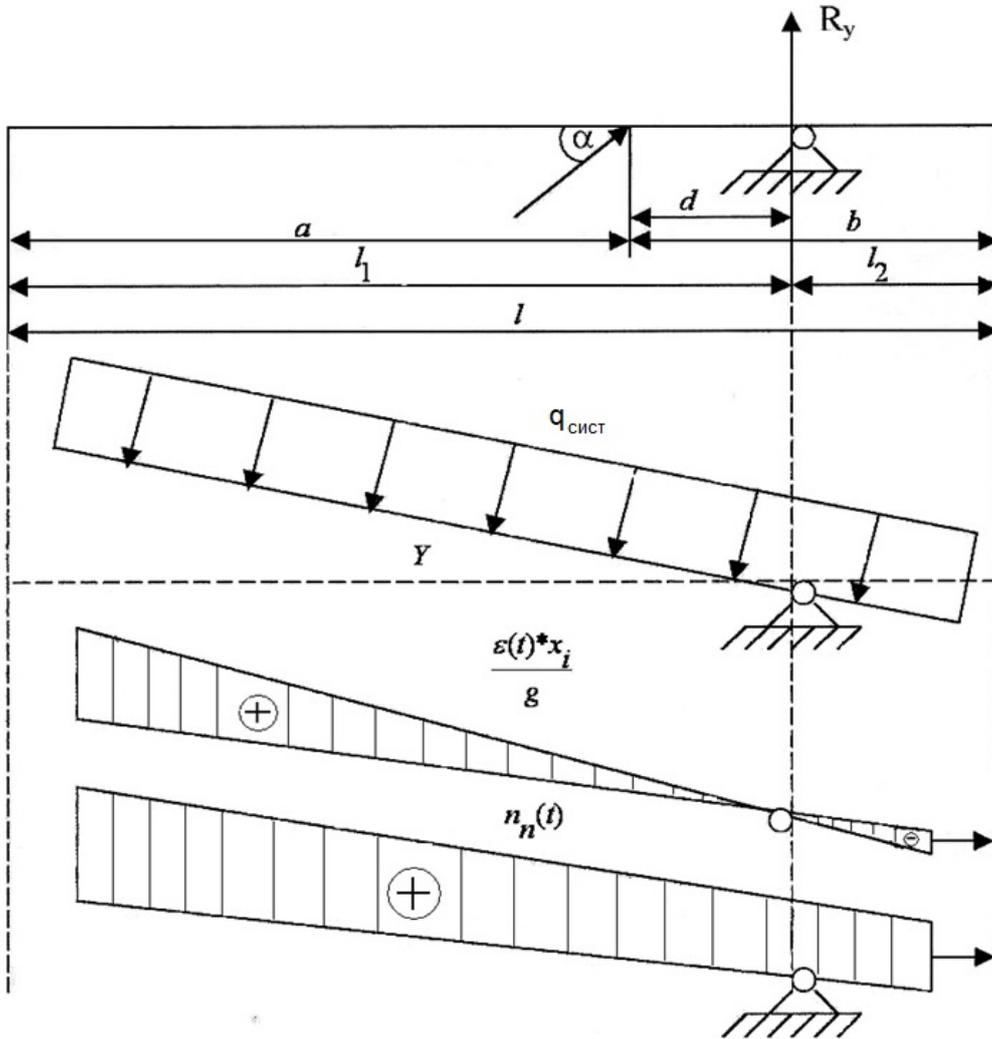


Рис. 4.14. Эпюры поперечных перегрузок $n_n(t)$, действующих на систему «стрела-стеклопластиковая оболочка»

Максимальное значение коэффициента поперечной перегрузки n_z соответствует началу процесса подъема, характеризующемуся углом φ , составляющим несколько градусов.

Для проведения дальнейших расчетов системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» необходимо построить эпюры $Q(x)$ и $M(x)$, показанные на рис. 4.15.

Для этого первоначально строятся единичные эпюры $Q_{\text{ед}}$ и $M_{\text{ед}}$, т.е. эпюры, соответствующие $n_n = 1$.

Затем рассчитываются:

Реакции опор:

$$R_A = \frac{q(l_1^2 - l_2^2)}{2d}; \quad R_B = \frac{q(a^2 - b^2)}{2d}.$$

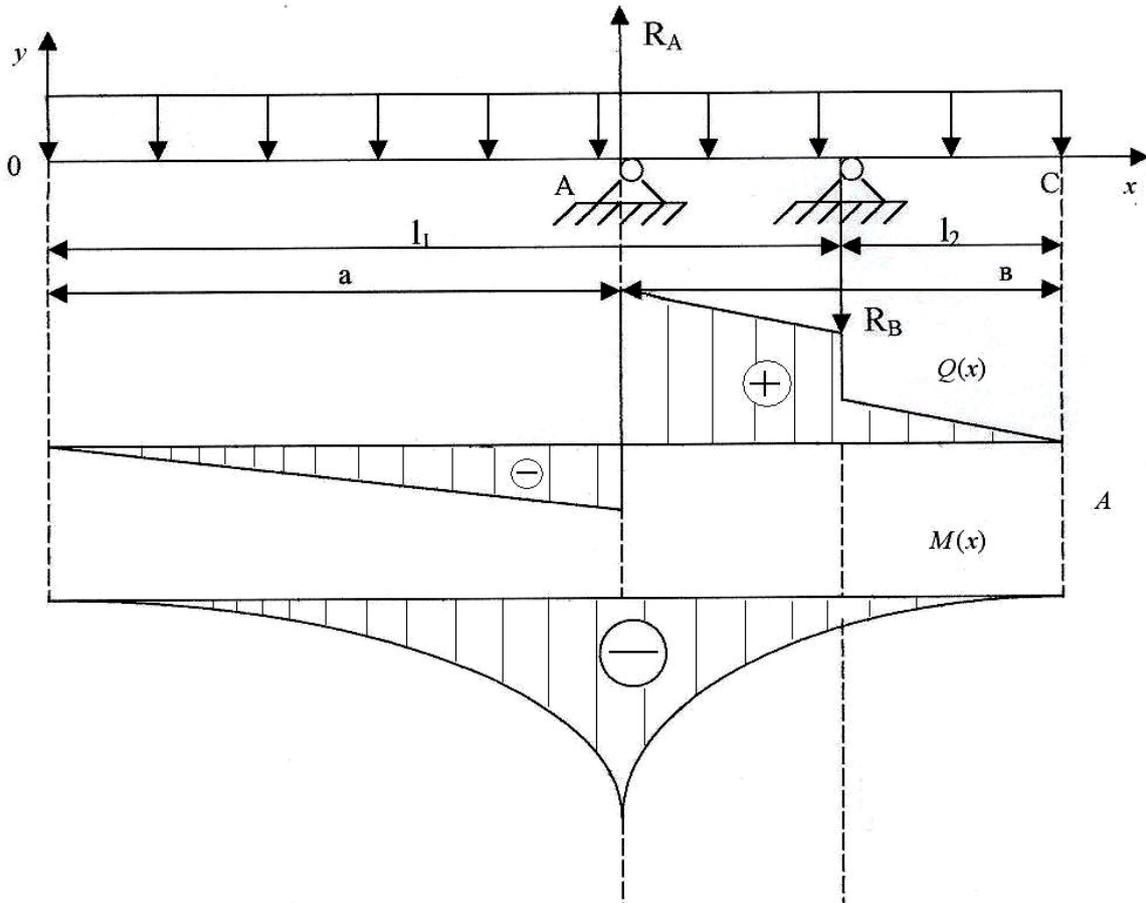


Рис. 4.15. Эпюры поперечных сил $Q(x)$ и изгибающих моментов $M(x)$

Поперечные силы:

- на участке OA : $Q_{ед} = -q \cdot x$;
- при максимальном значении: $Q_{ед\max} = q \cdot a$;
- на участке AB : $Q_{ед} = R_A - q \cdot x$;
- на участке BC : $Q_{ед} = R_A - R_B - q \cdot x$.

Изгибающие моменты:

- на участке OA : $M_{ед} = \frac{q \cdot x^2}{2}$;
- при максимальном значении: $M_{ед\max} = -\frac{q \cdot a^2}{2}$;
- на участке AB : $M_{ед} = R_A(x - a) - \frac{q \cdot x^2}{2}$;
- на участке BC : $M_{ед} = R_A(x - a) - R_B(x - l_1) - \frac{qx^2}{2}$.

Характер $Q_{ед}$ и $M_{ед}$ представлен на рис. 4.15. С учетом наличия ускорений необходимо $Q_{ед}$ и $M_{ед}$, взятые из эпюр в произвольном сечении, помножить на величину $\frac{n_y(x) + n_y(x_0)}{2}$, т.е.

$$Q(x) = Q_{ед}(x) \cdot \frac{n_y(x) + n_y(x_0)}{2};$$

$$M(x) = M_{ед}(x) \cdot \frac{n_y(x) + n_y(x_0)}{2},$$

где $n_y(x)$ – поперечная перегрузка в соответствующем сечении конструкции.

В отдельных случаях целесообразно построение общих эпюр $Q(x)$ и $M(x)$, учитывающих реальное распределение n_z по длине конструкции.

4.8.2. Определение положения нейтральной плоскости монолитной балки

Продольные напряжения в монолитной балке, состоящей из двух частей (стрелы и оболочки), определяются по формуле

$$\sigma_x = \frac{M(x)E_i y}{E_0 I_0}, \quad (4.3)$$

где $M(x)$ – изгибающий момент в сечении с координатой x ; E_i – модуль упругости первого рода для материалов, из которых изготовлены стрела и оболочка; y – расстояние от рассматриваемой точки до нейтральной плоскости, проходящей через центр жесткости сечения; $E_0 I_0$ – приведенная жесткость монолитной балки, которая определяется по формуле

$$E_0 I_0 = \sum_{i=1}^2 E_i I_i - \frac{E_1 F_1 E_2 F_2 U^2}{E_1 F_1 + E_2 F_2}, \quad (4.4)$$

где $E_i I_i$ – изгибные жесткости составных частей монолитной балки; E_1 и E_2 – соответствующие модули упругости первого рода для материала оболочки и стрелы; U – расстояние между центрами тяжести поперечных сечений оболочки и стрелы; F_1 и F_2 – соответствующие площади поперечных сечений оболочки и стрелы.

Для определения σ_x необходимо знать координату y , которая зависит от положения нейтральной плоскости, проходящей через центр жесткости поперечного сечения конструкции (рис. 4.16).

Изгибные жесткости частей конструкции, расположенных выше и ниже нейтральной плоскости, равны между собой $(EI)_B = (EI)_H$.

Можно предположить, что нейтральная плоскость, проходящая через ось $z-z$ поперечного сечения, находится в пределах оболочки.

Определение значений y производится в следующей последовательности.

Задаемся рядом значений угла α_2 (например, $\alpha_2 = 40, 50, 60, 70^\circ$) и вычисляем изгибные жесткости $(EI)_B = (EI)_H$ для принятых сечений α_2 , после

чего строится графическая зависимость $\frac{(EI)_B}{(EI)_H} = f(\alpha_2)$, входя в которую со значением $\frac{(EI)_B}{(EI)_H} = 1$, находим угол α_2 , определяющий положение нейтральной плоскости координатой $y = R(1 - \cos \alpha_2)$.

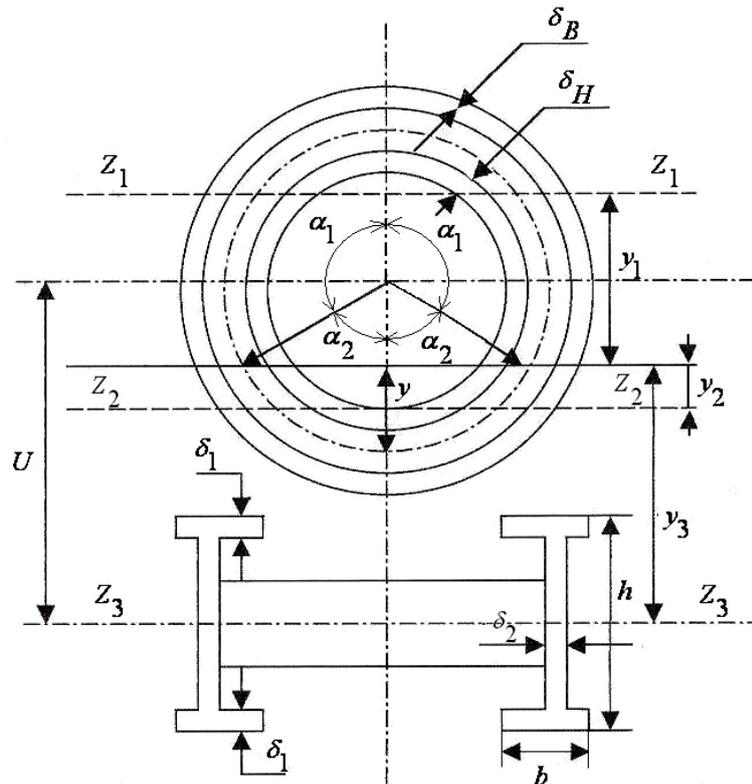


Рис. 4.16. Схема определения положения нейтральной плоскости монолитной балки

Расчет изгибных жесткостей частей конструкции, расположенных выше нейтральной плоскости (верхней части):

$$(EI)_B = E_1(I_{z1B} + F_B y_1^2) = \frac{E_1 R^3 \delta}{2} \left(2\alpha_1 + \sin 2\alpha_1 - \frac{4 \sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right) + 2E_1 \alpha_1 R^3 \delta \left(\frac{\sin \alpha_1}{\alpha_1} - \cos \alpha_1 \right)^2; \quad (4.5)$$

Расчет изгибных жесткостей частей конструкции, расположенных ниже нейтральной плоскости (нижней части):

$$(EI)_H = E_2(I_{z3H} + F_H y_3^2) + E_1(I_{z2H} + F_H y_2^2) = E_2 \left\{ \frac{bh^2 \delta_1}{6} \left(6 + \frac{\delta_2 h}{\delta_1 b} \right) + 2(\delta_2 h + 2b\delta_1) \left[\frac{h}{2} + R(1 - \cos \alpha_2) \right]^2 \right\} + E_1 R^3 \delta \left(2\alpha_2 + \sin \alpha_2 - \frac{4 \sin^2 \alpha_2}{\alpha_2} \right) + 2E_1 \alpha_2 R^3 \delta \left(\frac{\sin \alpha_2}{\alpha_2} - \cos \alpha_2 \right)^2, \quad (4.6)$$

где E_1 – осевой модуль упругости 1-го рода для стеклопластиковой оболочки; E_2 – модуль упругости 1-го рода для материала стрелы (сталь); I_{z1B} – момент инерции части поперечного сечения оболочки охватываемой углом $2\alpha_1$, относительно $z_1 - z_1$; F_b – площадь части поперечного сечения оболочки, соответствующей углу $2\alpha_1$; $I_{z1л}$ – момент инерции поперечного сечения двух лонжеронов стрелы относительно оси $z_3 - z_3$; $F_л$ – площадь поперечного сечения двух лонжеронов; I_{z2H} – момент инерции части поперечного сечения оболочки, охватываемого углом $2\alpha_1$ относительно $z_2 - z_2$; F_H – площадь части поперечного сечения оболочки, соответствующего углу $2\alpha_2$; R – радиус срединной поверхности оболочки; δ – приведенная толщина оболочки, равная сумме двух несущих слоев: $\delta = \delta_H + \delta_B$.

После определения положения нейтральной плоскости по формуле (4.3) можно вычислить σ_x в любой точке произвольного поперечного сечения балки.

4.8.3. Расчёт на устойчивость стрелы

Для расчета на устойчивость стрелы необходимо знать максимальное значение момента $M_{\max}(x)$, соответствующее обычно сечению, где передается усилие от механизма подъёма.

Максимальное значение продольных напряжений, очевидно, будет соответствовать наиболее удаленным от нейтральной плоскости элементам, т.е. нижним поясам лонжеронов, полки которых могут потерять устойчивость как пластины.

Расчетные напряжения в полках нижних поясов лонжеронов рассчитываются по формуле (4.3), представленной в виде:

$$\sigma_{\alpha \max}^P = \frac{M_{\max}(x)E_2}{E_0 I_0} [h + R(1 - \cos \alpha_2)].$$

Разрушающие напряжения большой полки пояса лонжерона определяются по формуле

$$\sigma_{\text{разр}} = \sigma_B \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (4.7)$$

где σ_B – временное сопротивление материала стали при сжатии; ν – параметр, равный

$$\nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{кр.м}}},$$

где $\sigma_{\text{кр.м}}$ – критическое напряжение местной потери устойчивости полки как пластины:

$$\sigma_{\text{кр.м}} = \frac{0,8K \cdot E_2}{\left(\frac{B_1}{\delta_1}\right)^2}.$$

Коэффициент K учитывает в основном условия опирания пластины, а также её относительные размеры: для конструкций можно принимать $K \approx 0,9$.

При расчете общей потери устойчивости нижнего пояса лонжерона используется формула (4.7), однако с тем отличием, что параметр ν принимается:

$$\nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{кр.общ}}; \quad \sigma_{кр.общ} = \frac{m\pi^2 E_2}{(l'/i)^2},$$

где m – коэффициент, учитывающий опорные условия (в расчётах принимается $m \approx 4$); l' – расстояние между поперечными силовыми элементами стрелы; i – радиус инерции пояса (для данного случая $i = 0,29 \cdot \delta_1$).

Коэффициент запаса устойчивости определяется как:

$$\eta = \frac{\sigma_{разр}}{\sigma_{x\max}^p}.$$

Условием неразрушения полок и поясов лонжеронов является величина $\eta \geq 1$. Стенки лонжеронов воспринимают в основном касательные напряжения от действия поперечной силы $Q(x)$.

При оценке устойчивости стенки лонжерона сначала определяются касательные напряжения. Последние по высоте сечения распределяются неравномерно, поэтому с целью упрощения расчёта вычисляется среднее значение напряжений.

4.8.4. Расчёт на устойчивость стеклопластиковой оболочки

Часть оболочки, находящаяся ниже нейтральной плоскости монолитной балки, в процессе подъёма конструкции сжимается. Максимальное значение сжимающих напряжений соответствует нижней образующей оболочки (расчётные напряжения):

$$\sigma_{x\max}^p = \frac{M_{\max}(x) E_x R (1 - \cos \alpha_2)}{E_0 J_0}. \quad (4.8)$$

Критические напряжения потери устойчивости оболочки:

– для симметричной формы:

$$\sigma_{x\text{кр}}^c = \frac{\sigma}{R} \sqrt{\frac{E_x E_\theta}{3(1 - \mu_x \mu_\theta)}};$$

– для несимметричной формы:

$$\sigma_{x\text{кр}}^H = \frac{\sigma}{R} \sqrt{\frac{E_x E_\theta G \left[\lambda E_\theta + 2\mu_\theta \sqrt{E_x E_\theta} + 4G(1 - \mu_x \mu_\theta) \sqrt{\frac{E_\theta}{E_x}} \right]}{3(1 - \mu_x \mu_\theta) \left[2E_\theta G + \left(E_x E_\theta - 2\mu_x E_\theta G \sqrt{\frac{E_\theta}{E_x}} \right) \right]}}, \quad (4.9)$$

где E_x, E_θ – модули упругости 1-го рода соответственно в осевом и окружном направлениях; G – модуль сдвига; μ_x, μ_θ – коэффициенты Пуассона в окружном и осевом направлениях.

Из двух значений критических напряжений, полученных по данным зависимостям, берётся минимальное, по которому определяется коэффициент запаса устойчивости (обычно $\sigma_{x \text{ кр}}^H < \sigma_{x \text{ кр}}^C$):

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma_x^p}.$$

4.8.5. Расчет болтов, скрепляющих оболочку со стрелой, на срез

При совместном изгибе стрелы с оболочкой в составе монолитной балки по линии их стыка возникают сдвигающие усилия, изменяющиеся по длине по тому же закону, что и $M(x)$.

Сдвигающие усилия определяются по формуле

$$T = \frac{M(x)U}{\left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} + \frac{V^2}{\sum_{i=1}^2 E_i I_i} \right)}. \quad (4.10)$$

Так как болты, скрепляющие оболочку со стрелой, обычно устанавливаются попарно, то напряжение среза составит:

$$\tau = \frac{2T_{\text{max}}}{\pi \cdot D},$$

где $2T_{\text{max}}$ – максимальное сдвигающее усилие, соответствующее сечению, где $M(x)$ принимает максимальное значение; D – диаметр болта.

Коэффициент запаса прочности имеет вид:

$$\eta = \frac{\tau_B}{\tau}.$$

Условием неразрушения болта является $\eta \geq 1$.

4.8.6. Определение максимального прогиба составной монолитной балки

Очевидно, что прогиб балки соответствует сечению с координатой x_0 , т.е. левому торцу поднимаемой конструкции, и определяется по следующей зависимости:

$$Y_{\text{max}} = \frac{qa^4}{8E_0 I_0} + \left(\frac{qa^2 d}{6E_0 I_0} - \frac{qd^3}{24E_0 I_0} \right) a - \frac{qal_2^2 d}{12E_0 I_0}; \quad (4.11)$$

$$Y_{\text{max}} = \frac{qa(3a^3 + 4a^2 d - 2dl_3^2)}{24E_0 I_0}. \quad (4.12)$$

4.8.7. Пример расчёта

Расчет на устойчивость элементов системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» для случая подъёма

1. Исходные данные для расчёта:

– масса стрелы и оболочки с изделием, кг:

$$m_2 = 32000;$$

– размеры по длине конструкции, м:

$$L = 18; L_1 = 20,5; L_2 = 2,1;$$

$$a = 16,5; b = 4;$$

– размеры в поперечном сечении оболочки, м:

$$R = 0,9;$$

$$\delta_H = 0,005; \delta_B = 0,005; \delta = \delta_H + \delta_B;$$

– размеры стрелы в поперечном сечении, м:

$$\delta_1 = 0,001; \delta_2 = 0,005;$$

$$h = 0,4;$$

$$b_{пл} = 0,1; b_{пл1} = 0,08;$$

– расстояние между поперечными силовыми элементами стрелы, м:

$$L_{нпл} = 0,5;$$

– физико-механические характеристики материалов:

• для стали 30ХГСА стрелы, Па:

$$\sigma_B = 1,2 \cdot 10^9;$$

$$E_2 = 200 \cdot 10^9;$$

$$\tau_B = 0,73 \cdot 10^9;$$

• для стеклопластика на основе стеклоткани ТС8/3-Е1, Па:

$$E_1 = 26 \cdot 10^9; G = 3,5 \cdot 10^9; E_\theta = 30 \cdot 10^9;$$

$$\mu_x = 0,11; \mu_\theta = 0,14;$$

– необходимые для расчета параметры механизма подъёма стрелы, Н:

$$P = 2,35 \cdot 10^6;$$

$$\alpha = 37 \text{ град};$$

– ускорение свободного падения, м/с²:

$$g = 9,81;$$

– коэффициент, учитывающий геометрию полки лонжерона:

$$K = 0,9;$$

– коэффициент, учитывающий опорные условия:

$$m = 4;$$

– масса ПУ без стрелы, ТПК и ракеты, кг:

$$m_1 = 41 \cdot 10^3;$$

– внешняя нагрузка от неровностей, Н:

$$P_0 = 0,1 \cdot 10^5;$$

– расстояние между неровностями дороги:

$$\lambda = 1;$$

– жёсткость подвески агрегата, Н/м²:

$$c_1 = 5 \cdot 10^7;$$

– жёсткость связей между агрегатом и стрелой, Н/м²:

$$c_2 = 10 \cdot 10^{10}.$$

2. Построение расчётной схемы

Физико-механические характеристики конструкционных сталей и пластиков, используемых для изготовления подъёмной стрелы и ТПК, приведены в табл. 4.5 и 4.6.

Таблица 4.5

ФМХ однонаправленных пластиков, применяемых для изготовления ТПК

| Состав стеклопластика | | ρ , кг/м ³ | σ_v , МПа | E , ГПа |
|------------------------------|--------------------|----------------------------|------------------|-----------|
| Наполнитель | Связующее | | | |
| Лента из стекложгута ЖС 2414 | Эпоксидное ЭДТ-10П | 2000 | 1470 | 12 |
| Стеклонить НС 5313 №19 | Эпоксидное ЭДФГ-15 | 2000 | 1510 | 18 |
| Стеклонить | Эпоксидное ЭДТ-10П | 2020 | 1570 | 24 |
| Стеклонить НС 5313 №26 | Эпоксидное ЭДТ-10П | 1400 | 1450 | 22 |
| Нить СВМ | ЭДТ-10П | 1300 | 1548 | 36 |
| Борное волокно | Эпоксидное | 2030 | 1960 | 41 |

Таблица 4.6

ФМХ конструкционных материалов, применяемых для изготовления подъёмной стрелы

| Материал | Марка материала | ρ , кг/м ³ | σ_v , МПа | E , ГПа |
|-----------------|---------------------|----------------------------|------------------|-----------|
| Сталь | СП28 28Х3СНМВФА | 7800 | 1570 | 204 |
| | СП33 33Х3СНМВФА | 7800 | 1720 | 199 |
| | ВКС-1 42Х2ГСНМА | 7800 | 1865 | 201 |
| | ВЛ-1 30Х2ГН2СВМА | 7800 | 1715 | 191 |
| | ЭИ-643 | 7900 | 1960 | 200 |
| Титановый сплав | ВТ-14 | 4520 | 1255 | 118 |
| | ВТ-15 | 4890 | 1370 | 113 |
| | ВТ-23 | 4570 | 1420 | 108 |

1. Распределённая нагрузка от веса конструкции:

$$q = m_1 \cdot \frac{g}{l}; \quad q = 1,778 \cdot 10^4 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

2. Расстояние между штоком гидроцилиндра и подцапфенной балкой:

$$d = L - a - L_2; \quad d = 1,9 \text{ м}.$$

3. Угловое ускорение подъёма конструкции:

– задаём время подъёма и шаг по времени:

$$t_p = 10 \text{ с}; \quad t = 0 \dots 10 \text{ с};$$

$$\varepsilon(t) = \left(\frac{\pi^3}{4 \cdot t_p^2} \right) \cdot \cos \left(\frac{\pi \cdot t}{t_p} \right), \text{ рад/с}^2.$$

– график зависимости изменения углового ускорения от времени (рис. 4.17).

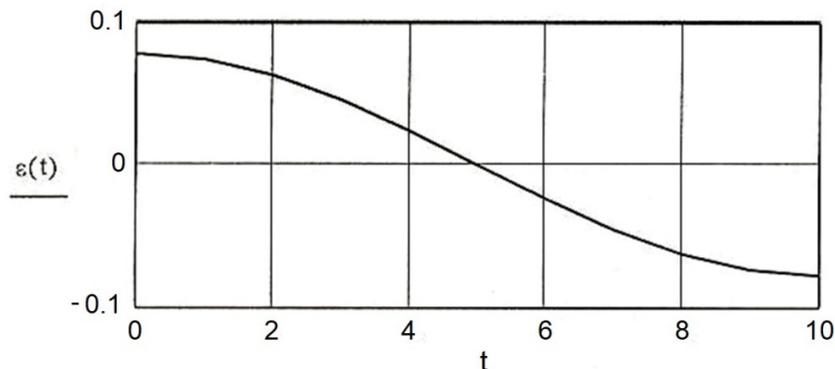


Рис. 4.17. График зависимости изменения углового ускорения от времени

4. Коэффициент поперечной перегрузки:

– задаём шаг по координате (по длине конструкции):

$$x = -2 \dots 16; \quad n(t, x) = 1 + \varepsilon(t) \cdot \frac{x}{9,81}; \quad n(0, 16) = 1,126; \quad -n(0, 2) = -1,016;$$

– строим график изменения поперечной перегрузки по длине конструкции в начальный момент времени подъёма (рис. 4.18).

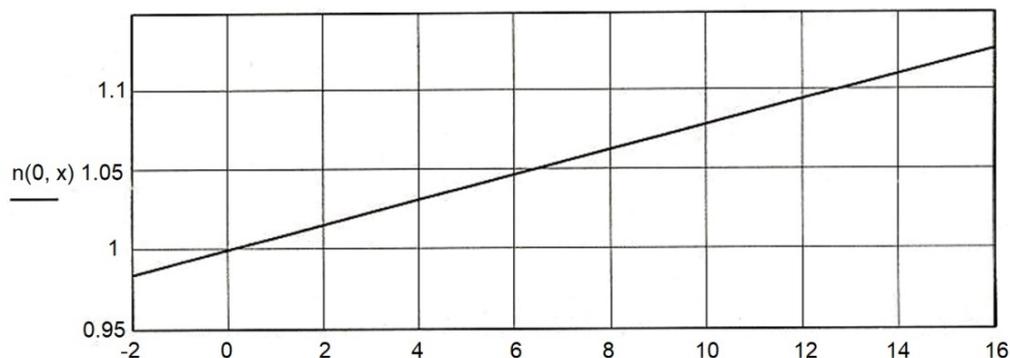


Рис. 4.18. График изменения поперечной перегрузки по длине конструкции в начальный момент времени подъёма

5. Построение эпюр поперечной перегрузки:

Реакции опор по абсолютной величине:

$$R_A = q \cdot \frac{(L_1^2 - L_2^2)}{2 \cdot d}; \quad R_A = -6,161 \cdot 10^6;$$

$$R_B = q \cdot \frac{(a^2 - b^2)}{2 \cdot d}; \quad R_B = -3,796 \cdot 10^6.$$

6. Поперечные силы, Н:

$$x = 0; \quad Q_{\text{ед}} = q \cdot x; \quad Q_{\text{ед max } x} = 1,745 \cdot 10^5;$$

$$x = 1; \quad Q_{\text{ед max}} = q \cdot x; \quad Q_{\text{ед max}} = -2,933 \cdot 10^5;$$

$$x = a; \quad Q_{A \text{ max}} = R_A - q \cdot x; \quad Q_{A \text{ max}} = -6,454 \cdot 10^5;$$

$$Q_0 = 0; \quad Q_0 = q \cdot x; \quad Q_{\text{ед}} = 1,778 \cdot 10^4;$$

$$x = a + b; \quad Q_B = R_A - q \cdot x; \quad Q_B = -6,443 \cdot 10^6;$$

$$x = a + b; \quad Q_B = R_A - R_B - q \cdot x; \quad Q_B = 2,647 \cdot 10^6;$$

$$x = a + b; \quad Q_C = R_A - R_B - q \cdot x; \quad Q_C = -2,729 \cdot 10^6.$$

7. Изгибающие моменты, Н·м:

$$x = 0; \quad M_0 = q \cdot \frac{x^2}{2}; \quad M_0 = 0;$$

$$x = 1; \quad M_{\text{ед}} = -q \cdot \frac{x^2}{2}; \quad M_{\text{ед}} = -8,889 \cdot 10^3;$$

$$x = a; \quad M_{\text{ед max}} = -q \cdot \frac{x^2}{2}; \quad M_{\text{ед max}} = -2,42 \cdot 10^6;$$

$$x = a + b; \quad M_B = R_A(x - a) - q \cdot \frac{x^2}{2}; \quad M_B = 1,449 \cdot 10^6;$$

$$x = a + b; \quad M_C = R_A(x - a) - R_B(x - L_1) - q \cdot \frac{x^2}{2}; \quad M_C = -2,838 \cdot 10^7.$$

8. Построение единичных эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

9. Максимальные значения поперечной силы и изгибающего момента:

$$Q_{\text{max}} = Q_{\text{ед max}} \cdot \frac{n(0,2) + n(0,16)}{2}; \quad Q_{\text{max}} = 3,142 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$M_{\text{max}} = M_{\text{ед max}} \cdot \frac{n(0,2) + n(0,16)}{2}; \quad M_{\text{max}} = -2,592 \cdot 10^6 \text{ Н·м}.$$

10. Определение положения нейтральной плоскости монолитной балки:

– шаг по углу α_2 :

$$i = 40,4 + 1 \dots 80;$$

$$\alpha_{1\rho_i} = \frac{i}{57,26} \text{ рад};$$

– текущее значение угла α_2 :

$$\alpha_1 \rho_i = \frac{(180 - i)}{57,26} \text{ рад};$$

– расчётная схема;

– изгибная жёсткость верхней части конструкции:

$$EI_{B1i} = \left(E_1 \cdot R^3 \cdot \frac{\delta}{2} \right) \cdot \left[2 \cdot \alpha_1 \rho_i + \sin(2 \cdot \alpha_1 \rho_i) - 4 \cdot \frac{(\sin(\alpha_1 \rho_i))^2}{\alpha_1 \rho_i} \right];$$

$$EI_{B2i} = 2 \cdot E_1 \cdot \alpha_1 \rho_i \cdot R^3 \cdot \delta \cdot \left[\left(\frac{\sin(\alpha_1 \rho_i)}{\alpha_1 \rho_i} \right) - \cos(\alpha_1 \rho_i) \right]^2;$$

$$EI_{Bi} = EI_{B1i} + EI_{B2i}, \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

– график изменения изгибной жёсткости верхней части конструкции (рис. 4.19);

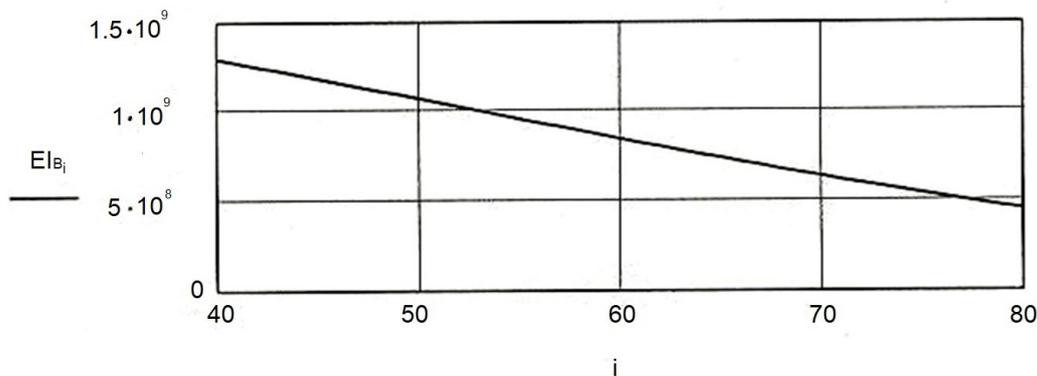


Рис. 4.19. График изменения изгибной жёсткости верхней части конструкции

– изгибная жёсткость нижней части конструкции:

$$EI_{H1i} = E_1 \left[\left(\frac{b_{\text{л}} \cdot h^2 \cdot \delta_1}{6} \right) \cdot \left(6 + \frac{\delta_2 \cdot h}{\delta_1 \cdot b_{\text{л}}} \right) + 2 \cdot (\delta_1 \cdot h + 2 \cdot b_{\text{л}} \cdot \delta_1) \cdot \left[\frac{h}{2} + R \cdot (1 - \cos(\alpha_2 \rho_i))^2 \right] \right];$$

$$EI_{B2i} = \left(E_1 \cdot R^3 \cdot \frac{\delta}{2} \right) \cdot \left[2 \cdot \alpha_2 \rho_i + \sin(2 \cdot \alpha_2 \rho_i) - 4 \cdot \frac{(\sin(\alpha_2 \rho_i))^2}{\alpha_2 \rho_i} \right];$$

$$EI_{H3i} = 2 \cdot E_1 \cdot \alpha_2 \rho_i \cdot R^3 \cdot \delta \cdot \left[\left(\frac{\sin(\alpha_2 \rho_i)}{\alpha_2 \rho_i} \right) - \cos(\alpha_2 \rho_i) \right]^2;$$

$$EI_{Hi} = EI_{H1i} + EI_{H2i} + EI_{H3i};$$

– изменение изгибной жёсткости EI нижней части конструкции (рис. 4.20);

– определение α_2 графическим способом (рис. 4.21);

– расстояние от нижней образующей оболочки до нейтральной плоскости:

$$\text{нейтральная} = R \cdot (1 - |\cos(\alpha_2)|); \quad \text{нейтральная} = 0,467 \text{ м.}$$

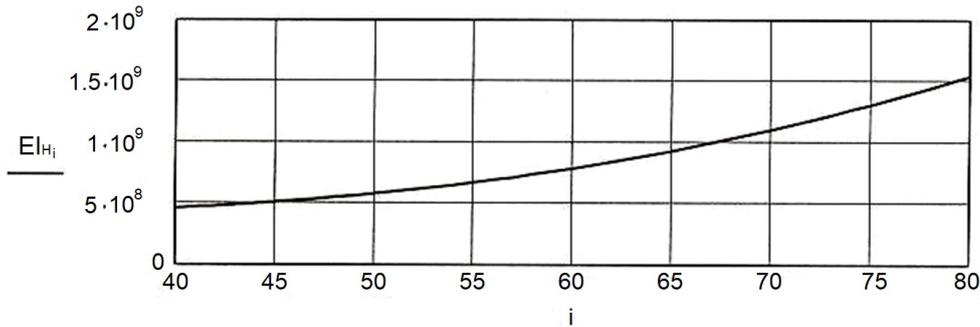


Рис. 4.20. График изменения изгибной жёсткости нижней части конструкции

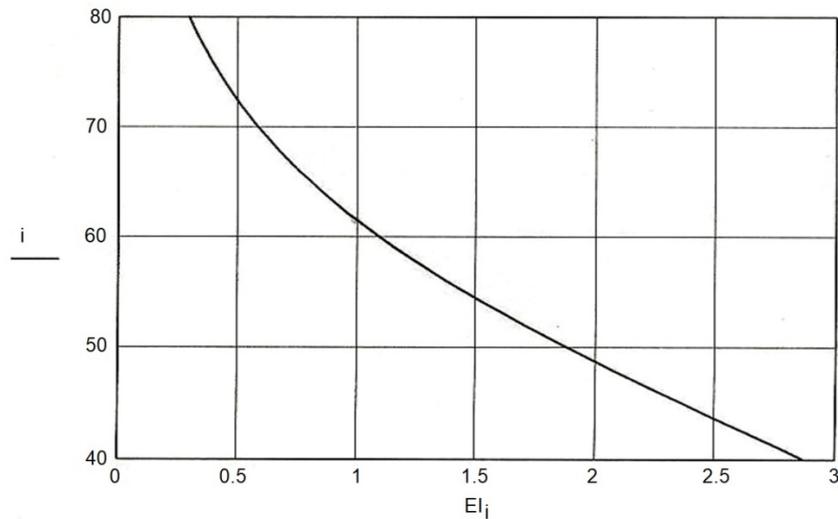


Рис. 4.21. График определения коэффициента α_2 графическим способом

11. Расчёт на устойчивость стрелы:

– приведенная изгибная жёсткость монолитной балки:

$$E_0 I_{01} = E_1 \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \delta; \quad E_0 I_{01} = 5,955 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$E_0 I_{02} = \left(\frac{E_2 \cdot b_{\text{л}} \cdot h^2 \cdot \delta_1}{6} \right) \cdot \left(6 + \frac{\delta_2 \cdot h}{\delta_1 \cdot h} \right); \quad E_0 I_{02} = 3,467 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$E_0 I_{03} = \frac{E_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \delta \cdot E_2 \cdot 2 \cdot (\delta_2 \cdot h + b_{\text{л}} \cdot \delta_1) \left(R + \frac{h}{2} \right)^2}{E_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \delta + E_2 \cdot 2 \cdot (\delta_2 \cdot h + b_{\text{л}} \cdot \delta_1)}; \quad E_0 I_{03} = 9,271 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$E_0 I_0 = E_0 I_{01} + E_0 I_{02} + E_0 I_{03}; \quad E_0 I_0 = 1,557 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

– превышение изгибной жёсткости конструкции:

$$\text{ПР} = \left(\frac{E_0 I_{03}}{E_0 I_{01} + E_0 I_{02}} \right) \cdot 100\%; \quad \text{ПР} = 147,129\%;$$

– расчётное напряжение в полках нижних поясов лонжеронов:

$$\sigma_x R_{\text{max}} = E_2 |\text{max}| \cdot \frac{(h + \text{нейтральная})}{E_0 I_0}; \quad \sigma_x R_{\text{max}} = 2,918 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

– критическое напряжение местной потери устойчивости большой полки пояса лонжерона:

$$\sigma_{\text{КРМ}} = \frac{0,9 \cdot k \cdot E_1}{\left(\frac{b_{\text{л1}}}{\delta_1}\right)^2}; \quad \sigma_{\text{КРМ}} = 2,531 \cdot 10^9 \text{ Па};$$

– параметр:

$$\nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{КРМ}}}; \quad \nu = 0,474;$$

– разрушающее напряжение большой полки:

$$\sigma_{\text{РАЗР.БП}} = \sigma_B \cdot \frac{1+\nu}{1+\nu+\nu^2}; \quad \sigma_{\text{РАЗР.БП}} = 1,041 \cdot 10^9 \text{ Па};$$

– радиус инерции пояса лонжерона:

$$I = 0,29 \cdot \sigma_1, \text{ м};$$

– критическое напряжение общей потери устойчивости нижнего пояса лонжерона:

$$\sigma_{\text{КР.ОБЩ}} = \frac{m \cdot \pi^2 \cdot E_2}{\left(\frac{L_{\text{НПЛ}}}{I}\right)^2}; \quad \sigma_{\text{КР.ОБЩ}} = 2,656 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

– параметр:

$$\nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{КР.ОБЩ}}}; \quad \nu = 4,518;$$

– разрушающее напряжение нижней полки лонжерона:

$$\sigma_{\text{РАЗР.НП}} = \sigma_B \frac{1+\nu}{1+\nu+\nu^2}; \quad \sigma_{\text{РАЗР.НП}} = 2,554 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

– коэффициент запаса устойчивости:

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{РАЗР.НП}}}{\sigma_x R_{\text{max}}}; \quad \eta = 0,875;$$

– площадь поперечного сечения лонжерона: $F_{\text{л}} = 0,08 \text{ м}^2$;

– площадь поперечного сечения: $F_{\text{ОБ}} = 2\pi \cdot R \cdot \delta$, м²;

– среднее значение касательных напряжений:

$$\tau_{\text{СР}} = \frac{Q_{\text{max}}}{F_{\text{л}} + F_{\text{ОБ}}}; \quad \tau_{\text{СР}} = 2,301 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

– критическое напряжение стенки лонжерона:

$$K = 5,6 + \frac{3,78}{\left(\frac{L_{\text{НПЛ}}}{h}\right)^2}; \quad K = 8,624;$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{0,9 \cdot K \cdot E_2}{\left(\frac{h}{\delta_2}\right)^2}; \quad \tau_{\text{КР}} = 2,425 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

– параметр:

$$v_1 = \frac{\tau_B}{\tau_{КР}}; \quad v_1 = 3,01;$$

– разрушающее напряжение нижней стенки лонжерона:

$$\tau_{разр} = \tau_B \frac{1+v}{1+v+v^2}; \quad \tau_{разр} = 2,24 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

– коэффициент запаса устойчивости:

$$\eta_1 = \frac{\tau_{РАЗР}}{\tau_{СР}}; \quad \eta_1 = 97,346;$$

12. Расчёт на устойчивость стеклопластиковой оболочки:

– расчётное значение сжимающих напряжений по нижней образующей оболочки:

$$\sigma_{x0\max} = \frac{|M_{\max}| \cdot E_1 \cdot [R \cdot (1 - |\cos(\alpha_2)|)]}{E_1}; \quad \sigma_{x0\max} = 2,062 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

– критическое напряжение потери устойчивости оболочки:

• для симметричной формы:

$$\sigma_{СКР} = \left(\frac{\delta}{R}\right) \cdot \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_0}{3(1 - \mu_x \cdot \mu_0)}}; \quad \sigma_{СКР} = 1,806 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

• для несимметричной формы:

$$\sigma_{НКР} = \left(\frac{\delta}{R}\right) \cdot \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_0 \cdot \left[2 \cdot E_0 + 2 \cdot \mu_0 \cdot \sqrt{E_1 \cdot E_0} + 4 \cdot G \cdot (1 - \mu_0 \cdot \mu_0) \cdot \sqrt{\frac{E_0}{E_1}}\right]}{3(1 - \mu_x \cdot \mu_0) \left[2 \cdot E_0 \cdot G + (E_1 \cdot E_0 - 2 \cdot \mu_0 \cdot E_0 \cdot G) \cdot \sqrt{\frac{E_0}{E_1}}\right]}}$$

$$\sigma_{НКР} = 9,6 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

– коэффициент запаса устойчивости:

$$\eta = \frac{\sigma_{НКР}}{\sigma_{x0\max}}; \quad \eta = 4,656.$$

13. Определение максимального прогиба конструкции:

$$Y_{\max} = \left[\frac{q \cdot a \cdot (3 \cdot a^3 + 4 \cdot a^2 \cdot d - d^3 - 2d \cdot L_2^2)}{24 \cdot E_0 I_0} \right] \cdot \frac{n(0,0) + n(0,16)}{2};$$

$$\alpha = 62; \quad Y_{\max} = 0,107 \text{ м}.$$

14. Определение максимальной перегрузки на ТПК, стреле и ракете при транспортировке и опасного скоростного режима:

– выбор расчётной схемы;

– определение первой резонансной частоты:

$$w_1 = \sqrt{w_1}; \quad w_1 = 26,17 \text{ рад/с};$$

$$f_1 = \frac{w_1}{2\pi}; \quad f_1 = 4,165 \text{ Гц};$$

– задание шага по времени и по скорости:

$$v = 1 \dots 50 \text{ км/ч}; \quad t = 5 \text{ с};$$

– определение частоты внешнего воздействия:

$$p_v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{v \cdot 0,3}{\lambda};$$

– определение амплитуды колебаний стрелы, ТПК, ракеты:

$$A_{\text{кфкв}} = \frac{P_0 \cdot c_2}{[c_1 + c_2 - m_1 \cdot (p_v)^2] \cdot [c_1 - m_2 \cdot (p_v)^2] - c_2^2}, \text{ м};$$

– определение максимальной перегрузки и скорости наступления резонанса:

$$Y_{\text{СК1v,t}} = (-A_{\text{кфк}})_v \cdot w_1^2 \cdot \cos(w_1 \cdot t), \text{ м/с};$$

$$n_{Y_{v,t}} = 1 + \frac{|Y_{\text{СК1v,t}}|}{9,8};$$

– построение графической зависимости перегрузки от скоростного режима (рис. 4.22).

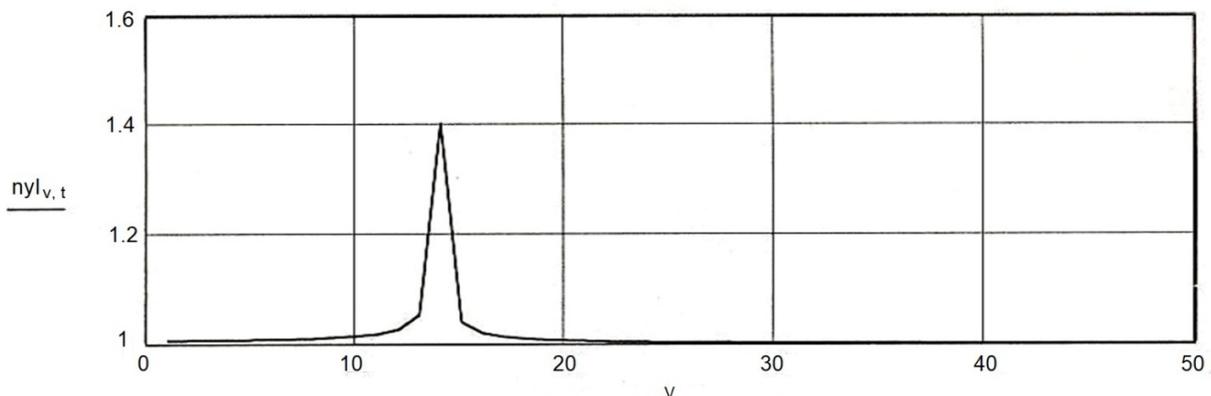


Рис. 4.22. График зависимости перегрузки от скоростного режима

4.9. Методика расчёта силовых элементов конструкций СПУ на мгновенную прочность

1. Анализ расчётных случаев нагружения силовых элементов конструкций по условиям мгновенной прочности.

Ракета

Расчетный случай нагружения СЭК характеризуется тем, что в СЭК возникают максимальные напряжения. При этом основными расчетными случаями для корпуса ракеты являются полетные. При наземной эксплуатации расчётные случаи нагружения рассматриваются как проверочные.

Основные расчётные случаи:

- действие избыточного давления в камере РДТТ;
- действие сжимающих нагрузок на вышестоящие ступени;

– действие воздушной ударной волны на участке работы 1-й ступени РДТТ;

- подъём ТПК с ракетой;
- действие наземной воздушной ударной волны.

Транспортно-пусковой контейнер

Основные расчётные случаи:

– действие внутреннего избыточного давления при минометном старте ракеты;

- действие воздушной ударной волны;
- подъём ТПК с ракетой;
- воздействие стрелкового оружия и обычных боеприпасов.

Подъёмная стрела

Основные расчётные случаи:

- подъём ТПК с ракетой;
- транспортировка.

Подъёмный гидроцилиндр

Основной расчётный случай – подъём ТПК.

Несущая рама

Основные расчётные случаи:

- подъём ТПК с ракетой;
- преодоление впадин и выступов.

2. Общие сведения о проверочном и проектировочном расчётах силовых элементов конструкций.

Цель проектировочного расчёта – определение геометрических характеристик поперечных сечений СЭК на основе предполагаемых нагрузок, выбранных конструкций, материалов и допускаемых напряжений. При этом

$$\sigma_{\text{ос}} = \frac{N}{F} \leq [\sigma] \Rightarrow F \geq \frac{N}{[\sigma]};$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M}{W} \leq [\sigma] \Rightarrow W \geq \frac{M}{[\sigma]},$$

где $W = \pi \cdot R^2 \cdot \delta$.

Проверочный расчёт выполняется по известным характеристикам поперечных сечений, допускаемым напряжениям, уточнённым внешним нагрузкам. Проверочный расчёт является окончательным и более точным.

3. Алгоритм методики проектировочного расчёта на мгновенную прочность.

Суть алгоритма:

1. Выбирается расчётный случай нагружения.
2. Составляются общая и частная расчётные схемы СЭК.
3. Рассчитывается и составляется схема нагружения каждого отдельного СЭК.
4. Выбирается конструкционный материал СЭК.

5. Определяются допускаемые напряжения.
6. Выбираются профили поперечных сечений СЭК.
7. Задаются значения следующих коэффициентов:
 - $f = 1,2 \dots 1,3$ (коэффициент безопасности);
 - $\eta_g = 1,65 \dots 2,5$ (коэффициент динамичности);
 - $\eta_k = 1,65 \dots 2,35$ (коэффициент концентрации напряжений).
8. Определяются геометрические характеристики сечений:

$$F \geq \frac{N}{[\sigma]}; \quad W \geq \frac{M}{[\sigma]}.$$

4. *Алгоритм методики проверочного расчёта.*

Пункты 1...7 при этой методике аналогичны пунктам проектировочного расчета.

9. Строятся эпюры продольных $N(x)$, поперечных $Q(x)$ сил и изгибающих моментов $M_{\text{изг}}$.

10. Выбираются наиболее опасные сечения силовых элементов, как показано на рис. 4.23.

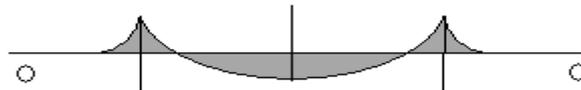


Рис. 4.23. Схема наиболее опасных сечений силовых элементов

11. В опасных сечениях определяются нормальные осевые σ_x , нормальные изгибные $\sigma_{\text{изг}}$ и касательные τ напряжения.
12. Определяются эквивалентные напряжения в опасных сечениях $\sigma_{\text{экр}}^{\text{III}}$, $\sigma_{\text{экр}}^{\text{IV}}$ и выбирается наиболее максимальное из них.
13. Проверяются условия прочности.

4.9.1. Пример расчёта

Пример. На основе закона длительной прочности оценить долговечность подъёмной стрелы, уточнить геометрические характеристики поперечных сечений и оценить уровень длительной прочности при следующих исходных данных:

$$\sigma_{\text{во}} = 1720 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{дл}} = 740 \text{ МПа}; \quad \gamma = 2.$$

Срок эксплуатации подъёмной стрелы составляет не менее 10 лет.

Решение.

1. Построить график закона длительной прочности:

$$\sigma_B(t) = \sigma_{\text{дл}} + (\sigma_{\text{во}} - \sigma_{\text{дл}}) \cdot e^{-\gamma t} \text{ с шагом } \Delta t = 1.$$

2. Определить геометрические характеристики поперечных сечений СЭК по известным зависимостям.

4.10. Методика расчёта силовых элементов конструкции СПУ на длительную прочность

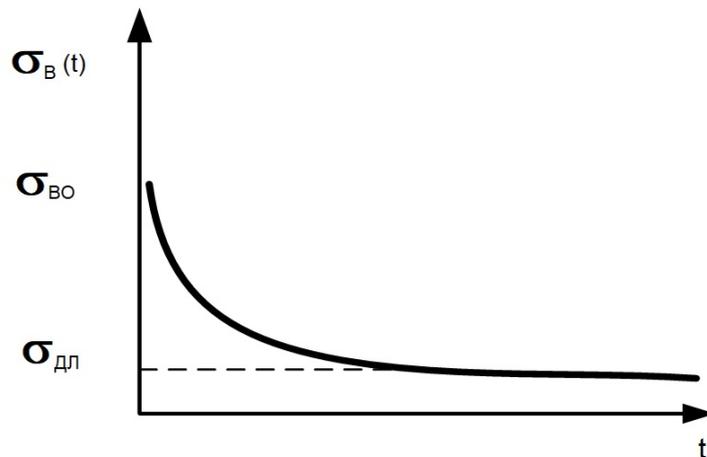
1. Выбирается конструкционный материал и определяется исходное значение предела длительной прочности σ_{BO} .
2. Устанавливается срок эксплуатации силового элемента конструкции (гарантийный срок эксплуатации – 10 лет).
3. Для выбранного конструкционного материала определяется предел длительной прочности $\sigma_{дл}$.
4. Экспериментально определяется γ .
5. Определяется текущее напряжение $\sigma_B(t)$ в зависимости от срока эксплуатации СЭК (табл. 4.7).

Таблица 4.7

Результаты изменения текущих напряжений от срока эксплуатации СЭК

| t , лет | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|
| σ_B , МПа | | | | | | | | | | |

6. Строится график функции $\sigma_B(t)$ (рис. 4.24).

Рис. 4.24. График зависимости σ_B от времени t

4.11. Методика расчёта силовых элементов конструкций на усталостную прочность

4.11.1. Общие сведения об усталостной прочности

Усталостная прочность – способность СЭК не разрушаться под действием циклических нагрузок.

Циклическая нагрузка – нагрузка, изменяющаяся с некоторой частотой (рис. 4.25).

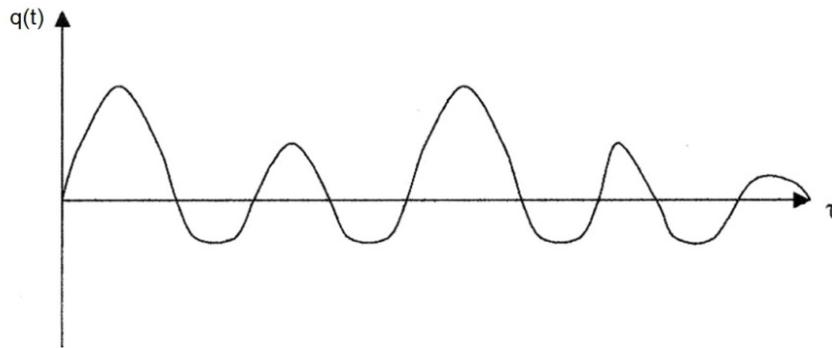


Рис. 4.25. Характер изменения циклической нагрузки

Виды усталости СЭК СПУ:

- малоцикловая усталость при $N_{ц} \leq 10$;
- среднецикловая усталость при $10 < N_{ц} \leq 100$;
- многоцикловая усталость при $N_{ц} > 100$.

Для СПУ основной циклической нагрузкой является инерционная нагрузка во время транспортировки. Для СЭК СПУ $\sigma_{ц}$ при транспортировке основным понятием является **цикл напряжения** (рис. 4.26), который характеризуется (см. рис. 4.26):

- периодом цикла $T_{ц}$;
- составляющей циклического напряжения, которое не изменяется со временем (средним напряжением) $\sigma_{ср}$;
- максимальным отклонением циклического напряжения от его среднего значения (амплитудным напряжением) σ_a ;
- коэффициент несимметричности цикла (степенью несимметричности) $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$;

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

- частотой цикла $f_{ц}$.

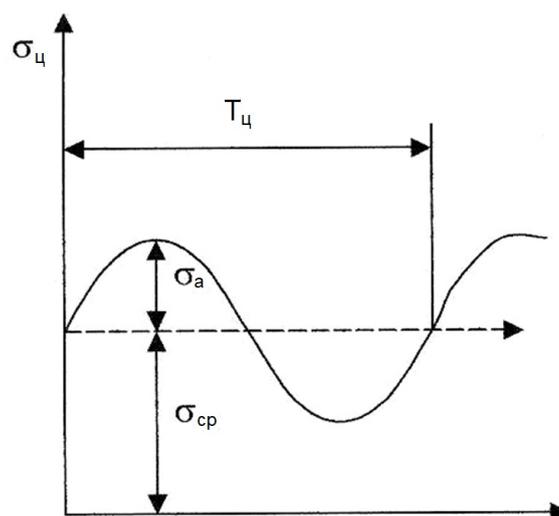


Рис. 4.26. Цикл напряжения

Закон усталостной прочности (рис. 4.27):

$$A = N_{ц0} \sigma_{-1}^m = N_{ц} \sigma_{ц}^m,$$

где $N_{ц0}$ – предельное число циклов, которое выдерживает образец; $\sigma_{ц}^m$ – среднее напряжение одного цикла нагружения; $N_{ц}$ – реальное число циклов нагружения; A – коэффициент пропорциональности; m – показатель степени числа.

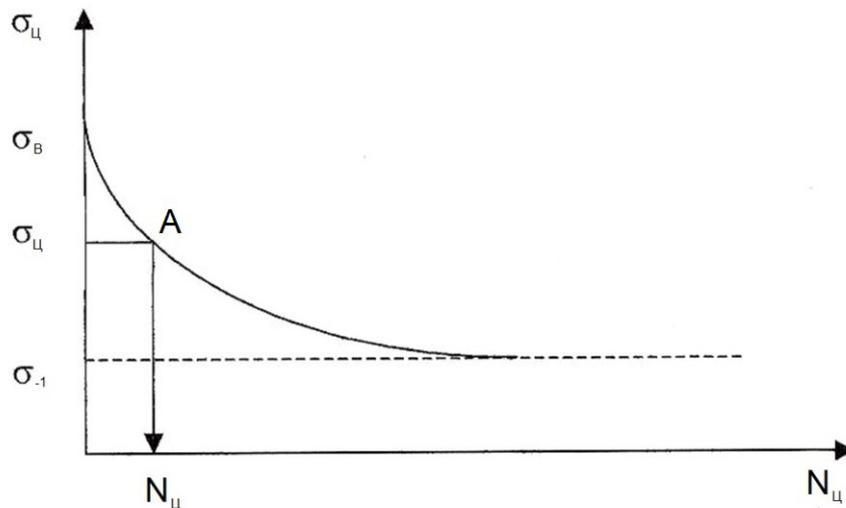


Рис. 4.27. Закон усталостной прочности

4.11.2. Модель накопления усталостных повреждений

В настоящее время для определения усталостных повреждений существуют различные модели, из которых можно выделить следующие:

- силовые, деформационные и энергетические модели;
- модели линейного и нелинейного суммирования повреждений.

Анализ всех моделей показывает, что силовые, деформационные и энергетические модели носят феноменологический характер и не имеют научно обоснованных оценок различных теорий по точности.

Наиболее приспособленными для практического применения являются силовые линейные уравнения, что подтверждается следующими обстоятельствами:

- наибольшей простотой и максимальной обеспеченностью методическим аппаратом и статистическими данными;
- широкой распространенностью и апробированностью в ведущих НИИ и КБ Российской Федерации.

Поэтому в дальнейшем необходимо остановиться только на рассмотрении силовой модели линейного суммирования повреждений.

4.11.3. Вывод формулы силовой модели линейного суммирования повреждений

Рассмотрим блочный режим сложного циклического нагружения с одинаковыми периодами изменения всех компонентов напряжений. Формула для определения линейного суммирования повреждений:

$$D = \sum_{i=1}^{n_d} \frac{N_{ци}}{N_{оци}(\sigma_{i \max}, R_i)}, \quad (4.13)$$

где n_d – общее число ступеней (участков дорог); $N_{ци}$ – число прошедших циклов; $N_{оци}$ – число ожидаемых циклов.

Следует заметить, что $N_{ци}$ достигает порядка сотен циклов. Для определения разрушающих чисел циклов необходимо располагать набором кривых усталости при различных значениях R .

Если на некоторой ступени нагружения σ_{\max} оказываются ниже предела выносливости, то $N_{оци} \rightarrow \infty$ и соответствующее слагаемое $N_{оци}$ в формуле (4.13) выпадает.

Значения $N_{оци}$ можно получить экспериментальным путем, однако для теоретических исследований и инженерных расчетов оно не годится. Поэтому необходимо располагать таким критерием, который бы позволял находить число циклов до разрушения при сложном циклическом напряженном состоянии на основании кривых усталости, полученных опытным путем на линейное и симметричное напряженное состояние.

Эта задача решается просто, если условие разрушения при $N_{оци}$ циклах представить в виде:

$$\sigma_{эi}(N_{оци}) = \sigma_{-1i}(N_{оци}) = \sigma_{-1i}, \quad (4.14)$$

где $\sigma_{эi}$ – эквивалентное напряжение, зависящее либо от амплитудных σ_{ai} и средних σ_{mi} значений компонентов напряжений, либо от максимальных σ_{maxi} ; σ_{-1i} – предел усталостной прочности.

Исходя из этого, имеем следующие соотношения:

$$\begin{aligned} N_{ци} &= f_{ци} \cdot T_i; \\ T_i &= \frac{l_i}{v_{срi}} \cdot \frac{l_M}{l_M} = \frac{a_i}{v_{срi}}, \end{aligned} \quad (4.15)$$

где l_M – длина маршрута; a_i – весовой коэффициент участка маршрута.

Тогда

$$N_{ци} = \frac{f_{ци} \cdot a_i}{v_{срi}} \cdot l_M.$$

Для определения числа циклов до разрушения при сложном циклическом напряженном состоянии $N_{цэi}$ используется закон Веллера:

$$A = N_{цо} \cdot \sigma_{-1}^m = N_{цэi} \cdot \sigma_{цэi}^m \Rightarrow N_{цэi} = \frac{N_{цо} \cdot \sigma_{-1}^m}{\sigma_{цэi}^m}. \quad (4.16)$$

Мера накопления усталостных повреждений:

а) для СЭК из однородного материала с учетом концентрации напряжений:

$$D = l_M \cdot n_k \cdot \left[N_{\text{цo}} \cdot \sigma_{-1}^m \left(1 - \frac{\sigma_{mэi}}{\sigma_b(t)} \right)^m \right]^{-1} \sum_{i=1}^{n_D} \delta(\sigma_{\text{цэi}}) \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} f_i \cdot \sigma_{\text{аэi}}^m;$$

б) для СЭК из неоднородных материалов с учетом концентрации напряжений:

$$D_j = l_M \cdot n_{kj} \cdot \left[N_{\text{цo}j} \cdot \sigma_{-1j}^{mj} \left(1 - \frac{\sigma_{mэi}}{\sigma_{bj}(t)} \right)^{mj} \right]^{-1} \sum_{i=1}^{n_D} \delta(\sigma_{\text{цэi}}) \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} f_j \cdot \sigma_{\text{аэj}}^{mj},$$

где $j = \overline{1, n_{yz}}$.

Величина транспортировочного ресурса (ТР) – определяется величиной работы, которая вызывает усталостные повреждения.

Если $D = 1$, то произойдет усталостное разрушение:

$$L_{\text{ТРj}} = [l_M] = N_{\text{цo}j} \cdot \sigma_{-1j}^{mj} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{mэi}}{\sigma_{bj}(t)} \right)^{mj} \left[n_{kj} \cdot \sum_{i=1}^{n_D} \delta(\sigma_{\text{цэi}}) \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} f_j \cdot \sigma_{\text{аэj}}^{mj} \right]^{-1};$$

$$\sigma_{\text{цэi}} = \sigma_{\text{аэi}} \cdot \left[1 - \frac{\sigma_{mэ}}{\sigma_b(t)} \right]^{-1}. \quad (4.17)$$

Подставив значения зависимостей (4.15), (4.16), (4.17) в (4.1) получим:

$$D = l_M \cdot n_k \cdot (N_{\text{цo}} \cdot \sigma_{-1}^m)^{-1} \cdot \sum_{i=1}^{n_D} \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} \cdot \sigma_{\text{цэi}}^m$$

или

$$D = l_M \cdot n_k \cdot \left[N_{\text{цo}} \cdot \sigma_{-1}^m \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{mэ}}{\sigma_b(t)} \right)^m \right]^{-1} \sum_{i=1}^{n_D} \delta(\sigma_{\text{цэi}}) \cdot \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} \cdot f_{\text{цi}} \cdot \sigma_{\text{аэi}}^m.$$

С учетом явления концентрации напряжений имеем:

$$D = l_M \cdot n_k \cdot \left[N_{\text{цo}} \cdot \sigma_{-1}^m \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{mэ}}{\sigma_b(t)} \right)^m \right]^{-1} \sum_{i=1}^{n_D} \delta(\sigma_{\text{цэi}}) \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} \cdot f_{\text{цi}} \cdot \sigma_{\text{аэi}}^m. \quad (4.18)$$

С учетом разнородных участков в СЭК по виду материала:

$$D_j = l_M \cdot n_{kj} \cdot \left[N_{\text{цo}j} \cdot \sigma_{-1j}^{mj} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{mэi}}{\sigma_{bj}(t)} \right)^{mj} \right]^{-1} \sum_{i=1}^{n_D} \delta(\sigma_{\text{цэi}}) \frac{a_i}{v_{\text{спi}}} f_{\text{цi}} \cdot \sigma_{\text{аэi}}^{mj}, \quad (4.19)$$

где $j = \overline{1, n_{\text{цг}}}$, $0 \leq D_j \leq 1$.

4.11.4. Методика оценки транспортировочного ресурса силовых элементов конструкции СПУ

Транспортировочный ресурс – предельное расстояние, которое может пройти СПУ. Транспортировочный ресурс является важнейшей характеристикой СПУ и определяет её подвижность, т.е. возможность находиться в движении как можно дольше. Движение СПУ обеспечивает высокую неопределенность о её местоположении и во многом определяет её «живучесть».

Основные зависимости для оценки транспортировочного ресурса:

Законы изменения во времени нормальных и касательных напряжений представлены формульно и на рис. 4.28:

$$\sigma(t) = \frac{M(t)}{W_x}; \quad \tau(t) = \frac{Q(t) \cdot S_x}{I_x}.$$

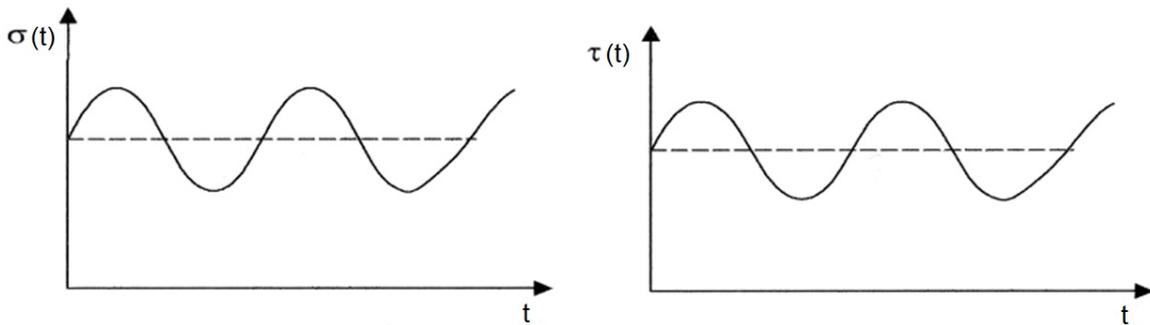


Рис. 4.28. Законы изменения во времени нормальных и касательных напряжений

Средние и амплитудные значения фактических напряжений:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad \sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m;$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}; \quad \tau_a = \tau_{\max} - \tau_m.$$

Эквивалентные средние и амплитудные напряжения:

$$\sigma_{mэ} = \sqrt{\sigma_m^2 + 4\tau_m^2}; \quad \sigma_{aэ} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2}.$$

Эквивалентное циклическое напряжение:

$$\sigma_{цэ} = \frac{\sigma_{aэ}}{\left[1 - \frac{\sigma_{mэ}}{\sigma_b(t)}\right]}; \quad \sigma_b(t) = \sigma_{дл} + (\sigma_{во} - \sigma_{дл}) \cdot e^{-j\theta}.$$

Время движения:

$$T_i = \frac{l_i}{v_{срi}} = l_M \cdot \frac{a_i}{v_{срi}},$$

где l_M – длина маршрута; $a_i = \frac{l_i}{l_M}$ – весовая доля дороги i -го типа.

Частота циклов напряжений:

$$f_{\text{ци}} = \frac{1}{T_{\text{ци}}}.$$

Средняя скорость движения на заданном режиме движения:

$$v_{\text{ср}i} = \left(\frac{a_{\text{пр}mi}}{v_{\text{пр}mi}} + \frac{a_{\text{пов}i}}{v_{\text{пов}i}} + \frac{l_{\rho_i + t_{Ti}}}{a_i \cdot l_M} \right)^{-1}.$$

Число циклов напряжений на заданном режиме движения:

$$N_{\text{ци}} = f_{\text{ци}} \cdot T_i = f_{\text{ци}} \frac{l_M \cdot a_i}{v_{\text{ср}i}}.$$

Предельно допустимое число циклов напряжений на заданном режиме движения:

$$N_{\text{цэ}i} = \frac{N_{\text{цо}} \cdot \sigma_{-1}^m}{\sigma_{\text{цэ}i}^m}.$$

Алгоритм оценки транспортноресурса СПУ

1. Задаём i -й тип дороги: $i = 1, n_d$.
2. Определяем весовую долю дороги i -го типа в общей длине маршрута a_i :

$$a_i = \frac{l_i}{l_m}.$$

3. Определяем весовые доли криволинейных $a_{\text{пов}i}$ и прямолинейных $a_{\text{пр}mi}$ участков дороги i -го типа:

$$a_{\text{пр}mi} = \frac{l_{\text{пр}mi}}{l_i}; \quad a_{\text{пов}i} = \frac{l_{\text{пов}i}}{l_i}.$$

4. Определяем предельно допустимые скорости движения на прямолинейных и криволинейных участках $[v_{\text{пр}mi}]$; $[v_{\text{пов}i}]$.

5. Определяем средние значения времени разгона и торможения на дороге i -го типа: t_{pi} ; t_{Ti} .

6. Определяем среднюю скорость движения по дороге i -го типа $v_{\text{ср}}$.

7. По известным типу дороги, параметрам её микропрофиля и средней скорости движения на основе соответствующего программного обеспечения определяем законы изменения фактических напряжений во времени $\sigma_i(t)$, $\tau_i(t)$.

8. На основе анализа $\sigma_i(t)$, $\tau_i(t)$ определяем параметры циклов напряжений σ_{mi} , σ_{ai} , τ_{mi} , τ_{ai} , $T_{\text{ци}}$.

9. Находим эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{мэ}i}$, $\sigma_{\text{аэ}i}$.

10. Находим текущее значение предела прочности $\sigma_B(t)$.

11. Находим эквивалентные циклические напряжения $\sigma_{\text{цэ}i}$.

12. Находим частоту циклов напряжений $f_{\text{ци}} = \frac{1}{T_{\text{ци}}}$.

13. Определяем коэффициент пропорциональности «А» и показатель степени «*m*» закона усталостной прочности, предел усталостной прочности σ_{-1} , предельное число циклов $N_{ц0}$.

14. Определяем меру накопления усталостных повреждений при движении по дороге *i*-го типа:

$$D_i = \delta \cdot (\sigma_{цэi}) \cdot \frac{a_i}{v_{спi}} \cdot f_{цi} \cdot \sigma_{азi}^m$$

15. Повторяем операции по п. 2...14 для других типов дорог.

16. Определяем величину транспортировочного ресурса L_{mp} .

4.12. Основы расчёта силовых элементов конструкции на устойчивость формы

4.12.1. Общие сведения об устойчивости формы силовых элементов конструкции

Устойчивость формы СЭК – стойкость длинномерных и тонкостенных элементов конструкции сохранять свою первоначальную форму при действии сжимающих нагрузок.

Потеря устойчивости формы отличается от потери прочности тем, что она происходит при значительно меньших уровнях напряжений и внезапно.

Различают общую и местную потерю устойчивости (рис. 4.29).

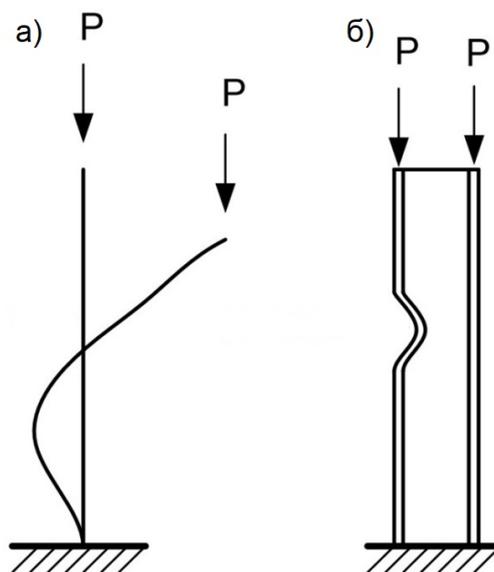


Рис. 4.29. Виды потери устойчивости формы конструкциями: а – общая; б – местная

Потеря устойчивости является следствием нарушения равновесия между внешними и внутренними силами. Величина силы, при которой становится возможным переход в новое равновесное состояние, называется **критической**.

Основная задача теории упругости заключается в определении критических нагрузок.

Математический аппарат теории устойчивости определяется принятым критерием устойчивости.

Статический критерий устойчивости определяет опасное состояние, при котором появляется новое, близкое к исходному состояние. Согласно энергетическому критерию состояние опасно при равенстве работы внешних сил потенциальной энергии деформации.

По динамическому критерию в опасном состоянии малые приращения усилий вызывают конечные перемещения или частота собственных колебаний становится равной нулю.

Когда в основу решения ставится статический критерий, критическая сила находится из решения линейных дифференциальных уравнений как сила, удерживающая силовой элемент в состоянии бесконечно малого прогиба.

Энергетический метод решения задачи устойчивости исходит из того, что критическая нагрузка есть наименьшее значение нагрузки, при котором вариация энергии составит:

$$\mathcal{E} = U - A_F, \quad \delta\mathcal{E} = 0,$$

где U – потенциальная энергия деформации стержня; A_F – работа внешней силы.

Критическая сила находится из решения алгебраических уравнений. Наиболее общим критерием является динамический критерий.

Решение дифференциальных уравнений, составленных на его основе, позволяет получить критическую силу как при статическом, так и при динамическом нагружении.

Здесь критическое состояние представляется как переход из состояния равновесия в состояние движения.

Динамический критерий позволяет решить задачу устойчивости при действии на стержень неконсервативных сил.

4.12.2. Анализ расчётных случаев и расчётных схем для оценки устойчивости формы силовых элементов конструкции

Сжимающие напряжения в СЭК возникают при чистом осевом сжатии, при изгибе и при совместном действии осевого сжатия и изгиба (как показано на рис. 4.30).

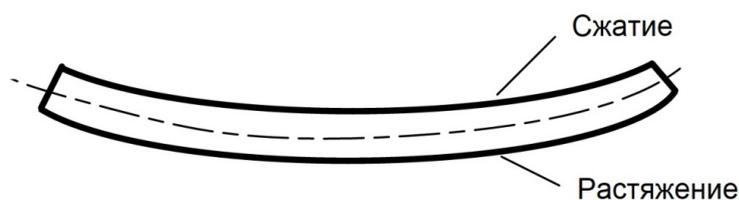


Рис. 4.30. Сжимающие и растягивающие напряжения

Рассмотрим основные формы силовых элементов конструкции.

Основным этапом, когда СЭК работает на устойчивость, является подъем ТПК с ракетой.

Расчетная схема подъема ТПК с ракетой представлена на рис. 4.31.

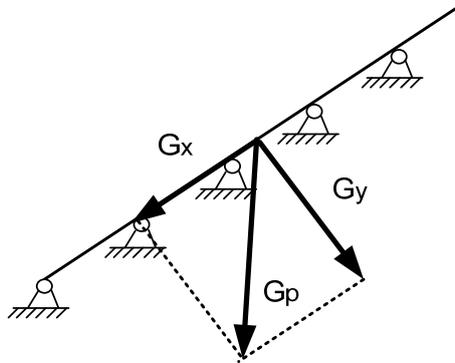


Рис. 4.31. Расчетная схема подъема ТПК с ракетой

Транспортно-пусковой контейнер с ракетой

Таким образом, при подъеме ТПК с ракетой на оболочечную конструкцию ракеты действует сжимающая сила G_x , которую необходимо рассчитать и определить устойчивость оболочки.

Транспортно-пусковой контейнер

В данном случае метод подхода к расчёту критической силы аналогичен методу подхода к расчету в случае с ракетой.

Подъемная стрела (рис. 4.32).

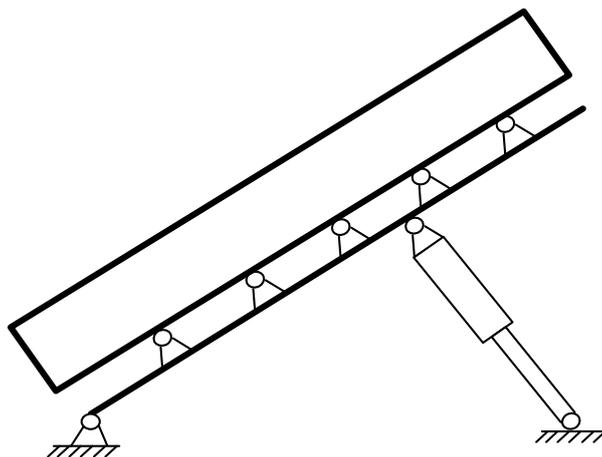


Рис. 4.32. Схема подъемной стрелы с механизмами крепления и подъема

Наиболее сложным расчётным случаем является расчет подъемной стрелы, так как на неё кроме собственной массы действует и масса ТПК с ракетой. В этом случае производится расчёт на устойчивость рамной конструкции.

Подъёмный гидроцилиндр

Гидроцилиндр работает на чистое осевое сжатие, при котором может произойти общая потеря устойчивости формы. Расчёт гидроцилиндра проводится как расчёт стержневой конструкции.

Несущая рама

При расчёте рамы проводятся расчёты на местную потерю устойчивости формы в основном от действия изгибающих нагрузок.

4.12.3. Основные расчётные зависимости для оценки устойчивости формы силовых элементов конструкции

Корпуса ракеты и ТПК являются тонкостенными оболочечными элементами и одновременно длинномерными конструкциями.

При расчёте требуется только проверка местной потери устойчивости. Подъёмная стрела и подъёмный гидроцилиндр являются стержневыми элементами. Для них требуется проверка общей потери устойчивости.

Оболочечные элементы можно рассматривать как изотропные, так и ортотропные.

Расчёт оболочечных элементов

Тонкие оболочки обычно теряют устойчивость, т.е. переходят из начального равновесного состояния в новое равновесное состояние (выпучиваются) при упругих деформациях.

Оболочки могут терять устойчивость при нагружении осевой сжимающей силой, при изгибе и кручении или различных сочетаниях внешних сил.

Выпучивание оболочки может быть симметрично относительно оси, но тонкие оболочки с $\frac{R}{\delta} \geq 100$ выпучиваются по асимметричной форме. Тщательно изготовленная оболочка по всей поверхности покрывается вмятинами ромбовидной формы. Переход к этому равновесному закритическому состоянию происходит с большой скоростью (0,006...0,010 с) и сопровождается хлопком. В процессе хлопка форма вмятины изменяется, происходит уменьшение их числа до тех пор, пока не будет достигнут наименьший уровень потенциальной энергии в новом равновесном состоянии.

Существуют две теории упругой устойчивости оболочек:

- линейная;
- нелинейная.

Линейная теория предполагает, что при достижении критической нагрузки малые возмущения приводят к появлению новой устойчивой формы равновесия, бесконечно близкой к исходной. По ней определяют только критические нагрузки.

Нелинейная теория рассматривает перемещения, сравнимые с толщиной оболочки и устанавливает интервал нагрузок от нижней критической $F_{\text{крН}}$ до верхней критической $F_{\text{крВ}}$ нагрузки. При этом $F_{\text{крН}}$ – нагрузка, при которой

происходит обратный переход потерявшей устойчивость оболочки к начальному неискривлённому состоянию; $F_{\text{КРВ}}$ – нагрузка, при которой происходит выпучивание оболочки с образованием регулярных вмятин на поверхности.

Расчётные зависимости для оболочечных элементов:

$$\sigma_{\text{КР}} = K_{\text{ИЗ}} \frac{E \cdot \delta}{R}; \quad K_{\text{ИЗ}} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{(100 \cdot \delta)^3}{R}},$$

где $K_{\text{ИЗ}}$ – коэффициент пропорциональности для изотропной оболочки; E – модуль упругости материала оболочки; δ – толщина стенки оболочки; R – радиус оболочки.

Потеря устойчивости произойдёт из-за критического сжимающего напряжения. Условие устойчивости:

$$n_{\text{УСТ}} \cdot \sigma_{\text{Ф}} \leq \sigma_{\text{КР}},$$

где $n_{\text{УСТ}}$ – коэффициент запаса устойчивости формы СЭК; $\sigma_{\text{Ф}}$ – фактическое сжимающее напряжение.

Для ортотропных оболочек:

$$\sigma_{\text{КР}} = K_{\text{ОРТ}} \frac{E_{\text{ПР}} \cdot \delta}{R},$$

где $E_{\text{ПР}} = \sqrt{E_1 \cdot E_2}$ – приведенный модуль упругости; $K_{\text{ОРТ}}$ – введённый коэффициент пропорциональности для ортотропных оболочек.

Расчётные зависимости для стержневых элементов:

а) для случая чистого сжатия используется формула Эйлера:

$$P_{\text{КР}} = \frac{n_p^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}; \quad \sigma_{\text{КР}} = \frac{n_p^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2 \cdot F_{\text{СЕЧ}}},$$

где n – число полуволн.

Условие устойчивости: $n_{\text{УСТ}} \cdot \sigma_{\text{Ф}} \leq \sigma_{\text{КР}}$;

б) для случая осевого сжатия и изгиба:

$$\sigma_{\text{КР}} = \frac{n_p^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2 \cdot F_{\text{СЕЧ}}}; \quad \sigma_{\text{Ф}} = \frac{N}{F_{\text{СЕЧ}}} + \frac{M_0}{W_X} + \frac{N \cdot M_0}{\left(1 - \frac{N}{P_{\text{КР}}}\right) \cdot W_X},$$

где N – продольная сила; W_X – величина прогиба от изгибающего момента; $F_{\text{СЕЧ}}$ – площадь поперечного сечения элемента.

4.12.4. Алгоритм расчёта силовых элементов конструкции на устойчивость формы

1. Выбор расчётного случая нагружения.
2. Построение расчётной схемы и схемы нагружения.
3. Определение фактических сжимающих напряжений.
4. Определение критических напряжений потери устойчивости.
5. Проверка условия устойчивости формы.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Назовите режимы нагружения СПУ на различных этапах эксплуатации.
2. Начертите расчётную схему транспортировки СПУ.
3. Начертите расчётную схему, применяемую при подъёме стрелы с ТПК.
4. Какие существуют подходы для определения напряжённого состояния СЭК СПУ?
5. Начертите схему нагружения подъёмной стрелы в стационарном (горизонтальном) положении.
6. Какие действуют силы на подъёмную стрелу при подъёме ТПК с ракетой в вертикальное положение?
7. Начертите схему нагружения подъёмной стрелы инерционными нагрузками при транспортировке ТПК с ракетой.
8. Какие расчётные случаи нагружения подъёмной стрелы вы знаете?
9. Назовите алгоритм расчёта эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы.
10. Назовите основные этапы расчёта на устойчивость элементов системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» для случая подъёма.
11. Назовите алгоритм методики проектировочного расчёта силовых элементов конструкции на мгновенную прочность.
12. Назовите алгоритм методики расчёта силовых элементов конструкции СПУ на длительную прочность.
13. Назовите алгоритм методики расчёта силовых элементов конструкции на усталостную прочность.
14. Назовите алгоритм оценки транспортировочного ресурса СПУ.
15. Назовите алгоритм расчёта силовых элементов конструкции на устойчивость формы.

5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ «ЖИВУЧЕСТИ» СПУ

5.1. Способы создания неопределённости о местоположении СПУ

Обеспечение «живучести» СПУ базируется, в основном, на создании у противника неопределенности в знании их местонахождения на момент нанесения им удара по позиционным районам и реализации возможности ухода из-под удара в тех случаях, когда противник располагает информацией о местоположении СПУ.

Для повышения живучести вероятному противнику должны быть противопоставлены мероприятия по уменьшению вероятности обнаружения СПУ в момент наблюдения. Наиболее эффективно эта задача решается путем обеспечения высокой скрытности СПУ. Однако все СПУ обладают таким практически неустранимым демаскирующим признаком, как акустическое и тепловое излучение маршевого двигателя и автономного источника питания.

В этих условиях определяющее значение приобретает способность СПУ перемещаться по позиционному району. Благодаря этой способности можно реализовать такие режимы движения, при которых космическая разведка противника будет не в состоянии достаточно точно и оперативно отслеживать местоположение СПУ, или в случае прицельного удара они будут успевать уходить от эпицентра взрыва на безопасное расстояние.

Эффективность перемещения СПУ по позиционному району в значительной степени зависит от способа их реализации: частоты и времени смены точек стоянки, скорости движения, расстояний между точками стоянки, наличия или отсутствия в позиционном районе укрытий для СПУ, уровня защищенности укрытий и СПУ.

В связи с этим можно выделить несколько способов реализации перемещений СПУ по позиционному району с целью создания у противника неопределенности о своем местоположении.

5.2. Способы перемещения СПУ между несколькими укрытиями

Согласно этому способу в лесистом или степном полевом районе для каждой СПУ повышенной подвижности и защищенности создается несколько низкозащищенных укрытий, соединенных между собой сетью дорог различного уровня, включая разведанные дороги по пересеченной местности. Число укрытий превышает число находящихся в них СПУ на величину, которая обеспечивает невозможность для противника выделить на каждое из укрытий отдельную боеголовку. Расстояние между укрытиями и их защищенность таковы, что не допускают возможность поражения одной боеголовкой более чем одного укрытия. Скорость движения и защищенность СПУ таковы, что обеспечивают возможность ухода СПУ из-под удара по укрытию, а также скрытность перехода из одного укрытия в другое.

В мирное время СПУ в основном находятся в укрытиях и периодически перемещаются из одного укрытия в другое по определенному плану для создания у противника неопределенности о своем местоположении.

В угрожаемый период частота перемещений из укрытия в укрытие увеличивается, в случае нанесения прицельного удара по укрытиям задачей СПУ является уход на безопасное расстояние от эпицентров ядерных взрывов за подлетное время атакующих боеголовок.

Живучесть СПУ в этом случае обеспечивается: понижением числа укрытий под числом атакующих боеголовок, неопределенностью местоположения СПУ и сложностью нанесения по ним прицельного удара как в период нахождения в укрытии, так и в период перемещения между укрытиями, скоростью движения и защищенностью, обеспечивающими уход из-под удара по укрытиям или по СПУ в процессе движения, имитацией наличия СПУ в свободных укрытиях.

Эффективность данного способа определяется:

- 1) числом и порядком размещения укрытий;
- 2) возможными направлениями движения СПУ при уходе из укрытия;
- 3) расстояниями между укрытиями;
- 4) частотой смены укрытий;
- 5) готовностью СПУ к началу движения;
- 6) среднетехнической скоростью движения и защищенностью СПУ.

В качестве наиболее приемлемых схем размещения укрытий рассматриваются шестиугольная и ромбовая с равными расстояниями между укрытиями.

Для снижения возможности поражения одной боеголовкой более чем одного укрытия, расстояние между укрытиями должно удовлетворять условию:

$$L_{уук} \geq 2 \cdot R_{п} \cdot \sqrt{2K}, \quad (5.1)$$

где $R_{п}$ – эффективный радиус поражения; K – коэффициент, характеризующий сложность и криволинейность маршрута между укрытиями.

Эффективный радиус поражения зависит от уровня защищенности СПУ и укрытий: чем выше уровень защищенности СПУ и укрытий, тем меньше радиус поражения и соответственно расстояние между укрытиями.

Известные значения расстояния между укрытиями и подлетного времени боеголовок противника позволяют определить требуемую среднюю скорость движения СПУ:

$$V_{сс} = \frac{L_{уук}}{T_{п}}, \quad (5.2)$$

где $T_{п}$ – подлётное время боеголовок противника.

Живучесть СПУ при использовании данного способа оценивается формулой

$$P_{ж} = 1 - \frac{N_{БГ} \cdot P_{СПУ}}{N_{УКР}} (1 - P_{УХ}), \quad (5.3)$$

где $N_{БГ}$ – число атакующих боеголовок; $P_{СПУ}$ – вероятность поражения СПУ и укрытий при прицельном ударе; $N_{УКР}$ – число укрытий; $P_{УХ}$ – вероятность ухода СПУ из-под удара.

Вероятность поражения СПУ в укрытии и ухода из-под удара оценивается следующим образом:

$$P_{СПУ} = 1 - \exp\left(-\frac{K_{УКР}^2 \cdot q_{ББ}^{2/3}}{2\delta_{П}^2}\right); \quad (5.4)$$

$$P_{УХ} = 1 - N_{ББГ} \cdot K_{СПУ}^2 \cdot q_{ББ}^{2/3} \cdot K_{нс} (K_s (V_{СС}^2 \cdot T_{П}^2 - K_{СПУ}^2 \cdot q^{2/3}))^{-1}, \quad (5.5)$$

где $K_{УКР}$, $K_{СПУ}$ – коэффициенты защищённости укрытия и СПУ; $q_{ББ}$ – мощность боевого заряда боеголовки, Мт; $\delta_{П}$ – круговое вероятное отклонение боеголовки от точки прицеливания, км; $K_{нс}$ – коэффициент, учитывающий возможность перекрытия зон взрывов $K_{нс} < 1$; K_s – коэффициент, учитывающий долю площади полевого района, пригодного для движения СПУ; $T_{П}$ – подлётное время атакующих боеголовок противника.

Выполненный анализ свидетельствует, что при использовании шестиугольной схемы размещения укрытий уровень «живучести» СПУ может составлять до 0,77, а ромбовой – до 0,708. Однако данный способ является весьма дорогостоящим из-за необходимости создания большого числа укрытий и существенного увеличения площади позиционного района с соответствующей инфраструктурой.

5.3. Способ рассредоточения СПУ

Согласно второму способу в степном полевым районе создается основная БСП и несколько дополнительных полевых БСП. В качестве маршрутов движения используются разведанные дороги местности. На основной БСП сосредоточены одна или несколько высокоподвижных и высокозащищенных СПУ в состоянии высокой готовности к началу движения. Скорость, направление движения и защищенность ППУ таковы, что обеспечивают возможность ухода на безопасное расстояние от эпицентра взрыва при нанесении прицельного удара по основной БСП.

В мирное время СПУ большую его часть находятся на основной БСП и могут в случае необходимости периодически перемещаться на дополнительные полевые БСП.

В угрожаемый период повышается готовность СПУ к началу движения или частота перемещений между основной и полевыми БСП.

В случае нанесения прицельного удара по основной или полевой БСП задачей СПУ является уход на безопасное расстояние от эпицентра ядерного взрыва за подлётное время атакующей боеголовки. Живучесть СПУ в этом случае обеспечивается высокими скоростью движения и защищенностью, обеспечивающими уход СПУ с основной БСП на расстояние, равное практически только величине радиуса поражения:

$$L_{yy} \geq R_{\Pi} \cdot \sqrt{K}. \quad (5.6)$$

При защищенности СПУ $\Delta P_{\Phi} = 0,15$ МПа требуемое расстояние равно:

$$L_{yy} = 1920 \cdot \sqrt{1,2} = 2103 \text{ м}. \quad (5.7)$$

Это расстояние несколько меньше, чем при использовании укрытий, что позволяет снизить требования к средней и максимально возможной скорости движения СПУ при уходе из-под удара.

Учитывая низкие требования к маршрутам движения и затраты на подготовку полевых позиций, а также более низкий уровень средней и максимальной скоростей движения, данный способ создания неопределенности о местоположении СПУ является более предпочтительным. Однако для его практической реализации требуется размещение СПУ в степных районах, а на территории РФ имеется ограниченное число приемлемых степных зон, и вследствие этого приведет к необходимости ограничения группировки ПГРК по числу СПУ. Поэтому для практической реализации более приемлемым является третий способ создания неопределенности о местоположении СПУ.

5.4. Способ патрулирования СПУ

Согласно третьему способу в лесистом и лесостепном позиционном районе создаются полевые БСП и несколько дополнительных полевых БСП или легких укрытий, размещенных друг от друга на значительных расстояниях. В исходном положении на основной БСП сосредоточено несколько высокоподвижных и высокозащищенных СПУ в состоянии высокой готовности. К началу движения СПУ периодически перемещаются с одного места стоянки на другое в пределах позиционного района, открытого для наблюдения космической разведки противника. В качестве основных маршрутов движения используются разведанные дороги на местности и частично улучшенные дороги. Скорость и направление движения таковы, что не позволяют противнику обеспечить точное прицеливание, а совместно с защищенностью обеспечивают возможность ухода СПУ из-под прицельного удара. В мирное время СПУ большую его часть находится на основной и полевых БСП и периодически перемещаются между ними, каждая по своему маршруту.

В угрожаемый период СПУ совершают практически непрерывное патрулирование по своим маршрутам.

В этом случае «живучесть» СПУ определяется выражениями:

$$P_{\text{ж}} = (1 - P_{\text{пр}}(S_{\Pi}, V_{\Pi}))(1 - P_{\text{пл}}(S_{\Pi})); \quad (5.8)$$

$$P_{\text{пл}}(S_{\Pi}) = (N_{\text{ББ}} - 1)R \cdot K_{\text{СПУ}}^2 \cdot q^{2/3} \cdot K_{\text{нс}}(S_{\Pi} - R \cdot K_{\text{СПУ}}^2 \cdot q^{2/3})^{-1}, \quad (5.9)$$

где $P_{\text{пр}}(S_{\Pi}, V_{\Pi})$ – вероятность поражения СПУ при прицельном ударе за счет использования космической разведки, зависящая от размеров площади патрулирования S_{Π} , частоты смены позиций V_{Π} и других факторов;

$P_{пл}(S_{п})$ – вероятность поражения СПУ при стрельбе по площади размером $S_{п}$; $N_{ББ}$ – число боеголовок, используемых при поражении района патрулирования; q – мощность заряда данной боеголовки; $K_{СПУ}$ – коэффициент, характеризующий защищенность СПУ; K_{ns} – коэффициент, характеризующий полноту использования площади позиционного района для патрулирования.

Известно, что чем больше площадь патрулирования $S_{п}$ и частота смены позиции $V_{п}$, тем меньше вероятность обнаружения СПУ средствами космической разведки, вероятность поражения при прицельном ударе и, следовательно, выше уровень «живучести» СПУ.

Влияние величины площади патрулирования $S_{п}$ на снижение вероятности поражения при стрельбе по площади и соответственно на увеличение «живучести» СПУ очевидно из анализа формул (5.8), (5.9): чем больше $S_{п}$, тем меньше вероятность поражения при стрельбе по площади и соответственно выше уровень «живучести» СПУ.

Площадь района патрулирования $S_{п}$ и скорость смены позиций в течение одного года $V_{п}$ связаны с величиной транспортировочного ресурса СПУ средними приближенными соотношениями:

$$S_{п} = K_1 \cdot K_{ns} \cdot L_{уп}^2; \quad V_{п} = \frac{L_{уп}}{T_{э} \cdot L_y}, \quad (5.10)$$

где K_1 – коэффициент пропорциональности, зависящий от особенностей дорожной сети в районе патрулирования; $T_{э}$ – число лет эксплуатации СПУ; $L_{уп}$ – средняя длина участка патрулирования.

Анализ формул (5.8...5.10) показывает, что для повышения «живучести» ПГРК с патрулированием СПУ необходимо увеличение транспортировочного ресурса последних. Выполненные оценки свидетельствуют о том, что для достижения уровня «живучести» СПУ, соответствующего $P_{ж} = 0,7...0,8$, транспортировочный ресурс должен быть увеличен не менее чем в 3...5 раз по сравнению с существующим его значением.

Основным достоинством данного способа является существенное затруднение возможности точного прицеливания при относительно низких материальных затратах, а его недостатком – необходимость значительного повышения транспортировочного ресурса СПУ.

Очевидно, что живучесть СПУ с патрулированием будет зависеть не только от размеров площади патрулирования, но и от характеристик разведки (уменьшается с повышением её информационных и оперативных свойств), возможностей маскировки (увеличивается с улучшением маскировочных свойств), частоты смены позиций и времени патрулирования (увеличивается с увеличением частоты и времени), метеоусловий.

Для повышения живучести СПУ с патрулированием необходимо одновременно выполнять два условия: уменьшить вероятность поражения прицельной стрельбой и уменьшить возможность поражения стрельбой по площади.

Первое достигается в основном маскировкой СПУ в период нахождения их на позиции и выбором рациональных режимов смены позиции, второе – соответствующими размерами районов патрулирования.

Кроме того, для повышения «живучести» таких СПУ целесообразно планировать их перемещение с учетом времени полета спутников, соблюдать радиомолчание соответствующих средств связи, дезориентировать противника ложными объектами, уменьшать число агрегатов в подвижном формировании, применять экраны из теплоотражающих и теплоизолирующих материалов, маскировочные сети из радиорассеивающих и радиопоглощающих покрытий, маскирующей отражательной и деформирующей окрасок, эффективное рассеивание выделяемых тепловых потоков.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Назовите способы создания неопределённости о местоположении СПУ.
2. Какие способы перемещения СПУ между несколькими укрытиями вы знаете?
3. В чем суть способа рассредоточения СПУ?
4. В чем суть способа патрулирования СПУ?

6. ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАЩИЩЁННОСТИ СПУ

6.1. Характер силового воздействия воздушной ударной волны на конструкцию СПУ

Воздушная ударная волна (ВУВ) является определяющим поражающим фактором ядерного взрыва как по энергии (до 60%), так и по влиянию на конструктивные решения, определяющие технический облик СПУ.

Основным параметром ВУВ, по которому оценивается защищённость СПУ, является максимальное избыточное давление во фронте ВУВ – ΔP_{ϕ} .

Процесс воздействия ВУВ на СПУ делится на два характерных периода:

1) период дифракции, который длится от момента соприкосновения фронта ударной волны с СПУ до момента, когда фронт волны отойдёт от СПУ на расстояние в 2...8 её ширины или длины;

2) период квазистационарного обтекания, который длится от момента окончания фазы дифракции до момента окончания действия ударной волны на СПУ.

В момент соприкосновения ударной волны с лобовой поверхностью защитного корпуса СПУ воздух, движущийся в волне с большой скоростью, внезапно останавливается. Это вызывает резкое повышение давления и образование отражённой ударной волны. В результате давление воздуха во всех точках лобовой поверхности СПУ увеличивается от атмосферного до избыточного давления отражения $\Delta P_{\text{отр}}^{\text{л}}(0)$, величина которого в два и более раз превышает избыточное давление во фронте воздушной ударной волны ΔP_{ϕ} и определяется формулой

$$\Delta P_{\text{отр}}^{\text{л}}(0) = 2\Delta P_{\phi} + \frac{6\Delta P_{\phi}^2}{\Delta P_{\phi} + 0,7}, \quad \text{МПа}, \quad (6.1)$$

где $\Delta P_{\text{отр}}^{\text{л}}(0)$ – избыточное давление отражения на лобовой поверхности СПУ в начальный момент времени.

Избыточное давление отражения на лобовую поверхность СПУ сохраняется сравнительно недолго, так как вместе с продвижением фронта ВУВ начинается перетекание воздуха из зоны лобовой поверхности с давлением отражения в зону тыльной поверхности с атмосферным давлением вдоль верхней и боковых поверхностей СПУ. В результате избыточное давление отражения на лобовую поверхность сравнительно быстро уменьшается.

За время движения фронта ударной волны от лобовой до тыльной поверхности СПУ избыточное давление отражения на лобовой поверхности

$\Delta P_{\text{отр}}^{\text{л}}(0)$ снижается практически вдвое, т.е. до уровня $\frac{1}{2}\Delta P_{\text{отр}}^{\text{л}}(0)$.

Закон снижения избыточного давления отражения на лобовой поверхности $\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(t)$ близок к линейному и может быть представлен в виде:

$$\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(t) = \Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(0) \cdot \left(1 - \frac{t}{2\tau_1}\right), \quad 0 \leq t \leq \tau_1, \quad (6.2)$$

где $\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(t)$ – текущее значение давления отражения на лобовой поверхности СПУ в момент времени t ; τ_1 – время прохождения фронта ВУВ от лобовой до тыльной поверхности СПУ:

$$\tau_1 = L_{\text{ЛТ}}/D_{\Phi}, \quad (6.3)$$

где $L_{\text{ЛТ}}$ – расстояние от лобовой до тыльной поверхности СПУ ($L_{\text{ЛТ}} = B_{\Gamma}$ или $L_{\text{ЛТ}} = L_{\Gamma}$, где B_{Γ} , L_{Γ} – габаритные ширина и длина СПУ); D_{Φ} – скорость движения фронта ВУВ:

$$D_{\Phi} = 340 \cdot \sqrt{1 + 8,3\Delta P_{\Phi}}, \text{ м/с.} \quad (6.4)$$

В момент достижения фронтом ударной волны тыльной поверхности СПУ происходит соударение волн отражения, обогнувших СПУ сверху и с боков. При этом на тыльной поверхности СПУ возникает новая отражённая волна, избыточное давление во фронте которой $\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Т}}(0)$ в начальный момент её образования больше, чем во фронте ВУВ ΔP_{Φ} при условии, что $\Delta P_{\Phi} < 0,25$ МПа. Начальное избыточное давление отражения на тыльной поверхности СПУ определяется выражением:

$$\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Т}}(0) = K_{\Phi} \cdot \Delta P_{\Phi}, \quad 0,03 \leq \Delta P_{\Phi} \leq 0,25, \quad (6.5)$$

где K_{Φ} – коэффициент пропорциональности, определяемый по формуле

$$K_{\Phi} = 1,05 + 1,59 \cdot (\Delta P_{\Phi} - 0,03). \quad (6.6)$$

После отрыва фронта ударной волны от тыльной поверхности СПУ и в процессе его движения до конца периода дифракции избыточное давление отражения на лобовой поверхности снижается от уровня $\frac{1}{2}\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(0)$ до ΔP_{Φ} , а избыточное давление отражения на тыльной поверхности – от уровня $\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Т}}(0)$ до нуля по законам, близким к линейным:

$$\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(t) = \Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(\tau_1) \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta P_{\Phi}}{\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(\tau_1)}\right) \cdot \frac{t - \tau_1}{\tau_2 - \tau_1}\right], \quad \tau_1 \leq t \leq \tau_2; \quad (6.7)$$

$$\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Т}}(t) = \Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Т}}(0) \left(1 - \frac{t - \tau_1}{\tau_2 - \tau_1}\right), \quad \tau_1 \leq t \leq \tau_2, \quad (6.8)$$

где $\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(\tau_1) = \frac{1}{2}\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Л}}(0)$; τ_2 – продолжительность периода дифракции:

$$\tau_2 = \frac{(2...8)B_{\Gamma}}{D_{\Phi}} \quad \text{или} \quad \tau_2 = \frac{(2...8)L_{\Gamma}}{D_{\Phi}}. \quad (6.9)$$

Далее, до конца фазы сжатия τ_+ , избыточное давление на лобовую поверхность СПУ снижается от уровня ΔP_{Φ} до нуля, а избыточное давление

на тыльную поверхность остаётся нулевым. Снижение давления на лобовую поверхность осуществляется по закону, близкому к линейному:

$$\Delta P^{\Pi}(t) = \Delta P_{\Phi} \cdot \left(1 - \frac{t - \tau_2}{\tau_+ - \tau_2} \right), \quad \tau_2 \leq t \leq \tau_+, \quad (6.10)$$

где τ_+ – продолжительность фазы сжатия ВУВ.

Разница давлений на лобовую и тыльную поверхности в каждый момент времени периода дифракции и фазы сжатия приводит к возникновению смещающей силы, действующей на СПУ. Направление этой силы до момента достижения фронтом ВУВ тыльной поверхности СПУ совпадает с направлением распространения ВУВ, так как в этот отрезок времени давление на лобовой поверхности существенно превышает давление на тыльной поверхности СПУ. В процессе второго этапа дифракции давление на тыльной поверхности при $\Delta P_{\Phi} \leq 0,25$ МПа превышает давление на лобовой поверхности. В этом случае смещающая сила действует в направлении, обратном направлению распространению ВУВ. После завершения периода дифракции повышенное давление на тыльной поверхности СПУ исчезает, а на лобовой поверхности сохраняется. В результате смещающая сила опять действует в направлении распространения ВУВ.

После завершения процесса дифракции ВУВ начинается процесс квазистационарного обтекания СПУ, сопровождающийся воздействием на СПУ скоростного напора воздуха, который в начальный момент времени максимален, а к концу фазы сжатия становится нулевым. Величина максимального скоростного напора (давления) воздуха в начальный момент времени определяется формулой

$$w_{\Phi}(0) = \frac{2,5 \cdot \Delta P_{\Phi}^2}{\Delta P_{\Phi} + 0,7}, \text{ МПа.} \quad (6.11)$$

С достаточной точностью можно предположить, что скоростной напор убывает по линейному закону:

$$w_{\Phi}(t) = w_{\Phi}(0) \cdot \left(1 - \frac{t - \tau_2}{\tau_+ - \tau_2} \right), \quad \tau_2 \leq t \leq \tau_+. \quad (6.12)$$

До завершения фазы сжатия ВУВ давление скоростного напора воздуха складывается с избыточным давлением на лобовой поверхности СПУ. В результате, суммарное избыточное давление на лобовую поверхность СПУ после завершения периода дифракции до конца фазы сжатия будет определяться выражением:

$$\Delta P_{\Sigma}^{\Pi}(t) = \Delta P^{\Pi}(t) + w_{\Phi}(t) = (\Delta P_{\Phi} + w_{\Phi}(0)) \cdot \left(1 - \frac{t - \tau_2}{\tau_+ - \tau_2} \right), \quad \tau_2 \leq t \leq \tau_+. \quad (6.13)$$

К концу фазы сжатия давление воздуха на лобовую поверхность СПУ уменьшается до атмосферного, что свидетельствует об отсутствии смещающей силы.

За фазой сжатия следует фаза разрежения, в течение которой давление воздуха уменьшается, достигая минимума, а затем увеличивается до атмосферного. Абсолютная величина уменьшения давления в фазе разрежения не превышает 0,03 МПа.

Время действия фазы сжатия зависит от давления во фронте ВУВ и составляет $\tau_+ = 1,4 \dots 2,6$ с в пределах изменения давления во фронте ВУВ от 0,2 МПа до 0,03 МПа. Чем больше давление во фронте ударной волны, тем короче фаза сжатия. Время действия фазы разрежения практически не зависит от давления во фронте ударной волны и составляет $\tau_- = 8$ с. Кроме снижения давления воздуха ниже атмосферного, фаза разрежения характеризуется тем, что в ней СПУ обдувается потоком воздуха в направлении, противоположном направлению распространения ВУВ. При этом уровень скоростного напора значительно ниже, чем на фазе сжатия.

Одновременно с возникновением смещающих сил при воздействии ВУВ на СПУ в фазе сжатия защитный корпус СПУ подвергается воздействию всестороннего внешнего избыточного давления, распределённого в общем случае неравномерно по обтекаемому профилю защитного корпуса и убывающего по величине по мере продвижения фронта ВУВ от максимального начального значения до конечного нулевого значения.

Таким образом, воздействие ВУВ на СПУ на фазе сжатия характеризуется возникновением смещающих сил на первом этапе дифракции (на лобовой поверхности) – в направлении распространения ВУВ, на втором этапе дифракции (на тыльной поверхности) – в направлении, противоположном направлению распространения ВУВ, и на третьем этапе, после завершения дифракции, – в направлении распространения ВУВ за счёт сохранения избыточного давления на лобовой поверхности относительно тыльной и воздействия скоростного напора воздуха, поток которого следует за фронтом ВУВ, а также всесторонним сжатием защитного корпуса СПУ внешним избыточным давлением, действующим в течение всей фазы сжатия.

Между избыточным давлением во фронте и другими параметрами ВУВ существует закономерная связь. В табл. 6.1 приведены значения параметров ВУВ в зависимости от давления во фронте ΔP_Φ .

Таблица 6.1

Параметры ВУВ ЯВ при взрывах зарядов мощностью 0,5 Мт
в зависимости от давления во фронте ΔP_Φ

| ΔP_Φ , МПа | τ_+ , с | w_Φ , МПа | D_Φ , м/с | $\Delta P_{\text{ОТР}}$, МПа | V_Φ , м/с | $\Delta P_{\text{РАЗР}}$, МПа | τ_- , с |
|-----------------------|--------------|----------------|----------------|-------------------------------|----------------|--------------------------------|--------------|
| 0,03 | 2,62 | 0,0018 | 380 | 0,0674 | 63 | -0,0054 | 8,0 |
| 0,1 | 1,9 | 0,03 | 459 | 0,272 | 174 | -0,013 | 8,0 |
| 0,15 | 1,64 | 0,0636 | 509 | 0,453 | 235 | -0,0155 | 8,0 |
| 0,2 | 1,43 | 0,12 | 554 | 0,658 | 289 | -0,018 | 8,0 |

Таким образом, из проведенного анализа следует, что воздействие ВУВ на СПУ будет сопровождаться:

1) во время фазы сжатия:

а) стремлением сдвинуть и опрокинуть СПУ: до момента достижения фронтом ВУВ тыльной стороны СПУ – в сторону распространения ВУВ, далее до начала воздействия скоростного напора – в сторону, противоположную направлению распространения ВУВ, а затем с началом воздействия скоростного напора до конца фазы сжатия – снова в сторону распространения ВУВ;

б) всесторонним обжатием защитного корпуса СПУ внешним избыточным давлением в течение всей фазы сжатия;

2) во время фазы разрежения:

а) стремлением подбросить СПУ в случае затекания ВУВ под её днище;

б) стремлением сдвинуть и опрокинуть СПУ в сторону, противоположную направлению распространения ВУВ;

в) всесторонним растяжением защитного корпуса СПУ внешним отрицательным избыточным давлением.

С точки зрения прочности, жёсткости и устойчивости защитного корпуса СПУ наиболее опасным для него является всестороннее обжатие внешним избыточным давлением особенно с учётом того, что оно прикладывается внезапно и соответственно характеризуется динамичностью воздействия.

В соответствии с изложенным процессом воздействия ВУВ на защитный корпус СПУ в качестве расчётного примем следующее эквивалентное избыточное давление:

$$\Delta P_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{2} K_{\text{д}} \left\{ \frac{\tau_1}{\tau_+} [\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{П}}(0) + \Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{П}}(\tau_1)] + \frac{\tau_2 - \tau_1}{2 \cdot \tau_+} [\Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{П}}(\tau_1) + \Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{П}}(\tau_2) + \Delta P_{\text{ОТР}}^{\text{Т}}(\tau_1)] + + [\Delta P_{\text{Ф}} + w_{\text{Ф}}(0)] \cdot \frac{\tau_+ - \tau_2}{2 \cdot \tau_+} \right\},$$

где $K_{\text{д}} = 2$ – коэффициент динамичности, обусловленный внезапностью приложения ВУВ к защитному корпусу СПУ.

Совокупность соотношений (6.1)...(6.13) образует математическую модель силового воздействия ВУВ на защитный корпус и СПУ в целом, позволяющую с достаточной точностью оценивать прочность, жёсткость и устойчивость защитного корпуса и силового опорного каркаса, защитное действие ТЭПЭ.

6.2. Оценка защищённости СПУ по уровню боковых ускорений и перемещений

Действие воздушной ударной волны на СПУ сопровождается возникновением боковой смещающей силы, складывающейся из двух составляющих, одна из которых обусловлена перепадом давлений на лобовую и

тыльную поверхности СПУ, а другая – скоростным напором воздуха. Действие названных сил приводит к обязательному смещению СПУ с соответствующими скоростями и ускорениями. Для оценки защищённости СПУ важно знать максимальные значения перемещений и ускорений, с которыми они совершаются.

В случае превышения допустимых значений ускорения могут привести к разрушению ракеты, ТПК, несущей конструкции, разрушению или выходу из строя элементов или систем технологического оборудования.

Слишком большие перемещения СПУ могут привести к разрушению ходовой части, а также к возникновению непредвиденных обстоятельств, например таких, как столкновение с искусственными или естественными препятствиями, попадание в искусственные или естественные углубления и др.

Для упрощения и конкретизации расчётов введём ряд предположений:

1) направление движения ВУВ перпендикулярно продольной оси СПУ (наиболее опасный случай);

2) опорная поверхность СПУ горизонтальна;

3) сила трения бокового скольжения СПУ меньше смещающей силы, и поэтому опрокидывания СПУ во время бокового скольжения не происходит;

4) смещающая сила, обусловленная перепадом давлений на лобовой и тыльной поверхностях СПУ, смещающая аэродинамическая сила, обусловленная скоростным напором воздуха, и сила трения скольжения начинают действовать одновременно, а их равнодействующая определяется выражением:

$$P_{\Sigma}(t) = -C_1 + C_2(\tau_+ - t), \quad (6.14)$$

где t – время; τ_+ – продолжительность фазы сжатия ВУВ; $C_1 = \varphi_{\text{сц}} \cdot G_{\text{СПУ}}$ – сила трения бокового скольжения СПУ без учёта воздействия ВУВ; C_2 – коэффициент пропорциональности, характеризующий степень зависимости равнодействующей силы $P_{\Sigma}(t)$ от времени и определяемый выражением

$$C_2 = \frac{1}{\tau_+} \left[F_{\text{My}} \left(\Delta P_{\text{ло}} + C_y \cdot W_{\phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{то}} \right) - \frac{1}{4} \varphi_{\text{сц}} F_{\text{Mz}} (\Delta P_{\text{ло}} + 2\Delta P_{\text{то}}) \right], \quad (6.15)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления СПУ с опорной поверхностью; $G_{\text{СПУ}} = g \cdot m_{\text{СПУ}}$ – вес СПУ (g – ускорение земного притяжения; m – масса СПУ); $F_{\text{My}} = H_{\Gamma} \cdot L_{\Gamma}$ – площадь Миделя СПУ в боковом направлении (H_{Γ} , L_{Γ} – габаритные высота и длина СПУ); $F_{\text{Mz}} = B_{\Gamma} \cdot L_{\Gamma}$ – площадь Миделя СПУ в вертикальном направлении (B_{Γ} – габаритная ширина СПУ); $\Delta P_{\text{ло}}$, $\Delta P_{\text{то}}$ – избыточные давления на лобовую и тыльную поверхности СПУ в начальный момент времени ($t = 0$); W_{ϕ} – скоростной напор воздуха за фронтом ВУВ; C_y – коэффициент бокового аэродинамического сопротивления корпуса СПУ.

Расчётная схема нагружения СПУ при воздействии ВУВ показана на рис. 6.1.

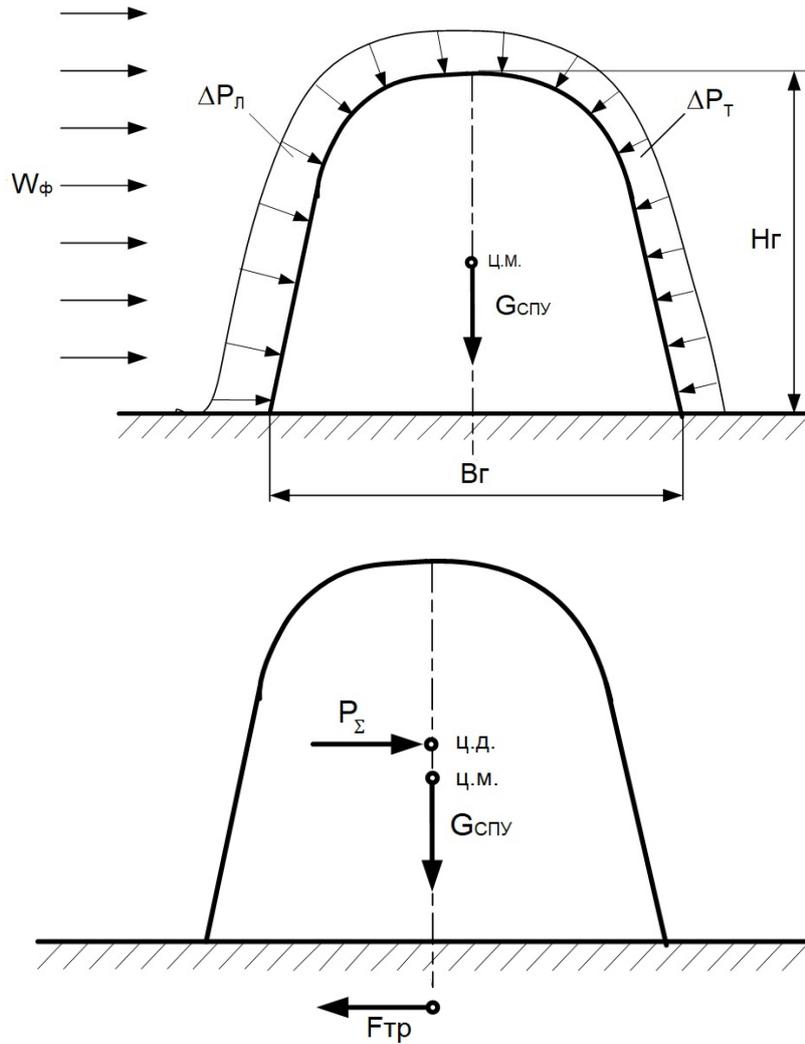


Рис. 6.1. Расчётная схема нагружения СПУ при воздействии ВУВ

В соответствии с принципом динамического равновесия сил уравнение бокового движения СПУ будет иметь вид:

$$-P_{\text{ин}}(t) + P_{\Sigma}(t) = 0, \quad (6.16)$$

где $P_{\text{ин}}(t)$ – сила инерции, обусловленная ускоренным боковым движением СПУ и определяемая в данном случае выражением:

$$P_{\text{ин}}(t) = m_{\text{СПУ}} \cdot \ddot{Y}(t), \quad (6.17)$$

где $\ddot{Y}(t)$ – ускорение бокового движения СПУ.

Подставив в уравнение (6.16) выражения для сил $P_{\text{ин}}(t)$ и $P_{\Sigma}(t)$, получим:

$$m_{\text{СПУ}} \cdot \ddot{Y}(t) = -C_1 + C_2(\tau_+ - t). \quad (6.18)$$

Отсюда следует закон изменения ускорений в процессе бокового смещения СПУ:

$$\ddot{Y}(t) = \frac{1}{m_{\text{СПУ}}} [-C_1 + C_2(\tau_+ - t)]. \quad (6.19)$$

Выполнив двойное интегрирование уравнения (6.19), получим закон изменения боковых перемещений СПУ:

$$Y(t) = \frac{t^2}{2m_{\text{СПУ}}} \left(C_2 \cdot \tau_+ - C_1 - \frac{1}{3} C_2 \cdot t \right). \quad (6.20)$$

После подстановки в уравнения (6.19), (6.20) выражений для коэффициентов C_1 и C_2 и выполнения преобразований законы изменения боковых ускорений и перемещений СПУ приобретут вид:

$$\ddot{Y}(t) = \frac{1}{m_{\text{СПУ}}} \left\{ -\varphi_{\text{СЦ}} G_{\text{СПУ}} + \frac{\tau_+ - t}{\tau_+} \left[F_{\text{My}} \left(\Delta P_{\text{л0}} + C_y \cdot W_{\Phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{Т0}} \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{1}{4} \varphi_{\text{СЦ}} F_{\text{Mz}} (\Delta P_{\text{л0}} + 2\Delta P_{\text{Т0}}) \right] \right\}; \quad (6.21)$$

$$Y(t) = \frac{t^2}{2m_{\text{СПУ}}} \left\{ \frac{3\tau_+ - t}{\tau_+} \left[F_{\text{My}} \left(\Delta P_{\text{л0}} + C_y \cdot W_{\Phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{Т0}} \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{1}{4} \varphi_{\text{СЦ}} F_{\text{Mz}} (\Delta P_{\text{л0}} + 2\Delta P_{\text{Т0}}) \right] - \varphi_{\text{СЦ}} G_{\text{СПУ}} \right\}. \quad (6.22)$$

Как отмечалось выше, для оценки стойкости СПУ необходимо знать максимальные значения боковых ускорений и перемещений. Очевидно, что максимальное значение бокового ускорения СПУ соответствует начальному моменту времени ($t = 0$), а максимальное боковое перемещение – концу фазы сжатия ($\tau = \tau_+$). С учётом этого получим следующие выражения максимальных боковых ускорений и перемещений:

$$\ddot{Y}_{\text{max}} = \frac{1}{m_{\text{СПУ}}} \left[F_{\text{My}} \left(\Delta P_{\text{л0}} + C_y \cdot W_{\Phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{Т0}} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{4} \varphi_{\text{СЦ}} F_{\text{Mz}} (\Delta P_{\text{л0}} + 2\Delta P_{\text{Т0}}) \right] - \varphi_{\text{СЦ}} \cdot g; \quad (6.23)$$

$$Y_{\text{max}} = \frac{\tau_+^2}{m_{\text{СПУ}}} \left[F_{\text{My}} \left(\Delta P_{\text{л0}} + C_y \cdot W_{\Phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{Т0}} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{4} \varphi_{\text{СЦ}} F_{\text{Mz}} (\Delta P_{\text{л0}} + 2\Delta P_{\text{Т0}}) \right] - \frac{1}{2} \tau_+^2 \cdot g. \quad (6.24)$$

По условиям сохранности элементов конструкции СПУ максимальные боковые ускорения не должны превышать уровня (2...3)g. Величина предельно допустимых максимальных боковых перемещений определяется особенностями позиции, на которой СПУ воспринимает действие ВУВ, а также требованиями к системе прицеливания ракеты и к системе навигации СПУ. Обычно максимальное значение бокового смещения СПУ не должно превышать 3...5 м.

Полученные выражения позволяют построить алгоритм и программу оценки защищённости СПУ по уровням боковых ускорений и перемещений.

6.3. Оценка защищённости СПУ по условию поперечной устойчивости

На всём протяжении бокового скольжения СПУ сила трения скольжения меньше смещающей силы и поэтому поперечного опрокидывания СПУ не происходит. Такой случай является предельным для оценки максимальных боковых ускорений и перемещений. Однако, на практике, при размещении СПУ на грунте в процессе бокового скольжения обязательно наступит момент, когда сила трения скольжения станет равной смещающей силе. В этот момент СПУ остановится, а поскольку смещающая сила будет продолжать действовать и точка её приложения выше уровня опорной поверхности, то может произойти опрокидывание СПУ, что равносильно потере её работоспособности. Причины возрастания силы трения бокового смещения заключаются в следующем. Под действием внешнего избыточного давления опорные устройства СПУ вдавливаются в грунт на некоторую глубину, в результате чего боковое скольжение сопровождается вспахиванием грунта с образованием всё нарастающего навала. При достижении навалом грунта определённой критической высоты дальнейшее боковое смещение СПУ становится невозможным. Подобная ситуация может возникнуть также при возрастании плотности грунта по ходу скольжения или при наталкивании на каменный уступ. В связи с этим стойкость СПУ должна проверяться и на возможность поперечного опрокидывания.

Для упрощения и конкретизации модели поперечного опрокидывания СПУ при воздействии ВУВ введём ряд предположений и исходных соотношений:

- 1) направление движения фронта ВУВ перпендикулярно продольной оси СПУ;
- 2) опорная поверхность СПУ является грунтовой и горизонтальной;
- 3) коэффициент трения бокового скольжения по мере смещения СПУ возрастает, но так, что сила трения остаётся постоянной;
- 4) поскольку сила трения постоянна, а смещающая сила убывает, то существует момент времени, в который сила трения бокового скольжения становится равной боковой смещающей силе (критический момент времени $t = t_{кр}$);
- 5) величина силы трения бокового скольжения СПУ в начальный момент времени воздействия ВУВ определяется выражением:

$$P_{ТР0} = \varphi_{СЦ0} \left[G_{СПУ} + \frac{1}{4} F_{Mz} (\Delta P_{л0} + 2\Delta P_{Т0}) \right]; \quad (6.25)$$

- 6) зависимость силы трения бокового скольжения СПУ от времени до критического момента времени определяется выражением:

$$P_{ТР}(t) = \varphi_{СЦ}(t) \left[G_{СПУ} + \frac{1}{4} F_{Mz} (\Delta P_{л0} + 2\Delta P_{л0}) \frac{t_{кр} - t}{t_{кр}} \right], \quad t \leq t_{кр}; \quad (6.26)$$

7) после наступления критического момента времени $t = t_{кр}$ СПУ в течение некоторого времени будет продолжать движение по инерции из-за наличия запаса кинетической энергии СПУ при боковом скольжении;

8) в соответствии с теоремой об изменении кинетической энергии в конечной форме и с учётом непродолжительности процесса величина времени инерционного бокового движения СПУ определяется выражением:

$$\Delta t_{ин} = \frac{m_{СПУ} \cdot V_{кр}}{P_{ТРО}}, \quad (6.27)$$

где $V_{кр}$ – скорость бокового скольжения СПУ в критический момент времени $t = t_{кр}$;

9) до момента начала опрокидывания $t = t_{ОПР}$ на СПУ действуют смещающая сила, обусловленная перепадом давлений на лобовой и тыльной поверхностях; смещающая аэродинамическая сила, обусловленная скоростным напором воздуха, и сила трения, а их результирующая определяется выражением:

$$P_{1\Sigma}(t) = -P_{ТРО} + P_{СМО} \cdot \frac{\tau_+ - t}{\tau_+}, \quad 0 \leq t \leq t_{ОПР}, \quad (6.28)$$

где $t_{ОПР}$ – момент времени, соответствующий началу опрокидывания СПУ; $P_{СМО}$ – значение смещающей силы в начальный момент времени воздействия ВУВ:

$$P_{СМО} = F_{My} \left(\Delta P_{ло} + C_y \cdot W_\phi - \frac{1}{2} \Delta P_{ТО} \right); \quad (6.29)$$

10) в момент начала опрокидывания и далее на СПУ действуют смещающая сила, обусловленная перепадом давлений на лобовой и тыльной поверхностях, и аэродинамическая смещающая сила, а их равнодействующая определяется выражением:

$$P_{2\Sigma}(t) = P_{СМО} \frac{\tau_+ - t}{\tau_+}, \quad t_{ОПР} \leq t \leq \tau_+; \quad (6.30)$$

11) отрыв нижнего основания СПУ от грунта рассматривается как начало процесса опрокидывания и считается недопустимым;

12) известны высота центра масс и высота точки приложения к СПУ результирующей смещающей силы.

Расчётная схема нагружения СПУ к моменту прекращения бокового скольжения показана на рис. 6.2.

С учётом сделанных предположений условие поперечной устойчивости СПУ будет иметь вид:

$$M_{ОПР} \leq M_B,$$

где $M_{ОПР}$, M_B – опрокидывающий и восстанавливающий (удерживающий) моменты сил.

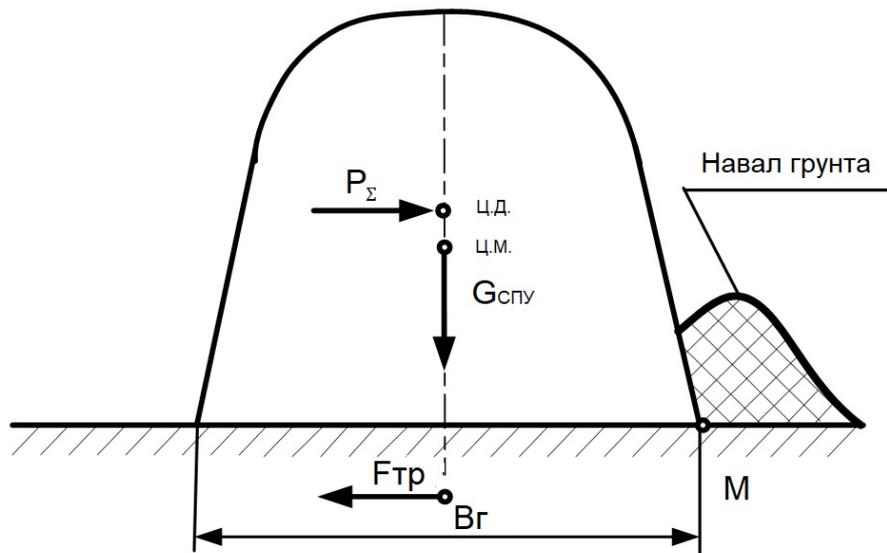


Рис. 6.2. Расчётная схема нагружения СПУ к моменту прекращения бокового скольжения

В соответствии с расчётной схемой опрокидывающий и восстанавливающий моменты определяются соотношениями:

$$M_{\text{ОПР}} = P_{2\Sigma\text{ОПР}} \cdot H_R; \quad (6.31)$$

$$M_B = \frac{1}{2} G_{\text{СПУ}} \cdot B_{\Gamma}, \quad (6.32)$$

где $P_{2\Sigma\text{ОПР}}$ – суммарная смещающая сила СПУ в момент времени, соответствующий началу процесса опрокидывания $t = t_{\text{ОПР}}$; H_R – высота точки приложения равнодействующей смещающей силы.

Для определения суммарной смещающей силы $P_{2\Sigma\text{ОПР}}$ необходимо знать время начала процесса опрокидывания СПУ $t_{\text{ОПР}}$. Оно определяется соотношением:

$$t_{\text{ОПР}} = t_{\text{КР}} + \Delta t_{\text{ИН}}.$$

Величину критического времени $t_{\text{КР}}$ найдём из условия:

$$P_{1\Sigma}(t_{\text{КР}}) = 0$$

или

$$-P_{\text{ТР}0} + P_{\text{СМ}0} \cdot \frac{\tau_+ - t}{\tau_+} = 0.$$

Отсюда следует:

$$t_{\text{КР}} = \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{P_{\text{СМ}0}} \cdot \tau_+. \quad (6.33)$$

Величина времени инерционного движения СПУ определяется формулой

$$\Delta t_{\text{ИН}} = \frac{m_{\text{СПУ}} \cdot V_{\text{КР}}}{P_{\text{ТР}0}}. \quad (6.34)$$

Здесь неизвестной величиной является критическая скорость $V_{\text{кр}}$. Для её определения воспользуемся уравнением движения СПУ при боковом скольжении:

$$m_{\text{СПУ}} \cdot \ddot{Y}(t) = P_{\Sigma}(t)$$

или

$$m_{\text{СПУ}} \cdot \ddot{Y}(t) = -P_{\text{ТР}0} + P_{\text{СМ}0} \frac{\tau_+ - t}{\tau_+}.$$

Отсюда получим:

$$\ddot{Y}(t) = \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{m_{\text{СПУ}}} - \frac{1}{\tau_+} \cdot \frac{P_{\text{СМ}0}}{m_{\text{СПУ}}} \cdot t. \quad (6.35)$$

Выполнив однократное интегрирование уравнения (6.35) в пределах $0 \leq t \leq t_{\text{кр}}$, получим:

$$V_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{m_{\text{СПУ}}} \cdot t_{\text{кр}} - \frac{1}{2\tau_+} \cdot \frac{P_{\text{СМ}0}}{m_{\text{СПУ}}} \cdot t_{\text{кр}}^2. \quad (6.36)$$

Подставив (6.36) в формулу (6.34) и выполнив преобразования, получим выражение для определения времени инерционного движения СПУ:

$$\Delta t_{\text{ИН}} = \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{P_{\text{ТР}0}} \cdot t_{\text{кр}} - \frac{1}{2\tau_+} \cdot \frac{P_{\text{СМ}0}}{P_{\text{ТР}0}} \cdot t_{\text{кр}}^2. \quad (6.37)$$

Подставив в выражение (6.37) выражение (6.33) для определения критического времени $t_{\text{кр}}$ и выполнив преобразования, получим явное выражение для определения времени инерционного движения СПУ:

$$\Delta t_{\text{ИН}} = \frac{(P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0})^2}{2P_{\text{СМ}0} \cdot P_{\text{ТР}0}} \cdot \tau_+. \quad (6.38)$$

Тогда время начала процесса опрокидывания СПУ будет равно:

$$t_{\text{ОПР}} = t_{\text{кр}} + \Delta t_{\text{ИН}} = \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{P_{\text{СМ}0}} \left(1 + \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{2P_{\text{ТР}0}} \right) \cdot \tau_+;$$

$$t_{\text{ОПР}} = \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{P_{\text{СМ}0}} \left(1 + \frac{P_{\text{СМ}0} - P_{\text{ТР}0}}{2P_{\text{ТР}0}} \right) \cdot \tau_+. \quad (6.39)$$

Таким образом, время начала процесса опрокидывания СПУ известно. Это позволяет найти опрокидывающую силу:

$$P_{\text{ОПР}} = F_{\text{Му}} \left(\Delta P_{\text{Л}0} + C_y W_{\Phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{Т}0} \right) \frac{\tau_+ - t_{\text{ОПР}}}{\tau_+}. \quad (6.40)$$

В результате условие поперечной устойчивости СПУ при боковом скольжении будет определяться соотношением:

$$\frac{\tau_+ - t_{\text{ОПР}}}{\tau_+} F_{\text{Му}} \left(\Delta P_{\text{Л}0} + C_y \cdot W_{\Phi} - \frac{1}{2} \Delta P_{\text{Т}0} \right) H_R \leq \frac{1}{2} G_{\text{СПУ}} \cdot B_{\Gamma}. \quad (6.41)$$

Полученные соотношения позволяют построить алгоритм и программу оценки устойчивости СПУ к поперечному опрокидыванию при воздействии ВУВ.

6.4. Основные направления повышения защищённости СПУ

Решение боевых задач в условиях применения мощных средств поражения связано, в первую очередь, с сохранностью и способностью к функционированию элементов СПУ.

Сохранность и способность к функционированию СПУ и ее функциональных элементов определяется их стойкостью к действию поражающих факторов, которая может быть обеспечена с помощью ряда способов и средств.

Однако использование известных традиционных способов и средств повышения защищённости СПУ, например создание наружной брони или упрочнение элементов конструкции, позволяет лишь частично повысить стойкость СПУ, так как при этом не может быть существенно снижена перегрузка, которая, особенно в поперечном направлении, имеет жесткие ограничения по абсолютной величине.

Поэтому возникает необходимость поиска новых, более совершенных способов и средств повышения защищённости СПУ. Одним из них может быть рассматриваемое в данной работе направление.

Эффективность данного направления определяется тем, что задача в любой постановке может быть решена, если в качестве исходной информации будут представлены требуемые значения спектра допустимых перегрузок и основные параметры внешнего ударного воздействия. Основой для реализации поставленной задачи является разрабатываемая система противоударной защиты, представленная в виде амортизирующей оболочки, состоящая из внешней силовой конструкции, связанной с пластическими энергопоглощающими элементами, установленными в узловых точках конструкции.

Отличительные особенности пластических энергопоглощающих элементов заключаются в том, что их силовая характеристика является оптимальной для противоударных систем, а схема нагружения обеспечивает их надежную работу. Это подтверждают проведенные исследования как при знакопеременных нагрузках, так и при воздействии нагрузок под различными углами.

В условиях поиска новых, более совершенных способов и средств повышения защищённости СПУ задача противоударной защиты установок может быть сформулирована как задача нахождения отклика механической колебательной системы (в виде функций распределения в пространстве и времени перемещений, скоростей и ускорений отдельных точек, сечений системы) на действие ударных перегрузок, а также на регулирование амплитуды этого отклика в требуемых пределах на интервалах действия ударных нагрузок и их последствий, когда в механической системе развиваются затухающие колебательные процессы, порожденные колебательными нагрузками.

Оценить воздействие ударных нагрузок на машины, оборудование и аппаратуру, т.е. определить кинематические параметры – ускорение, ско-

рость, перемещение их элементов в процессе возмущенного движения, возможно различными путями. Первый из них – экспериментальный – заключается в том, что средства противоударной защиты на специальном стенде подвергаются ударным воздействиям, которые имитируют нагрузки, приложенные к ним в процессе эксплуатации. Отклик механической системы определяют путем регистрации ускорений, возникающих на блоках изделий, с помощью специальной аппаратуры. Подобный метод, хотя и позволяет решить задачу оценки ударозащиты оборудования непосредственно по результатам эксперимента, имеет целый ряд недостатков.

Во-первых, он совершенно неприемлем на стадии разработки изделий. Во-вторых, для проведения такого рода испытаний требуется сложное, часто уникальное стендовое и измерительное оборудование. В-третьих, проведение ударных испытаний оборудования без предварительной оценки его свойств часто приводит к получению некорректных результатов. В-четвертых, трудоемкость затрат на такие испытания чрезвычайно высока, а обеспечение достаточной точности весьма затруднено.

В настоящей методике решается задача разработки и исследования системы противоударной защиты СПУ на основе трубчатых энергопоглощающих элементов, позволяющей обеспечить защиту оборудования и аппаратуры из условия задания их несущей способности и спектра допустимых нагрузок.

Основой для проведения исследования системы противоударной защиты является наличие разветвленного математического и программного обеспечения, позволяющего произвести оценку распределения ускорений, скоростей и перемещений по элементам конструкции подвижного агрегата. Такой комплекс моделей и программ может являться блоком системы автоматизированного проектирования.

Проведение экспериментальных исследований пластических трубчатых энергопоглощающих элементов позволяет построить уточненные математические модели, более точно оценивающие уровень воздействия и являющиеся основой для выработки окончательных рекомендаций по снижению перегрузок, воздействующих на оборудование.

Окончательным решением задачи является разработка методики, доведенной до возможности проводить проектирование элементов системы противоударной защиты.

С учетом вышеизложенного разработано техническое предложение корпусной конструкции агрегата повышенной защищенности, конструктивно-компоновочная схема которого приведена на рис. 6.3.

Корпусная конструкция агрегата представляет собой набор секций поперечного силового набора 1, смонтированного на раме 2 и соединенного с помощью продольных несущих балок 4.

Отличительной особенностью предлагаемой конструктивно-компоновочной схемы является то, что продольные несущие балки связаны с попе-

речными секциями силового набора посредством энергопоглощающих элементов 3, образованные ячейки закрыты стальными листами (панелями) 5 вогнутой формы, воспринимающими энергию давления ВУВ.

При воздействии ВУВ силы от давления передаются от стальных листов 5 на продольные несущие балки 4, которые непосредственно воздействуют на энергопоглощающие элементы 3, деформирующиеся с предельно допустимыми значениями усилий, что обеспечивает энергопоглощение с требуемыми значениями перегрузок вплоть до израсходования рабочего хода.

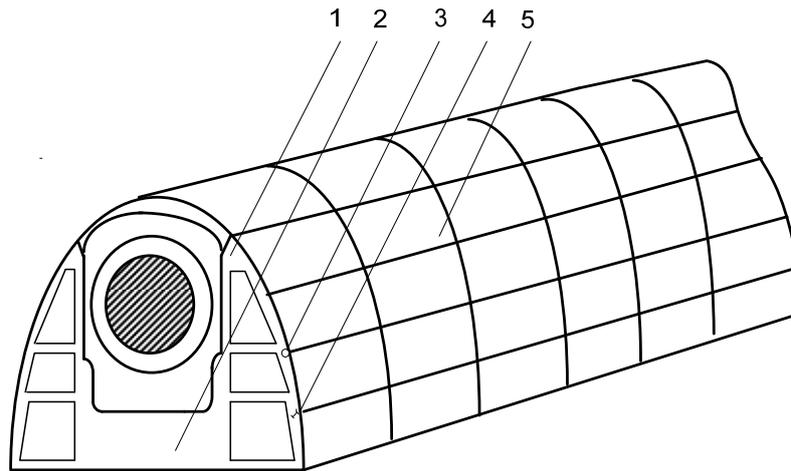


Рис. 6.3. Конструктивно-компоновочная схема корпусная конструкция СПУ

Конструкция энергопоглощающих элементов позволяет воспринимать результирующую силу от давления ВУВ под углом, а также знакопеременные нагрузки.

Для расчета корпусной конструкции агрегата должны быть известны исходные данные:

- максимальное избыточное давление во фронте ВУВ – ΔP_{Φ} ;
- количество секций силового набора – n ;
- шаг секций – l_0 ;
- габариты корпусной конструкции – $l \times b \times h$;
- шаг секций в поперечном направлении – a .

Алгоритм расчета приведен ниже.

Определение расчетных нагрузок:

1. Равнодействующая нагрузок на одну панель:

$$P = \Delta P_{\Phi} \cdot a \cdot l_0.$$

2. Нагрузка на каждый средний амортизатор:

$$P_c = \frac{1}{2} P.$$

3. Нагрузка на каждый крайний амортизатор:

$$P_k = \frac{1}{4} P.$$

4. Шаг установки амортизаторов в поперечном направлении:

$$a_0 = \frac{1}{2} a.$$

5. Интенсивность распределения нагрузки по длине несущих продольных балок $q = \frac{P}{a_0}$, а при двух балках $q = \frac{P}{2a_0}$, для крайних нижних балок

$$q = \frac{P}{2a_0}.$$

6. Общая длина поперечного контура обшивки:

$$L_n = \pi R + 2(h - k).$$

7. Количество секций в поперечном направлении:

$$n_n = \frac{L_n}{a}.$$

Расчет несущих балок (шпангоутов)

Несущая балка (рис. 6.4) представляет собой статически неопределимую неразрезную балку с девятью пролетами. Нагружение балки симметричное, пролеты одинаковые.

Для раскрытия статической неопределимости используются уравнения трех моментов.

Предварительно строится эпюра M^0 для основной системы.

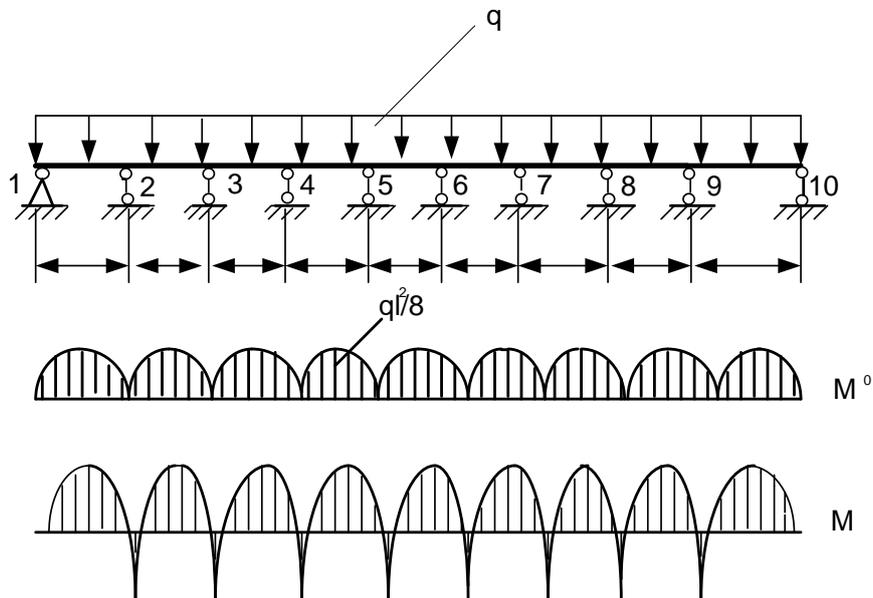


Рис. 6.4. Эпюры нагружения несущей балки

Площади эпюр:

$$\Omega = \frac{2}{3} l \frac{q l^2}{8}.$$

Последовательно составляется уравнение трех моментов левой части балки:

$$M_1 = M_{10} = 0; \quad M_2 = M_9; \quad M_3 = M_8; \quad M_4 = M_7; \quad M_5 = M_6.$$

Опора 2:

$$2M_2(l+l) + M_3l = -6 \left(\frac{ql^3}{12} \cdot \frac{1}{2} + \frac{ql^3}{12} \cdot \frac{1}{2} \right).$$

Опора 3:

$$M_2 \cdot l + 2M_3 2l + M_4 l = -\frac{1}{2} ql^3.$$

Опора 4:

$$M_3 \cdot l + 2M_4 2l + M_5 l = -\frac{1}{2} ql^3.$$

Опора 5:

$$M_4 \cdot l + 2M_5 2l + M_6 l = -\frac{1}{2} ql^3.$$

$$\begin{cases} 4M_2 + M_3 = -\frac{1}{2} ql^2; \\ M_2 + 4M_3 + 4M_4 = -\frac{1}{2} ql^2; \\ M_3 + 4M_4 + M_5 = -\frac{1}{2} ql^2; \\ M_4 + 4M_5 + M_6 = -\frac{1}{2} ql^3. \end{cases}$$

$$4M_2 + M_3 = -\frac{1}{2} ql^2;$$

$$4M_2 + 16M_3 + 4M_4 = -1,5ql^2;$$

$$\underline{15M_3 + 4M_4 = -0,5ql^2.}$$

$$\begin{cases} 56M_4 - 15M_5 = 6ql^2; \\ \oplus \\ 3M_4 + 15M_5 = -1,5ql^2; \\ \underline{-53M_4 = 4,5ql^2.} \end{cases}$$

$$\begin{cases} 15M_3 + 4M_4 = -0,5ql^2; \\ M_3 + 4M_4 + M_5 = -\frac{1}{2} ql^3; \end{cases} \quad M_4 = -\frac{45}{530} ql^2.$$

$$\begin{cases} 15M_3 + 4M_4 = -0,5ql^2; \\ 15M_3 + 60M_4 + 15M_5 = -7,5ql^2; \\ \underline{-56M_4 - 15M_5 = 7ql^2.} \end{cases}$$

$$M_5 = M_6,$$

откуда

$$M_4 + 5M_5 = -\frac{1}{2}q\ell^2;$$

$$M_5 = -\frac{1}{5}\left(-\frac{1}{2}q\ell^2 - M_4\right) = -\frac{44}{530}q\ell^2;$$

$$M_3 = -4M_4 - M_5 - \frac{1}{2}q\ell^2 = 4 \cdot \frac{45}{530}q\ell^2 + \frac{44}{530}q\ell^2 - \frac{265}{530}q\ell^2 = -\frac{41}{530}q\ell^2;$$

$$M_2 = -\frac{1}{4}\left(+M_3 + \frac{1}{2}q\ell^2\right) = -\frac{1}{4}\left(-\frac{41}{530}q\ell^2 + \frac{1}{2}q\ell^2\right) = -\frac{56}{530}q\ell^2.$$

Максимальный изгибающий момент по абсолютной величине составит:

$$M_{\max} = \frac{56}{530}q\ell^2.$$

Приняв допускаемые значения напряжений для выбранной стали, определяем требуемый номер двутавра. Эпюры нагружения несущей балки приведены на рис. 6.4.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Назовите характерные периоды воздействия воздушной ударной волны на конструкцию СПУ.
2. Изобразите расчетную схему нагружения СПУ при воздействии ВУВ?
3. Изобразите расчетную схему нагружения СПУ к моменту прекращения бокового скольжения
4. Назовите основные направления повышения защищённости СПУ.

7. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЗАЩИЩЁННОСТИ СПУ

7.1. Обоснование необходимости повышения защищённости перспективных СПУ

В соответствии с основными положениями военно-стратегической доктрины вероятных противников объекты РВСН и, в частности, самоходные пусковые установки, рассматриваются в качестве целей для нанесения первоочередного массированного ракетно-ядерного удара (РЯУ).

Характерной особенностью современного периода развития стратегических сил вероятного противника является ускоренное боевое и техническое совершенствование средств нападения и, прежде всего, в направлениях повышения точности попадания ракет, применения многоэлементных ГЧ, увеличения удельной мощности боевых блоков, улучшения систем боевого управления пусками ракет наземного и морского базирования, повышения технической боеготовности ракет, приближения наземных и морских ракетных баз к границам нашей страны, а также в направлении улучшения космических средств наблюдения и разведки за системами базирования наших стратегических сил.

Прогноз развития средств борьбы с подвижными РК показывает, что в перспективе у вероятного противника может появиться ряд качественно новых систем, предназначенных для достоверного определения местоположения СПУ, отслеживания изменения положения и их прицельного поражения с помощью МБР. Использование таких систем приведет к значительному снижению «живучести» наших подвижных РК.

Основным путем повышения «живучести» СПУ является повышение их скрытности, подвижности и защищенности.

Возможность повышения скрытности СПУ существенно ограничивается таким демаскирующим признаком, как тепловое и акустическое излучение работающего двигателя. Прорыв в этой области может быть обеспечен только при создании бесшумных двигателей без сброса тепла в окружающую среду. Работы в этом направлении ведутся давно, но о практических результатах говорить ещё рано. Поэтому основной упор должен делаться на повышение подвижности и защищённости СПУ.

Защищённость СПУ складывается из её стойкости к воздействию ВУВ, определяемой уровнем избыточного давления во фронте ВУВ ΔP_{ϕ} , которое может выдержать собственно СПУ без потери боеспособности, и наличия в позиционном районе подвижного грунтового ракетного комплекса (ПГРК) комплекса специальных укрепленных сооружений, в одно из которых может укрыться СПУ с невысоким уровнем стойкости в период угрозы нападения вероятного противника.

Отечественные и зарубежные исследования показали, что строительство защитных сооружений в позиционном районе ПГРК связано с очень большими экономическими затратами, а в условиях непрерывной космической разведки они теряют свою защитную эффективность, так как вероятный противник всегда будет знать, в какое именно защитное сооружение укрылась конкретная СПУ.

Поэтому в дальнейшем под повышением защищённости СПУ понимается повышение её стойкости к воздействию ВУВ.

Влияние подвижности и стойкости к воздействию ВУВ на уровень «живучести» СПУ существенно различается.

Известно, что между подвижностью и стойкостью СПУ имеется характерная взаимосвязь, обусловленная существенной обратной зависимостью радиуса поражения и требуемой скорости ухода из-под удара от уровня стойкости СПУ. Она выражается в том, что при низких уровнях защищённости радиусы поражения велики и требуются слишком большие скорости ухода СПУ, а при определённом приемлемом повышении уровня защищённости СПУ можно существенно уменьшить радиусы поражения и обеспечить приемлемые скорости ухода. Так, при уровне стойкости СПУ $\Delta P_{\phi} = 0,03$ МПа радиус поражения составляет 5880 м, а при уровне стойкости $\Delta P_{\phi} = 0,15$ МПа эффективный радиус поражения уменьшается до 1920 м. С учётом того, что ожидаемое время подлёта боеголовок противника может составлять 4...5 минут и менее, в первом случае средняя скорость ухода должна быть на уровне 75...95 км/ч, а во втором случае – на уровне 25...30 км/ч. Помимо того, что соответствующие уровню стойкости $\Delta P_{\phi} = 0,03$ МПа скорости движения СПУ неприемлемы с точки зрения надёжности и долговечности конструкции, дорожных условий в позиционных районах, удобства и безопасности эксплуатации, они ещё не реализуемы технически.

Для обеспечения таких характеристик подвижности перспективных СПУ необходим маршевый двигатель мощностью 1000...1200 кВт (1400...1600 л.с.) с приемлемой массой и габаритами. Применяемые в настоящее время на СПУ дизельные двигатели имеют мощность не более 625 кВт. Перспектив создания дизельных двигателей требуемых мощности, массы и габаритов в автомобильном двигателестроении РФ на ближайшие 5...10 лет не имеется. Единственным типом двигателя, в наибольшей степени удовлетворяющим предъявляемым требованиям, является автомобильный газотурбинный двигатель (ГТД). Такой двигатель может быть создан отечественным двигателестроением в течение 5...10 лет. Однако для этого потребуются значительные материальные и финансовые затраты.

В то же время повышение стойкости перспективных СПУ, например, до уровня $\Delta P_{\phi} = 0,15$ МПа является вполне разрешимой технической проблемой, значительно менее сложной, чем создание нового двигателя. Тем более, что в ведущих НИИ и КБ по этому вопросу имеются определённые наработки.

Таким образом, повышение стойкости является практически единственным и достаточно эффективным путём обеспечения требуемого уровня «живучести» перспективных СПУ.

В качестве критерия «живучести» обычно принимается вероятность непоражения ракетного комплекса при ядерном воздействии заданного количества поражающих средств, распределяемого противником по району патрулирования оптимальным образом с учётом имеющейся разведывательной информации о функционировании комплекса.

Основным показателем интенсивности действия воздушной ударной волны является избыточное давление ΔP_Φ в её фронте. Оно зависит от тротилового эквивалента взрывааемого заряда q и уменьшается при удалении от эпицентра взрыва примерно пропорционально третьей степени расстояния R . В литературе приводится зависимость $\Delta P_\Phi = f(q, R)$:

$$\Delta P_\Phi = 0,082\sqrt[3]{q/R} + 0,265\sqrt[3]{q^2/R^2} + 0,685q/R.$$

При определении вероятности поражения подвижного грунтового ракетного комплекса принимается круговой ступенчатый закон поражения.

Живучесть комплекса при этом приближенно составляет:

$$P_{\text{ж}} = \frac{1 - (N_{\text{БГ}} - 1)k_{\text{ПУ}}^2 q^{2/3} k_S}{k_S (V_{\text{СР}}^2 T_{\text{П}}^2 - k_{\text{ПУ}}^2 q^{2/3})},$$

где k_S – коэффициент, учитывающий возможную степень использования площади района рассредоточения, $k_S \leq 1$; $V_{\text{СР}}$ – средняя скорость передвижения СПУ; $T_{\text{Р}}$ – время от начала рассредоточения до удара противника; $V_{\text{СР}} T_{\text{Р}}$, $k_{\text{ПУ}} q^{1/3}$ – наибольший и наименьший радиусы площади кольца.

Величину $T_{\text{Р}}$ можно приближенно оценить по формуле:

$$T_{\text{Р}} = T_{\text{ПОЛ}} - T_{\text{ОБН}} - T_{\text{ДВ}} - T_{\text{ПУ}},$$

где $T_{\text{ПОЛ}}$ – время полета боеголовок до цели; $T_{\text{ОБН}}$ – время от момента старта ракеты до передачи приказа на движение СПУ; $T_{\text{ДВ}}$ – время, потребное для начала движения после получения приказа; $T_{\text{ПУ}}$ – время, необходимое для приведения СПУ в положение, наиболее благоприятное для того, чтобы выдержать действие взрыва.

Время $T_{\text{ОБН}}$ для случая использования космического рубежа обнаружения пусков ракет составляет около 5 минут. Каких-либо сведений, позволяющих определить времена $T_{\text{ДВ}}$ и $T_{\text{ПУ}}$, нет. Для примера примем

$$T_{\text{ДВ}} + T_{\text{ПУ}} = 10 \text{ минут.}$$

Время полета боеголовок баллистических ракет $T_{\text{ПОЛ}}$ зависит от дальности и параметров траектории. Можно заключить, что в случае применения для поражения РК межконтинентальных ракет $T_{\text{Р}} = 17 \dots 20$ минут; для случая, когда дальность составляет 6000 км (например, баллистические ракеты подводных лодок), $T_{\text{Р}} = 6$ минут.

На рис. 7.1 приведены результаты расчетов по зависимости «живучести» подвижного ракетного комплекса ($q = 0,335$ Мт; $k_S = 0,75$; $N_{\text{БГ}} = 3$).

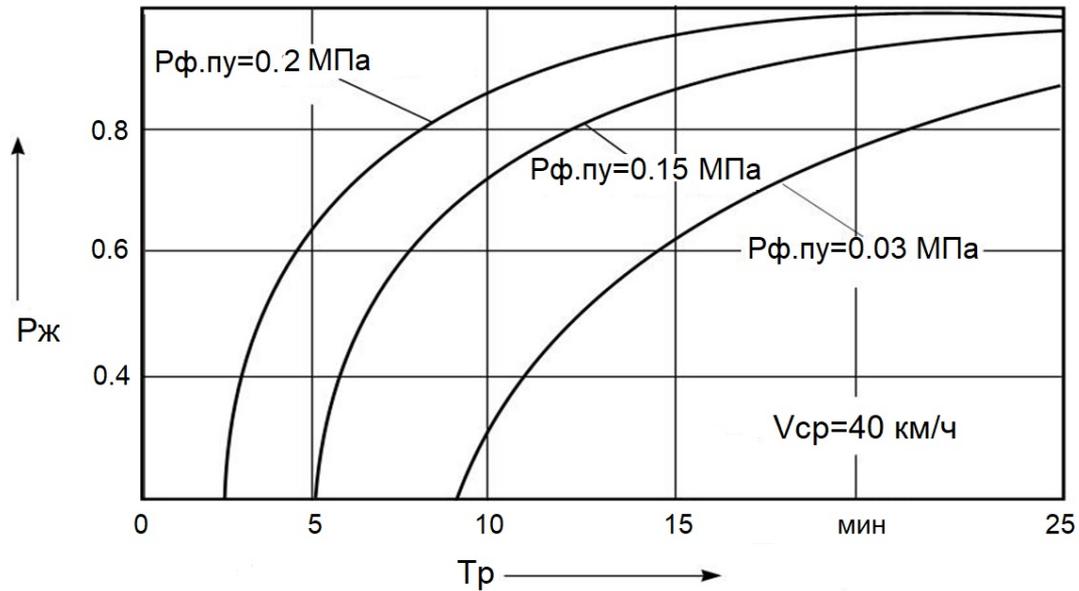


Рис. 7.1. Зависимость живучести подвижного РК от времени рассредоточения и стойкости СПУ

Из рис. 7.1 видно, что стойкость СПУ заметно влияет на «живучесть». Анализ приведенной зависимости показывает, что повышение стойкости СПУ от $\Delta P_{\Phi} = 0,03$ МПа до уровня $\Delta P_{\Phi} = 0,15 \dots 0,20$ МПа приводит к существенному повышению живучести группировки подвижных ракетных комплексов и снижает требуемое время для ухода из-под удара.

Таким образом, перспективные СПУ должны иметь стойкость на уровне $\Delta P_{\Phi} = 0,15 \dots 0,20$ МПа. В то же время анализ статистических и расчётных данных свидетельствует о том, что с повышением стойкости СПУ рост давления отражения существенно опережает уменьшение эффективного радиуса поражения. Это определяет оптимальную стойкость СПУ на уровне $\Delta P_{\Phi} = 0,15 \dots 0,20$ МПа. Поэтому в дальнейшем в качестве базовой принимаем стойкость СПУ на уровне $\Delta P_{\Phi} = 0,15$ МПа.

7.2. Анализ состояния исследований в области разработки и обеспечения работоспособности лёгких защитных корпусов СПУ

Одним из наиболее проработанных вариантов конструкции лёгкого защитного корпуса СПУ является вариант, предложенный в ряде научно-исследовательских работ ведущих НИИ страны.

В данном варианте защитный корпус СПУ состоит из поперечного силового набора в виде секций арочной формы, последовательно соединённых элементами продольного силового набора, и листов обшивки, жёстко закреплённых на силовых элементах.

Схема силового каркаса корпуса СПУ представлена на рис. 7.2.

Секция поперечного силового набора состоит из вертикальных стоек ферменной конструкции, в нижней части соединённых балкой, а в верхней –

крышей, установленной на упорах вертикальных стоек. Верхние части вертикальных стоек спрофилированы в виде ответной части корпуса ТПК и в паре образуют проём для размещения ТПК.

Такая конструкция защитного корпуса СПУ позволяет объединить функции крыши со стрелой подъёма ТПК, а опорной части защитного корпуса – с рамой шасси и тем самым уменьшить массовые затраты на создание защищённой самоходной пусковой установки. Такая конструкция защитного корпуса допускает использование индивидуальной подвески колёс с большим рабочим ходом (до 500 мм).

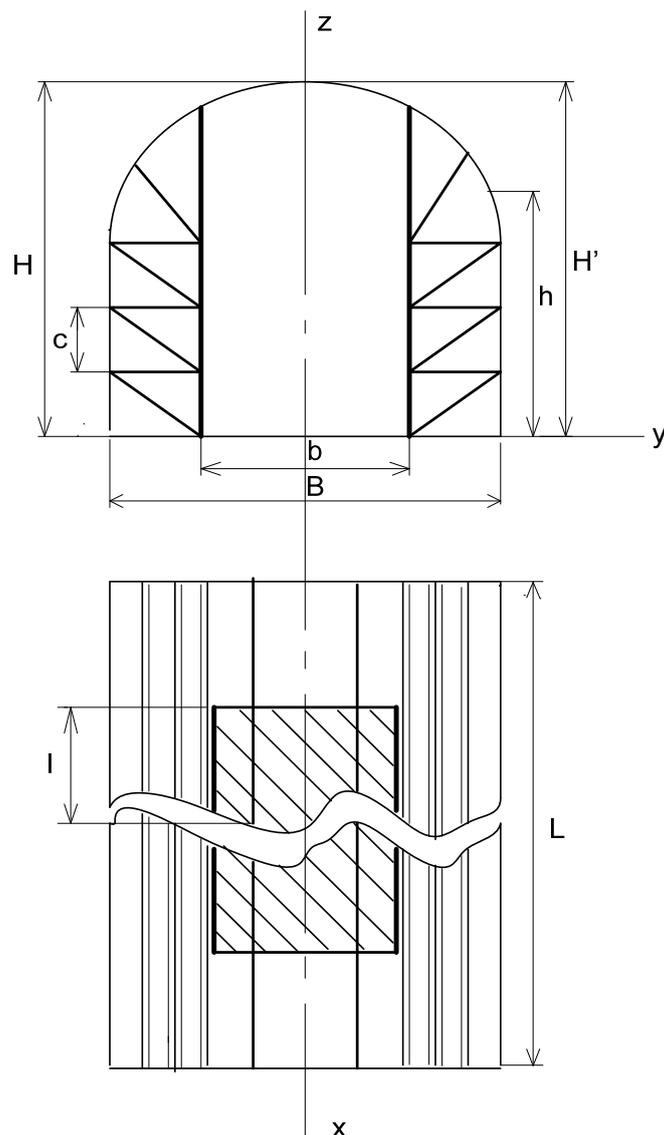


Рис. 7.2. Схема силового каркаса корпуса СПУ

При воздействии ВУВ на корпус СПУ нагрузка от элементов обшивки передается на силовой каркас. Поперечный силовой набор обладает повышенной изгибной жесткостью в поперечном направлении. При боковом воздействии ВУВ часть нагрузки посредством крыши передается на обрат-

ную сторону защитного корпуса, что позволяет перераспределить нагрузку между силовыми элементами поперечного силового набора.

Изложенный подход к формированию и обеспечению работоспособности лёгкого защитного корпуса СПУ применительно к предлагаемой пластической системе амортизации воздействия ВУВ на СПУ имеет ряд существенных недостатков.

Во-первых, в предложенной конструкции не учтены все возможности повышения ее прочности и жесткости за счет применения более рациональных технических решений и более эффективных методов расчета. В качестве таких возможностей могут рассматриваться следующие факторы:

1) вместо гладких панелей обшивки целесообразно применить панели обшивки вафельной конструкции, обладающие большей прочностью и жесткостью по сравнению с гладкими при равной массе конструкции;

2) в предложенном подходе общий продольный силовой элемент рассматривается как совокупность вырезанных из него двухопорных балок, что не позволяет учесть взаимодействия элементов продольного силового элемента, расположенных слева и справа относительно поперечного силового элемента и соответственно снижает его возможности по обеспечению требуемых прочности и жесткости; для повышения точности расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) продольного силового элемента и более полного использования резервов прочности и жесткости целесообразно рассматривать его как многоопорную неразрезную балку, применив соответствующие более точные численные методы расчета;

3) в предложенном подходе поперечный силовой элемент рассматривается как разрезная криволинейная рама с двумя шарнирами, наличие которых обусловлено применением крыши для осуществления подъема ТПК с ракетой в вертикальное положение; при этом лобовая и тыльная стойки поперечного силового элемента выполнены в виде плоских ферм, соединенных между собой через шарнирные узлы; наличие шарнирных узлов значительно снижает несущую способность рамы, особенно по отношению к изгибающим нагрузкам, поэтому целесообразно использовать такое техническое решение, при котором поперечный силовой элемент является сплошным; кроме того, в данном подходе не осуществлена оптимизация ферменной конструкции вертикальных стоек поперечного силового элемента с точки зрения минимизации его массы, а также восприятия осевых нагрузок на защитный корпус;

4) в предложенном подходе в качестве конструкционного материала для защитного корпуса используется только пластичная сталь и не рассматриваются такие перспективные конструкционные материалы, как пластичные алюминиевые сплавы (типа АМг-6), армированные стеклопластики и углепластики, обладающие значительно более высокими удельной прочностью и жесткостью, чем пластичные стали.

Во-вторых, предложенная конструкция защитного корпуса СПУ совершенно не приспособлена для использования пластических амортизаторов и поэтому не может рассматриваться в качестве аналога для создания перспективной пластической системы амортизации СПУ.

Таким образом, для создания эффективной пластической системы амортизации СПУ при воздействии ВУВ ЯВ требуется существенное усовершенствование конструкции защитного корпуса СПУ и применение более эффективных методов расчета, позволяющих учитывать все особенности силовых элементов конструкции защитного корпуса СПУ, влияющие на его прочностные и жёсткостные характеристики.

7.3. Анализ конструктивных схем и физико-механических характеристик известных и перспективных пластических амортизаторов

В соответствии с концепцией предлагаемой пластической системы амортизации воздействия ВУВ на перспективную СПУ определяющую роль играют энергопоглощающие элементы (пластические амортизаторы), их конструктивные схемы и физико-механические характеристики.

С учетом особенностей конструкции и компоновки каркасированного защитного корпуса СПУ основными требованиями к энергопоглощающим элементам являются быстроедействие, малогабаритность (минимально возможный рабочий ход), минимально возможная масса, высокое удельное энергопоглощение, под которым понимается количество поглощаемой энергии на единицу деформации пластического амортизатора.

В связи с этим рассмотрим более подробно конструктивные особенности и физико-механические характеристики известных и перспективных пластических амортизаторов.

В настоящее время для защиты шахтных ракетных комплексов широкое применение находят пластические системы амортизации (ПСА), представляющие собой совокупность пластических энергопоглощающих устройств и промежуточных элементов, размещенных между объектом амортизации (ОА) и опорными устройствами и предназначенных для удержания ОА в определенном положении.

Основным рабочим элементом (РЭ) энергопоглощающего устройства является деформируемый элемент, на изменение формы или объема которого расходуется механическая энергия силового воздействия.

В настоящее время наиболее полно исследована и широко применяется ПСА с амортизаторами дорнового типа, эволюция которых соответствует изменению однотипных по функциональному назначению ОА («ТПК с ракетой», «контейнер – командный пункт в шахте»).

Дорновая ПСА первого поколения, используемая для защиты ОА (контейнера с оборудованием и личным составом, расположенного в шахтном

фортификационном сооружении), состоит из одного вертикального и двух горизонтальных поясов амортизации.

Исследованию данной ПСА посвящена работа доктора технических наук, профессора Жукова А.П., в которой впервые обобщены результаты теоретических и экспериментальных исследований системы амортизации и её составных элементов.

Исследованию технологичности и конструктивных особенностей рабочих узлов посвящена работа Минаева Ю.Н. Дальнейшее исследование разработок в данной области проведено в работах Зеленова Б.А. и Тумановой Т.Г.

Дорновая ПСА, используемая для защиты ОА второго поколения, представляющего собой цилиндрический контейнер с личным составом и оборудованием, расположенном в шахтном ФС, также состоит из одного вертикального и двух горизонтальных поясов ПСА и отличается от ПСА, рассмотренной выше, в основном конструкцией амортизаторов и их наклонным расположением в вертикальном поясе с целью увеличения зоны ходов по горизонтали.

Дорновая ПСА, используемая в комплексе третьего поколения для защиты от многократного воздействия взрыва ОА с личным составом и оборудованием, имеющем кубическую форму и расположенном в сферическом сооружении, состоит из одного вертикального пояса амортизации с наклонным расположением гидропластических амортизаторов и двух горизонтальных поясов, размещённых на верхней и нижней частях ОА. Каждый горизонтальный пояс состоит только из гидропластических амортизаторов, расположенных так, что в плане они образуют квадрат, каждая сторона которого содержит по два амортизатора, закреплённых в середине ОА, а по краям – на ФС с превышением на величину хода ОА вверх.

К другому типу ПСА относятся СА, построенные на основе стержневых элементов растяжения-сжатия. Исследованию данной системы амортизации и её элементов посвящены работы Нутуева С.А. и Солодовникова Ю.Е.

Каждый амортизатор такой СА представляет собой два пакета прямых стержней круглого сечения из материала, обладающего бóльшим значением относительного удлинения.

В работе Иванова С.К. рассмотрена ПСА с РЭ многократного деформирования в виде пластических рабочих узлов со скручивающимися роликами. Энергия воздействия взрыва рассеивается в этом случае на упруго-пластическое деформирование изгиба стержней и скручивание ленты, протягиваемой через скручивающиеся ролики. Для данной ПСА характерна двусторонность действия, большие рабочие ходы и высокий пластический ресурс.

Однако область применения рабочих узлов данной СА ограничена.

На основе анализа исследований известных промышленных пластических амортизаторов наиболее близкими по физико-механическим и габаритно-массовым характеристикам к рассматриваемым в работе трубчатым амортизаторам ударного действия являются известные:

1) упруго-пластические амортизаторы типа «Скоба»;

2) упруго-пластические амортизаторы типа «Спираль»;

3) упруго-пластические амортизаторы типа «Упруго-пластическая опора перекрытия» (предприятие-изготовитель – ФГУП «НИИ ХСМ», г. Сергиев-Посад).

На рис. 7.3 представлены упруго-пластические амортизаторы типа «Скоба». Амортизатор состоит из верхнего и нижнего оснований и податливых рабочих элементов в виде стержней, выполненных из пластичного материала и соединяющих между собой основания. Амортизатор данного типа работает следующим образом. Как только внешнее усилие достигает определенного значения, стержневые элементы подвергаются пластической деформации. При этом усилия на стержневые элементы передаются через точки их контакта с основаниями.

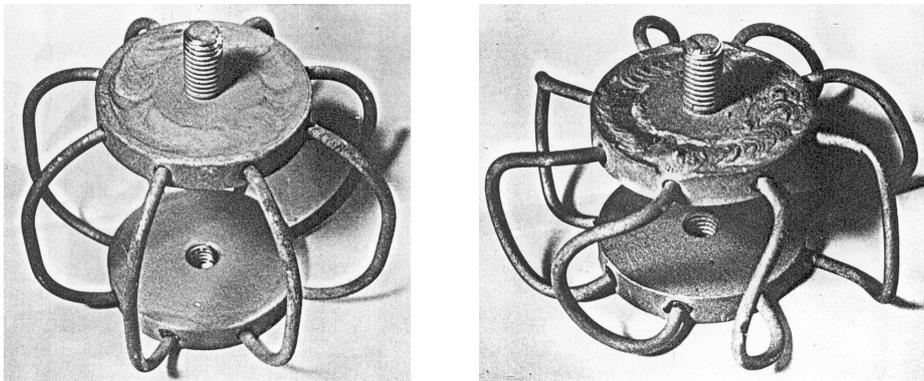


Рис. 7.3. Упруго-пластические амортизаторы типа «Скоба»

В этом случае, как показал опыт, пластическая деформация рабочего элемента осуществляется при переменном усилии вплоть до полного сплющивания (см. рис. 7.6, поз. 2). Рабочая характеристика амортизатора данного типа имеет криволинейный возрастающий характер с неявно выраженной площадкой текучести и близка к характеристикам упругих амортизаторов с необратимой деформацией рабочего элемента. Основным недостатком данного пластического амортизатора применительно к рассматриваемой пластической системе амортизации является ограниченность пластического ресурса и вследствие этого – недостаточно высокий уровень энергопоглощения.

На рис. 7.4 представлен упруго-пластический амортизатор типа «Спираль». Амортизатор состоит из верхнего и нижнего стержней-захватов и рабочего элемента в виде пространственно изогнутого стержня, ось которого располагается на поверхности образующего цилиндра по винтовой линии.

При срабатывании УПА элемент нагружается растягивающей продольно-осевой нагрузкой, вызывающей его деформацию. Данный амортизатор имеет рабочую характеристику с ярко выраженным упругим участком, проходящим по всей кривой деформирования.

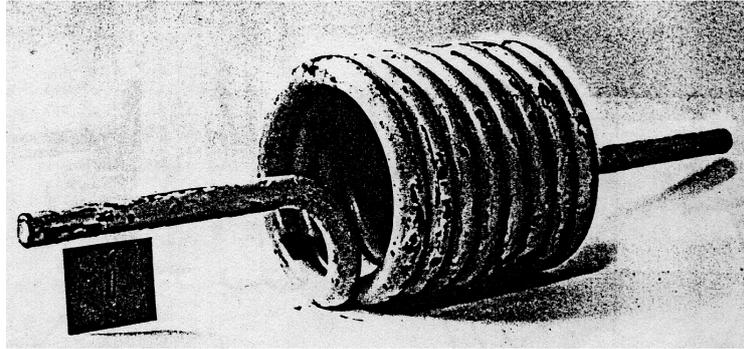


Рис. 7.4. Упруго-пластический амортизатор типа «Спираль»

Характеристика данного УПА имеет нелинейный пологий возрастающий характер (рис. 7.6, поз. 3), приближенный к характеристике типа «сухое трение» с переменным значением усилия деформирования, что наиболее полно удовлетворяет требованиям, предъявляемым к рабочим характеристикам амортизаторов для противоударных систем. Однако он работает только на растяжение и также имеет весьма протяжённую область упругого деформирования и ограниченную область пластического деформирования.

На рис. 7.5 представлена конструктивная схема пластического амортизатора типа «Упруго-пластическая опора перекрытия».

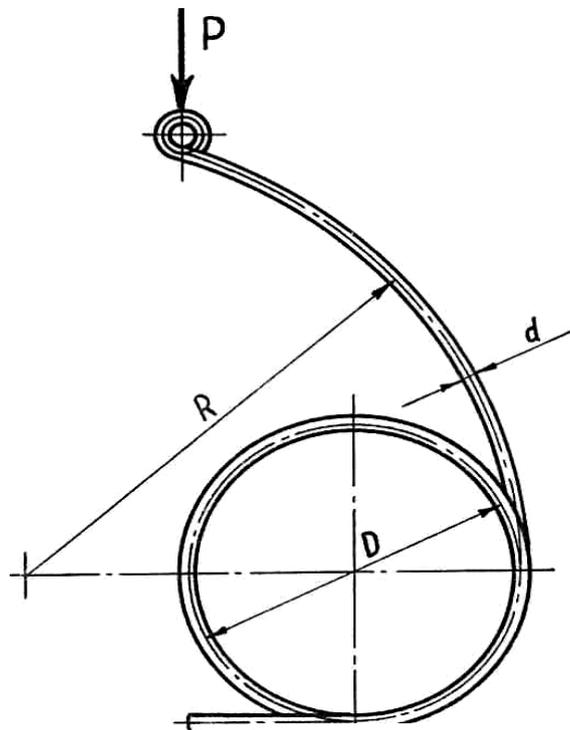


Рис. 7.5. Конструктивная схема пластического амортизатора типа «Упруго-пластическая опора перекрытия»

Опора состоит из изогнутого пластичного криволинейного стержня, работающего как на сжатие, так и на растяжение. При воздействии на перекрытие вертикально направленной нагрузки (сила P) опора деформируется;

при этом узел крепления перекрытия к опоре, т.е. точка приложения нагрузки P , получает вертикальное смещение. Такое воздействие сопровождается силовой характеристикой гармонического возрастающе-убывающего характера с неявно выраженной площадкой текучести.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено (рис. 7.6, поз. 4), что «Упруго-пластическая опора перекрытия» обладает значительно большей удельной энергоёмкостью по сравнению с рассмотренными выше типами УПА, однако вследствие значительной нелинейности, искривлённости силовой характеристики и наличия нескольких упругих участков данный УПА не может иметь применения в рассматриваемой пластической системе амортизации.

Силовые характеристики известных УПА в сравнении с силовой характеристикой пластического амортизатора шарнирно-рычажного типа приведены на рис. 7.6.

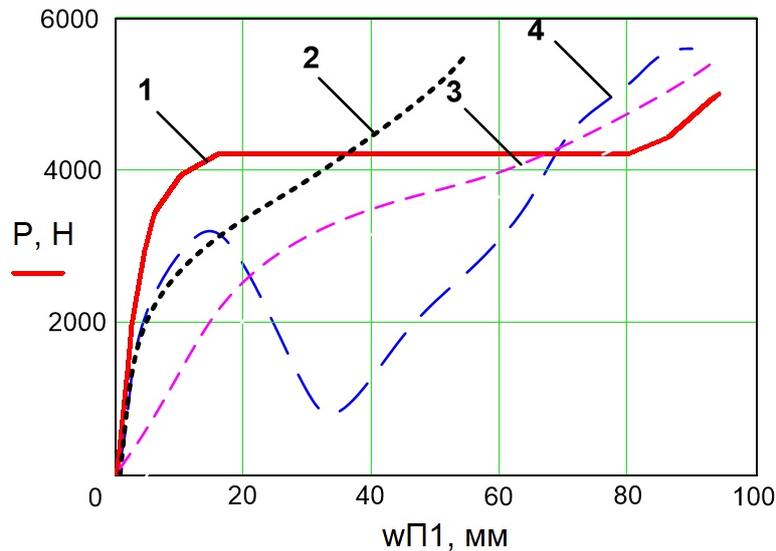


Рис. 7.6. Сравнение силовых характеристик известных пластических амортизаторов с одинаковыми геометрическими и физико-механическими характеристиками:

1 – шарнирно-рычажного типа; 2 – типа «Скоба»; 3 – типа «Спираль»;
4 – типа «Упруго-пластическая опора перекрытия»

Таким образом, имеющийся научно-технический задел в области создания промышленных малогабаритных и энергоёмких упруго-пластических амортизаторов ударного действия не позволяет использовать имеющиеся разработки УПА для создания легкокорпусной пластической системы амортизации воздействия ВУВ на перспективную СПУ.

Из анализа рис. 7.6 следует, что трубчатый пластический амортизатор обладает наибольшей удельной энергоёмкостью при фиксированных минимально возможных габаритно-массовых характеристиках по сравнению с рассмотренными выше известными промышленными УПА.

7.4. Анализ возможных конструктивных схем пластических амортизаторов на основе трубчатых энергопоглощающих элементов

Из анализа рис. 7.6 следует, что трубчатый пластический амортизатор обладает наибольшей удельной энергоёмкостью при фиксированных минимально возможных габаритно-массовых характеристиках по сравнению с рассмотренными выше известными промышленными УПА.

На основе выполненных ранее исследований предложен ряд конструктивно-компоновочных схем пластических амортизаторов с трубчатыми энергопоглощающими элементами.

Наиболее эффективными из них являются:

- 1) трубчатые пластические амортизаторы стержневого типа (рис. 7.7);
- 2) трубчатые пластические амортизаторы швеллерного типа (рис. 7.8);
- 3) шарнирно-рычажные трубчатые пластические амортизаторы (рис. 7.9).

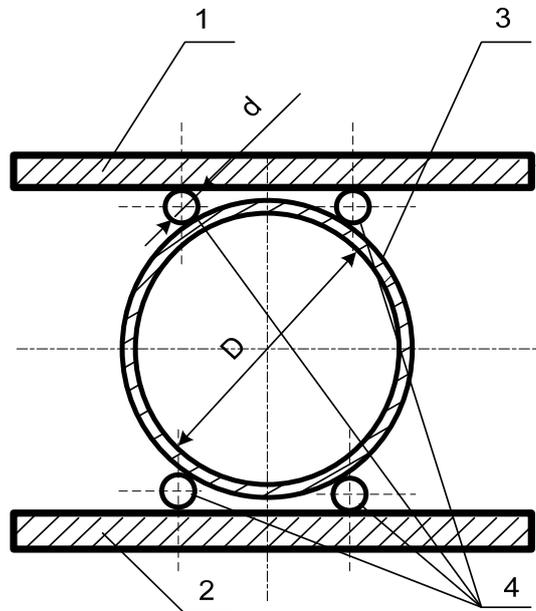


Рис. 7.7. ККС ТПА стержневого типа

Амортизатор состоит из верхнего 1 и нижнего 2 оснований, податливого трубчатого элемента 3, выполненного из пластичного материала, и двух пар стержней 4, приваренных к верхнему и нижнему основаниям и прилегающих к трубчатому элементу.

Амортизатор работает следующим образом. Как только внешнее усилие достигнет определенного значения, трубчатый элемент подвергается пластической деформации. В результате этого усилия на трубчатый элемент передаются через точки его контакта с основаниями 1, 2 и стержнями 4. В этом случае, как показал опыт, пластическая деформация трубчатого элемента осуществляется при постоянном усилии вплоть до полного сплющивания. При этом силовая характеристика амортизатора (рис. 7.10, поз. 1) имеет

ярко выраженную вертикально восходящую упругую зону и плавно нисходящую пластическую область, оканчивающуюся площадкой упрочнения. Такая рабочая характеристика амортизатора близка к рациональной для противоударных систем типа «сухое трение». Основными недостатками данного пластического амортизатора являются: значительно более низкий уровень энергопоглощения по сравнению с характеристикой трубчатого амортизатора (см. рис. 7.10, поз. 3) и вследствие этого – ограниченность пластического ресурса; отсутствие возможности работы амортизатора на растяжение и необходимость замены трубчатого элемента после полной деформации.

На рис. 7.8 представлена конструктивная схема трубчатого пластического амортизатора швеллерного типа. Амортизатор состоит из верхнего 1 и нижнего 2 оснований, податливого трубчатого элемента 3, верхнего 4 и нижнего 5 швеллеров, приваренных соответственно к верхнему и нижнему основаниям и прилегающих кромками к трубчатому элементу.

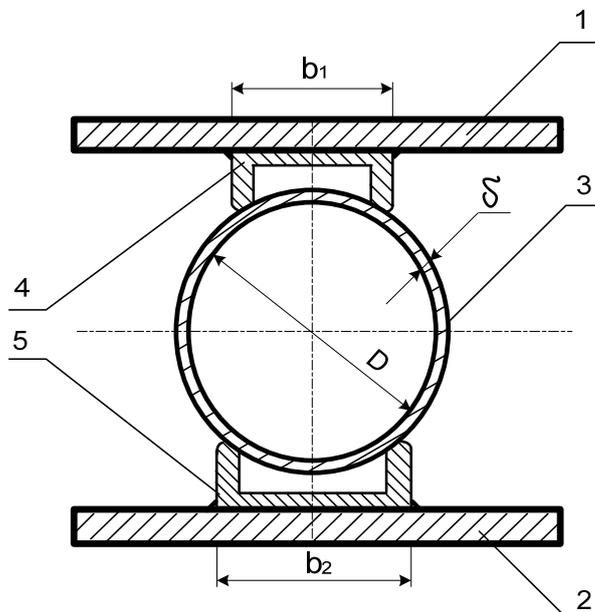


Рис. 7.8. ККС ТПА швеллерного типа

Данный амортизатор имеет рабочую характеристику (рис. 7.10, поз. 2) с практически постоянным значением усилия деформирования, близкую к характеристике типа «сухое трение», что наиболее полно удовлетворяет требованиям, предъявляемым к рабочим характеристикам амортизаторов для противоударных систем.

Однако он также имеет весьма ограниченную область пластического деформирования, что свидетельствует о достаточно низком уровне энергопоглощения в процессе работы и невозможности работы амортизатора на растяжение, т.е. с отрицательными нагрузками.

На рис. 7.9 представлена конструктивно-компоновочная схема шарнирно-рычажного трубчатого пластического амортизатора.

Амортизатор состоит из верхнего 1 и нижнего 2 оснований, податливого трубчатого элемента 3, шарнирного четырёхзвенника 4 ромбовидной формы, включающего в себя четыре пластины-рычага, соединённых между собой шарнирами и прилегающих по касательной к трубчатому элементу. Принцип работы данного амортизатора состоит в следующем. Действие нагрузки на верхнее основание 1 приводит к складыванию четырёхзвенника 4, который своими пластинами-рычагами воздействует на податливый трубчатый элемент 3 по четырём диаметрально противоположным направлениям через линии его соприкосновения с пластинами-рычагами и деформирует его.

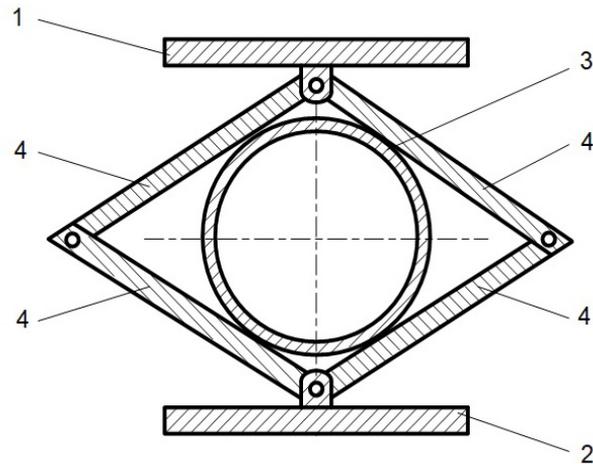


Рис. 7.9. ККС ТПА шарнирно-рычажного типа

Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что трубчатый пластический амортизатор шарнирно-рычажного типа (см. рис. 7.9) обладает значительно большей удельной энергоёмкостью по сравнению с рассмотренными выше трубчатыми пластическими амортизаторами аналогичного принципа действия (см. рис. 7.10).

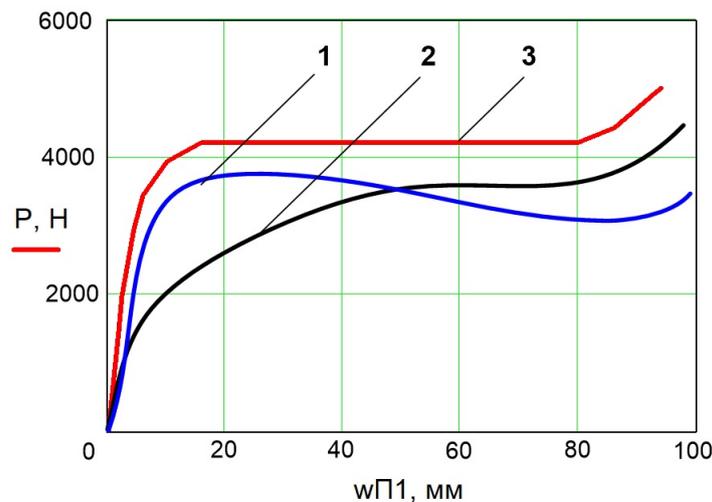


Рис. 7.10. Сравнение силовых характеристик перспективных пластических амортизаторов трубчатого типа с одинаковыми геометрическими и физико-механическими характеристиками: 1 – стержневого типа; 2 – швеллерного типа; 3 – шарнирно-рычажного типа

7.5. Основные принципы и подходы, положенные в основу формирования СПУ повышенной защищённости корпусного типа

Из проведенного выше анализа следует, что легкокорпусная пластическая система амортизации воздействия ВУВ ЯВ на СПУ должна удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) минимально возможные масса и габаритные размеры;
- 2) максимально возможная энергопоглощающая способность (до 80% энергии ВУВ);
- 3) максимально возможное сохранение достоинств известных штатных СПУ при обеспечении минимального количества необходимых доработок их конструкции.

С учетом изложенных требований конструктивно-силовая схема легкокорпусной пластической системы амортизации воздействия ВУВ на СПУ должна включать в себя следующие четыре группы силовых элементов:

- 1) силовой защитный корпус, предназначенный для непосредственного восприятия воздействия ВУВ ЯВ на СПУ;
- 2) совокупность дискретных пластических амортизаторов, предназначенных для восприятия сосредоточенных динамических нагрузок от защитного корпуса и снижения их уровня за счёт энергопоглощения;
- 3) силовой опорный каркас, служащий опорным основанием для трубчатых пластических амортизаторов, предназначенный для восприятия сосредоточенных сил, передаваемых от трубчатых пластических амортизаторов, и для предохранения ТПК с ракетой от силового воздействия и опирающийся на верхние полки рамы базового колёсного шасси СПУ;
- 4) совокупность поперечных силовых балок полукруглого поперечного сечения, служащих опорным основанием для защитного корпуса и СПУ в целом в боевом положении, установленных в передней и задней частях рамы шасси, а также в промежутках между колёсными осями, и жёстко прикреплённых к нижним полкам рамы шасси.

Защитный корпус представляет собой совокупность продольно-поперечного силового каркаса, состоящего из силовых стрингеров и шпангоутов коробчатого сечения, и защитной оболочки вафельной конструкции, жёстко прикреплённой к силовому каркасу. Такая конструкция защитного корпуса обеспечивает его высокие прочность и жёсткость и минимально возможную массу. В узлах пересечения стрингеров и шпангоутов защитный корпус опирается на трубчатые пластические амортизаторы.

Совокупность дискретных трубчатых пластических амортизаторов, установленных между защитным корпусом и силовым опорным каркасом, является важнейшим элементом пластической системы амортизации воздействия ВУВ на СПУ.

Отдельный трубчатый пластический амортизатор включает в себя:

- 1) трубчатый энергопоглощающий элемент;

- 2) охватывающий его шарнирный пластинчатый четырёхзвенник;
- 3) верхний опорный узел, воспринимающий ударную нагрузку от защитного корпуса и передающий её на шарнирный четырёхзвенник, который, в свою очередь, передаёт её на трубчатый энергопоглощающий элемент;
- 4) нижний опорный узел, воспринимающий сниженную за счёт работы трубчатого энергопоглощающего элемента нагрузку от шарнирного четырёхзвенника и передающий её на силовой опорный каркас.

Шарнирный пластинчатый четырёхзвенник позволяет более рационально распределить нагрузку, прикладываемую к трубчатому энергопоглощающему элементу и благодаря этому более полно использовать его энергопоглощающие возможности.

Сравнение с известными пластическими амортизаторами ударных нагрузок показывает, что с точки зрения обеспечения минимально возможных габаритов и массы и максимального энергопоглощения трубчатые пластические амортизаторы являются наиболее перспективными.

Силовой опорный каркас представляет собой совокупность индивидуальных опорных устройств, устанавливаемых точно под силовыми шпангоутами защитного корпуса. Каждое индивидуальное опорное устройство включает в себя:

- 1) две опорные пространственные пирамидоидальные четырёхстержневые фермы (левую и правую), установленные вертикально соответственно на левой и правой верхних полках рамы базового колёсного шасси СПУ;
- 2) силовую опорную круговую арку коробчатого сечения, охватывающую ТПК ракеты на безопасном от него расстоянии и шарнирно прикреплённую к вершинам опорных ферм.

Совокупность защитного корпуса и силового опорного каркаса образует часть пластической системы амортизации воздействия ВУВ на СПУ, а совокупность трубчатых пластических амортизаторов – её энергопоглощающую часть.

Конструктивные схемы названных силовых элементов показаны на рис. 7.11...7.14, а особенности компоновки СПУ в поперечном и продольном направлениях показаны на рис. 7.15 и рис. 7.16.

Ориентированность на сохранение основных достоинств существующих современных СПУ и принятая конструктивно-силовая схема пластической системы амортизации фактически определяют конструктивно-компоновочную схему перспективной СПУ с пластической системой амортизации. Для формирования окончательного технического облика перспективной СПУ требуется решение следующих вопросов:

- 1) размещение и компоновка технологического оборудования;
- 2) обеспечение подвижности, поворачиваемости, проходимости и управляемости СПУ;
- 3) обеспечение устойчивости положения и герметичности СПУ при воздействии ВУВ;

- 4) обеспечение возможности пуска ракеты;
- 5) обеспечение доступа к ракете, маршевому двигателю СПУ, агрегатам шасси и технологического оборудования и возможности их ремонта;
- 6) обеспечение возможности замены ТПК с ракетой.

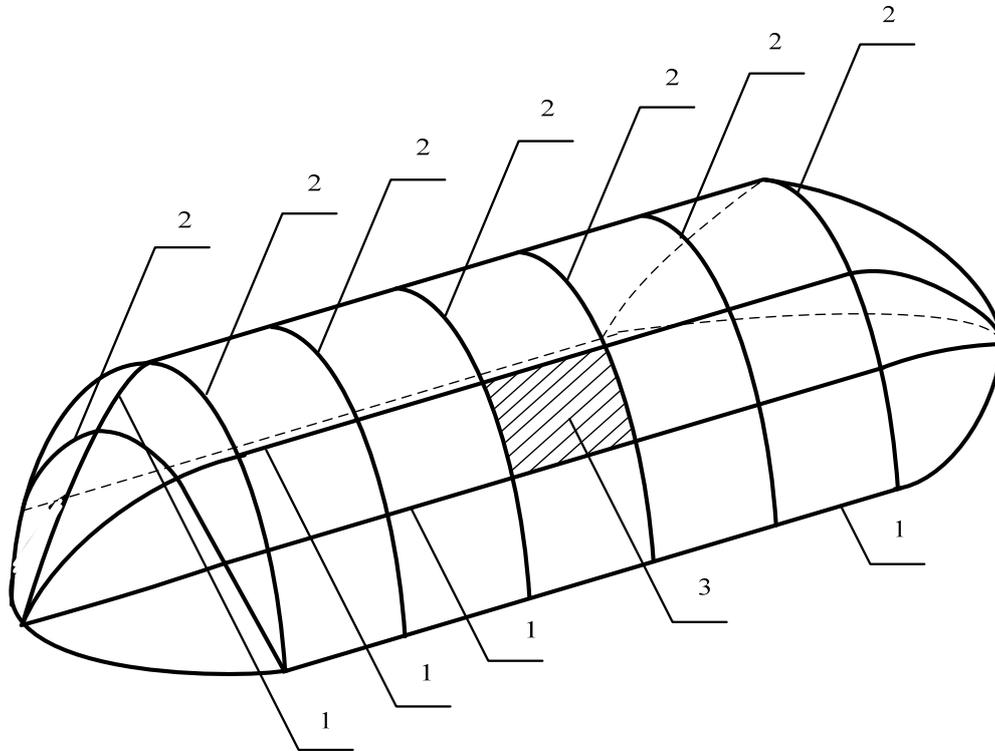


Рис. 7.11. Конструкция и компоновка защитного корпуса СПУ: 1 – силовые стрингеры; 2 – силовые шпангоуты; 3 – силовые панели защитного корпуса

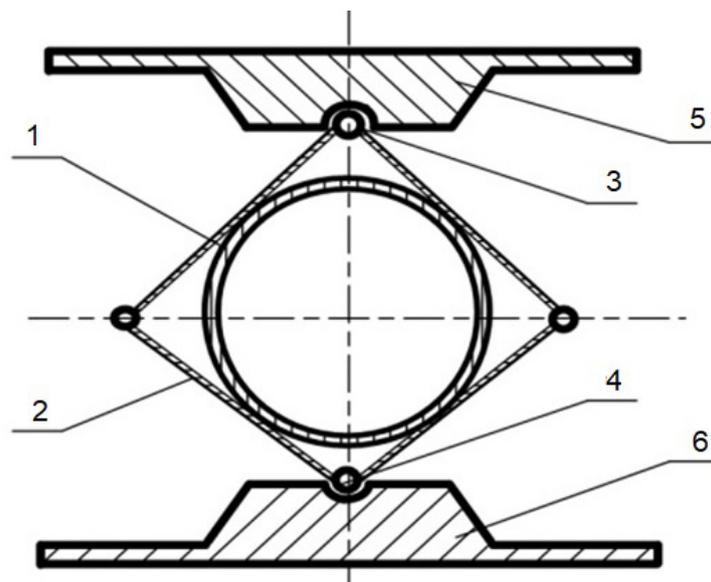


Рис. 7.12. Конструктивная схема трубчатого пластического амортизатора: 1 – трубчатый энергопоглощающий элемент; 2 – шарнирный четырёхзвенник; 3, 4 – верхний и нижний шарниры четырёхзвенника; 5, 6 – ответные гнезда для верхнего и нижнего шарниров четырёхзвенника

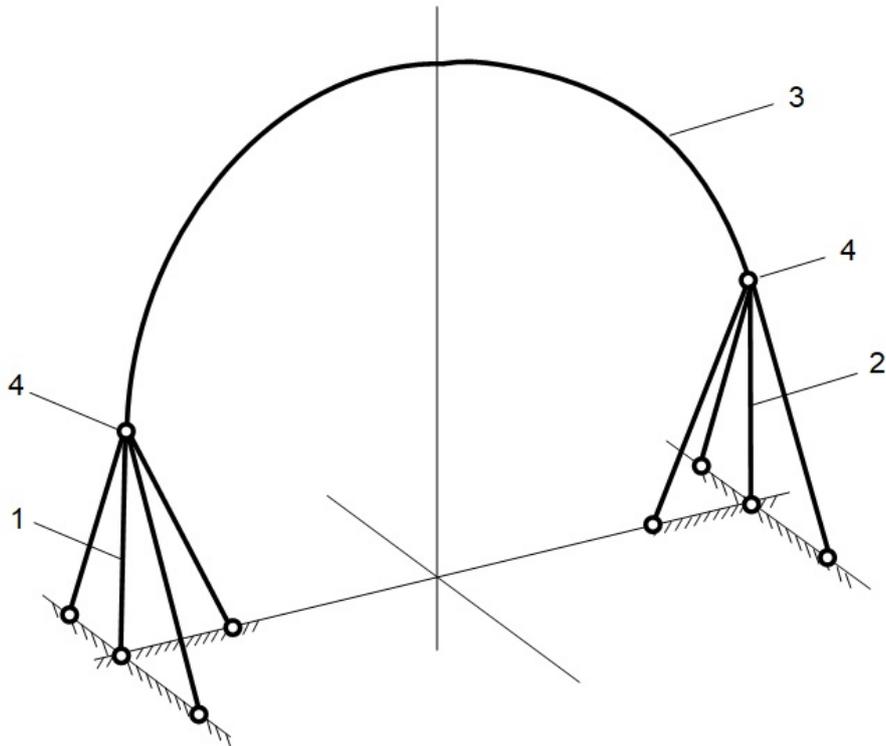


Рис. 7.13. Конструктивная схема индивидуального опорного устройства:
 1, 2 – левая и правая пространственные четырёхстержневые фермы;
 3 – круговая опорная арка; 4 – шарнирные узлы крепления

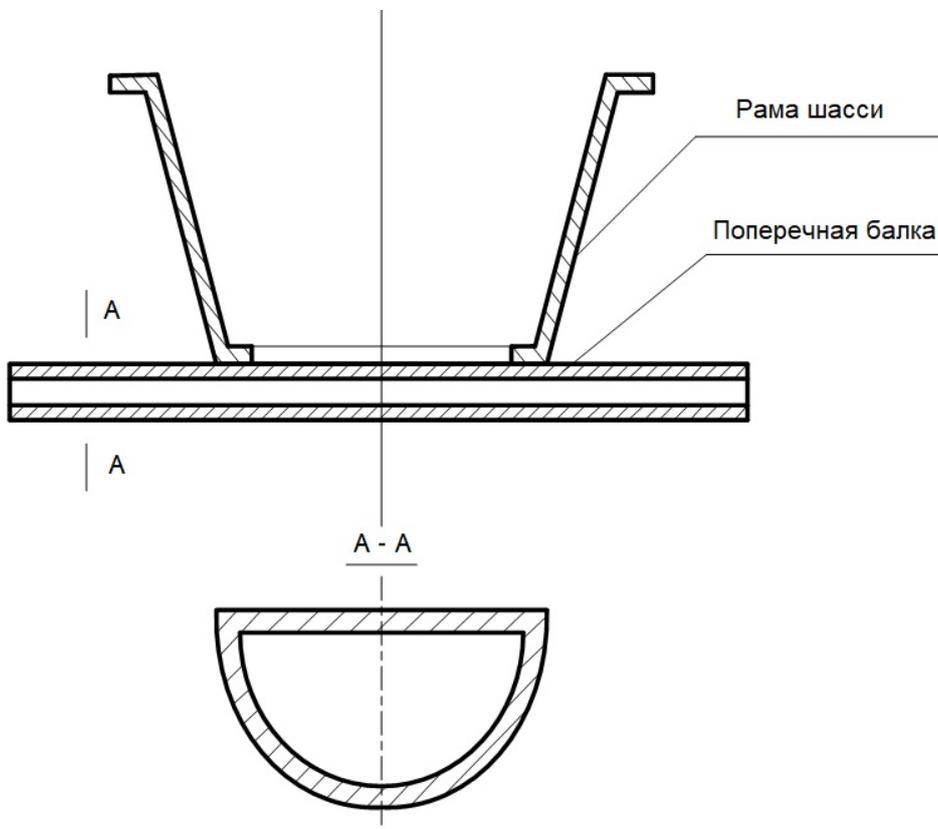


Рис. 7.14. Конструкция и компоновка поперечной силовой балки

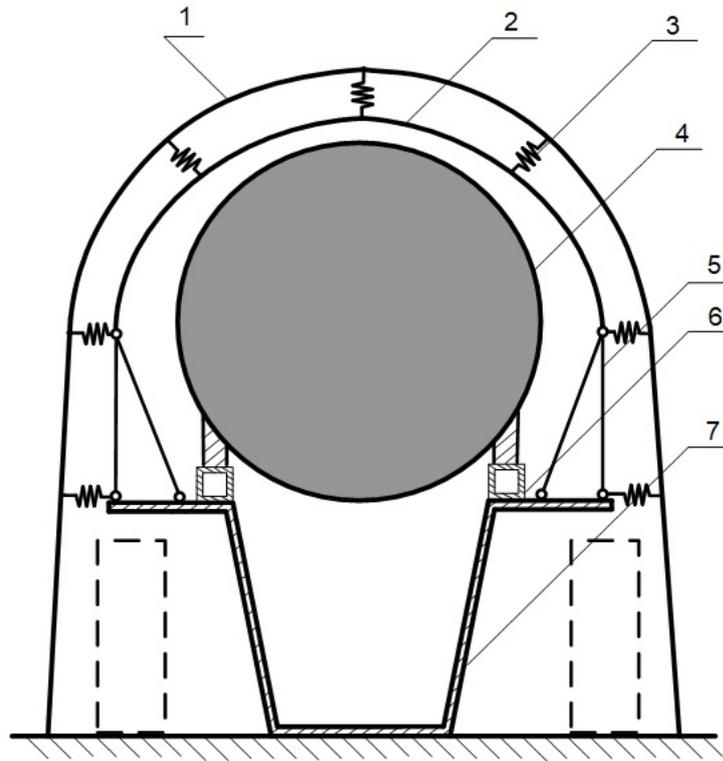


Рис. 7.15. Компоновка СПУ в поперечном направлении: 1 – защитная оболочка; 2 – арка силового опорного каркаса; 3 – ТПА; 4 – ТПК с ракетой; 5 – силовая опорная ферма; 6 – подъемная стрела; 7 – рама шасси

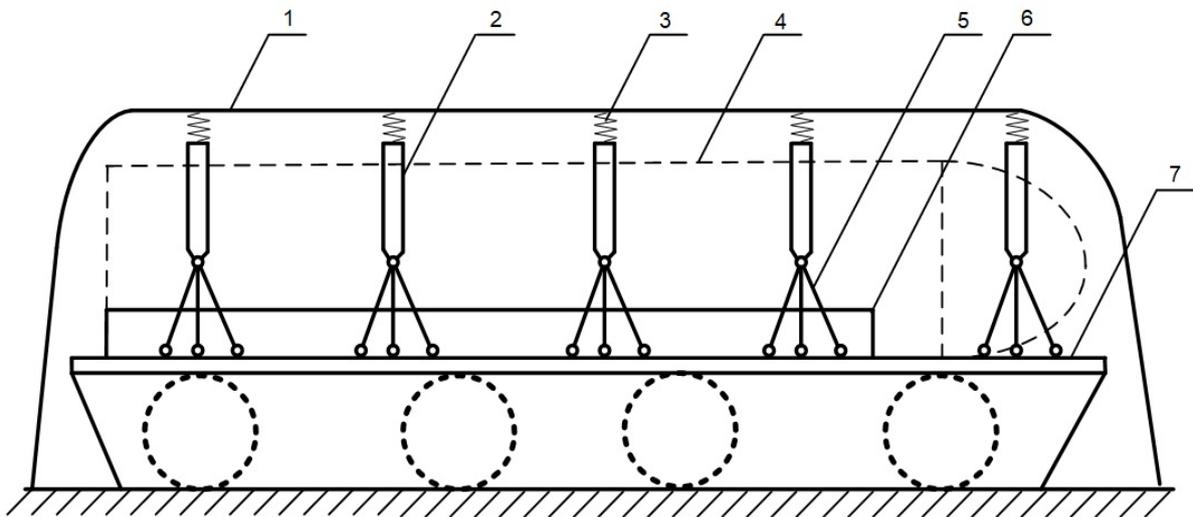


Рис. 7.16. Компоновка СПУ в поперечном направлении: 1 – защитная оболочка; 2 – арка силового опорного каркаса; 3 – ТПА; 4 – ТПК с ракетой; 5 – силовая опорная ферма; 6 – подъемная стрела; 7 – рама шасси

В соответствии с перечисленными вопросами и конструктивными особенностями предлагаемой перспективной СПУ с пластической системой амортизации требуется внести следующие изменения в ее устройство, принципы функционирования, конструкцию и компоновку по сравнению со штатной СПУ.

Колеса перспективной СПУ размещаются так же, как и на штатной СПУ, но для обеспечения герметичности внутреннего пространства СПУ отделяются специальными нишами, размеры которых позволяют обеспечить требуемые углы поворота колес и рабочие ходы подвесок колес.

Для обеспечения возможности опускания СПУ на грунт и регулирования ее дорожного просвета в процессе движения с целью повышения проходимости вместо штатной подвески применяется длинноходная регулируемая подвеска, обеспечивающая изменение дорожного просвета от 0 до 500 мм. Подобная подвеска легко допускает регулирование ее жесткости и демпфирования, что позволяет существенно повысить плавность хода перспективной СПУ.

Технологическое оборудование и специальная аппаратура СПУ размещаются в свободном пространстве между защитной оболочкой, элементами силового каркаса, нишами для колес и днищем СПУ, образованном поперечными силовыми балками и связывающими их стальными листами с помощью специальных кронштейнов, прикрепленных к раме шасси и поперечным силовым балкам.

Применение пластической системы амортизации приводит к увеличению массы СПУ. В связи с этим для обеспечения требуемых подвижности и проходимости СПУ следует увеличить мощность маршевой двигательной установки. С этой целью вместо штатного дизельного двигателя мощностью 800 л.с. предлагается применить газотурбинный двигатель мощностью не менее 1200 л.с., совмещенный с генератором переменного тока, а вместо штатной гидромеханической трансмиссии – электрический привод на основе мотор-колес. Кроме того, применяется электрический накопитель энергии в виде батареи серебряно-цинковых аккумуляторов и вспомогательного маломощного дизель-электрогенератора. Электрический накопитель энергии используется для увеличения мощности основной двигательной установки при компенсации пиковых нагрузок, а также вместо основной двигательной установки для обеспечения начала движения СПУ при уходе из-под удара. Благодаря этому достигается высокая готовность к началу движения и резкое снижение тепловыделения на марше.

Для уменьшения массы рулевого управления и освобождения пространства внутри рамы шасси вместо штатного гидромеханического привода управляемых колес предлагается применить их электрогидравлический привод.

Доступ к ракете, ТПК, маршевому двигателю, агрегатам шасси и технологическому оборудованию, подъем ТПК с ракетой в вертикальное положение для осуществления пуска реализуются путем поворота защитной оболочки относительно днища СПУ с левой стороны до ее соприкосновения со специальным опорным основанием (при выполнении ремонтно-регламентных работ) или с грунтом (при осуществлении пуска ракеты). С этой целью защитная оболочка крепится к днищу СПУ с левой стороны с помощью специальных шарниров, а с правой – с помощью легкоразъемных замковых устройств.

Привод защитной оболочки осуществляется с помощью специальных гидроцилиндров, упирающихся, с одной стороны, в раму шасси, а с другой – в силовые шпангоуты защитной оболочки.

Внешний вид штатной СПУ (а), перспективной СПУ с пластической системой амортизации на марше (б) и при восприятии воздействия ВУВ (в) представлен на рис. 7.17, а при пуске ракеты на рис. 7.18.

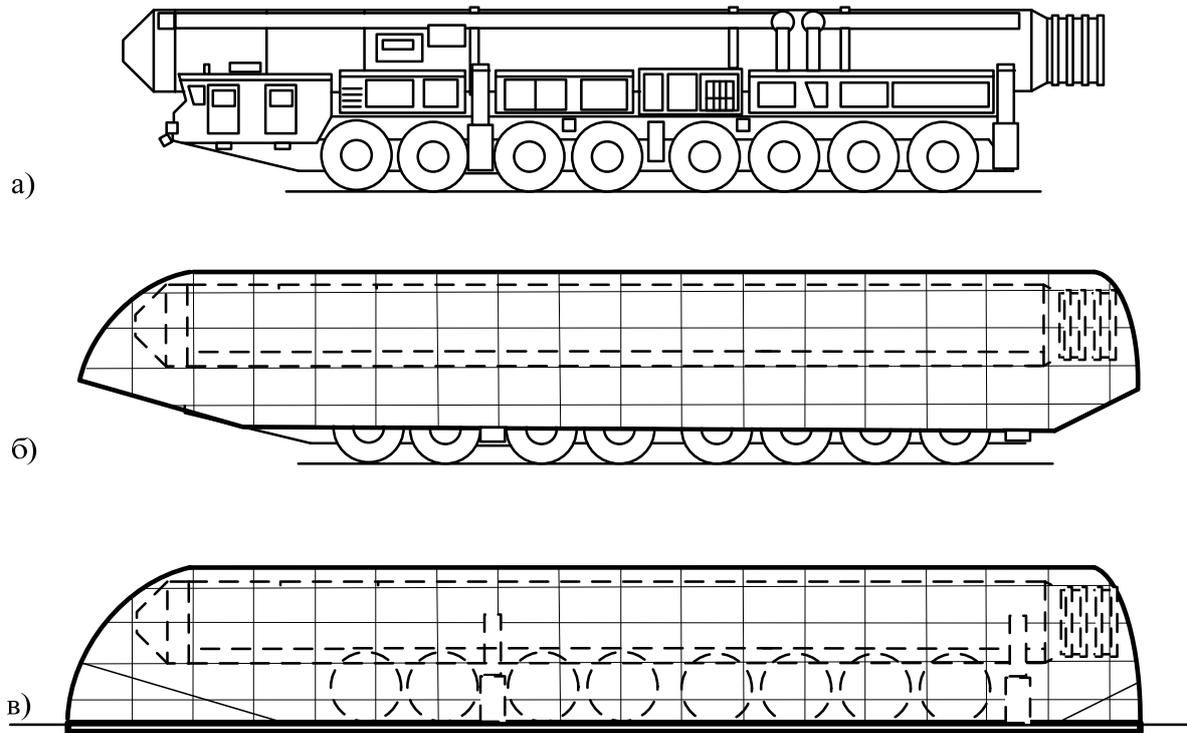


Рис. 7.17. Внешний вид СПУ: а – штатная СПУ; б – перспективная СПУ с ПСА на марше; в – СПУ при восприятии воздействия ВУВ

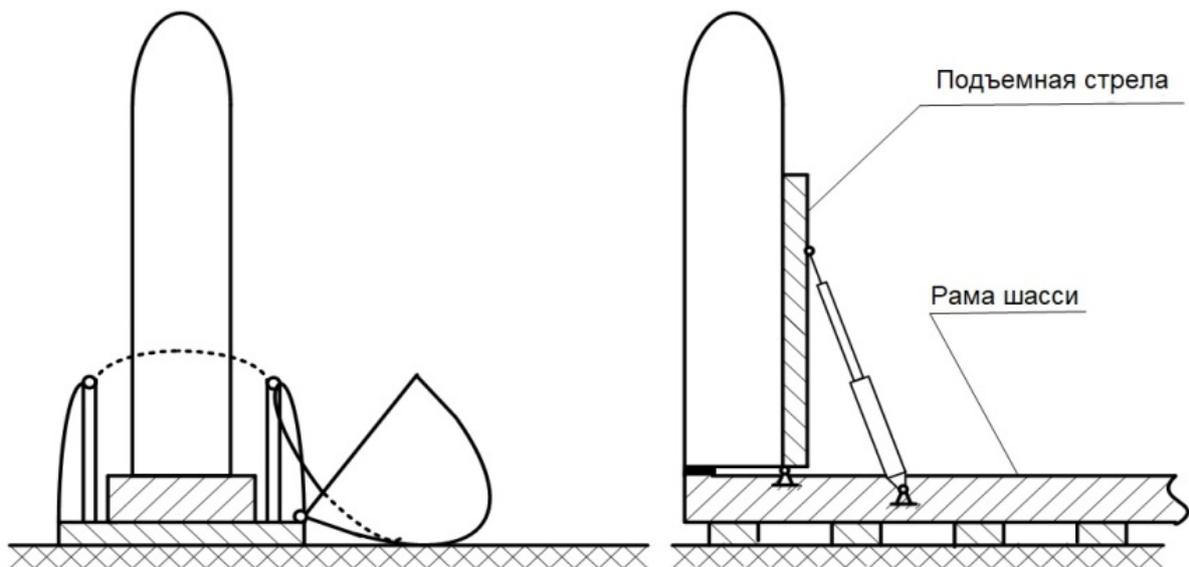


Рис. 7.18. Внешний вид СПУ с ПСА при пуске ракеты

Герметичность стыка между защитной оболочкой и днищем СПУ обеспечивается с помощью специальной уплотнительной прокладки.

При подготовке к восприятию воздействия ВУВ или пуска ракеты СПУ опускается на грунт с помощью длинноходной регулируемой подвески колес. При этом опорами СПУ являются поперечные силовые балки. Для исключения затекания ВУВ под днище СПУ с нижней стороны днища установлена уплотнительная прокладка, обеспечивающая герметичность стыка между грунтом и днищем СПУ. Для исключения сдвига или опрокидывания СПУ при воздействии ВУВ предусматривается ее якорение.

Установка ТПК с ракетой на СПУ и их снятие осуществляются крановым способом на специальной площадке технической ракетной базы.

Обзор и оценка дорожной обстановки в процессе движения СПУ осуществляется спереди с помощью панорамного пуленепробиваемого окна в защитной оболочке, а сзади – с помощью телевизионных камер и соответствующих мониторов.

Вопросы и задания для самоконтроля

1. Обоснуйте необходимость повышения защищённости перспективных СПУ.
2. Назовите перспективные технические решения по повышению защищённости СПУ.
3. Изобразите схему лёгкого силового каркаса корпуса СПУ.
4. Каким образом работают пластические амортизаторы типа «Скоба», «Спираль», «Упруго-пластическая опора перекрытия»?
5. Изобразите ККС ТПА стержневого типа.
6. Изобразите ККС ТПА швеллерного типа.
7. Изобразите ККС ТПА шарнирно-рычажного типа.
8. Назовите основные требования, которым должна удовлетворять легкокорпусная пластическая система амортизации при воздействии ВУВ ЯВ на СПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, А.В. Сопротивление материалов / А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин. – М.: Высшая школа, 2000. – 560 с.
2. Бажанов, В.Л. Введение в строительную механику стержневых систем / В.Л. Бажанов, Д.В. Гриценко, В.А. Копнов. – М.: МО РФ, 1998. – 188 с.
3. Белоусов, Б.Н. Колёсные транспортные средства особо большой грузоподъёмности. Конструкция. Теория. Расчёт / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов; под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
4. Бирюков, Г.П. Технологическое оборудование отечественных ракетно-космических комплексов: учеб. пособие для вузов / Г.П. Бирюков, Е.Н. Манаенков, Б.К. Левин; под ред. А.С. Фадеева, А.В. Торпачёва. – М., 2012. – 600 с.
5. Громыко, А.Н. Технологическое оборудование стартовых комплексов. Силовой привод агрегатов технологического оборудования стартовых комплексов. Ч. 1: конспект лекций / А.Н. Громыко. – Серпухов, 2011. – 322 с.
6. Громыко, А.Н. Практикум по технологическому оборудованию стартовых комплексов / А.Н. Громыко. – Серпухов, 2012. – 314 с.
7. Круглов, Ю.А. Ударовиброзащита машин, оборудования и аппаратуры / Ю.А. Круглов, Ю.А. Туманов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
8. Куприянов, В.И. Технологическое оборудование. Элементы гидropневмоавтоматики: учеб. пособие / В.И. Куприянов. – Серпухов, 2010. – 233 с.
9. Курс теоретической механики: учебник для вузов / под ред. К.С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 736 с.
10. Мартынов, С.В. Средства транспортировки вооружения. Основы теории и расчёта многоосных автомобилей / С.В. Мартынов, Г.А. Павлов, С.М. Элоян. – Серпухов, 1998. – 231 с.
11. Погорелов, В.И. Строительная механика тонкостенных конструкций / В.И. Погорелов. – СПб.: «БХВ – Петербург», 2007. – 518 с.
12. Справочник по конструкционным материалам / под ред. Б.Н. Арзамасова, Т.В. Соловьёвой. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 640 с.
13. Степанченко, Э.П. Технологическое оборудование: основы конструкции и расчёта базовых машин / Э.П. Степанченко, П.П. Фалалеев. – М.: МО СССР, 1986. – 364 с.
14. Технологическое оборудование ракетно-космических комплексов. Стартовое оборудование ракетно-космических комплексов. Ч. 1. – СПб.: ВКА им. А.Ф. Можайского, 2010. – 403 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|------------|
| СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ | 3 |
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| 1. БАЗОВЫЕ МАШИНЫ АГРЕГАТОВ БОЕВЫХ РАКЕТНЫХ КОМПЛЕКСОВ | 13 |
| 1.1. Общие сведения о базовых машинах агрегатов боевых ракетных комплексов | 13 |
| 1.1.1. Общая характеристика базовых машин | 13 |
| 1.1.2. Требования, предъявляемые к базовым машинам | 19 |
| 1.1.3. Основные части и общая компоновка базовых машин | 24 |
| 1.2. Основы теории и расчёта трансмиссии базовых машин | 27 |
| 1.2.1. Общая характеристика силовых установок базовых машин | 27 |
| 1.2.2. Основы теории и расчёта силовых установок базовых машин | 33 |
| 1.2.3. Общая характеристика, классификация и требования, предъявляемые к трансмиссиям | 42 |
| 1.2.4. Механические трансмиссии и основы их расчёта | 47 |
| 1.2.5. Гидромеханические трансмиссии и основы их расчёта | 57 |
| 1.2.6. Гидрообъёмные трансмиссии и основы их расчёта | 68 |
| 1.3. Основы теории и расчёта систем поддрессирования базовых машин | 91 |
| 1.3.1. Назначение, классификация и требования к подвескам колёс базовых машин | 91 |
| 1.3.2. Основы расчёта листовых рессор | 97 |
| 1.3.3. Основы расчёта цилиндрических рессор круглого сечения | 99 |
| 1.3.4. Основы расчёта торсионных рессор | 101 |
| 1.3.5. Основы расчёта гидропневматических рессор | 103 |
| 1.3.6. Основы расчёта гидравлических рессор | 107 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | <i>111</i> |
| 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УСТРОЙСТВА И КОНСТРУКЦИИ САМОХОДНЫХ ПУСКОВЫХ УСТАНОВОК (СПУ)..... | 112 |
| 2.1. Общий подход к формированию технического облика самоходных пусковых установок (СПУ)..... | 112 |
| 2.2. Основные свойства и характеристики СПУ | 119 |
| 2.2.1. Понятие о свойствах СПУ | 119 |
| 2.2.2. Показатели и характеристики боевой эффективности СПУ | 119 |
| 2.2.3. Характеристики надёжности СПУ | 120 |
| 2.2.4. Характеристики «живучести» СПУ | 123 |
| 2.2.5. Показатели и характеристики конструктивного и технического совершенства СПУ | 125 |
| 2.3. Основы устройства СПУ | 126 |
| 2.3.1. Основные этапы функционирования СПУ | 126 |
| 2.3.2. Принципиальная схема СПУ | 128 |
| 2.3.3. Функциональный состав СПУ | 131 |
| 2.4. Основы конструкции СПУ | 134 |
| 2.4.1. Конструктивная схема СПУ и принципы её формирования | 134 |
| 2.4.2. Конструктивно-силовая схема СПУ | 136 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | <i>139</i> |

| | |
|--|------------|
| 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПУ | 140 |
| 3.1. Проектировочный расчёт скоростных, разгонных и тормозных характеристик СПУ | 140 |
| 3.1.1. Оценка скоростных характеристик СПУ по тяговым возможностям | 140 |
| 3.1.2. Оценка скоростных характеристик СПУ по уровню колебаний подрессоренной части | 141 |
| 3.1.3. Оценка скоростных характеристик СПУ на поворотах | 142 |
| 3.1.4. Оценка разгонных и тормозных характеристик СПУ | 143 |
| 3.2. Проектировочный расчёт СПУ | 146 |
| 3.2.1. Формирование исходных данных для расчёта системы подъёма ТПК с ракетой | 146 |
| 3.2.2. Вывод основных расчётных зависимостей для определения параметров системы подъёма ТПК с ракетой | 147 |
| 3.2.3. Проектировочный и проверочный расчёты подъёмной стрелы | 151 |
| 3.2.4. Определение опорных реакций вывешивающих опор при горизонтальном положении ТПК с ракетой | 155 |
| 3.2.5. Определение опорных реакций вывешивающих опор при вертикальном положении ТПК с ракетой | 156 |
| 3.2.6. Проектировочный и проверочный расчёты передних опорных плит | 158 |
| 3.2.7. Проектировочный и проверочный расчёты задних опорных плит | 162 |
| 3.2.8. Модель конструктивной компоновки СПУ | 163 |
| 3.2.9. Модель массовой компоновки СПУ | 166 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | <i>169</i> |
| | |
| 4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЁТА НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ СПУ | 170 |
| 4.1. Анализ режимов нагружения СПУ на различных этапах эксплуатации | 170 |
| 4.2. Общая расчётная схема силовых элементов конструкции СПУ | 171 |
| 4.3. Анализ подходов к определению напряжённого состояния силовых элементов конструкции СПУ | 173 |
| 4.4. Схемы нагружения подъёмной стрелы весовыми нагрузками | 173 |
| 4.4.1. Схема нагружения подъёмной стрелы в стационарном (горизонтальном) положении | 173 |
| 4.4.2. Схема нагружения подъёмной стрелы при подъёме ТПК с ракетой в вертикальное положение | 175 |
| 4.5. Особенности нагружения подъёмной стрелы инерционными нагрузками | 176 |
| 4.6. Выбор расчётных случаев нагружения подъёмной стрелы | 179 |
| 4.7. Расчёт эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы | 180 |
| 4.7.1. Алгоритм расчёта эксплуатационных нагрузок подъёмной стрелы | 180 |
| 4.7.2. Пример расчёта | 182 |
| 4.8. Расчёт на устойчивость элементов системы «стрела-стеклопластиковая оболочка» для случая подъёма | 186 |
| 4.8.1. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов для монолитной балки | 187 |
| 4.8.2. Определение положения нейтральной плоскости монолитной балки | 190 |
| 4.8.3. Расчёт на устойчивость стрелы | 192 |
| 4.8.4. Расчёт на устойчивость стеклопластиковой оболочки | 193 |
| 4.8.5. Расчёт болтов, скрепляющих оболочку со стрелой, на срез | 194 |
| 4.8.6. Определение максимального прогиба составной монолитной балки | 194 |
| 4.8.7. Пример расчёта | 195 |
| 4.9. Методика расчёта силовых элементов конструкции СПУ на мгновенную прочность | 203 |
| 4.9.1. Пример расчёта | 205 |

| | |
|--|------------|
| 4.10. Методика расчёта силовых элементов конструкции СПУ на длительную прочность | 206 |
| 4.11. Методика расчёта силовых элементов конструкции СПУ на усталостную прочность | 206 |
| 4.11.1. Общие сведения об усталостной прочности | 206 |
| 4.11.2. Модель накопления усталостных повреждений | 208 |
| 4.11.3. Вывод формулы силовой модели линейного суммирования повреждений | 209 |
| 4.11.4. Методика оценки транспортировочного ресурса силовых элементов конструкции СПУ | 211 |
| 4.12. Основы расчёта силовых элементов конструкции на устойчивость формы | 213 |
| 4.12.1. Общие сведения об устойчивости формы силовых элементов конструкции | 213 |
| 4.12.2. Анализ расчётных случаев и расчётных схем для оценки устойчивости формы силовых элементов конструкции | 214 |
| 4.12.3. Основные расчётные зависимости для оценки устойчивости формы силовых элементов конструкции | 216 |
| 4.12.4. Алгоритм расчёта силовых элементов конструкции на устойчивость формы | 217 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | 218 |
| 5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ «ЖИВУЧЕСТИ» СПУ | 219 |
| 5.1. Способы создания неопределённости о местоположении СПУ | 219 |
| 5.2. Способы перемещения СПУ между несколькими укрытиями | 219 |
| 5.3. Способ рассредоточения СПУ | 221 |
| 5.4. Способ патрулирования СПУ | 222 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | 224 |
| 6. ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАЩИЩЁННОСТИ СПУ | 225 |
| 6.1. Характер силового воздействия воздушной ударной волны на конструкцию СПУ | 225 |
| 6.2. Оценка защищённости СПУ по уровню боковых ускорений и перемещений | 229 |
| 6.3. Оценка защищённости СПУ по условию поперечной устойчивости | 233 |
| 6.4. Основные направления повышения защищённости СПУ | 237 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | 242 |
| 7. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЗАЩИЩЁННОСТИ СПУ | 243 |
| 7.1. Обоснование необходимости повышения защищённости перспективных СПУ | 243 |
| 7.2. Анализ состояния исследований в области разработки и обеспечения работоспособности лёгких защитных корпусов СПУ | 246 |
| 7.3. Анализ конструктивных схем и физико-механических характеристик известных и перспективных пластических амортизаторов | 249 |
| 7.4. Анализ возможных конструктивных схем пластических амортизаторов на основе трубчатых энергопоглощающих элементов | 254 |
| 7.5. Основные принципы и подходы, положенные в основу формирования СПУ повышенной защищённости корпусного типа | 257 |
| <i>Вопросы и задания для самоконтроля</i> | 264 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | 265 |