

Министерство путей сообщения РФ
Департамент кадров и учебных заведений



**САМАРСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО
ТРАНСПОРТА**

Кафедра **"ЛОКОМОТИВЫ"**

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ЛОКОМОТИВОВ

методические указания к выполнению курсового проекта
студентами специальности 150700 - Локомотивы

Составители: ВАЛИУЛЛИН Р.Г.
ФРОЛОВ С.Г.
СТРИШИН Ю.С.
ПАНЧЕНКО В.Н.

САМАРА-2002

УДК 629.42.07

Теория и конструкция локомотивов: Методические указания к выполнению курсового проекта студентами специальности 150700 - Локомотивы. - Самара: СамИИТ, 2002.- с.

Утверждено на заседании кафедры 22 февраля 2000 года, протокол № 6 .

Печатается по решению редакционно-издательского совета института.

В настоящих методических указаниях изложены методы расчетов основных параметров, тяговых характеристик, статической развески тепловоза, основные принципы проектирования экипажной части тепловоза, а также методы решения задач геометрического и динамического вписывания тепловоза в кривые заданного радиуса, используемые при курсовом проектировании по дисциплине "Теория и конструкция локомотивов" студентами IV курса специальности 150700–“Локомотивы”

Методические указания могут быть полезны студентам при выполнении отдельных разделов дипломного проекта и в практике работы сотрудников НИСа, а также при проведении занятий на полигоне института и филиале кафедры.

Составители: Рушан Габдуллович Валиуллин

Сергей Геннадьевич Фролов

Юрий Сергеевич Стришин

Валерий Николаевич Панченко

Рецензенты: Ю.Д. Карышев доцент кафедры "Механика" СамИИТа

А.И. Князев зам. начальника службы локомотивного хозяйства Куйбышевской железной дороги

Редактор И.А. Шими́на

Подписано к печати 19.04.02

Формат 60x84 1/16

Бумага офсетная. Печать оперативная. Усл. п. л. 1,5.

Тираж 100 экз. Заказ № 44

© Самарский институт инженеров
железнодорожного транспорта, 2002

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Общие указания.....	4
Задание на курсовой проект.....	6
1. Определение основных параметров тепловоза.....	9
2. Определение основных размеров экипажной части.....	14
3. компоновка и статическая развеска тепловоза.....	16
4. Расчёт рессорного подвешивания.....	23
5. Геометрическое вписывание тепловоза в кривые.....	28
6. Динамическое вписывание проектируемого тепловоза в кривые.....	30
Библиографический список	41

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

В соответствии с учебным планом студенты специальности 150700 “Локомотивы” изучают дисциплину “Теория и конструкция локомотивов”. Для лучшего усвоения материала студенты должны выполнить самостоятельную работу в виде курсового проекта.

В курсовом проекте студентам предстоит спроектировать тепловоз на базе существующего прототипа с проведением необходимых расчетов, связанных с определением основных характеристик и параметров проектируемого тепловоза, проведением статической развески, расчетом на прочность упругих элементов рессорного подвешивания, а также с решением задач геометрического и динамического вписывания тепловоза в кривую.

Курсовой проект необходимо выполнять осмысленно, применяя расчетные формулы и тщательно продумывая выводы и результаты. Методические указания не избавляют студента от необходимости глубоко и внимательно разобраться в рассматриваемых вопросах, используя соответствующие источники.

При выполнении курсового проекта необходимо придерживаться следующих основных положений:

1. Пояснительная записка и графические работы должны выполняться в соответствии с требованиями Единой Системы Конструкторской Документации (ЕСКД) и ГОСТ.
2. Работа должна быть написана аккуратно, разборчивым почерком, без сокращения слов и аббревиатур, кроме общепринятых.
3. Структура курсового проекта должна быть следующей:
 - титульный лист;
 - реферат, в котором кратко излагается, чему посвящен данный курсовой проект; в реферате должно быть указано: объем пояснительной записки (листов текста), количество таблиц, рисунков и наименований списка использованных источников;
 - содержание;
 - введение;
 - исходные данные в соответствии с вариантом задания;
 - основная часть в соответствии с заданием;
 - заключение, в котором должны быть кратко изложены основные результаты, полученные в курсовом проекте;
 - список использованных источников.
4. Все расчеты необходимо сопровождать пояснениями. Расчетные формулы приводятся в общем виде, с применением принятых буквенных обозначений, а затем следует привести описание данных обозначений с указанием единиц измерения; после чего отдельной строкой приводится вычисление искомой величины с подстановкой числовых значений

известных величин. В результате вычисления должны быть единицы измерения искомой величины. Например:

Касательная полезная мощность тепловоза, реализуемая на ободу колёс при условии установившегося движения, определяется по формуле:

$$N_k = N_e * \beta * \eta_n,$$

где N_e – эффективная мощность дизеля, кВт;

β – коэффициент, учитывающий затраты мощности на обслуживание локомотива, $\beta = 0,95$;

η_n – коэффициент полезного действия передачи.

$$N_k = 2000 * 0,95 * 0,86 = 1627,8 \text{ кВт}$$

5. При выборе расчетных величин и параметров, использовании таблиц, справочных материалов необходимо ссылаться на соответствующие источники, упомянутые в соответствующем списке (см. структуру курсового проекта).
6. Страницы пояснительной записки должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы должны быть пронумерованы (отдельная нумерация для рисунков и отдельная для таблиц) в соответствии с номером раздела и номером по порядку следования в разделе и должны иметь соответствующие наименования.
7. Графическая часть курсового проекта включает:
 - компоновочную схему тепловоза с размещением основного и вспомогательного оборудования, которая выполняется карандашом на листе формата А1 (594 x 840);
 - чертеж тележки в трех проекциях, который выполняется карандашом на листе формата А1 (594 x 840);
 - эскизы основных узлов экипажной части локомотива согласно п. настоящих методических указаний, выполняемые карандашом на листе формата А4 (297 x 210);

Компоновочная схема тепловоза и чертеж тележки должны сопровождаться спецификациями соответствующими ЕСКД и ГОСТ.

В штампе над названием чертежа (или соответствующей ему спецификации) пишется шифр следующего содержания:

КП ТКЛ 15.07.00.7XX.0XX.00X СП

где, ***7XX*** – номер группы;

0XX – номер варианта;

00X – номер чертежа;

СП – ставится в конце шифра в спецификации.

Расчетные схемы, диаграммы и графики могут быть выполнены на миллиметровой бумаге.

2.ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Курсовой проект считается выполненным в полном объеме, если в нем рассмотрены с соответствующими расчетами разделы проектирования тепловозов, приведенные ниже.

В курсовом проекте необходимо выполнить расчеты по следующим разделам:

1. Определение основных параметров тепловоза
 - 1.1. Определение касательной мощности
 - 1.2. Определение сцепной массы тепловоза
 - 1.3. Расчёт и построение тяговой характеристики тепловоза
 - 1.4. Определение передаточного числа зубчатой передачи
2. Определение основных размеров экипажной части
 - 2.1. Определение размеров тележки тепловоза
 - 2.2. Определение размеров тепловоза
3. Компоновка и статическая развеска тепловоза
 - 3.1. Описание оборудования и основных узлов экипажной части проектируемого тепловоза
 - 3.2. Статическая развеска тепловоза
4. Расчёт рессорного подвешивания
 - 4.1. Выбор схемы и расчёт на прочность упругих элементов рессорного подвешивания
5. Геометрическое вписывание тепловоза в кривые
 - 5.1. Выполнение геометрического вписывания методом параболической диаграммы
 - 5.2. Определение углов набегания и поперечных разбегов колесных пар
6. Динамическое вписывание тепловоза в кривые
 - 6.1. Определение направляющих, боковых и рамных сил
 - 6.2. Построение горизонтально-динамического паспорта тепловоза и оценка динамических качеств проектируемого тепловоза

По каждому из основных разделов необходимо сделать аргументированный вывод, подкрепленный конкретными результатами выполненных расчетов

Исходными данными на выполнение курсового проекта являются:

- Род службы;
- Эффективная мощность дизеля $N_e, \text{кВт}$;
- Максимальная нагрузка на ось $2\Pi, \text{кН}$;
- Конструкционная скорость $v_k, \text{км/ч}$;
- Расчетная скорость $v_p, \text{км/ч}$;

- Радиус кривой для геометрического вписывания R_r , м;
- Радиус кривой для геометрического вписывания R_d , м.

Исходные данные на выполнение курсового проекта должны соответствовать варианту задания. Вариант исходных данных определяется по последней и предпоследней цифрам учебного шифра (номер студенческого билета) каждого обучающегося и берется из табл. 1(последняя цифра шифра), из табл.2(предпоследняя цифра шифра) и из табл. 3(последняя цифра шифра).

Таблица 1

Исходные данные на выполнение курсового проекта

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Род службы*	М	М	М	Г	Г	Г	Г	П	П	П
Эффективная мощность дизеля N_e , кВт	1200	1300	1500	1900	2000	2100	2200	2500	2700	3000
Максимальная нагрузка на ось 2П, кН	210	215	220	220	230	240	250	220	235	250
Конструкционная скорость v_k , км/ч	100	105	110	110	115	120	125	140	150	160

* - род службы: М – маневровый, Г – грузовой, П – пассажирский

Таблица 2

Исходные данные на выполнение курсового проекта

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расчетная Скорость v_p , км/ч	20	25	27	30	35	37	40	45	47	50
Радиус кривой для геометрического вписывания R_r , м	100	105	110	110	115	120	120	125	130	130
Радиус кривой для динамического вписывания R_d , м	400	400	450	500	550	600	650	700	750	800

Таблица 3

Исходные данные на выполнение курсового проекта

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Длина рессоры l , м	1.15	1.15	1.2	1.2	1.05	1.05	1.2	1.2	1.15	1.15
Ширина листа рессоры b , м	0.12	0.12	0.13	0.13	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13	0.13
Толщина листа рессоры h , м	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
Ширина хомута рессоры a , м	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11
Номинальный статический прогиб $f_{н(ст)}$, М	0.08	0.09	0.09	0.1	0.1	0.11	0.11	0.12	0.12	0.13
Диаметр пружины $D_{пр}$, м	0.196	0.2	0.2	0.205	0.196	0.2	0.204	0.205	0.204	0.205
Наружный диаметр резинового амортизатора D_p , м	0.23	0.22	0.24	0.23	0.22	0.24	0.23	0.22	0.24	0.23
Внутренний диаметр резинового амортизатора d_p , м	0.06	0.07	0.08	0.06	0.07	0.08	0.06	0.07	0.08	0.06
Высота резинового амортизатора H_p , м	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03	0.04	0.03	0.03	0.04	0.03

Характеристики и параметры тепловоза-прототипа могут быть использованы как справочный материал.

1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОЗА

1.1 Касательная полезная мощность тепловоза, реализуемая на ободу колёс при условии установившегося движения, определяется по формуле:

$$N_k = N_e * \beta * \eta_n, \quad (1.1)$$

где N_e – эффективная мощность дизеля, кВт;
 β – коэффициент, учитывающий затраты мощности на обслуживание локомотива, $\beta = 0,95$;
 η_n – коэффициент полезного действия передачи.

По данной касательной полезной мощности выбирается тип тепловоза. Для тепловоза с электрической передачей постоянного или постоянно-переменного тока:

$$\eta_n = \eta_r * \eta_g * \eta_{zn} * \eta_{\text{вы}}, \quad (1.2)$$

где η_r – к.п.д. главного генератора, $\eta_r = 0,93-0,95$;
 η_g – к.п.д. тяговых электродвигателей, $\eta_g = 0,91-0,94$;
 η_{zn} – к.п.д. зубчатой передачи, $\eta_{zn} = 0,98$;
 $\eta_{\text{вы}}$ – к.п.д. выпрямительной установки (если есть), $\eta_{\text{вы}} = 0,99$.

1.2 Сцепная масса тепловоза характеризует его способность развивать необходимую силу тяги без проскальзывания колёс по рельсам:

$$M_{\text{сч}} = 2\Pi * z / g, \quad (1.3)$$

где 2Π – нагрузка от оси на рельсы, кН;
 z – число сцепных осей тепловоза;
 g – ускорение силы тяжести, $9,81 \text{ м/с}^2$.

Число сцепных осей определяется исходя из касательной мощности тепловоза N_k и номинальной мощности тягового электродвигателя $P_{\text{ТЭД}}$:

$$z = N_k / P_{\text{ТЭД}}. \quad (1.4)$$

Номинальная мощность тягового электродвигателя принимается по данным тепловоза-прототипа (см. табл.1.3). Полученное по формуле (1.4) число осей округляется до ближайшего четного числа: 4, 6, 8.

1.3 Расчёт и построение тяговой характеристики тепловоза.

Сила тяги тепловоза при трогании с места и до пороговой скорости определяется по формуле:

$$F_{k_{сц}} = 10 * \psi_k * M_{сц}, \quad (1.5)$$

где ψ_k – коэффициент сцепления колёс с рельсами.

Для тепловозов коэффициент сцепления колёс с рельсами:

$$\psi_k = 0,25 + \frac{8}{20 * V + 100}, \quad (1.6)$$

где V – скорость движения тепловоза, км/ч.

Для определения значений ψ_k и затем $F_{k_{сц}}$ необходимо задаться значениями скоростей от 0 до 30 км/ч.

Результаты расчётов сводятся в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

V , км/ч	0	5	10	15	20	25	30
ψ_k							
$F_{к_{сц}}$, кН							

Сила тяги тепловоза при использовании полной мощности дизеля определяется по формуле:

$$F_k = \frac{3,67 * N_k}{V}, \quad (1.7)$$

где N_k – касательная мощность тепловоза, кВт;

V – скорость тепловоза, км/ч;

F_k – касательная скорость тяги, кН.

Задавшись значениями от 10 км/ч до конструкционной, интервалом через 10 км/ч, вычисляем значения F_k . Результаты расчётов вносим в таблицу 1.2

Таблица 1.2

$V, \text{ км/ч}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$F_k, \text{ кН}$												

Определяем скорость порога V_n , т. е. скорость, при которой тепловоз выходит на полное использование мощности и силу тяги при этой скорости.

Скорость порога определяется из равенства:

$$F_{кци} = F_k,$$

откуда

$$1000 \frac{2\Pi * z}{g} \left(0,25 + \frac{8}{20 * V + 100} \right) = \frac{367 * N_k}{V}. \quad (1.8)$$

После преобразований получается квадратное уравнение для определения V_n :

$$V_n^2 - \left(14,4 \frac{N_k}{2\Pi * z} - 6,6 \right) * V_n - 72 \frac{N_k}{2\Pi * z} = 0, \quad (1.9)$$

откуда находится величина V_n , км/ч и по формуле (1.7) определяется $F_{кн}$, кН.

Тяговая характеристика, построенная по данным табл. 1.1 и 1.2, будет иметь вид графика показанного на рис.1.1.

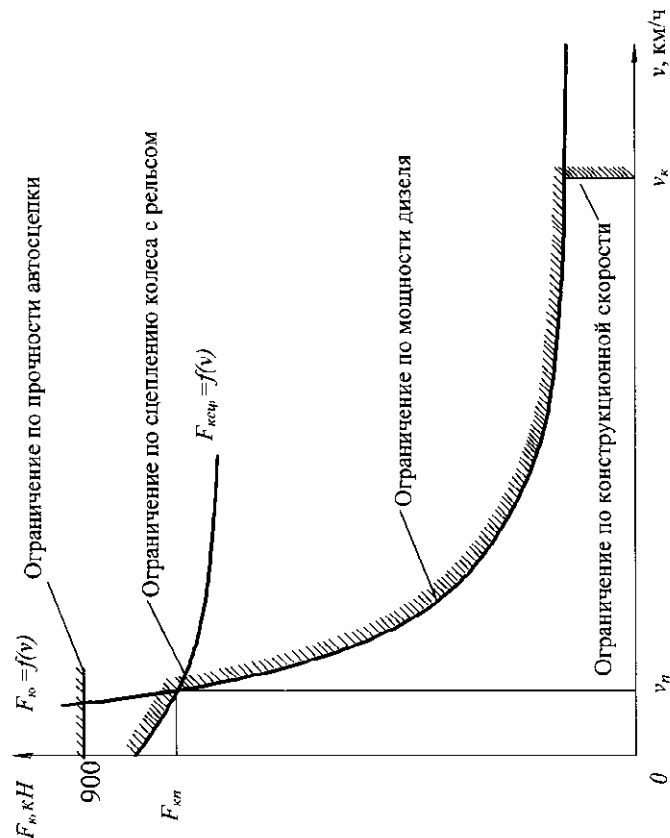


Рис 1.1 Тяговая характеристика тепловоза

Примечание. Ограничение по прочности автосцепки учитывается при расчете тяговой характеристики тепловоза 3ТЭ10М.

Выбор диаметра колеса определяется величиной допустимых контактных напряжений. Практически требуемый диаметр колеса подсчитываем по следующей эмпирической формуле:

$$D_k = 2\Pi / P, \quad (1.10)$$

где D_k – диаметр колеса, м;

2Π – нагрузка на ось, кН;

P – допустимая удельная нагрузка в расчёте на 1 м диаметра колеса, которая принимается в пределах: для грузовых тепловозов – 160-200 кН/м, для пассажирских тепловозов – 120-160 кН/м.

Меньшие значения P берутся для нагрузок $2\Pi=210$ кН, большие для $2\Pi<210$ кН.

Диаметр колеса округляется до ближайшего стандартного размера. Для тепловозов диаметры колес по стандарту могут быть 950, 1050, 1220, 1320 мм при толщине бандажа 75 мм, а также 980, 1080, 1250, 1350 мм при толщине бандажа 90 мм. Бандажи толщиной 75 мм устанавливают на колесные пары локомотивов осевой нагрузкой до 210 кН; при больших нагрузках используют бандажи толщиной 90 мм.

1.4 Определение передаточного числа зубчатой передачи.

Одним из основных параметров тягового редуктора тепловоза является передаточное число i , представляющее собой отношение числа зубьев ведомого зубчатого колеса к числу зубьев ведущей шестерни:

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \quad (1.11)$$

где z_2 — число зубьев ведомого зубчатого колеса;

z_1 — число зубьев ведущей шестерни, $z_1 \geq 15$.

Передаточное число тягового редуктора определяется после выбора тягового электродвигателя (см. табл.1.3) и расчёта диаметра ведущих колёс. Передаточное число μ_1 определяют из условия движения поезда с заданной скоростью V_p на расчётном подъёме по формуле:

$$\mu_1 = \frac{F_\infty * D_k}{2 * M_\infty}, \quad (1.12)$$

где F_∞ — длительная сила тяги одного колёсно-моторного блока, кН;

D_k — диаметр колеса, м;

M_∞ — длительный момент на валу ТЭД, кНм.

Длительная сила тяги одного колёсно-моторного блока определяется из выражения:

$$F_\infty = \frac{F_{kp}}{m}, \quad (1.13)$$

где F_{kp} —расчётная сила тяги тепловоза, кН;

m —количество тяговых электродвигателей на секцию тепловоза.

Таблица 1.3

Характеристика ТЭД	Тип электродвигателя					
	ЭД1-200Б	ЭД107А	ЭД-118А	ЭД-119	ЭД-105А	ЭД-108А
1	2	3	4	5	6	7
Серия тепловоза	ТЭЗ,ТЭМ2	2ТЭ10В	2ТЭ116	ТЭП70	ТЭП60	ТЭП60
Мощность, кВт	206	305	307	411	307	307
Длительный ток, А	820	720	720	900	710	710
Напряжение U_{∞}/U_{max}	275 / 410	463 / 700	463 / 700	500 / 750	470 / 700	475 / 635
Частота вращения, n_{∞}/n_{max}	500 / 2200	580 / 2290	585 / 2290	705 / 2320	600 / 1870	610 / 1870
Масса, кг	3370	3100	3100	3250	3200	3350
Передаточное число	4,41	4,41	4,41	3,12	2,32	2,32
КПД	91,6	91,5	91,5	91,2	91,7	91,5
Момент вращения н.м. M_{∞}	3930	4970	4970	5200	4880	4770

Длительный момент на валу тягового электродвигателя M_{∞} определяется, исходя из мощности тягового электродвигателя и длительной частоты вращения якоря по формуле:

$$M_{\infty} = 9,5 * \frac{P_{ТЭД}}{n_{\infty}}, \quad (1.14)$$

где $P_{ТЭД}$ – мощность тягового электродвигателя, кВт;

n_{∞} – длительная частота вращения, об/мин.

Полученное передаточное число проверяется по наибольшей частоте вращения якоря тягового электродвигателя при конструкционной скорости тепловоза V_k :

$$\mu_2 = \frac{n_{max}}{n_k}, \quad (1.15)$$

где n_{max} – наибольшая частота вращения якоря тягового электродвигателя;

n_k – частота вращения колёсной пары при конструкционной скорости тепловоза.

Максимальная частота вращения колеса тепловоза определяется из выражения:

$$n_k = \frac{1000 * V_k}{60 * \pi * D_k}, \quad (1.16)$$

где V_k – конструкционная скорость тепловоза, км/ч;

D_k – диаметр колеса, м.

Сравнивая два передаточных числа μ_1 и μ_2 , принимаем меньшее. Окончательно передаточное число принимаем таким, чтобы длина централи A (расстояние между осью вала якоря ТЭД и осью колёсной пары) осталась без изменения.

Длина централи A , модуль зубчатой передачи m и число зубьев ведомой и ведущей шестерён z_1 и z_2 связаны между собой уравнением:

$$A = \frac{(z_1 + z_2) * m}{2} . \quad (1.17)$$

Для тепловозов с опорно-рамным подвешиванием тяговых двигателей A принято равным 520 мм, а для тепловозов с опорно-осевым серий $A = 468,8$ мм. Модуль зубчатой передачи для тепловозов $m=10-12$.

Для принятых значений A и m определяем общее число зубьев тягового редуктора и число зубьев ведущей и ведомой шестерни.

Полученное передаточное число необходимо проверить на вписывание тягового редуктора в габарит подвижного состава из условия:

$$\Delta = 0,5 * D_k - 0,5 * d - c \geq 120 \text{ мм} , \quad (1.18)$$

где d – диаметр делительной окружности зубчатого колеса тягового редуктора, $d = m * z_2$;

m – модуль зубчатой передачи;

c – расстояние от торца зубьев ведомого зубчатого колеса до нижней поверхности кожуха, $c=12-17$.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ

2.1 Определение размеров тележки тепловоза.

При проектировании необходимо учитывать, что тепловоз или его секция выполняются по следующим осевым формулам: 2_0-2_0 , 3_0-3_0 , $2_0+2_0-2_0+2_0$.

Экипажная часть тепловоза должна содержать прогрессивные конструктивные технические решения, применяемые в настоящее время в конструкциях отечественных и зарубежных тепловозов, а также возможно использовать в данном курсовом проекте перспективные разработки. Все конструктивные решения отличающиеся от конструкций экипажной части тепловоза-прототипа должны быть обоснованы.

При конструкционных скоростях до 120 км/ч применяется опорно-осевое подвешивание тяговых двигателей, при более высоких скоростях опорно-рамное подвешивание.

База тележки определяется главным образом компоновкой тягового привода. Для трехосных тележек при опорно-осевом подвешивании тяговых

двигателей размер базы 3600-4100 мм, а при опорно-осевом подвешивании 4000-4400 мм.

Основными геометрическими параметрами тележки, подлежащими определению являются:

- **a** – расстояние между осями колесных пар;
- **n** – ориентировочные размеры поперечных креплений рамы к её боковинам ;
- **t** – расстояние от оси крайней колесной пары до торца концевой поперечной балки рамы тележки;
- **l** – длина рамы тележки.

При согласном расположении ТЭД расстояние между осями колёсных пар определяется по формуле:

$$a_1 = c + n + v + \frac{D_k}{2} + S, \quad (2.1)$$

где *c* – расстояние от оси колёсной пары до крайней точки носика ТЭД, мм;

n – ширина поперечных креплений рамы к её боковинам, мм:

n=400-500 мм – для конструкции тележки с жестким шкворнем,

n=500-650 мм – для конструкции тележки с шкворнем, допускающим поперечные перемещения,

n=300-400 мм – для конструкции тележки с маятниковыми опорами;

S – расстояние между гребнем бандажа колёсной пары и поперечным креплением рамы, мм, *S*=50-300 мм;

v – зазор между опорным кронштейном ТЭД и поперечным креплением рамы тележки к её боковинам, мм:

v=20-25 мм – при опорно-осевом подвешивании ТЭД,

v=40-50 мм – при опорно-рамном.

$$a_2 = 2c + n + 2v. \quad (2.2) \text{ Расстояние от оси}$$

колёсной пары до торца концевого поперечного крепления рамы тележки:

– ТЭД повёрнут в сторону концевой балки:

$$t_1 = c + v + l, \quad (2.3)$$

где *l*=60-250 мм – ширина концевого поперечного крепления рамы тележки;

– ТЭД повёрнут в сторону, противоположную концевому поперечному креплению:

$$t_2 = \frac{D_k}{2} + S + l. \quad (2.4)$$

Длина рамы тележки:

$$l = a_1 + a_2 + t_1 + t_2. \quad (2.5)$$

Длина рамы тележки зависит от конструкции подвешивания ТЭД, в связи с этим возможны следующие равенства: $a_1 = a_2$ или $t_1 = t_2$, вследствие чего формула несколько видоизменяется, например:

$$l = 2a_1 + t_1 + t_2, \text{ или } l = a_1 + a_2 + 2t_2.$$

2.2 Определение размеров тепловоза.

Длина локомотива по осям автосцепок устанавливается в процессе его компоновки. Предварительно эта длина определяется, в зависимости от величины мощности дизеля N_e , по эмпирическим формулам:

- 1) при $N_e < 1100$ кВт, $L = N_e * (27 - 0,0011 * N_e)$;
- 2) при $N_e = 1100-3000$ кВт, $L = N_e * (10 - 0,0012 * N_e)$;
- 3) при $N_e > 3000$ кВт, $L = 7N_e * (1 - 0,0001 * N_e)$.

Соотношение между длиной локомотива L и его базой L_o должно удовлетворять условию прохождения тепловоза в кривой радиуса 80 м.

Для тепловозов с трехосными тележками и длиной до 20 м при мощности дизеля до 2200 кВт отношение $L/L_o=0,5-0,52$; в случае применения двухосных тележек $L/L_o=0,48$; для более мощных локомотивов ($N_e > 2200$ кВт) с длиной 20 м и более отношение $L/L_o=0,57-0,6$.

3. КОМПОНОВКА И СТАТИЧЕСКАЯ РАЗВЕСКА ТЕПЛОВОЗА

3.1 Описание основных узлов экипажной части проектируемого тепловоза.

В данном разделе курсового проекта необходимо кратко описать оборудование тепловоза: используемый дизель, тяговый генератор, машины вспомогательного оборудования с указанием назначения каждой из них, систему охлаждения дизеля. Нужно также упомянуть о конструкции кузова (указать его тип) тепловоза. Необходимо сослаться на выполненный чертеж тепловоза с указанием позиций в спецификации.

Более подробно необходимо описать конструкцию тележки и детально представить следующие узлы:

1. Шкворневой узел или другое устройство, передающее тяговое усилие;
2. Опорно-возвращающее устройство;
3. Связующие элементы буксы и рамы тележки;
4. Элементы рессорного подвешивания.

Также нужно описать тяговый привод, где указать его класс, элементы входящие в его состав.

Необходимо описать механизмы передачи вертикальных нагрузок от подрессоренной массы тепловоза на колесные пары и передачи тягового усилия от колеса к автосцепке тепловоза.

При описании вышеприведенных узлов необходимо сослаться на выполненный чертеж тележки с указанием позиций в спецификации.

3.2 Статическая развеска тепловоза.

В процессе компоновки локомотива статическая развеска позволяет осуществить такое взаимное расположение его узлов и агрегатов, при котором было бы реализовано наивыгоднейшее распределение нагрузок от колёсных пар на рельсы. В практике проектирования локомотивов принят допуск на неравномерность распределения нагрузки по осям, равный 3%.

Развеска может быть продольной, т.е. в продольной вертикальной плоскости и поперечной, т.е. в поперечной вертикальной плоскости, с развеской тележек и без нее.

Для определения нагрузки от кузова на тележки выполняется только развеска надтележечного строения локомотива. Для точного определения нагрузок от колесных пар на рельсы, кроме развески надтележечного строения локомотива, требуется также произвести и развеску тележек. Если развеска тележек не производится, то предполагается, что вес их частей распределяется равномерно. В курсовом проекте выполняется только развеска надтележечного строения локомотива.

При продольной развеске надтележечного строения локомотив представляется как плоская балка, находящаяся в статическом равновесии сил, создаваемых весом каждого узла и группы деталей.

Для того чтобы определить нагрузки от кузова и рамы с оборудованием, приходящихся на опоры передней и задней тележек, нужно по схеме экипажной части и данным весовой ведомости (см. табл.3.2-3.6) составить эскиз продольной развески тепловоза по образцу (см. рис.3.1). Эскиз должен быть выполнен в масштабе по длине тепловоза (соблюдение масштаба по высоте тепловоза необязательно).

Продольная развеска надтележечного строения заключается в определении центра тяжести надтележечного строения и нахождении расстояния от этой точки до мнимых центральных опор тележек. Точки размещения шкворневых устройств тележек или центры окружностей, проведенных через боковые опоры, расположенные сверху на рамах тележек симметрично относительно продольных и поперечных осей, называются мнимыми центральными опорами.

Для выполнения необходимых расчетов и оформления развески в соответствии с эскизом и весовой ведомостью нужно составить ведомость развески по форме табл.3.1, вычислить и записать в ней моменты, создаваемые весами узлов относительно условной оси моментов (см.табл.3.2-3.6).

$$M_i = G_i * l_i, \quad (3.1)$$

где G_i – вес узла, кН;

l_i – плечо приложения веса узла относительно условного центра моментов, м.

Таблица 3.1

№ п/п	Наименование узла	Вес узла, кН	Плечо силы, м	Момент, кН*м	Примечание
1		G_1	l_1	M_1	
2		G_2	l_2	M_2	
3		G_3	l_3	M_3	
...		
n		G_n	l_n	M_n	
	Суммарный вес, передаваемый на опоры тележек Тележки (две) Служебный вес локомотива	$G_k = \sum_{i=1}^n G_i$	$x_{ум}$	$M_k = G_k * x_{ум}$	

За условную обычно принимают ось, проходящую через центр головки передней автосцепки. В тех случаях, когда за условную принимают иную ось, дается оговорка в конце ведомости развески.

Определяют центр тяжести надтележечного строения, вес которого передается на опоры тележек.

Координаты центра тяжести надтележечного строения определяется по формуле:

$$x_{ц.м} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i l_i}{G}. \quad (3.2)$$

Установив центр тяжести надтележечного строения, тележки локомотива располагают на одинаковом расстоянии от центра тяжести.

Перемещение центра тяжести проектируемого локомотива достигается небольшим перемещением отдельных узлов на раме или с помощью балластов.

Весовые ведомости тепловозов

Таблица 3.2

№п/п	Наименование узла (группы деталей)	Вес, кН	Плечо, м
Тепловоз ТЭМ2			
1	Дизель-генераторная группа	248,00	8,695
2	Рама тепловоза с принадлежностями и балластом	194,28	6,76
3	Трубопроводы всех систем тепловоза и их оборудование	59,24	7,83
4	Оборудование шахты холодильника	54,83	3,18
5	Высоковольтная камера с оборудованием и аккумуляторная батарея	38,00	12,90
6	Кабина машиниста с оборудованием	51,27	12,80
7	Кузов тепловоза с принадлежностями	60,10	10,20
8	Обслуживающий вес	55,00	8,7
9	Тележки (две)	231,64x2	
10	Неподрессоренный вес тепловоза	251,30	

Условный центр моментов находится спереди от средней оси передней тележки на расстоянии 4,60 м.

Таблица 3.3

№п/п	Наименование узла (группы деталей)	Вес, кН	Плечо, м
Тепловоз ТЭ3, ТЭМ7, М62			
1	Дизель-генераторная группа	264,80	7,44
2	Рама тепловоза с принадлежностями	166,65	8,38
3	Оборудование шахты холодильника и вентиляторы тяговых двигателей	45,95	14,67
4	Кузов с принадлежностями	712,97	8,35
5	Высоковольтная камера с оборудованием и аккумуляторная батарея	43,20	5,84
6	Компрессоры, редукторы и вспомогательный генератор с приводом	21,10	8,90
7	Детали вспомогательного оборудования, инструмент	3,68	3,44
8	Трубопроводы, баки и фильтры, воздушные резервуары, подогреватели	44,25	9,64
9	Обслуживающий вес (бригада, топливо, масло, вода)	68,52	9,3
10	Тележки (две)	250,00x2	
11	Неподрессоренный вес тепловоза(секции)	270,90	

Условный центр моментов находится спереди средней оси тележки на расстоянии 4,035 м.

Таблица 4.4

№п/п	Наименование узла (группы деталей)	Вес, кН	Плечо, м
Тепловоз 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ116			
1	Дизель-генераторная группа	297,34	7,5
2	Система охлаждения и обогрева	47,14	12,4
3	Топливная и масляная системы	31,99	9,75
4	Рама тепловоза	141,06	8,566
5	Тормозное оборудование и пневмоавтоматика, песочная система	22,19	7,68
6	Кузов и его оборудование	99,99	9,11
7	Электрооборудование	50,96	6,425
8	Силовые и вспомогательные механизмы	37,29	9,24
9	Вспомогательное оборудование	17,70	8,04
10	Обслуживающий вес	79,00	10,33
11	Тележки (две)	235,9x2	
12	Неподрессоренный вес тепловоза (секции)	256,90	

Условный центр моментов находится спереди средней оси передней тележки на расстоянии 4,184 м.

Таблица 4.5.

№п/п	Наименование узла (группы деталей)	Вес, кН	Плечо, м
Тепловоз ТЭП60			
1	Дизель-генераторная группа	237,94	8,24
2	Всасывающее и выхлопное устройство дизеля	7,70	13,54
3	Теплообменник и котел-подогреватель	60,50	13,32
4	Системы охлаждения, подачи масла и топлива	19,38	10,18
5	Рама кузова	109,23	9,56
6	Кузов	124,55	10,20
7	Тормоз, песочницы и воздухопровод автоматики	16,45	10,36
8	Электрооборудование и радиостанция	53,93	7,95
9	Вспомогательное оборудование	23,63	6,39
10	Инструмент и принадлежности	5,93	9,62
11	Вода	12,10	11,98
12	Топливо (2/3 запаса)	43,10	9,46
13	Масло (полный запас)	15,60	12,00
14	Песок (2/3 запаса)	4,00	9,71
15	Локомотивная бригада	2,00	9,63
16	Тележки (две)	266,07x2	
17	Неподрессоренный вес тепловоза	150,00	

Условный центр моментов находится спереди от средней оси тележки на расстоянии 4,40 м. Нагрузка на каждую тележку передается шестью опорами (2 главных и 4 боковых);

Точка приложения сил, нагружающих тележку, сдвинута к центру от средней оси на 13 мм. Расстояние между точками приложения равнодействующих a_1+a_2 равно 10,174 м.

Таблица 4.6

№п/п	Наименование узла (группы деталей)	Вес, кН	Плечо, м
Тепловозы 2ТЭ121, ТЭП70			
1	Дизель-генераторная группа	347,00	10,60
2	Охлаждающее устройство	50,60	15,15
3	Системы дизеля	8,00	14,30
4	Системы тепловоза	17,20	10,85
5	Силовые установки	21,20	12,50
6	Электрооборудование	109,65	7,40
7	Рама тепловоза с кузовом	232,90	10,85
8	Вспомогательное оборудование	10,35	12,6
9	Обслуживающий вес	72,00	11,4
10	Надтележечный вес	869,00	10.866
11	Тележки (две)	265,00x2	
12	Вес тепловоза в служебном состоянии	1399,00	

Подрессоренный вес, приходящий на буксы одной тележки:

$$P_T = \frac{G_T}{n_T} + G_i, . \quad (3.3)$$

где G_T – подрессоренный вес тележки, кН;
 n_T – количество тележек.

Нагрузка от одной колесной пары на рельсы:

$$2\Pi = \frac{P_T}{m_0} + g, \quad (3.4)$$

где m_0 – количество осей тележки;
 g – неподрессоренный вес тележки, приходящийся на одну ось, кН.

Для проверки расчетов полученная величина нагрузки от одной колесной пары на рельсы сравнивается с заданной, расчетная величина не должна превышать заданную.

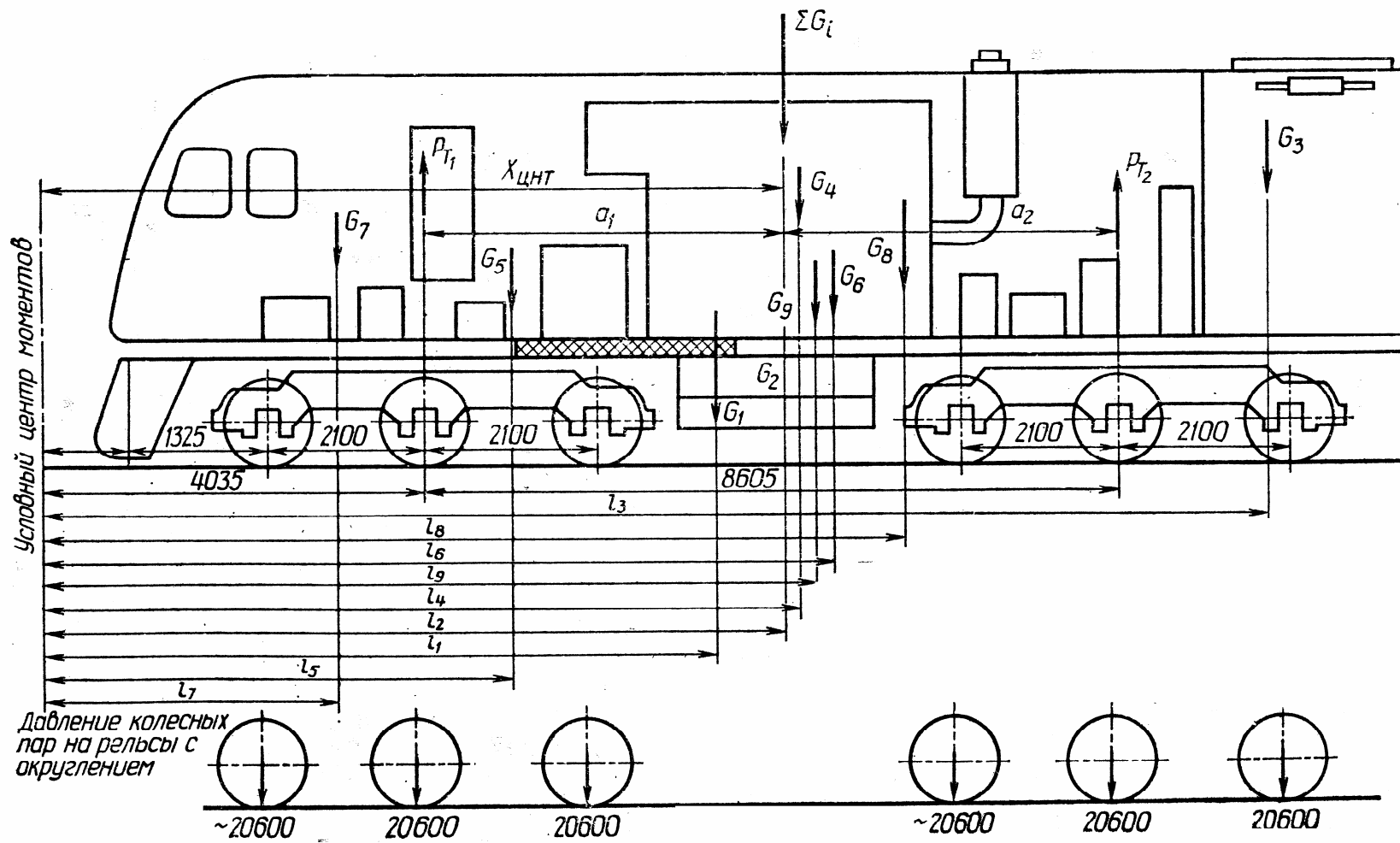


Рис.3.1. Эскиз продольной развески тепловоза

4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

4.1 Выбор схемы и расчёт на прочность упругих элементов рессорного подвешивания

Перед расчетами необходимо привести схему рессорного подвешивания, согласно которой перечислить упругие элементы подлежащие расчету на прочность. Как правило, в состав рессорного подвешивания входят: рессоры, пружины и резиновые амортизаторы.

При расчетах на прочность с учетом действующих на элемент силовых факторов, по допускаемым напряжениям, определяют геометрические свойства упругого элемента. В данном пункте раздела необходимо также определить жесткость элемента J_i и его статический прогиб f_i .

1) Расчет на прочность листовой рессоры

Статическая нагрузка, действующая на рессору, определяется по формуле:

$$P_{P(CT)} = \frac{2П - q}{2}, \quad (4.1)$$

где $2П$ – нагрузка на ось, кН;

q – неподрессоренный вес приходящийся на одну колесную пару, кН:

$q = 45$ кН – при опорно-осевом подвешивании ТЭД,

$q = 25$ кН – при опорно-рамном.

Динамическая нагрузка определяется из выражения:

$$P_{P(ДИН)} = (1 + k_d) * P_{P(CT)}, \quad (4.2)$$

где k_d – коэффициент вертикальной динамики определяемый по формуле:

$$k_d = 0,1 + 0,2 * \frac{V_K}{f_{H(CT)}}, \quad (4.3)$$

где V_K – конструкционная скорость тепловоза, км/ч;

$f_{H(CT)}$ - номинальный статический прогиб рессорного подвешивания, мм.

Основные размеры листовой рессоры определяют по допустимым напряжениям изгиба при статической нагрузке $[\sigma_u]_{доп} = 550-650$ МПа. Рессору рассматривают как балку постоянной толщины равного сопротивления изгибу.

Общее число листов в рессоре определяется исходя из соотношений между допускаемым напряжением изгиба, изгибающим моментом M и моментом сопротивления W одного листа:

$$[\sigma_u]_{доп} \leq \frac{M}{nW}. \quad (4.4)$$

Таким образом, общее число листов в рессоре определится из выражения:

$$n = \frac{M}{W[\sigma_u]_{\text{доп}}} . \quad (4.5)$$

Изгибающий момент:

$$M = \frac{P_{P(CT)}l}{4} , \quad (4.6)$$

где l – длина рессоры, м.

Момент сопротивления:

$$W = \frac{bh^2}{6} , \quad (4.7)$$

где b – ширина рессоры, м;

h – толщина листа, м.

Общее число листов рессоры складывается из числа коренных ее листов $n_k = 2-3$ и числа листов ступенчатой части n_c :

$$n = n_k + n_c .$$

Рессоры проверяются по допускаемому напряжению изгиба при динамической нагрузке $[\sigma_u]_{\text{max}} = 1000$ Мпа, при этом учитывается влияние хомута по формуле:

$$[\sigma_u]^1 = \frac{3P_{P(\text{ДИН})}l}{2bh^2(n+1)} . \quad (4.8)$$

Рессора удовлетворяет условию прочности при динамической нагрузке, если $[\sigma_u]^1 < [\sigma_u]_{\text{max}}$.

Определяется статический прогиб листовой рессоры, для оценки ее деформации, по формуле:

$$f_p = \frac{6P_{P(CT)}\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{6}\right)}{Ebh^3(3n_k + 3n_c)} . \quad (4.9)$$

где E – модуль упругости для стали, $E = 2,05 \cdot 10^5$ Мпа;

a – ширина хомута рессоры, м.

2) Расчет на прочность пружины.

Статическая нагрузка, действующая на пружину, определяется по формуле:

$$P_{PP(CT)} = \frac{2\Pi - q}{4} . \quad (4.10)$$

$P_{PP(\text{ДИН})}$ определяется по формулам (4.2) и (4.3)

Основные размеры цилиндрической пружины определяют по допустимым касательным напряжениям при динамической нагрузке $[\tau]_{\text{доп}} = 650$ МПа.

Диаметр прутка определяется из уравнения прочности пружины:

$$[\tau]_{\text{доп}} = \frac{8KP_{\text{пр(дин)}}D}{\pi d^3} \quad (4.11)$$

откуда

$$d = \sqrt[3]{\frac{8KP_{\text{пр(дин)}}D}{\pi[\tau]_{\text{доп}}}}, \quad (4.12)$$

где D – диаметр пружины, м;

K – коэффициент, учитывающий увеличение касательного напряжения в сечении на внутренней поверхности витка пружины; величина данного коэффициента зависит от индекса пружины:

$$C = D/d.$$

Значение коэффициента K определяется из таблицы:

Таблица 4.1

C	4	5	6	8	10	12
K	1,97	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Число рабочих витков определяется из уравнения деформации пружины:

$$f_{\text{пр}} = \frac{8D^3 n_p P_{\text{пр(ст)}}}{d^4 G} \quad (4.13)$$

откуда

$$n_p = \frac{f_{\text{пр}} d^4 G}{8D^3 P_{\text{пр(ст)}}}, \quad (4.14)$$

где $f_{\text{пр}}$ – прогиб пружины равный нормативному, м;

G – модуль сдвига для стали $G = 8 \cdot 10^4$ Мпа.

Общее число витков пружины складывается из числа опорных ее витков $n_{\text{оп}} = 1.5$ и числа рабочих витков части n_p :

$$n = n_{\text{оп}} + n_p.$$

3) Расчет на прочность резинового амортизатора.

В данном разделе необходимо по результатам расчетов резинового амортизатора на прочность подобрать материал (резину) его, который по своим свойствам обеспечит допустимую деформацию амортизатора.

Статическая нагрузка, действующая на резиновый амортизатор, определяется по формуле:

$$P_{PA(CT)} = \frac{2\Pi - q}{4}. \quad (4.10)$$

$P_{PA(ДИН)}$ - динамическая нагрузка - определяется по формулам (4.2) и (4.3)

Площадь сечения амортизатора (прямоугольного сечения) определяется из выражения:

$$S = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}, \quad (4.11)$$

где D – наружный диаметр амортизатора, м;

d – внутренний диаметр амортизатора, м.

Расчётный модуль упругости находим по формуле:

$$E_p = \frac{H * P_{PA(ДИН)}}{f_{cn} * S}, \quad (4.12)$$

где H – высота амортизатора, м;

f_{cn} – номинальный статический прогиб, м;

Коэффициент формы, представляющий отношение площади опорной поверхности (одной) амортизатора, к его полной боковой поверхности (поверхность выпучивания),

$$\varnothing = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4 * \pi * H * (D + d)} = \frac{D - d}{4 * H}. \quad (4.13)$$

Действительный модуль упругости резины определяется по формуле:

$$E = \frac{E_p}{(1 + 2\varnothing)}. \quad (4.14)$$

Модуль сдвига резины:

$$G_p = E/3. \quad (4.15)$$

Число твердости по Шору

$$h = 19,5 * \sqrt{G_p}. \quad (4.16)$$

Напряжение сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{PA(CT)}}{\pi/4 * (D^2 + d^2)}. \quad (4.17)$$

По полученной величине числа твёрдости резины и величине напряжения сжатия необходимо подобрать марку резины с описанием ее характеристик [1,2].

Статический прогиб резинового амортизатора из условия его долговечности определится из выражения:

$$f_{PA} = 0,15H, \quad (4.18)$$

где H – высота амортизатора, м.

4) Определение статического прогиба рессорного подвешивания.

Статический прогиб показывает величину осадки упругих элементов под действием статической нагрузки. В зависимости от схемы нагружения рессорного подвешивания, его статический прогиб определяется с учетом статических прогибов упругих элементов.

Рессорное подвешивание, как известно, разделяется по ступеням. В первой ступени динамические нагрузки передаются от буксы колесной пары к раме тележки, во второй – от рамы тележки к кузову. Общий статический прогиб рессорного подвешивания складывается из прогибов данных ступеней:

$$f_{CT} = f_{CT1} + f_{CT2}.$$

В первой ступени статический прогиб определяется исходя из типа рессорного подвешивания. При сбалансированном рессорном подвешивании общий статический прогиб определяется с учетом прогибов элементов рессорного и концевого узлов:

$$f_{CT1} = \frac{f_{PV} + 4f_{KV}}{36f_{PV} + f_{KV}}, \quad (4.19)$$

где f_{PV} – статический прогиб рессорного узла, м:

$$f_{PV} = f_P + f_{PA} + f_{PP};$$

f_{KV} – статический прогиб концевого узла, м:

$$f_{KV} = f_{PA} + f_{PP}.$$

При индивидуальном рессорном подвешивании общий статический прогиб определяется с учетом прогибов упругих элементов и поводков:

$$f_{CT1} = f_{PA} + f_{PP} + f_{II}, \quad (4.20)$$

где f_{II} – статический прогиб поводков, $f_{II} = 0,012$ м.

В конструкции экипажной части тепловозов серий ТЭМ2, ТЭ3 и ТЭ10(всех индексов), М62, вторая ступень является абсолютно жесткой (опорно-возвращающие устройства со сферическими шарнирами), поэтому в данном случае можно обойтись расчетами приведенными выше, т.е. $f_{CT} = f_{CT1}$. В конструкции экипажной части тепловоза серии ТЭ116 опорно-возвращающие устройства включают в себя резинометаллические элементы $f_{CT2} = 10$ мм. В конструкции экипажной части тепловоза серии ТЭП60 во второй ступени шкворневыми устройствами являются маятниковые опоры с резиновыми конусами. Их прогиб находится по жесткости материала $J_{кон} =$

27,5 кН/мм. Также учитывается прогиб боковых пружин $J_{np} = 1,1$ кН/мм. Прогиб второй ступени тепловоза ТЭП70 определяется прогибом пружин.

5. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ВПИСЫВАНИЕ ТЕПЛОВОЗА В КРИВЫЕ

Чтобы обеспечивать движение локомотива по кривому участку пути приходится учитывать особенности такого движения как при укладке пути, так и при конструировании локомотивного экипажа. При большой жёсткой базе локомотива может произойти заклинивание гребней бандажей внутри рельсовой колеи кривых малого радиуса. Для того, чтобы этого не произошло кривые малого радиуса укладывают с увеличенной шириной колеи

Для облегчения вписывания локомотивного экипажа в кривые малого радиуса применяют поворотные тележки и делают осевые разбеги колёсных пар.

Для оценки целесообразности применения мероприятий, обеспечивающих прохождение локомотива по кривым, необходимо прежде всего рассмотреть геометрические соотношения между размерами рельсовой колеи и локомотивного экипажа. Решение этих вопросов составляет предмет расчётов, называемых геометрическим вписыванием в кривые. При этом решаются следующие задачи:

- вписывается ли локомотив с данной жёсткой базой в кривую заданного радиуса;
- определяется потребный осевой разбег;
- определяется угол набегания колёсных пар на наружный рельс при наибольшем перекосе экипажа;
- определяются максимальные отклонения концов и середины рам экипажа относительно рельсового пути на кривой.

Из-за различия в размерах кривой, базы экипажа и зазора в кривой, применение обычного масштаба для решения задач геометрического вписывания графическим способом невозможно. Чтобы использовать графический метод вписывания приходится прибегать к специальным приёмам.

Если для поперечных и продольных направлений выбрать различные, не связанные друг с другом масштабы, то окружность, изображающая круговую кривую рельсовой колеи, преобразуется в эллипс, который на участке, где вписывается локомотив (у вершины эллипса), с большой степенью точности может быть заменен параболой. Этот способ вписывания называется параболическим.

Порядок вписывания.

1. Вычерчивается база локомотива в масштабе $m_x = 1:n$, причём можно принять n равным 25-50.

2. Находят ординаты рельсовых путей. Ординаты наружного рельса определяют по формуле:

$$y = \frac{m_y}{2Rm_x^2} x^2, \quad (5.1)$$

где x - текущие абсциссы базы локомотива (чертежные), заданный радиус кривой, мм;

R - заданный радиус кривой, мм;

m_y - масштаб по вертикали, который обычно принимают равным 1:1 или 1:2.

Для более точного построения параболы необходимо брать больше значений X . Расчёт координат точек параболы сводят в табл. 5.1.

Таблица 5.1

X	X_1	X_1	...	X_n
X^2	X	X	...	X_n
y	y_1	y_2	...	y_n

По вычисленным значениям y строят параболу, изображающую наружный рельс (рис.5.1).

Изображение внутреннего рельса будет получено, если параболу наружного рельса сдвинуть параллельно самой себе вдоль оси y на величину

$$y' = (2\sigma + \Delta)m_y, \quad (5.1)$$

где 2σ - суммарный зазор между гребнем бандажа и рельсом на прямом участке пути ;

Δ - уширение рельсовой колеи в кривой.

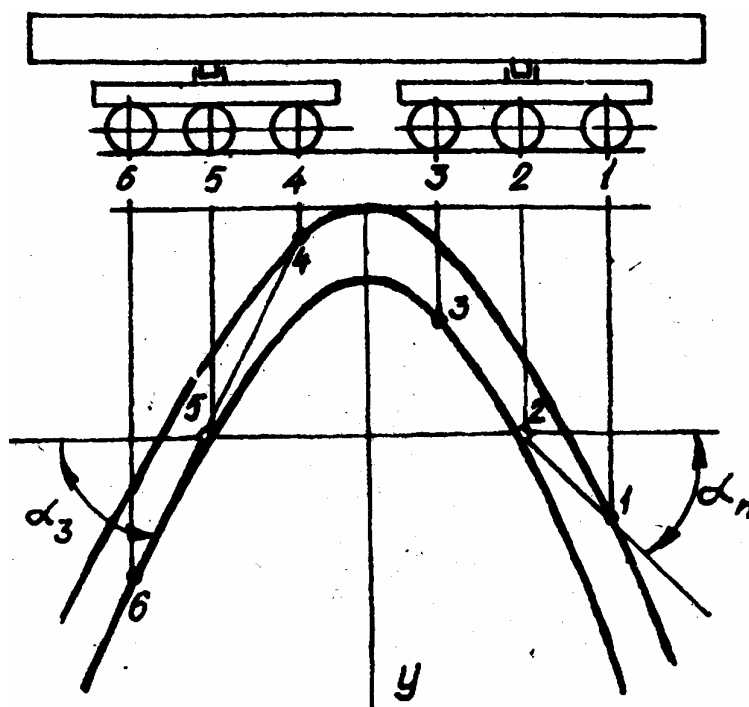


Рис. 5.1 Вписывание тепловоза в кривую параболическим методом

Схема экипажа размещается в масштабе m_x так, чтобы продольная ось кузова была параллельна оси O_x .

При m_x и любом m_y стрела в вертикальном направлении получается в натуральную величину.

При параболическом методе все зазоры и отклонения должны измеряться только вертикально. Углы получаются в искаженном виде и определяются из выражения:

$$\alpha_H = \frac{m_x}{m_y} \alpha_{ЧЕРТ}. \quad (5.2)$$

При геометрическом вписывании исследуются следующие положения экипажа:

- положение отброса к наружному рельсу (установка по хорде);
- положение перекоса;
- отброс к внутреннему рельсу;
- промежуточные положения.

При всех исследованных положениях определяются:

- требуемые разбеги колесных пар;
- величины зазоров между гребнем бандажа и рельсом;
- углы набегания колесных пар;
- углы между осями кузова и тележек.

6 ДИНАМИЧЕСКОЕ ВПИСЫВАНИЕ ПРОЕКТИРУЕМОГО ТЕПЛОВОЗА В КРИВУЮ

6.1 Общие сведения

Решение задач динамического вписывания предусматривает определение максимальной скорости движения локомотива в кривой, при которой обеспечивается безопасность движения и комфортабельность для обслуживающего персонала и пассажиров. Безопасность движения подвижного состава оценивается *критериями безопасности*, которые характеризуют величины боковых давлений на рельсы и упругое отжатие рельсов под действием этих усилий. Чрезмерная величина бокового давления может привести к набеганию колеса на рельс и сходу.

Критерием комфортабельности является величина непогашенного ускорения α_n . Его величина не может превышать $0,7 \text{ м/с}^2$. Это – максимальное ускорение, при котором человек не испытывает вредного воздействия низкочастотных колебаний экипажной части подвижного состава, при входе экипажа в кривую.

При динамическом вписывании определяются горизонтальные усилия, передаваемые колесами локомотивного экипажа (тележки) на головки рельсов для наихудшего сочетания действующих нагрузок - положения наибольшего перекоса – положение, при котором передняя колесная пара тележки прижата к наружному рельсу, а задняя к внутреннему. На движущийся локомотив в кривой действует множество сил, весь комплекс

которых учесть не всегда удастся. Поэтому задачи динамического вписывания выполняются с некоторыми допущениями, так как учитываются только следующие силы:

1. Горизонтальные составляющие силы трения бандажей колесных пар о рельсы F_1-F_6 ;
2. Центробежная сила C ;
3. Горизонтальная составляющая веса локомотива, возникающая от возвышения наружного рельса в кривой C_1 ;
4. Боковые реакции со стороны рельсов от воздействия на них колес (направляющие усилия) Y_1-Y_6 ;
5. Боковые давления колес на головки рельсов $Y'_1-Y'_6$, представляющие разности между направляющими усилиями и силами трения бандажей о рельсы;
6. Возвращающие силы и моменты при наличии в экипаже возвращающих устройств, а также моменты трения в опорах.

Реакции со стороны головок рельсов являются внешними силами, направляющими движение экипажа в кривой. Это движение может быть представлено в виде непрерывной суммы двух движений: поступательного, параллельно продольной оси экипажа и вращательного, вокруг точки, называемой *центром поворота* или *полосом вращения* тележки Ω . Расстояние от осей колесных пар до центра поворота тележки называется *полосным расстоянием* x_i .

При динамическом вписывании локомотива в кривую строится его горизонтально-динамический паспорт, представляющий собой зависимости $Y_1=f(v)$, $Y_3=f(v)$ и $Y'_1=f(v)$.

Перпендикуляры, опущенные из центра кривой на линии баз тележек, дают положения центров поворота последних. Заметим, что полосное расстояние с увеличением скорости уменьшается до $b/2$.

6.2 Составление уравнений равновесия сил и моментов

Как упоминалось выше, при динамическом вписывании оцениваются силовые факторы, действующие на экипажную часть локомотива в кривой. Для оценки динамических качеств локомотива необходимо определить внешние силы (направляющие усилия Y_1 и Y_3), уравновешивающие силы и моменты приложенные к передней тележке локомотива по ходу движения.

Начать следует с вычерчивания схемы тележки тепловоза и осмысленного нанесения всех основных сил и моментов, действующих на нее. Центр поворота Ω наносится на схему из условия, что тележка находится в положении наибольшего перекоса. В данном случае полосное расстояние первой (направляющей) колесной пары определяется из выражения:

$$x_1 = \frac{b}{2} + \frac{R_g}{b} (2\sigma + \Delta), \quad (6.1)$$

где b – база тележки, м;

R_g – радиус кривой для динамического вписывания, м;

$2\sigma + \Delta$ – ширина колеи зазора, мм.

Ширину колеи зазоров $2\sigma + \Delta$ следует принимать минимальную с учетом допускаемых отклонений от номинальных размеров. Согласно ПТЭ на прямых участках пути и на кривых радиусом 350 м и более:

$$2\sigma = 1520_{-4}^{+6} - (1400_{-3}^{+3} + 2 * 33_{-8}^0) \text{ мм - при скорости до 120 км/ч;}$$

$$2\sigma = 1520_{-4}^{+6} - (1400_{-1}^{+3} + 2 * 33_{-5}^0) \text{ мм - при скорости от 121 до 140 км/ч.}$$

Согласно ПТЭ:

$\Delta = 10$ мм – при радиусе кривой от 349 до 300 м;

$\Delta = 15$ мм – при радиусе кривой от 299 м и менее.

Полюсные расстояния второй и третьей колесных пар находятся согласно расчетной схеме (см. рис.6.3-6.6.)

Согласно расчетной схеме составляются уравнения равновесия сил и моментов.

6.3. Определение сил, входящих в уравнения равновесия.

Средние значения сил трения в опорных точках колес считаются равными для всех колесных пар тепловоза. Приближенно они могут быть определены по формуле:

$$2F_i = 2Pf_{TP} \text{ ,} \tag{6.2}$$

где $f_{TP} = 0,25$ - коэффициент трения между рельсами и бандажами

У трехосных тележек современных тепловозов свободный разбег средней колесной пары достигает ± 14 мм, поэтому первая составляющая от силы F_2 , равная $F_2 \cos \alpha_2$, на раму тележки не передается. При составлении уравнения равновесия сил эта составляющая не учитывается, при составлении уравнения моментов учитывается только вторая, действующая вдоль рельсов, составляющая от силы F_2 , равная $F_2 \sin \alpha_2$.

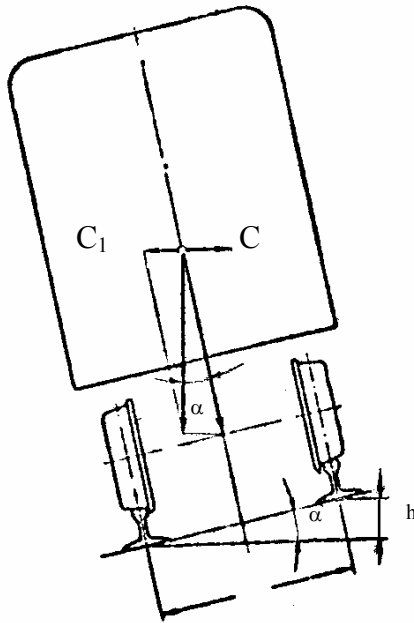


Рис.6.1

Центробежная сила приходящаяся на тележку (см.рис.6.1):

$$C = \frac{Gv^2}{12.96gR_g}, \quad (6.3)$$

где G – часть веса тепловоза, приходящаяся на тележку, кН;

$$C_1 = \frac{Gh}{2S}, \quad (6.4)$$

где, h – возвышение наружного рельса в кривой, м.

Значения $\cos\alpha_i$ и r_i определяются по вспомогательным кривым $\cos\alpha_i = f(x_i)$, $r_i = f(x_i)$, приведенным на рис.6.2.

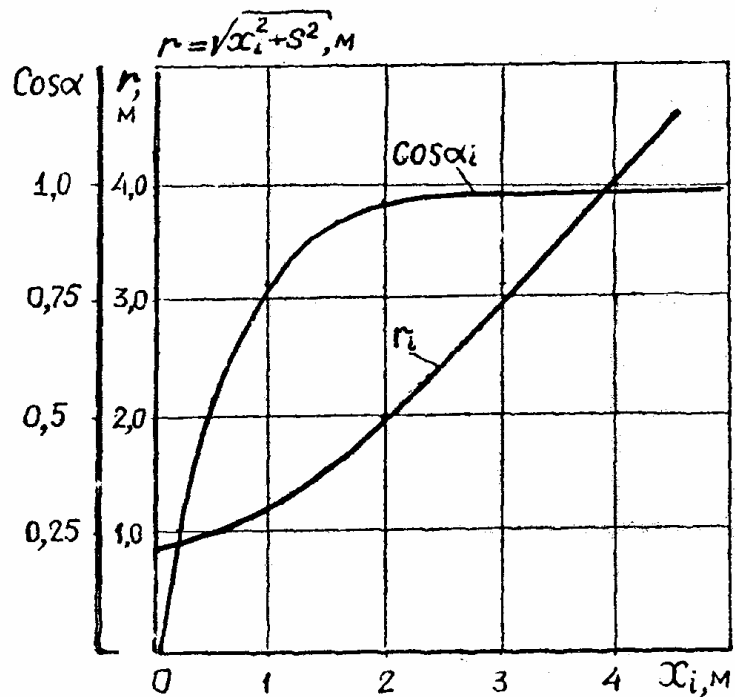


Рис.6.2

6.4. Определение суммарных моментов сил трения и возвращающих моментов.

Для снижения динамических боковых усилий на рельсы крайние колесные пары имеют с рамой тележки упругую связь либо с помощью пружинных осевых упоров (ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭМ2), либо с помощью буксовых поводков с резиновыми амортизаторами (2ТЭ116, 2ТЭ10В, ТЭП60, ТЭП70, ТЭМ7). По типу связи с кузовом тележки можно разделить на две группы: с жестким шкворнем и с упругим шкворневым устройством. К первой группе относятся тележки тепловозов ТЭ7, ТЭЗ, ТЭМ2, ТЭМ7 и др. У тележек второй группы (тепловозы 2ТЭ116, 2ТЭ10В, ТЭП60, ТЭП70) имеется упругая связь с кузовом, при которой обеспечивается как поворот тележки относительно кузова, так и поперечное перемещение последнего относительно тележек. Упругая связь тележек с кузовом у тепловозов различных серий имеет свои особенности. Эти особенности заключаются в

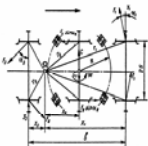


Рис.6.3. Расчетная схема передней тележки тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10Л



Рис.6.4. Расчетная схема передней тележки тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ10В

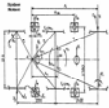


Рис.6.5. Расчетная схема передней тележки тепловоза ТЭП60

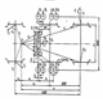


Рис.6.6. Расчетная схема передней тележки тепловоза ТЭП70

расположении опорно-возвращающих устройств на тележке, их конструкции, а также конструкции шкворневой или бесшкворневой связи кузова с тележками.

Тележки тепловозов 2ТЭ10Л и ТЭЗ (см.рис.6.3) челюстные с центральным жестким шкворнем. Колесные пары и роликовые опорно-возвращающие устройства относительно шкворня расположены симметрично. Радиус установки опорно-возвращающих устройств $K = 1,365$ м. При повороте тележки вокруг шкворня за счет набегания роликов на наклонные поверхности опорных плит создается возвращающий момент M_e и за счет поворота опор относительно кузова - момент трения M_{mp} . У тепловоза 2ТЭ10Л при угле наклона опорных плит $\alpha = 3^\circ 30'$ $M_e = 31,3$ кН*м в угле поворота опор $\beta = 1,5^\circ$ $M_{mp} = 21,6$ кН*м, суммарный момент, препятствующий повороту тележки, $M = 31,8$ кН*м, у тепловоза ТЭЗ при $\alpha = 2^\circ$ $M_e = 17,95$ кН*м, при $\beta = 5^\circ$ $M_{mp} = 13,80$ кН*м. суммарный момент $M = 31,75$ кН*м.

У тепловоза ТЭМ2 тележка отличается от описанной выше опорами трения. Возвращающий момент отсутствует. После выхода тепловоза из кривой возвращение тележек в соосное с кузовом положение происходит за счет направляющих гребней бандажей колесных пар. Момент трения определяется как произведение сил трения в опорах на расстояние R от центра шкворня до оси опоры. При нагрузке на опоры 380 кН и коэффициенте трения $f_{mp} = 0,1$, $M_{mp} = 38$ кН*м.

Тележки тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10В (см.рис.6.4). бесчелюстные с симметричным расположением колесных пар. Кузов опирается на тележку через четыре комбинированные резинороликовые опоры, представляющие собой набор семи резиновых элементов диаметром 280 и толщиной 35 мм с привулканизированными к ним пластинами толщиной 2 мм каждая и роликовую опору (см.рис.6.4, сечения по А-А и Б-Б).

На раме тележки опоры установлены таким образом, чтобы ролики перекатывались по касательной к окружности, описанной из центра шкворня радиусом, равным межцентровому расстоянию опоры и шкворня. Для передних опор этот радиус $R_1 = 1632$ мм, а для задних $R_2 = 1232$ мм. При

повороте тележки относительно кузова ролики перекачиваются по наклонным поверхностям опор (угол наклона 2°), создавая возвращающий момент M_B . Помимо возвращающего момента повороту тележки препятствует момент трения M_{mp} в подвижных сопрягаемых деталях опор. Этот момент необходим для демпфирования колебаний виляния тележки относительно шкворня. Экспериментальная зависимость суммарного момента ($M = M_B + M_{mp}$) от угла поворота тележки приведена на рис.6.7.

Поворот тележки начинается после преодоления начального момента трения (около 4,0 кН*м). При повороте на угол до $0,8^\circ$ момент линейно возрастает до 21,0 кН*м, далее, при повороте до 3° , он достигает 24 - 25 кН*м. При угле поворота 3° угловая подвижность тележки ограничивается корпусом опоры и в дальнейшем обеспечивается упругой деформацией резинометаллических опор.

Суммарный момент M , препятствующий повороту тележки, находится по графику (см.рис.6.7). Предварительно угол поворота тележки для положения ее наибольшего перекоса определяется по формулам для передней тележки:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0.5L - x_2}{R_g}, \quad (6.5)$$

где L – база тепловоза;

α - угол поворота передней тележки, рад.

Угол α_n должен быть переведен в градусы.

Возвращающий момент M_B , появляющийся вследствие разности возвращающих сил B_P , создаваемых передними и задними опорами определяется по формуле:

$$M_B = B_{P1}l_1 - B_{P2}l_2. \quad (6.6)$$

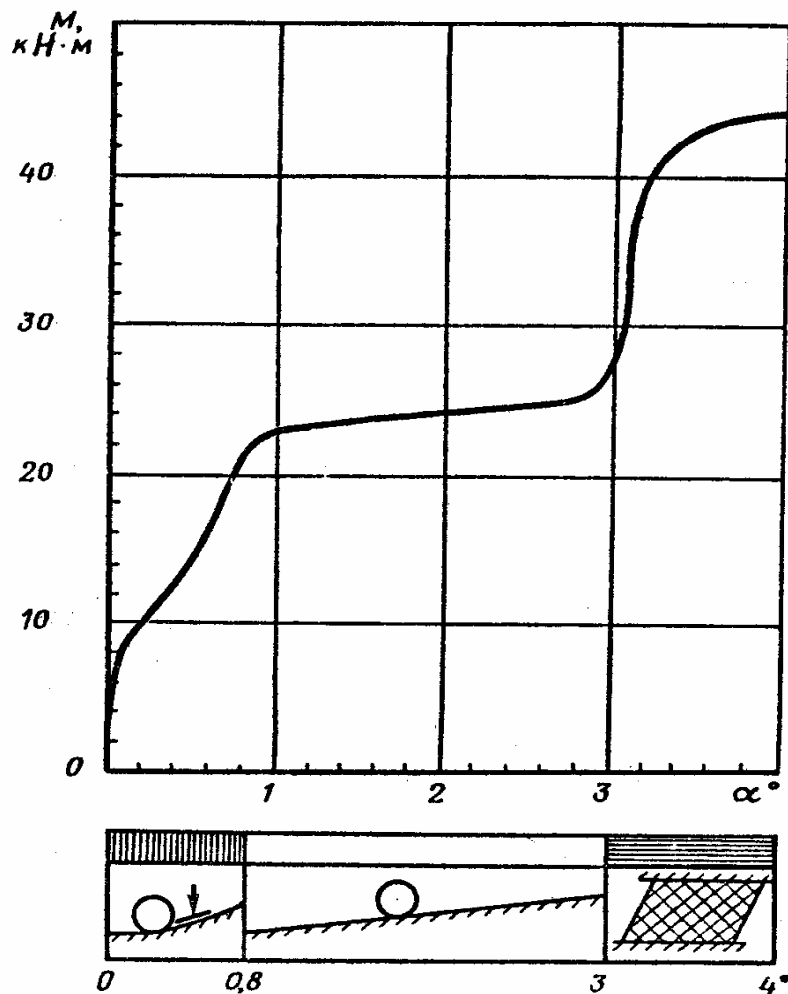


Рис.6.7 Зависимость суммарного момента от угла поворота тележки

Так как опоры (передние - индекс 1, задние - индекс 2) располагаются на разном расстоянии от поперечной тележки ($l_1=1230$ м и $l_2=615$ м), то при повороте последней отклонения обеих пар опор будут разными.

Для определения возвращающих сил B_p необходимо знать отклонения d_1 и d_2 опор тележки, они определяются по формуле:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d + \alpha_{\text{п}} l_1 \\ d_2 &= d - \alpha_{\text{п}} l_2 \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

Возвращающие силы B_p определяются по графику (см.рис.6.8) после подстановки их значений в формулу (6.6) находится величина возвращающего момента M_B . Величина $M_{\text{тр}}$ находится вычитанием из величины M величины M_B .

Тележка тепловоза ТЭП60 (рис.6.5) бесчелюстная с опорно-рамным подвешиванием тяговых электродвигателей. Колесные пары расположены несимметрично: средние оси тележек сдвинуты к середине тепловоза на 0,1 м. Кузов опирается на тележку через две маятниковые опоры с резиновыми конусами по концам и четыре боковые пружинные опоры. Середины главных

опор соединены с кронштейнами кузова пружинными аппаратами, удерживающими опоры в вертикальном положении. При отклонении

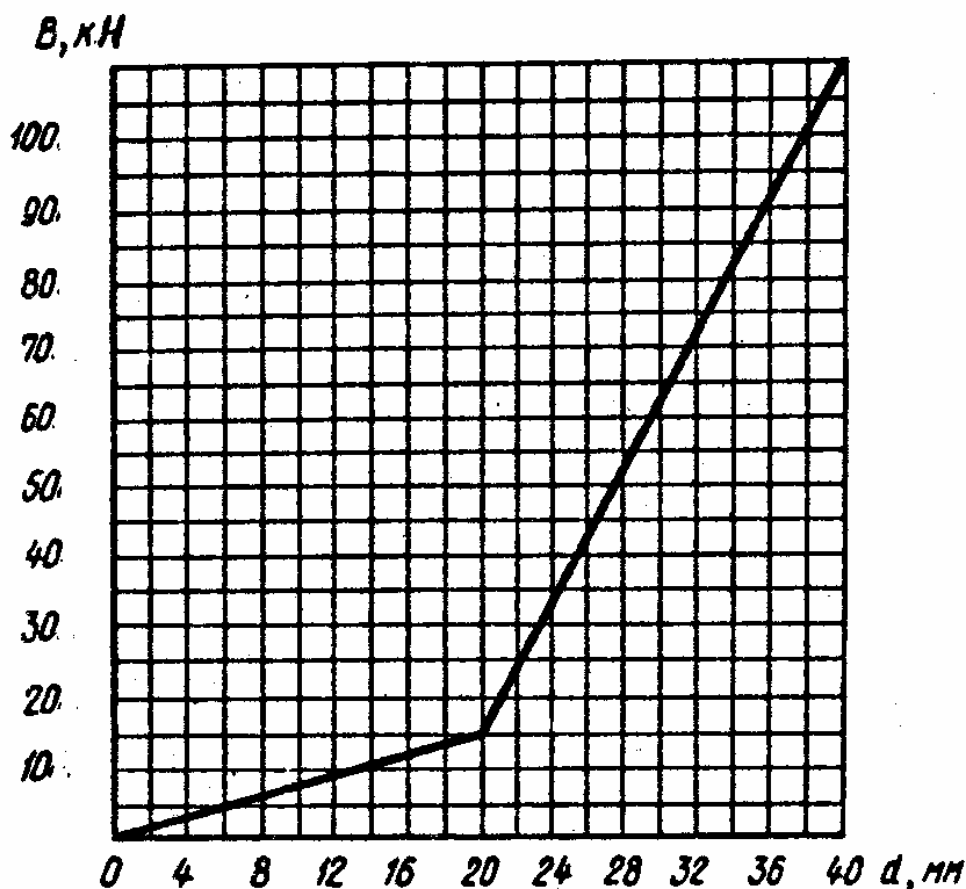


Рис.6.8 Зависимость возвращающей силы от отклонения опор тележки кузова на величину d пружины обоих возвращающих аппаратов сжимаются, и маятниковые опоры занимают наклонное положение. При этом кузов скользит по верхней плоскости боковых опор. Относу кузова противодействуют возвращающие силы, вызванные сжатием пружин возвращающих аппаратов, и силы трения на боковых опорах $F_{\delta\delta}$. При повороте тележки относительно кузова на опорах появляется момент трения $M_{тр}$, определяемый из выражения:

$$M_{тр} = 2F_{\delta\delta}[\sqrt{a^2 + (c + e)^2} + \sqrt{a^2 + (c - e)^2} + \frac{2}{3}d] , \quad (6.9)$$

где $F_{\delta\delta} = 4,75$ кН - сила трения на боковой опоре;

$a = 1,39$ м - расстояние от оси боковой опоры до продольной оси тележки;

$c = 1,125$ м - половина расстояния между опорами;

$e = 0,176$ м - смещение боковых опор относительно главных;

$d = 0,2$ м - диаметр боковых опор.

Разность возвращающих сил на главных опорах вызывает появление возвращающего момента, определяемого из выражения:

$$M_B = 2 \left(\frac{\alpha j}{2} - \frac{P}{l} \right) c^2 \alpha, \quad (6.10)$$

где $P = 95$ кН- нагрузка на главную опору кузова;

$j = 0,95$ кН/мм- жесткость пружины возвращающего аппарата;

$l = 0,512$ м - высота главной опоры;

α - угол поворота передней тележки, рад.

Угол поворота тележки находится по формуле(6.5).

У тепловоза ТЭП70, начиная с восьмого номера (рис.6.6), кузов опирается на тележку восемью цилиндрическими пружинами, расположенными на боковинах рамы тележки (по четыре с каждой стороны). Шкворневое устройство расположено за средней осью на расстоянии 0,750 мм позволяет кузову перемещаться в поперечном направлении на 60 мм от своей оси.

При боковом отnose кузова пружины занимают наклонное положение. После выбора свободного хода (20 мм) в работу вступает и пружина шкворневого устройства. Вместе с пружиной шкворня боковые пружины, отклоненные от вертикального положения, создают возвращающую силу, стремящуюся вернуть кузов в свое первоначальное положение. Так как пружины расположены на разном удалении от оси шкворня, то при повороте тележки их отклонение будет разным, как разной будет и возвращающая сила. Вследствие этого возникает дополнительно возвращающий момент M_B , который определяется по формуле:

$$M_B = 2\alpha j_{\text{ПР}} (l_1^2 + l_2^2), \quad (6.11)$$

где $j_{\text{ПР}} = 0,25$ кН/мм- жесткость боковой пружины при поперечной деформации;

$l_1 = 1,05$ м, $l_2 = 0,15$ м – плечи действия возвращающих сил;

α - угол поворота передней тележки, рад.

Момент трения, создаваемый силами сопротивления гасителей:

$$M_{\text{ТР}} = 2F_c l_{\Gamma}, \quad (6.12)$$

где $F_c = 0,85$ кН - сила сопротивления гасителей;

$l_{\Gamma} = 0,1$ м – плечо действия силы.

В уравнениях равновесия неизвестными являются направляющие усилия первой колесной пары Y_1 и третьей Y_3 , которые необходимо определить.

6.5 Оценка динамических качеств спроектированного тепловоза

По результатам расчетов, рассмотренных выше, необходимо построить зависимости $Y_1 = f(v)$, $Y_3 = f(v)$, по которым для допускаемой скорости определить величину направляющего усилия Y_1 .

Наибольшая (допускаемая) скорость движения локомотива в кривой определяется из условия комфортабельности по наибольшей величине непогашенного ускорения $a_H = 0,7 \text{ м/с}^2$

$$v_{\text{дон}} = \sqrt{R_g (0.08h + 0.13a_H)} , \quad (6.13)$$

где h – возвышение наружного рельса в кривой, м.

Если эта скорость выше конструкционной скорости тепловоза, то за конструкционную принимается данная допускаемая скорость.

Необходимо также определить динамические усилия, действующие на тележку в кривой являющиеся критериями безопасности движения.

Боковое давление колеса на рельс меньше направляющего усилия на величину силы трения в контакте колеса с внутренним рельсом в кривой:

$$Y_1^l = Y_1 - F_1 . \quad (6.14)$$

Особенности движения локомотива в кривой, вызванные неровностями пути в плане, учитываются коэффициентом горизонтальной динамики $K_{ГД}$.

Для букс без горизонтальных упругих элементов данный коэффициент определяется по формуле:

$$K_{ГД} = 1 + 0,006v .$$

Для букс с горизонтальными упругими элементами или упругими связями с рамой тележки - по формуле:

$$K_{ГД} = 1 + 0,002v .$$

С учетом $K_{ГД}$ боковое давление определится из следующего выражения:

$$Y_{1\text{д}}^l = (Y_1 - F_1) K_{ГД} . \quad (6.15)$$

Рамное давление – усилие передаваемое колесной парой на раму тележки, меньше направляющего усилия на величину сил трения обоих колес

$$Y_P = Y_1 - 2F_1 . \quad (6.16)$$

На график зависимостей $Y_1 = f(v)$, $Y_3 = f(v)$, необходимо нанести зависимости $Y_{1\text{д}} = f(v)$, $Y_P = f(v)$. График всех четырех зависимостей будет представлять из себя горизонтально-динамический паспорт спроектированного тепловоза, рис.6.9.

В соответствии с техническими требованиями на проектируемые локомотивы расчетное значение бокового давления Y_1^l не должно превышать 100 кН , величина бокового давления – $0,6Y_1$.

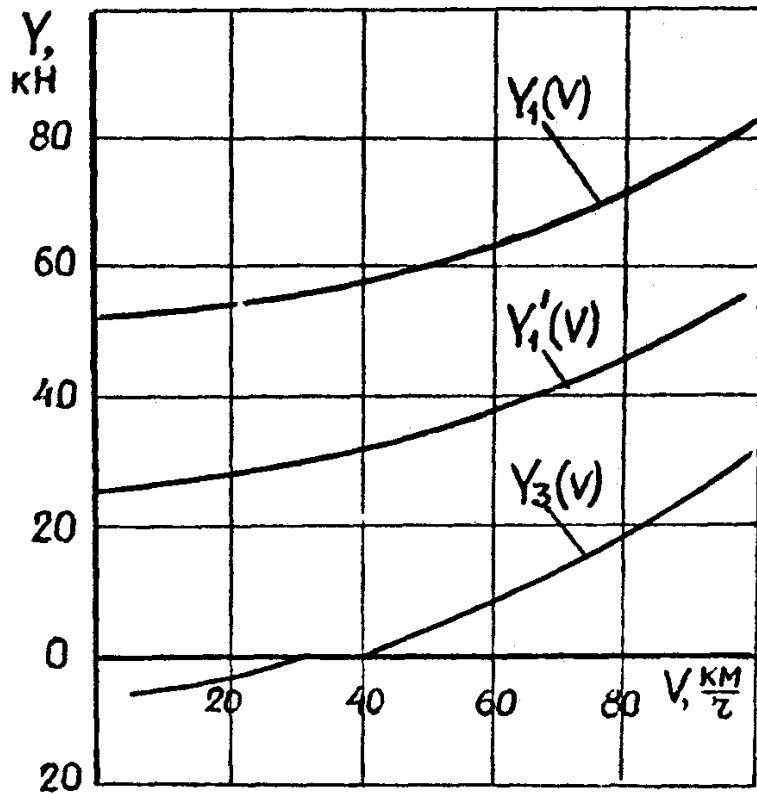


Рис.6.9 Горизонтальный динамический паспорт локомотива

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Механическая часть тягового подвижного состава /Под редакцией д.т.н., проф. И.В.Бирюкова. - М.: Транспорт, 1992. - 440 с.
2. Конструкция и динамика тепловозов /Под редакцией д.т.н., проф. В.Н.Иванова. - М.: Транспорт, 1974. - 336 с.
3. Тепловоз ТЭМ2У: Руководство по эксплуатации А.В.Балашов и др. - М.:Транспорт 1989г.
4. Тепловоз ТЭ10М:Руководство по эксплуатации/ . – М.:Транспорт, 1985
5. Тепловоз 2ТЭ116/С.П.Филонов, А.И.Гибалов, Е.А.Никитин и др.- М.:Транспорт, 1996.