

Г. К. Гетьман
С. М. Голік

ТЯГОВІ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ



Г. К. ГЕТЬМАН, С. М. ГОЛІК

**ТЯГОВІ ПЕРЕДАЧІ
ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ**

Навчальний посібник

Дніпро, 2020

УДК 629.423.1:625.1.03(075.8)
Г 44
ISBN 978-617-7382-23-1
Видавництво ПФ «Стандарт-Сервіс»
Дніпро, 2020

Рецензент:
д-р техн. наук, проф. *В. Х. Далека*
д-р техн. наук, проф. *В. Г. Сиченко*

Рекомендовано до друку вченою радою
Дніпровського національного університету
залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна
(*протокол № 5 від 23.12.2019*)

Тягові передачі електрорухомого складу

Г 44 ГЕТЬМАН Г.К., ГОЛІК С.М.: Тягові передачі електрорухомого складу: Навчальний посібник. / Г. К. Гетьман, С. М. Голік. – Дніпро: Вид-во ПФ «Стандарт-Сервіс», 2020.- 260 с. - ISBN 978-617-7382-23-1

УДК 629.423.1:625.1.03(075.8)

В навчальному посібнику розглянуто умови роботи, вимоги та класифікація тягових передач, будова тягових передач у приводах першого, другого та третього класів. Також висвітлені питання щодо аналізу сил, котрі діють у тягових передачах і впливу компоновальної схеми тягового приводу на тягові властивості електрорухомого складу.

Посібник розрахований на студентів котрі здобувають освітній рівень «Бакалавр» зі спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» за освітньою програмою «Електричний транспорт», а також інженерно-технічних робітників підприємств, які здійснюють розробку, створення і експлуатацію тягових засобів електричного транспорту.

Іл. 159. Табл. 6.

© Гетьман Г.К., Голік С.М., 2020
© ДНУЗТ ім. академіка В.Лазаряна, 2020
© Вид-во ПФ «Стандарт-Сервіс», 2020

ISBN 978-617-7382-23-1

Зміст

ЗМІСТ.....	3
ПЕРЕДМОВА.....	6
ГЛАВА 1 УМОВИ РОБОТИ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ВИМОГИ ДО НИХ. КЛАСИФІКАЦІЯ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ	7
1.1. Умови роботи тягових передач. Вимоги до тягових передач ...	7
1.2. Класифікація тягових приводів (за особливостями конструкції тягових передач).....	13
ГЛАВА 2 ТЯГОВІ ПЕРЕДАЧІ В ПРИВОДАХ ПЕРШОГО КЛАСУ	16
2.1. Будова та принцип дії привода першого класу	16
2.2. Підвіска тягового двигуна привода першого класу.....	19
2.3. Моторно-осьові підшипники	30
2.4. Системи змащування моторно-осьових підшипників ковзання	39
ГЛАВА 3 ТЯГОВІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	47
3.1. Загальні відомості про зубчасті зачеплення	47
3.2. Умови роботи тягових зубчастих передач.....	55
3.3. Жорсткі зубчасті колеса	60
3.4. Пружні зубчасті колеса з пластинчастими та циліндричними пружинами.....	64
3.5. Зубчасті колеса з гумовими та гумо-металевими елементами	72
3.6. Технічні умови на виготовлення зубчастих коліс	77
ГЛАВА 4 ТЯГОВІ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДІВ ДРУГОГО КЛАСУ	81
4.1. Конструктивні особливості тягових передач у приводах другого класу	81
4.2. Карданні передачі. Шарнір Гука	83
4.3. Двошарнірні передачі. Особливості роботи тягових карданних передач локомотивів	91
4.4. Конструктивне виконання карданних передач із зовнішнім карданним валом.....	94
4.5. Тягові передачі з тороїдальними гумо-кордними муфтами.....	99
4.6. Передачі з внутрішнім карданним валом	101

ГЛАВА 5 ТЯГОВІ ПЕРЕДАЧІ В ПРИВОДАХ ТРЕТЬОГО КЛАСУ	115
5.1. Особливості конструкції тягових передач в приводах третього класу	115
5.2. Тягові передачі з порожнистим валом та пружними муфтами	117
5.3. Тягові передачі з шарнірно-повідковими і шарнірно-важільними муфтами	121
5.4. Тягові передачі без порожнистого валу	127
5.5. Тягові передачі з муфтами поздовжньої компенсації	132
5.6. Тягові передачі групового привода	140
ГЛАВА 6 НАВАНТАЖЕННЯ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ	161
6.1. Режими навантаження тягових передач	161
6.2. Навантаження елементів передачі від тягового моменту	161
6.3. Динамічні навантаження в тягових передачах.	
Порівняння тягових приводів за динамічними якостями	174
6.3.1. Критерії оцінки динамічних якостей тягових приводів	174
6.3.2. Передатне відношення одноступінчастого тягового редуктора	177
6.3.3. Порівняльна оцінка тягових приводів за мірою захищеності їх елементів від динамічних навантажень	180
6.4. Динамічні навантаження в тягових приводах	188
ГЛАВА 7 ВПЛИВ КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ТЯГОВОГО ПРИВОДА НА ТЯГОВІ ЯКОСТІ ЛОКОМОТИВА	204
7.1. Коефіцієнт використання зчіпної ваги	204
7.2. Електровоз із приводом першого класу та жорстким обпиранням кузова на візки у двох поперечних площинах	206
7.2.1. Симетричне розташування тягових двигунів у візку	206
7.2.2. Однобічне розташування тягових двигунів у візку	209
7.2.3. Локомотиви з приводом третього класу	212
7.3. Локомотиви з приводом першого класу та обпиранням кузова на візки в одній поперечній площині	213
7.4. Підвищення зчіпних якостей локомотива	216
7.4.1. Застосування похилих тяг для передачі сили тяги від рами візків на кузов	216
7.4.2. Застосування керованих силових зв'язків	218

ГЛАВА 8 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ	
ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ	221
8.1. Вихідні дані та загальні зауваження	221
8.2. Взаємозв'язок масо-габаритних показників тягового привода та передатного числа тягового редуктора	222
8.3. Визначення основних параметрів та геометричних розмірів тягового редуктора.....	226
8.3.1. <i>Попередня оцінка діаметра ділильного кола зубчастого колеса.....</i>	226
8.3.2. <i>Визначення передатного числа тягового редуктора</i>	227
8.3.3. <i>Визначення геометричних розмірів зубчастих коліс</i>	231
8.3.4. <i>Вписування елементів тягового привода в централь....</i>	234
8.4. Визначення розмірів гумо-металевого амортизатора підвіски тягового двигуна	237
8.4.1. <i>Визначення розмірів гумових шайб</i>	237
8.4.2. <i>Визначення жорсткості і перевірка міцності амортизатора.....</i>	239
8.4.3. <i>Визначення висоти шайб амортизатора під робочим навантаженням</i>	241
8.5. Приклад визначення основних геометричних розмірів тягової передачі привода першого класу	242
8.5.1. <i>Вихідні дані.....</i>	242
8.5.2. <i>Визначення модуля та основних геометричних розмірів зубчастих коліс</i>	242
8.5.3. <i>Визначення розмірів та жорсткості гумо- металевого амортизатора підвіски тягового двигуна.....</i>	247
8.5.4. <i>Визначення динамічних навантажень в зачепленні тягового редуктора та підвісі тягового двигуна.....</i>	249
ЛІТЕРАТУРА.....	255

Передмова

Навчальний посібник призначений для студентів вищих навчальних закладів залізничного транспорту та може бути корисним для спеціалістів, пов'язаним зі створенням та експлуатацією тягового рухомого складу електрифікованих залізниць, міського електротранспорту та метрополітенів.

Зміст посібника відповідає навчальній програмі дисципліни «Тягові передачі рухомого складу», яка передбачена навчальними планами за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» (освітня програма «Електричний транспорт») і розрахована на читача, знайомого з курсами «Теоретична механіка», «Теорія механізмів та машин», «Механічна частина електрорухомого складу залізниць».

В книзі розглянуто умови роботи та вимоги до тягових передач електрорухомого складу, компонувальні схеми, кінематичний аналіз та динамічні властивості їх найбільш поширених конструкцій. В лаконічній формі розглянуто способи визначення основних параметрів тягових передач.

В розрахункових виразах використовується здебільшого міжнародна система одиниць фізичних величин.

Автори вважають за свій обов'язок виразити глибоку вдячність проф. В. Г. Сиченку і В. Х. Далєці за зауваження та рекомендації, зроблені під час рецензування книги.

Особливу вдячність автори виражають інж. Т. В. Мірошніченко за допомогу в оформленні рукопису та роботу з редагування книги.

Зауваження та побажання просимо надсилати за адресою: Україна, 49010, м. Дніпро, вул. Ак. Лазаряна, 2, ДНУЗТ, кафедра «Електрорухомий склад залізниць».

Умови роботи тягових передач та вимоги до них. Класифікація тягових передач

1.1. Умови роботи тягових передач. Вимоги до тягових передач

Робота тягових транспортних засобів заснована на перетворенні енергії того або іншого виду, що поступає від джерела живлення, в механічну роботу з подолання сил опору руху. Перетворення енергії здійснюється за допомогою комплексу пристроїв, що представляють так званий тяговий привод.

У тяговому приводі електротранспорту, структурна схема якого показана на рис 1.1, виділяють електричну і механічну частини. До електричної частини відносяться пристрої перетворення та регулювання і тягові електричні двигуни.

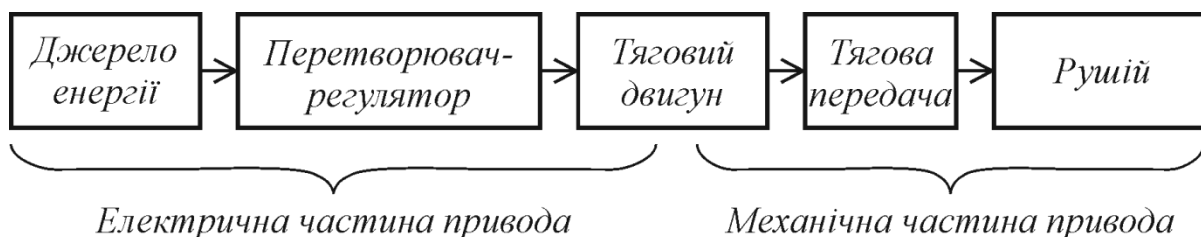


Рис. 1.1. Структурна схема тягового привода електрорухомого складу

Пристрої перетворення та регулювання забезпечують перетворення енергії, що подається від джерела живлення, в енергію виду, потрібну для роботи регулюючих пристроїв, а також зміну потужності потоку енергії, що витрачається на забезпечення руху транспортного засобу.

Тяговий двигун правомірно включити як в електричну, так і в механічну частини. У тяговому режимі він забезпечує перетворення електричної енергії в механічну. У режимі електричного гальмування тяговий двигун, переведений на генераторний режим роботи, перетворює механічну енергію, що підводиться до валу, в електричну.

Механічна частина тягового привода включає тяговий двигун, тягову передачу і виконавчий орган привода – рушій.

Рушій призначений для перетворення механічної енергії, що поступає до нього від валу тягового двигуна в роботу сили тяги, яка витрачається на подолання сил опору руху, у тому числі і сил інерції.

У традиційному колісно-рейковому тяговому рухомому складі в якості рушія використовується колесо, яке одночасно виконує функції спи-

рання на верхню будову колії і поперечного напрямлення вздовж рейкової колії. Ідею використання пари рейка-колесо як рушія рухомого складу на залізничному транспорті уперше втілював шотландський інженер Річард Тревітік під час створення в 1804 році першого у світі паровозу.

Тягова передача забезпечує передачу механічної енергії від валу тягового двигуна до рушійних коліс, тобто до колісної пари.

Вал двигуна і колісна пара є основними і невід'ємними елементами тягової передачі, оскільки виконують ролі вхідного і вихідного її валів. Окрім валу тягового двигуна і колісної пари, залежно від прийнятої компоновальної схеми екіпажної частини, тягова передача може включати редуктори, тягові муфти, валопроводи та інші елементи, а отже, бути конструктивно складним вузлом тягового привода.

Умови роботи тягових передач електрорухомого складу істотно відрізняються від умов роботи стаціонарних передач і тягових передач нерейкових транспортних засобів. Остання обставина повинна враховуватися під час проектування і виготовлення екіпажної частини.

Специфіка роботи тягових передач транспортних засобів визначається наступним.

1. Управління рухом транспортних засобів пов'язане з регулюванням у широких межах параметрів режимів навантаження тягових приводів: потужності, тягового моменту і частоти обертання. Тому робота тягової передачі характеризується непостійністю за величиною і в часі показників, що визначають навантаження її конструктивних елементів.

До сказаного слід додати, що тягова передача повинна забезпечувати безвідмовну роботу тягового привода в широкому діапазоні швидкості руху (від нуля в момент рушання – до конструкційної), а також у разі зміни напрямку руху і режимів роботи електрорухомого складу – тяга і електричне гальмування.

У момент рушання і на початковій фазі розгону режими навантаження тягових передач близькі до режимів роботи тихохідних передач, для яких характерна реалізація великих крутильних моментів за низьких частот обертання. При максимальних швидкостях руху тягові передачі працюють як швидкохідні передачі.

Крім того, ускладнюють умови роботи тягових передач зміни напрямку руху і напрямку потоку потужності під час переходу з режиму тяги у режим електричного гальмування. В цьому випадку зубчасті колеса тягових редукторів по чергову працюють в якості то ведучих, то ведених.

2. Використання рушійних коліс як елементів екіпажної частини, що виконують одночасно функції спираючої на колійну структуру і поперечного ведення, також створює специфічні умови експлуатації тягових

передач. З цієї причини рух транспортних засобів супроводжується, практично безперервною, зміною взаємного розташування валу тягового двигуна і осі колісної пари, що викликано хитавицею надресорної будови, нерівностями колії і іншими чинниками, які проявляються в процесі взаємодії ходових частин і верхньої будови колії. У результаті конструктивні елементи тягової передачі, пов'язані з рушійним колесом, піддаються вібраціям і динамічним навантаженням, які породжуються вібраціями і кінематичною недосконалістю елементів передачі (тягових редукторів і муфт).

3. Тягові передачі працюють в природному середовищі, тобто, за високих і низьких температур, за наявності в атмосфері вологи, що оточує екіпажну частину, у вигляді дощу і снігу, а також пилу, що зазвичай містить велику кількість хімічно активних і абразивних часток. У випадку реалізації високих швидкостей руху в повітрі, що оточує екіпажну частину, створюються перепади тиску, які сприяють проникненню пилу і вологи у внутрішні порожнини екіпажної частини, у тому числі і тягової передачі.

З викладеного вище зрозуміло, що тягові передачі електрорухомого складу працюють у важчих умовах, ніж стаціонарні передачі. Тому, для забезпечення їх довговічності і безвідмовності дану обставину необхідно враховувати під час конструювання й експлуатації тягових приводів.

Вимоги, що висувуються до тягових передач, визначаються умовами мінімізації капітальних вкладень на виготовлення тягового привода і витрат, пов'язаних з експлуатацією, тобто експлуатаційних витрат. В основному вони зводяться до наступного.

1. Висока надійність: безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність. Тягова передача не резервується і її відмови призводять до зниження тягової потужності локомотива і до зриву графіка руху поїздів. Тому як тягова передача, так і уся механічна частина тягового електропривода повинні забезпечувати надійну роботу електрорухомого складу як на легких, так і на найважчих елементах профілю в усіх можливих режимах: тяги, вибігу і електричного гальмування. Для вантажних локомотивів тягова передача має бути надійним і ефективним чинником забезпечення можливості водіння потягів встановленої маси, забезпечуючи реалізацію необхідних значень сили тяги і гальмівної сили.

Особливо високі вимоги висувуються до безпеки в експлуатації. Відмови тягових передач, що загрожують безпеці руху потягів, мають бути виключені.

2. Необхідна міра захищеності тягового двигуна від динамічних впливів з боку колії. Динамічні навантаження значно ускладнюють роботу моторно-осьових та якірних підшипників, механічні умови комутації колекторних тягових двигунів і вимагають забезпечення великих

запасів міцності для кріплення якірної і полюсних котушок тягового двигуна.

3. Розміри елементів тягової передачі повинні забезпечувати достатній простір для розміщення в габаритах рухомого складу тягового двигуна необхідної потужності.

Осьові розміри двигуна жорстко обмежені величиною міжбандажної відстані колісної пари (відстань між внутрішніми гранями бандажів), яка для колії 1520 мм складає 1440 мм. Тому на практиці при створенні електрорухомого складу з великою осьовою потужністю тяги прагнуть використовувати такі компоновальні схеми механічної частини привода, які дають можливість розмістити тягову передачу між рушійним колесом і тяговим двигуном без істотного зниження осьових розмірів останнього. У цих випадках однобічні передачі мають перевагу перед двобічними.

4. Конструкція тягової передачі повинна забезпечувати можливість застосування швидкохідних тягових двигунів.

Обертальний момент, що розвивається двигуном,

$$M = 0,5D_a S_a f_a,$$

де D_a – діаметр якоря;

S_a – площа активного шару якоря;

f_a – питома дотична сила, що припадає на одиницю площі активного шару якоря тягового двигуна (в реальних конструкціях $f_a \leq (3...4) \text{ Н/см}^2$).

Оскільки площа активного шару якоря

$$S_a = \pi D_a l_a,$$

де l_a – довжина активної частини якоря,

то обертальний момент представимо як

$$M = 0,5\pi D_a^2 l_a f_a \text{ або } M = 2\pi f_a W,$$

де об'єм якоря двигуна

$$W = \frac{\pi D_a^2 l_a}{4}.$$

Потужність на валу двигуна

$$P = 2\pi nM \quad \text{або} \quad P = 4\pi f_a nW, \quad (1.1)$$

де n – частота обертання якоря.

З (1.1) маємо

$$W = \frac{P}{4\pi f_a n}.$$

Приведений вираз показує, що застосування швидкохідних тягових двигунів забезпечує реалізацію заданої потужності за мінімального об'єму його активної частини або можливість реалізації в заданому просторі двигуна підвищеної потужності.

Проте, у свою чергу, за заданої швидкості руху частота обертання валу двигуна

$$n = \frac{v}{\pi D_k} \mu, \quad (1.2)$$

де D_k – діаметр рухомого колеса по колу кочення;

μ – передатне число тягового редуктора.

З викладеного виходить, що неможливість реалізації потрібного для застосування швидкохідних двигунів передатного числа тягової передачі за інших рівних умов слід розглядати як недолік конструкції.

5. Передатний механізм тягової передачі повинен давати можливість використання рушійних коліс невеликого діаметра. Зменшення діаметра колеса дозволяє в заданому габариті збільшити висоту кузова, зменшити розміри і масу екіпажної частини. Бажано, щоб мінімальний діаметр колеса визначався його контактною міцністю, тобто допустимим напруженням у контакті колесо-рейка, а не габаритами тягового двигуна і тягової передачі.

6. Передача повинна мати високий к.к.д., оскільки через неї проходить увесь потік потужності тяги. З цією метою слід прагнути до скорочення числа перетворень потоку енергії, що подається від джерела живлення до рушійних коліс. У процесі конструювання тягових передач потрібна орієнтація на відмову від застосування в передатних механізмах з'єднань з поверхневим тертям, що вимагають в умовах експлуатації змащування і відновлення поверхонь тертя.

7. Конструкція передачі і екіпажної частини повинна забезпечувати можливість легкої заміни пошкоджених вузлів, а у випадку ушкодження тягового двигуна або передатного механізму можливість вивести двигун

із зчеплення з колісною парою або колісну пару із зчеплення з рейкою, щоб зберегти можливість тягового засобу до руху.



Річард Тревітік (1770 – 1833 р. р.)

Річард Тревітік (англ. *Richard Trevithick*) народився в графстві Корнуолл, Великобританія, в родині керівника великої копальні. Річард Тревітік погано вчився в школі, але завдяки безмежному інтересу до технічних пристроїв, що застосовувались у гірничодобувній промисловості, з роками став відомим конструктором і великим знавцем парових машин

Тревітік першим запропонував підвищити робочий тиск в парових котлах в чотири-п'ять разів у порівнянні з машинами Джеймса Ватта, які використовувались у той час. Це рішення призвело до істотного зниження розмірів і ваги машин, що дало можливість застосо-

вувати їх на самохідних транспортних засобах.

24 грудня 1801 року в промисловому містечку Камборн на південному заході Англії Річард Тревітік продемонстрував перший безрейковий паровий візок – паровий автомобіль (рис. 1.2).

Будучи інженером гірничо-металургічної компанії в Південному Уельсі, створив перший паровоз з котлом підвищеного тиску (рис. 1.3). У лютому 1804 року його творіння провезло 70 осіб і 10 тон вантажу рейковою колією завдовжки 10 миль. Ще один локомотив він побудував на наступний рік, а в 1808 році його новий паровоз з гладкими ведучими колесами і кокетливою назвою «Злови мене, хто може!» (рис. 1.4), який їздив кільцевою трасою на Юстон Роуд у Лондоні. Цей паровоз розвивав швидкість до 30 км/год.

Винахідник був змушений відмовитися від подальшої розробки своїх проектів, так як чавунні рейки не витримували ваги його п'ятитонної машини і ламалися. Маючи запальний характер, винахідник часто поведився імпульсивно. У нього була абсолютно відсутня ділова хватка. Довірівшись ненадійному партнерові, Тревітік збанкрутував і в 1816 році вирушив до Південної Америки, де замовили дев'ять його машин для перуанських шахт з видобутку срібла.



Рис. 1.2. Перший в світі паромобіль
Тревітіка «Dog Carts»

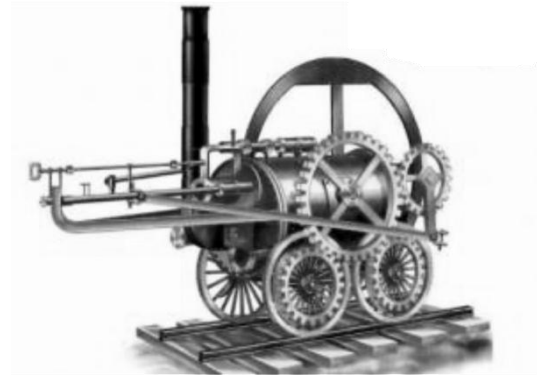


Рис. 1.3. Перший в світі паровоз –
паровоз Тревітіка



Рис. 1.4. Атракціон з паровозом «Злови мене, хто може!» на кільцевій трасі

Але мрії про процвітання не справдилися і після безлічі пригод, пов'язаних з участю в боротьбі латиноамериканських республік проти іспанської монархії, він в 1827 році повернувся на батьківщину зовсім розореним. За цей час інші інженери зуміли отримати вигоду з його винаходів і стали знамениті на весь світ. А винахідник, який першим створив паровий візок і перший паровоз для рейкової колії, через шість років 22 квітня 1833 помер фактично жебраком і був похований в безіменній могилі.

1.2. Класифікація тягових приводів (за особливостями конструкції тягових передач)

Особливі умови роботи тягових приводів і прагнення забезпечити їх високу безвідмовність і експлуатаційну ефективність зумовили створення значної кількості конструктивних варіантів тягових передач. З цієї причини для розробки загальних методів структурного, кінематичного і динамічного аналізу тягових приводів використовується їх класифі-

кація за рядом ознак, що визначають ті або інші особливості роботи тягових передач.

Класифікація це розподіл на окремі групи (чи класи) за певною ознакою, прийнятою у якості основи для поділу.

Найчастіше для класифікації тягових приводів використовують наступні ознаки.

1. Кількість колісних пар, що приводяться в рух одним тяговим двигуном. За цією ознакою приводи ділять на індивідуальні і групові. У першому випадку кожна рушійна вісь приводиться в рух від одного тягового двигуна. У групових приводах обертальний момент від одного двигуна передається на групу рушійних колісних пар (зазвичай колісні пари одного візка), пов'язаних з двигуном (і одна з одною) за допомогою проміжних зубчастих коліс.

2. Спосіб підвішування тягового двигуна і тягового редуктора. Ця ознака є істотною, бо спосіб підвішування двигуна і редуктора визначає міру їх підресорення, від якої залежить сприйнятливість елементів привода до кінематичних збурень з боку колії, а отже і рівень динамічних навантажень в них.

Залежно від способу підвішування двигуна і редуктора індивідуальні приводи діляться на наступні три класи.

Опорно-осьовий привод (перший клас). Тяговий двигун однією стороною остова спирається на вісь колісної пари, а іншою підвішений до рами візка і, таким чином, є частково підресореним. Передача обертального моменту здійснюється тяговим редуктором, шестерня якого посаджена на хвостовик валу тягового двигуна, а зубчасте колесо – на вісь колісної пари.

Приводи з опорно-рамним тяговим двигуном і опорно-осьовим редуктором виділяють в **другий клас**. У таких приводах двигун повністю підресорений. Корпус тягового редуктора підресорений частково: з одного боку він підвішений до рами візка, а іншою стороною спирається на вісь колісної пари. Зубчасте колесо редуктора посаджене на вісь колісної пари або кріпиться на колісний центр, збільшуючи масу колісної пари, тобто непідресорену масу екіпажної частини.

Приводи з опорно-рамним підвішуванням двигуна і редуктора (**третього класу**) мають найменшу в порівнянні з приводами першого і другого класів непідресорену масу екіпажної частини, оскільки тут не підресорені тільки деякі конструктивні елементи тягових муфт, що забезпечують передачу обертального моменту від тягового редуктора на колісну пару.

У групових приводах неможливе жорстке спирання остова тягового двигуна на рухомі осі, тому залежно від застосованого способу підвішу-

вання осьових редукторів умовно їх можна віднести до приводів другого або третього класу.

3. За мірою розвитку кінематичного ланцюга тяговий двигун – рушійне колесо компоновальні схеми індивідуальних приводів діляться на приводи з одnobічною і двобічною передачею.

4. Залежно від величини жорсткості елементів, що утворюють кінематичний ланцюг вал тягового двигуна – колісна пара, тягові передачі ділять на пружні і жорсткі.

5. Положення тягового двигуна відносно поздовжньої осі колії. За цією ознакою розрізняють приводи з поперечним і з поздовжнім розташуванням двигуна.

Наведена класифікація охоплює переважну частину відомих конструктивних схем тягових приводів колісно-рейкового транспорту. Вона базується на використанні ознак, які в сукупності закладають розлогу інформацію про особливості влаштування і роботи тягових передач.

Також, за необхідності, класифікація може бути продовжена на підставі ознак, що не увійшли до приведеного вище переліку. Так, наприклад, можна виділити клас безредукторних тягових передач, можна класифікувати передачі за відмінними ознаками застосованих тягових муфт, за мірою динамічної досконалості, тощо. Детальніші відомості з цього питання можна знайти в [1, 2].

Контрольні запитання

1. Що використовується в якості рушія колісно-рейкового рухомого складу?

2. Вкажіть, якими обставинами визначається специфіка роботи тягових передач тягового рухомого складу.

3. Назвіть основні вимоги до тягових передач.

4. Які ознаки найчастіше використовують для класифікації тягових приводів?

5. Вкажіть на основні особливості конструкції приводів першого, другого та третього класів.

Тягові передачі в приводах першого класу

2.1. Будова та принцип дії привода першого класу

Конструкцію опорно-осьового підвішування тягового двигуна, яка отримала назву трамвайної підвіски, у 1890 році запропонував американський інженер Френк Джуліан Спрейг (англ. *Frank Julian Sprague*) для тягового електропривода трамвая. Завдяки компактності і простоті конструкції в першій половині минулого століття вона знайшла застосування практично на усіх видах колісно-рейкового транспорту, у тому числі і на магістральному залізничному транспорті.

У країнах СНД і США опорно-осьовим приводом оснащені практично усі вантажні електровози і тепловози з електричною передачею. Сучасні вантажні електровози як з колекторним тяговим приводом 2ЕЛ4К і 2ЕЛ5К (ВАТ «Новочеркаський електровозобудівний завод»), так і з асинхронним тяговим приводом 2ЕС10 і 2ЕС7 (ВАТ «Уральські локомотиви») також оснащуються опорно-осьовим приводом.

У міру підвищення швидкості руху і потужності тягових двигунів на міському електротранспорті, в метрополітені, на пасажирських електровозах і вантажних електровозах західноєвропейських країн опорно-осьовий привод був витіснений приводами з опорно-рамним підвішуванням тягових двигунів.

Розглянемо типову конструкцію опорно-осьового привода (рис. 2.1). Тяговий двигун 1 однією стороною за допомогою верхнього 5 і нижнього 2 приливів на остові спирається за допомогою пружного пристрою 4 на поперечну балку рами візка 3. Для фіксації двигуна на рамі візка у разі поломки підвіски на остові тягового двигуна передбачені запобіжні приливи 6.

Іншою стороною за допомогою двох моторно-осьових підшипників 13 двигун жорстко спирається на вісь колісної пари. Кожен моторно-осьовий підшипник зазвичай розташований в окремій буксі зі знімною шапкою 14. Застосування двох окремих підшипників дозволяє без збільшення маси вузла рознести точки спирання і в максимальній мірі забезпечити паралельність валу тягового двигуна і осі колісної пари, а також постійність відстані між ними (централі).

Передача обертального моменту від валу 7 тягового двигуна на колісну пару 11 здійснюється одноступінчастою зубчастою передачею – тяговим редуктором. Мале зубчасте колесо 8, насаджене на вал тягового двигуна, називають шестернею, а зубчасте колесо більшого діаметра 9, яке розташоване на осі колісної пари – просто зубчастим колесом.

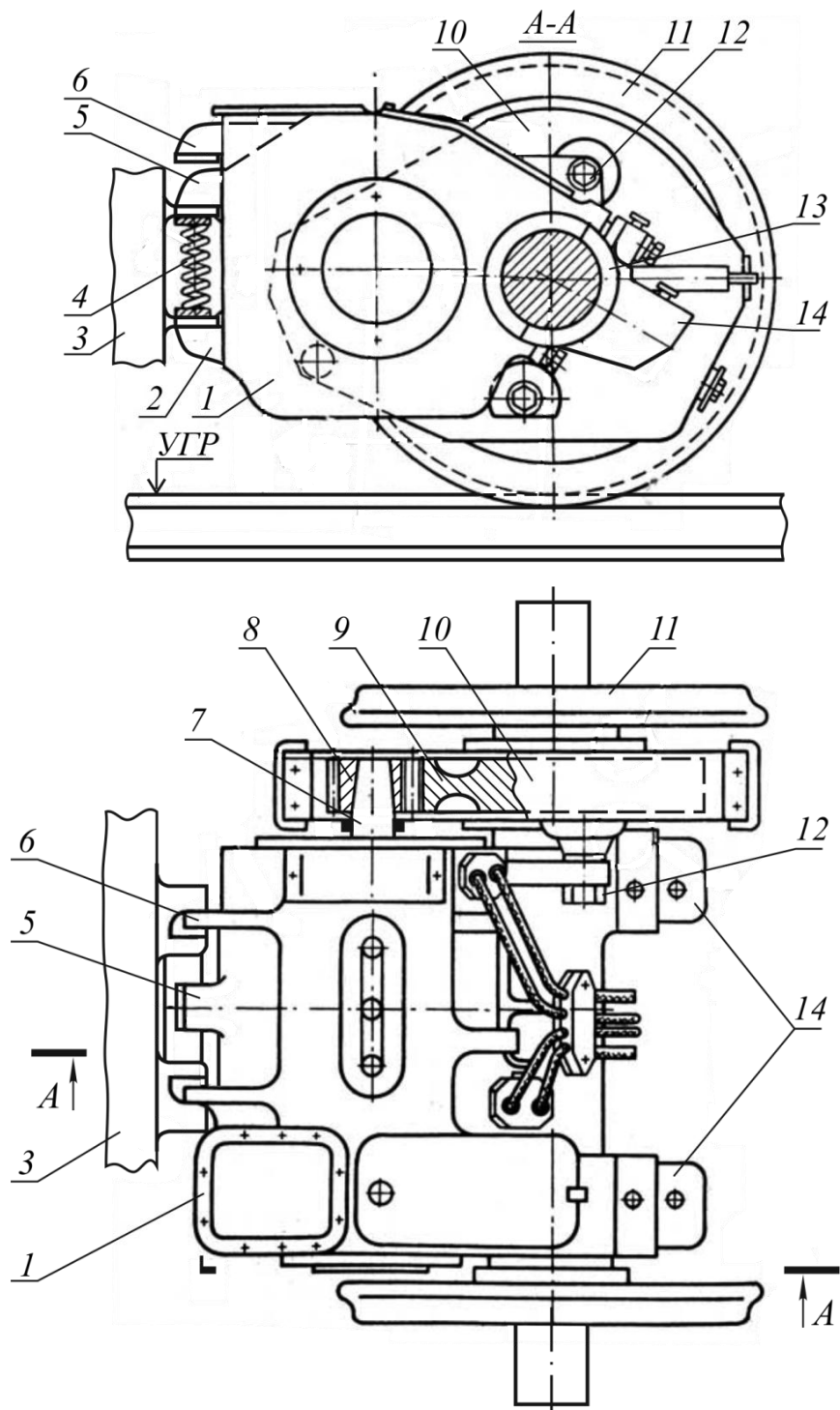


Рис. 2.1. Опорно-осьовий тяговий привод з однібічною зубчатою передачею:
 1 – остов тягового двигуна; 2, 5 – нижній і верхній опорні носи́ки (приливи на остові) 3 – поперечна балка візка; 4 – підвісний пружинний пристрій; 6 – запобіжний прилив; 7 – вал тягового двигуна; 8 – шестерня тягового редуктора; 9 – зубчасте колесо; 10 – роз'ємний кожух зубчатої передачі; 11 – колісна пара; 12 – болтове кріплення кожуха зубчатої передачі до остову; 13 – вкладка моторно-осьового підшипника; 14 – шапка моторно-осьового підшипника

У режимі тяги роль ведучого колеса виконує шестерня. У режимі електричного гальмування ведучим являється зубчасте колесо, а веденим – шестерня.

Передача потоку потужності від валу тягового двигуна до колісної пари може здійснюватися як однобічною, як показано на рис. 2.1, так і двобічною зубчастою передачею, коли шестерні насаджують на хвостовики валу з двох сторін двигуна. Для захисту від попадання пилу, піску і інших абразивних речовин зубчаста передача поміщається в роз'ємний кожух 10, який за допомогою болтових з'єднань 12 кріпиться до остова тягового двигуна.

Змащування зубчастої передачі здійснюється змочуванням – шляхом часткового занурення зубчастого колеса в масляну ванну, яка розташовується в нижній частині кожуха.

У даній конструкції тягової передачі кожух не навантажений розпірними силами в зачепленні. Вони компенсуються реакціями, що виникають в остові у місцях кріплення якірних і опорно-осьових підшипників.

За час свого існування компоувальна схема привода з опорно-осьовим підвішуванням тягового двигуна не зазнала помітних змін. Проте зростання осьової потужності і конструкційної швидкості зумовило безперервне вдосконалення окремих вузлів передачі (підвісний пристрій, зубчаста передача, моторно-осьові підшипники і їх системи змащування) за рахунок реалізації ряду конструктивних рішень і технологічних заходів, основні з яких розглянуті нижче.



Френк Спрейг (1857 – 1934 р. р.)

Спрейг, Френк Джуліан (Sprague, Frank Julian), інженер, винахідник. У 1878 році закінчив Військово-морську академію (Naval Academy). У 1883-84 р.р. працював помічником Т. Едісона. У 1884 році створив власну компанію «Sprague Electric Railway & Motor Company», яка першою почала виробництво промислових електромоторів.

В Америці Френка Спрейга називають «батьком електричної тяги», оскільки початок її застосування в США пов'язано з його ім'ям. У 1880 році Ф. Спрейг отримав патент на систему струмознімання від контактного проводу з контактним коліщатком на струмоприймачі, з ви-

користанням якого в 1887 році в м. Річмонд (Вірджинія) була побудована перша в США електрична трамвайна система Richmond Union Passenger Railway. Тут 2 лютого 1888 року вперше було продемонстровано можливість безпроблемно експлуатувати трамвайні лінії з ухилами до 10 %, що раніше за кінної тяги було неможливо.

Поява в США багатосекційних моторвагонних поїздів також пов'язано з ім'ям Ф. Спрейга. У 1895 році він запатентував принцип синхронного управління декількома моторвагонними секціями одним машиністом з однієї кабіни. У 1897 його винахід було застосовано у розробці поїздів для пасажирської залізничної лінії в Чикаго (Chicago and South Side Transit Railroad). Вагони довжиною 14 метрів з дерев'яними кузовами, які раніше використовувалися на цій же лінії з паровою тягою, були в результаті модернізації переведені на електроживлення від третього рейки за проектом Ф. Спрейга.

На першому етапі була електрифікована ділянка довжиною 5,8 км з шириною колії 1435 мм, на якій в 1898 році було запущено в експлуатацію шестивагонні електропоїзди. Вже до 1903 року довжина електрифікованої Чиказької транспортної системи збільшилася до 31,2 км, а в 1908 році – до 37,4 км.

Компанія Ф. Спрейга поставила обладнання понад 100 електрифікованим залізницям США і Європи, в тому числі нью-йоркському метрополітену. До числа його винаходів також відносяться швидкісні автоматичні ліфти, індукційна плавильна піч, гальмівні і сигнальні системи на залізничному транспорті, а також конструкція опорно-осьового тягового привода, що застосовується до теперішнього часу.

2.2. Підвіска тягового двигуна привода першого класу

У опорно-осьових приводах кріплення тягового двигуна до рами візка здійснюється за допомогою пружної підвіски. Вона забезпечує передачу на раму візка частини ваги двигуна і опорних реакцій, що виникають в результаті реалізації сил тяги і гальмування, а також динамічних навантажень, які породжуються внаслідок взаємодії рухомого складу і колії.

У підвісках тягових двигунів опорно-осьових приводів у якості амортизаторів використовують циліндричні пружини або гумо-металеві блоки.

Розглянемо будову і принцип дії механізмів колискової, траверзної і маятникової підвісок, що набули широкого поширення на вантажних електровозах.

Прототипом сучасної траверсної підвіски можна вважати конструкцію трамвайної підвіски, що була розроблена Ф. Дж. Спрейгом. Один з варіантів якої показаний на рис. 2.2, *а* і *б*.

У цій підвісці опорно-осьові підшипники 10 розташовані з боку виведеної системи збудження 6 (див. рис. 2.2, *б*). З протилежного боку вага двигуна на поперечну балку ходової частини передається кронштейном 3 за допомогою циліндричних пружин 2. Кронштейн болтами 1 кріпляться до станини ротора.

У приводі застосована двоступінчаста прямозуба жорстка передача, що дозволяє отримати прийнятну частоту обертання ротора за порівняно невисокої швидкості руху трамвая.

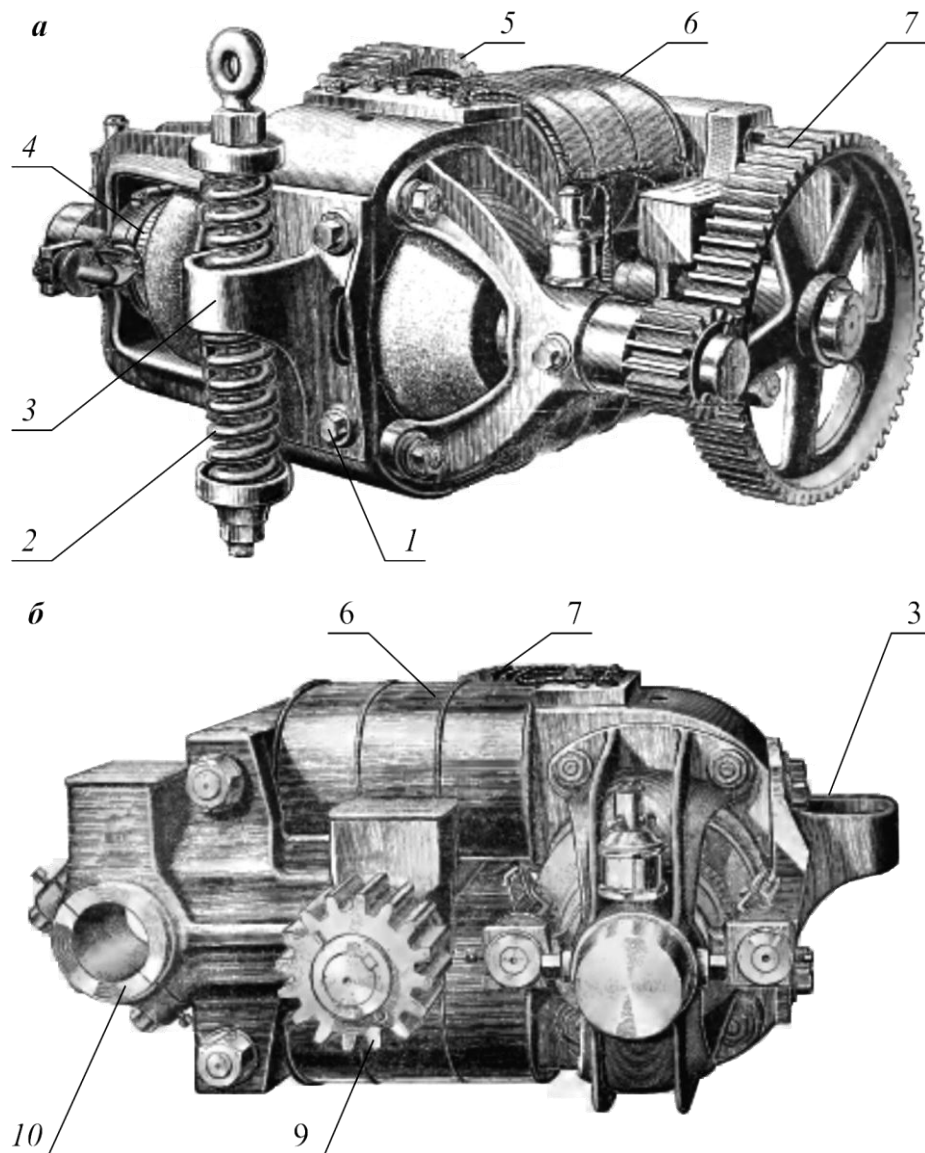


Рис. 2.2. Тяговий двигун Ф. Спрейга:

1 – болт; 2 – циліндрична пружина; 3 – кронштейн; 4 – колектор; 5 – зубчасте колесо;
6 – система збудження тягового двигуна, 7 – велике зубчасте колесо; 8 – шестерня; 9 – мале
зубчасте колесо 10 – опорно-осьові підшипники

Шестерня редуктора 8 посаджена на хвостовик валу ротора з протилежного до колектора 4 боку. Проміжна ланка редуктора складається з великого 7 і малого 9 зубчастих коліс, посаджених на загальну вісь. На вісь колісної пари (на рис. 2.2 не показана) посажене зубчасте колесо 5, на яке обертання передається шестернею 9 проміжної ланки редуктора.

Розглянутий вище варіант підвіски застосовується для двигунів невеликої потужності. Із зростанням осьової потужності і маси тягових двигунів виникають протиріччя, викликані обмеженнями габаритів підвіски і необхідністю збільшення її несівної здатності і енергоємності. Рішення було знайдене у вигляді так званої колискової підвіски.

Будову колискової підвіски наведено на рис. 2.3. Основу підвіски складає тяга 13, підвішені до кронштейнів 3 рами візка за допомогою валиків 4 і серги 2. Серга з'єднується з кронштейном рами візка валиком 1, вісь якого перпендикулярна осі валика 4, що забезпечує можливість повороту підвіски в поздовжній і поперечній вертикальних площинах.

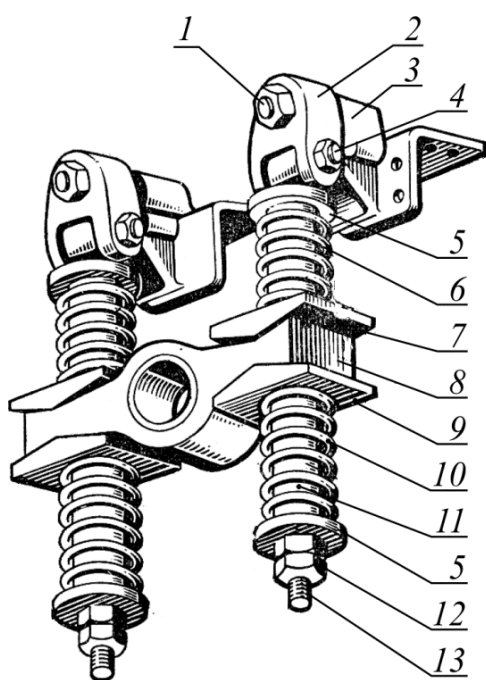


Рис. 2.3. Колискове підвішування:

- 1 – валик серги; 2 – серга; 3 – кронштейн рами візка; 4 – валик тяги; 5 – шайба; 6, 10 – пружина; 7, 9 – ножова шайба; 8 – балансір; 11 – циліндр; 12 – гайка; 13 – тяга підвіски

У зібраному стані елементи конструкції, розміщених на кожній тязі, утримуються гайкою 12. Для напрямлення пружин на тязі розміщені циліндри 11. Зусилля від пружин на тягу підвіски передаються через нижні і верхні шайби 5 залежно від напрямку переміщення опори двигуна.

Подібна до розглянутої вище конструкція підвіски тягового двигуна, будову якої показано на рис. 2.4, використовувалася на електровозі серії К¹.

¹ Вантажні електровози серії К змінного струму з кремнієвими випрямлячами виготовлялися у 1961-1962 р.р. на замовлення Радянського Союзу в Федеративній Республіці Німеччина фірмами Siemens-Schuckertwerke (Ерланген), Krupp (Ессен) для експлуатації на ділянці Батайськ-Кавказька Північно-Кавказької залізниці, електрифікованої змінним струмом напругою 25 кВ.

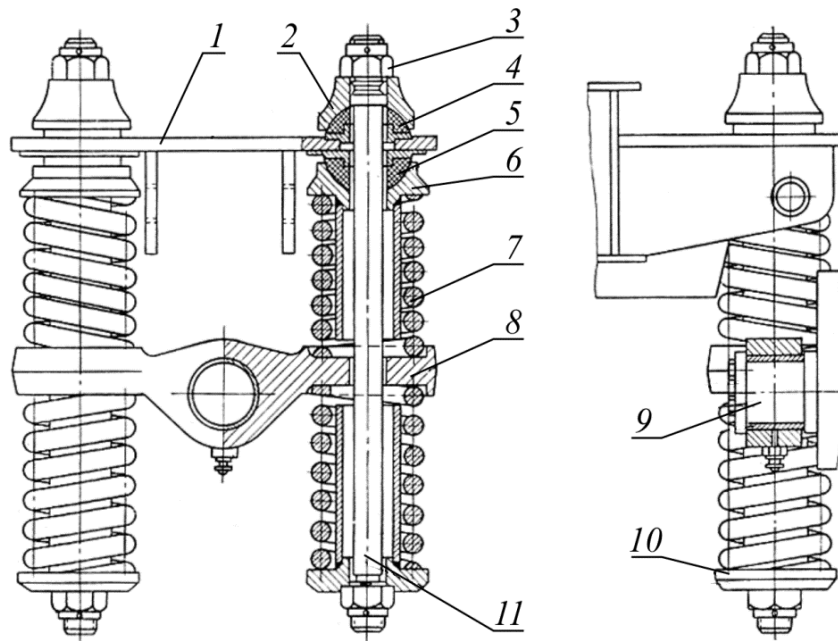


Рис. 2.4. Підвішування тягового двигуна електровоза серії К:

1 – кронштейн рами візка; 2, 6 – шайба; 3 – гайка; 4, 5 – півсфера;
7 – пружина; 8 – балансир; 9 – цапфа; 10 – шайба; 11 – тяга

Тяги 11 пов'язані з кронштейном балки візка 1 за допомогою кульових з'єднань, півсфери яких 4 і 5 виготовлені з графітованого матеріалу, що забезпечує можливість повороту тяги у вертикальній площині. Тяговий двигун пов'язаний циліндричною цапфою 9 з балансиром 8. У разі такої будови повороту двигуна в площині, що перпендикулярна осі колії, не викликають додаткової деформації пружин підвіски.

Колискове підвішування в першій половині минулого століття широко застосовувалося на електрорухомому складі країн Західної Європи. Його недоліком є порівняно невисока здатність поглинати енергію коливальних рухів двигуна. Крім того, пружини, розташовані на одній тязі вище і нижче балансира, під час вертикальних коливальних рухів цапфи двигуна працюють одночасно і паралельно одна одній, що підвищує жорсткість підвіски.

Підтвердимо справедливність сказаного прикладом.

Нехай в колисковому підвішуванні, схема переміщень і діючих сил в якому зображена на рис. 2.5, верхня і нижня пружини мають однакову жорсткість $\mathcal{J}$ і у вільному стані мають однакову довжину, а прогин кожної пружини під час попереднього стискування, як показано на рис. 2.5, а і б, рівний f . При цьому діючі на балансир, а отже і на двигун зусилля P_1 і P_2 протилежно спрямовані і рівні за модулем

$$P_1 = P_2 = \mathcal{J} f.$$

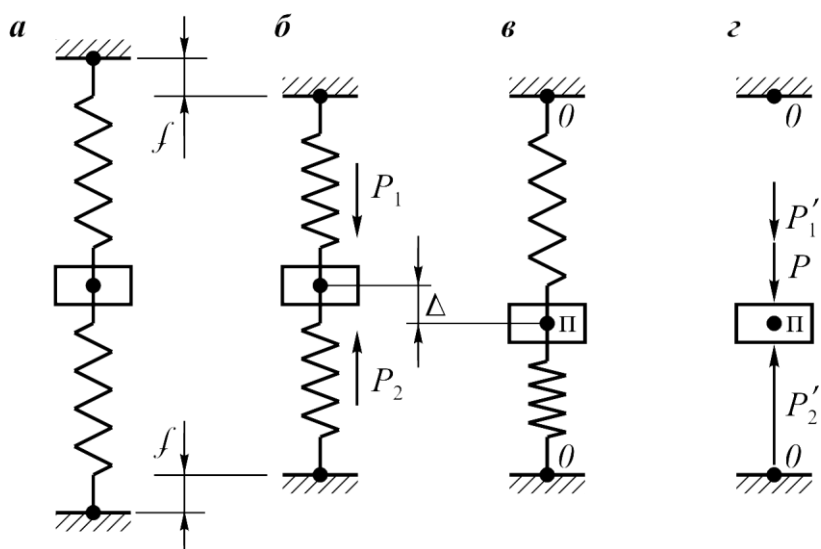


Рис. 2.5. Схема з'єднань і сил, які діють у колисковому підвішуванні

Таким чином, рівнодійна сил, що виникають під час попереднього стискування дорівнює нулю. У разі прикладання до балансира через цапфу двигуна (точка «п» на рис. 2.5, г) зусилля P , яке спрямоване вниз, прогин нижньої пружини збільшиться на Δ (див. рис. 2.5, в), а прогин верхньої пружини на таку ж величину зменшиться.

На точку підвішування двигуна верхня і нижня пружини діють силами:

$$P'_1 = \mathcal{K}(f - \Delta); \quad P'_2 = \mathcal{K}(f + \Delta).$$

Для показаного на рис. 2.5, в і г напрямку зміщення точки підвішування двигуна маємо

$$P = P'_2 - P'_1,$$

звідки

$$P = 2\mathcal{K}\Delta.$$

Наведений вираз підтверджує, що у разі колискового підвішування загальна жорсткість підвіски дорівнює сумі жорсткості верхніх і нижніх пружин.

До сказаного слід додати, що розміри підвіски двигуна обмежені габаритами рухомого складу і в реальних умовах її габаритні розміри по вертикалі не перевищують половини діаметра остова двигуна. Ця обставина зумовлює застосування пружин невеликої довжини і відповідно є причиною великої жорсткості.

З точки зору вказаних особливостей коліскового підвішування досконалішою є траверзна підвіска з попереднім натягом, яка була застосована на початку минулого століття на електровозах і тепловозах залізниць США і дістала назву «Кріплення Пенсильванія».

Траверзна підвіска застосована на вантажних електровозах (ВЛ19, ВЛ22, ВЛ8 і ВЛ60) і на усіх радянських вантажних тепловозах, побудованих у другій половині XX століття.

Вона складається (див. рис. 2.6) з верхньої і нижньої балок 1, між якими встановлений комплект спіральних пружин 4. Підвіска у заздалегідь стисненому стані встановлюється між нижнім 9 і верхнім 2 опорними приливами двигуна і чотирма кронштейнами рами візка 5, 6. У середині крайніх пружин розташовані напрямні стрижні 3, які забезпечують фіксацію підвіски на рамі візка. У верхній частині стрижні фіксуються шайбами, а знизу – металевою планкою – 7, яку закріплено болтовим з'єднанням.

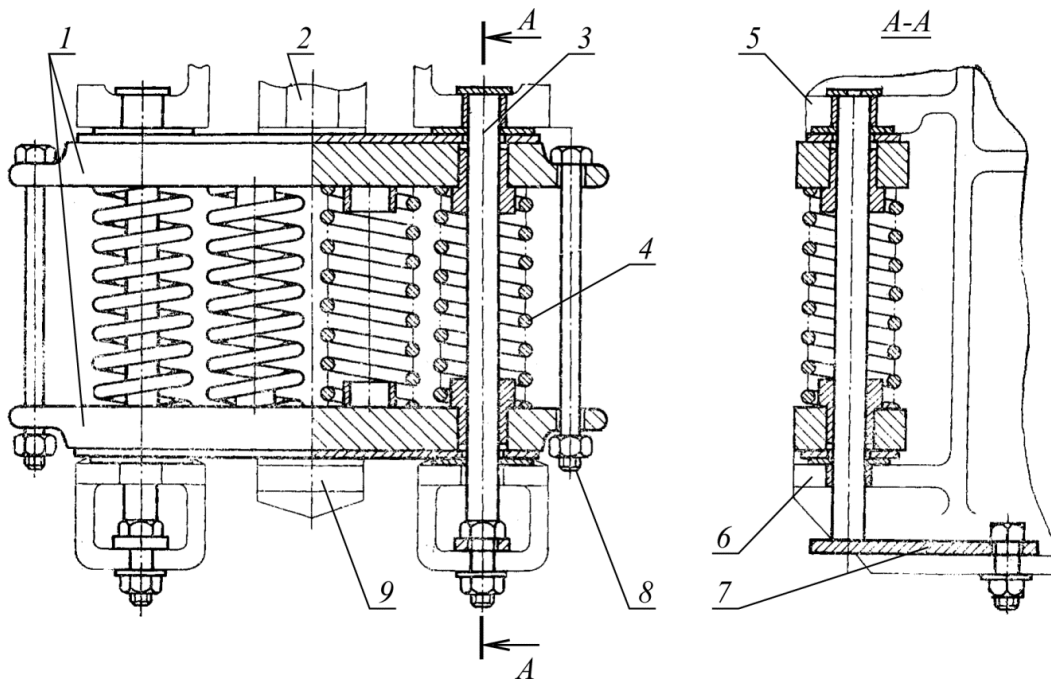


Рис. 2.6. Пружна траверзна підвіска тягового двигуна:

- 1 – нижня і верхня опорні балки траверзи; 2, 9 – опорні приливи двигуна;
- 3 – напрямний стрижень; 4 – комплект спіральних пружин;
- 5, 6 – кронштейни рами візка; 7 – металева планка

Зусилля, що передаються від опорних виступів остова на нижню або верхню опорну балку траверзи, сприймаються пружинами і передаються відповідно через верхню і нижню балку траверси на кронштейни рами візка.

Пружини траверсної підвіски вибрані так, що у змонтованому пристрої їх попереднє стискування створює натяг, рівний зусиллю, що передається від опорних виступів остова. В цьому випадку відсутні зазори між верхньою балкою траверзи і кронштейнами рами візка. Попередній натяг пружинного пакету створюється болтами 8, пропущеними через отвори в опорних балках.

Взаємне переміщення упорів остова і балок підвіски забезпечуються за рахунок їх проковзування і супроводжується відносно швидким зносом опорних поверхонь, оскільки конструкція траверзного підвішування не передбачає використання пристроїв змащування.

Щоб уповільнити знос поверхонь, що труться, до балок і опорних кронштейнів остова приварюють змінні накладки із загартованої зносо-стійкої сталі. Проте і в цьому випадку не вдається забезпечити пробіг локомотива понад 300...400 тис. км, тобто пробіг до ремонту в об'ємі ПРЗ.

До основних недоліків пружинної підвіски слід віднести:

1) підвищений знос в місцях контакту опорних виступів остова і опорних балок траверзи;

2) відсутність поперечного зв'язку остова тягового двигуна і рами візка, внаслідок чого можлива поява ударів в зазорах між торцевою частиною вкладок моторно-осьових підшипників і маточинами колісних центрів;

3) можливість виникнення під час буксування автоколиваль, які можуть супроводжуватися повним просіданням (стулювання витків) пружин і значними навантаженнями в елементах привода і підвіски.

Підвищення показників надійності підвісок двигунів досягалося зменшенням кількості вузлів тертя і призвело до витіснення пружинних підвісок простими за конструкцією і

більш технологічними пристроями з гумовими і гумо-металевими амортизаторами.

Для прикладу на рис. 2.7 показана модернізована траверзна підвіска, в якій пружини замінені гумо-металевими блоками. Вона впроваджувалась на тепловозах залізниць США. Установчі розміри підвіски залишені без змін, що давало можливість модернізації вузла підвішування без доопрацювання опорних приливів остова і кронштейнів рами візка.

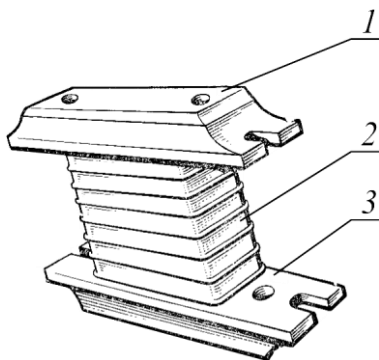


Рис. 2.7. Траверзна підвіска з гумо-металевими блоками:

1, 3 – верхня та нижня балки;
2 – гумо-металевий блок

За існуючими в літературі даними термін служби гумових елементів такої підвіски складає чотири роки.

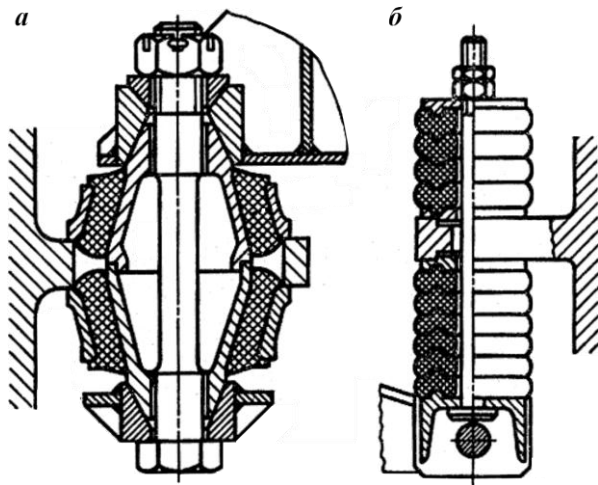


Рис. 2.8. Трамвайна підвіска з гумовими амортизаторами

На рис. 2.8 показаний варіант модернізації трамвайної підвіски шляхом заміни пружин набором гумометалевих шайб з конічними (рис. 2.8, а) і з циліндричними (рис. 2.8, б) гумовими елементами. Компенсація переміщень кронштейна тягового двигуна в таких підвісках забезпечується за рахунок деформації гумових елементів. У амортизаторах конічної форми гума працює на зсув і стиснення, а в циліндричних амортизаторах – тільки на стиснення.

У підвісці тягового двигуна англійського тепловоза HS4000 «Kestrel» застосована підвіска, що складається (див. рис. 2.9) з двох шарнірів і тяги 2. Верхній шарнір має ци-

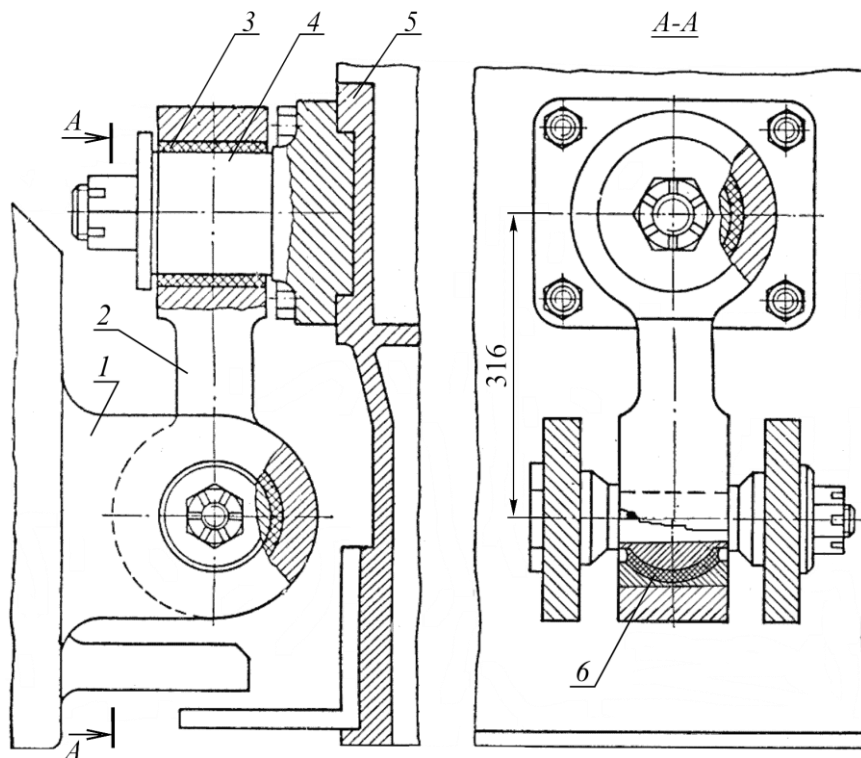


Рис. 2.9. Маятникова підвіска тягового двигуна тепловоза «Kestrel»:
1 – остов тягового двигуна; 2 – тяга; 3 – гумовий елемент; 4 – палець; 5 – рама візка;
6 – гумовий елемент сферичного шарніра

ліндричну форму, а нижній шарнір – сферичний. Вісь верхнього шарніра орієнтована уздовж поздовжньої осі колії, а вісь нижнього повернута на 90° . Таке розташування осей шарнірів забезпечує зручність роз'єднання підвіски і рами візка, що важливо під час викочування колісно-моторного блоку.

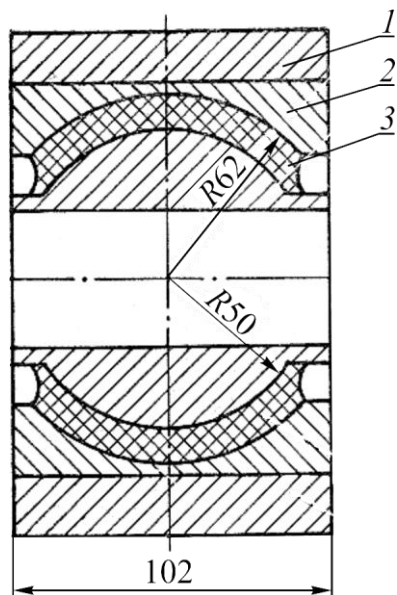


Рис. 2.10. Сферичний шарнір підвіски тепловоза «Kestrel»:

1 – вушко тяги; 2 – сферична втулка;
3 – гумовий елемент

Сферичний шарнір (див. рис. 2.10) містить сферичну втулку 2, яка розділена радіальними роз'ємами на три рівних сегмента. Під час запресовування втулки в вушко тяги 1 сегменти втулки переміщуються в напрямку осі шарніра до замикання площин роз'ємів, забезпечуючи попереднє стиснення гумового елемента 3. Конструкція шарніра забезпечує можливість відхилення тяги підвіски в вертикальних площинах за рахунок деформацій зсуву в гумових елементах 3. Недоліком такої конструкції шарніра є відносна складність обробки сегментів сферичної втулки.

Прикладом вдалого конструктивного рішення можна назвати показану на рис. 2.11 маятникову підвіску, що отримала широке застосування (електровози ВЛ80 усіх індексів, а також електровози ВЛ10, ВЛ11 усіх індексів, ВЛ15, ВЛ85, ДЭ1, 2ЕЛ4, 2ЕЛ5 та ін.).

У маятниковій підвісці вага тягового двигуна від кронштейна 11, який кріпиться болтами до остова 5, передається на кронштейни рами візка 4 через гумові шайби 2 і маятникову тягу 3. З кронштейнами рами візка підвіска з'єднується плаваючим валиком 9. Випадінню валика запобігають пластини 6 і 8, які впритул прилягають до отворів у вушках кронштейнів рами візка 4. У необхідному положенні одна з пластин фіксується шляхом приварювання до вушка, а друга кріпиться болтами М16. Для зниження інтенсивності зношування в отвір голівки підвіски запресовується змінна втулка 7, виготовлена зі зносостійкої марганцевистої сталі.

Внутрішній отвір втулки виконаний у вигляді гіперболоїда обертання, що забезпечує можливість поперечного переміщення тягового двигуна за рахунок перекочування підвіски по валику.

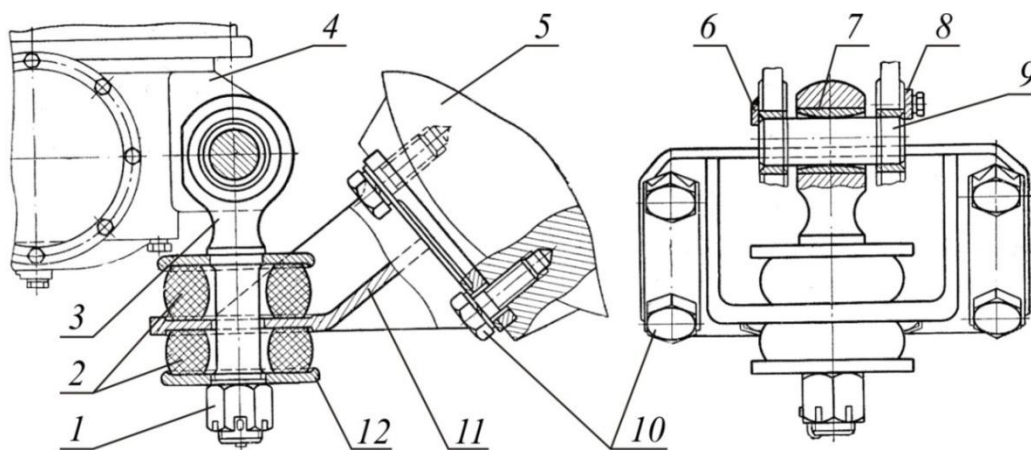


Рис. 2.11. Маятникове підвішування:

1 – гайка; 2 – гумові шайби; 3 – тяги підвіски; 4 – кронштейни рами візка; 5 – остов тягового двигуна; 6, 8 – пластина; 7 – змінна втулка; 9 – валик; 10 – болти кріплення кронштейна; 11 – кронштейн тягового двигуна; 12 – сталеві диски (шайби)

Вертикальне навантаження від двигуна на підвіску передається через кронштейн 11, нижню гумову шайбу, нижній сталевий диск 12 і гайку 1. У разі, якщо в процесі коливального руху остова кронштейн 11 переміщується вгору, то навантаження сприймає верхня гумова шайба 2 і верхній металевий диск 12, переміщення якого обмежене заплічниками тяги.

Щоб запобігти розкриттю амортизатора, гумові шайби заздалегідь стискуються (просадка 25 мм) за допомогою корончатої гайки 1. Для фіксації положення шайб відносно вертикальної осі тяги на звернених до них поверхнях кронштейна 11 і сталевих дисків 12 передбачені витошки (заглибини).

Під час монтажу підвіски посадкові поверхні гумових шайб покривають тальком. Валик, що кріпить підвіску до рами візка, змащується солідолом.

Можливість повороту підвіски у вертикальній площині і переміщення по валику, а також значна жорсткість на перекіс великогабаритних гумових шайб виключають, як показав досвід експлуатації електровозів серії ВЛ80, випадки нахилу і заклинювання тяги на валику.

У експлуатації спостерігається знос поверхонь змінної втулки і валика. Правилами утримування і ремонту рухомого складу встановлені граничні допустимі значення сумарного зазору між втулкою і валиком підвіски. У разі перевищення допустимих зазорів валик або втулку замінюють. Валики з місцевим зносом дозволяється відновлювати наплавленням з наступною обробкою до креслярських розмірів і перевіркою обробленої поверхні методом магнітної дефектоскопії. У гумових шай-

бах підвіски можуть виникати тріщини, розшарування і інші руйнування, що вимагають заміни їх новими.

Маятникова підвіска застосована також на електровозі 2ЭС10 з асинхронним тяговим приводом (рис. 2.12). Тяга підвіски 6 обладнана голівками 5, уніфікованими з голівками повідків буксового вузла. У вушка голівок впресовані сферичні шарніри з гумовими елементами 9. Осі обох шарнірів зорієнтовані перпендикулярно поздовжній осі рами візка. Їх кінці мають клиноподібну форму і встановлюються в посадочних місцях кронштейна тягового двигуна 2 (нижній шарнір) і кронштейна, привареного до середнього бруса рами візка (верхній шарнір). Кронштейн тягового двигуна кріпиться до остова шістьма болтами 1. Вісь кожного шарніра кріпиться до кронштейнів двома болтами 4 із стопорними шайбами. На випадок обриву тяги для страхівки передбачені спеціальні кронштейни на рамі візка 7 і на остові тягового двигуна 8.

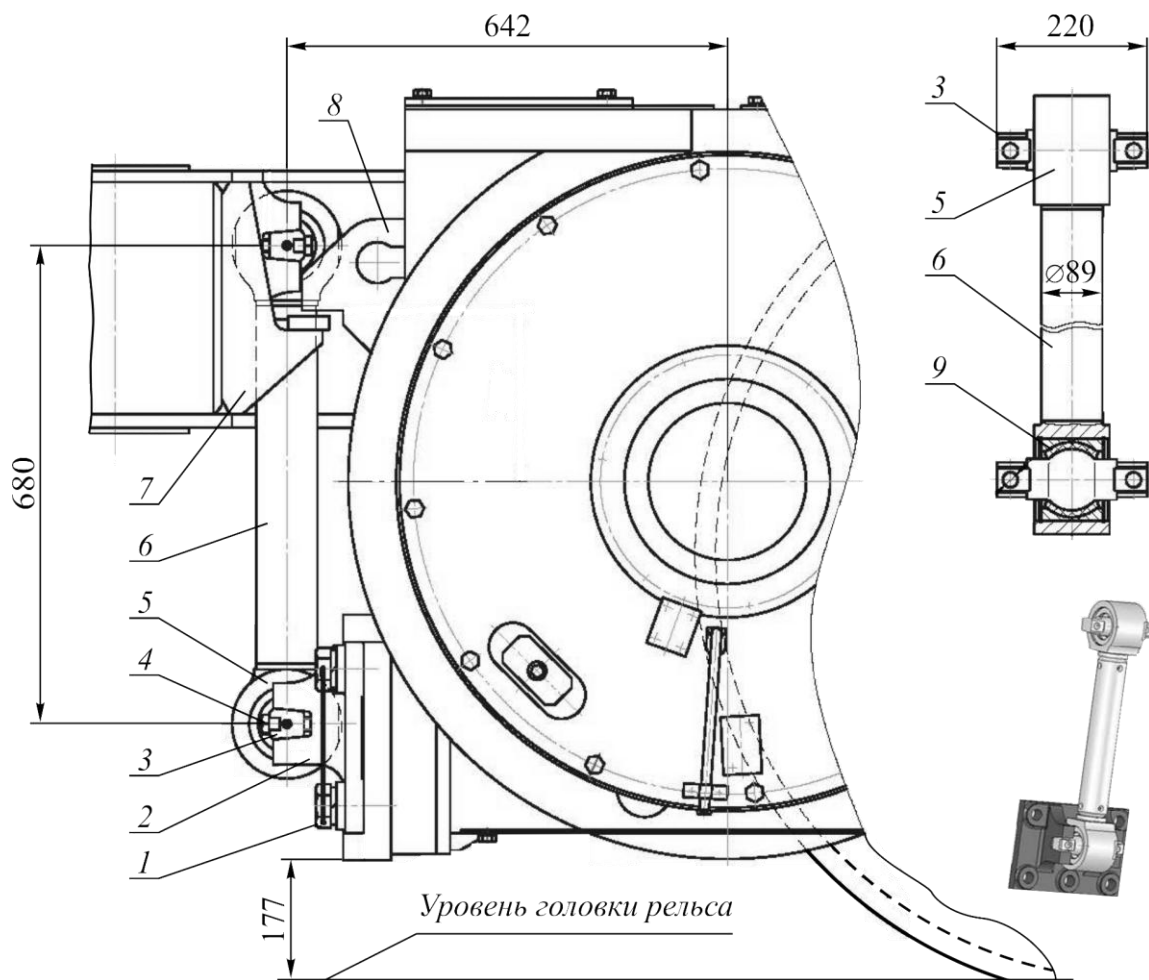


Рис. 2.12. Підвіска тягового електродвигуна електровоза 2ЭС10:

- 1 – болт кріплення кронштейна двигуна; 2 – кронштейн тягового двигуна; 3 – клиновидна частина осі шарніра; 4 – болт кріплення осі шарніра; 5 – голівка з сферичним шарніром; 6 – тяга підвіски; 7 – страхувальний кронштейн на рамі візка; 8 – страхувальний кронштейн остова тягового двигуна; 9 – гумовий амортизатор

На закінчення відмітимо, що використані в маятниковій підвісці конструктивні рішення, спрямовані на зниження зносу елементів і підвищення ремонтпридатності підвіски. Вони забезпечують технічний ресурс, що перевищує встановлені значення пробігу до заводського ремонту електровозів.

2.3. Моторно-осьові підшипники

Моторно-осьові підшипники – один з відповідальних вузлів тягового привода, який забезпечує не лише передачу частини ваги двигуна на колісну пару, але і стабільність централі, необхідну для нормальної роботи зубчастої передачі і привода в цілому.

Моторно-осьові підшипники є вузлами тертя, які працюють в умовах значних динамічних навантажень. Конструкція підшипників визначає рівень експлуатаційної надійності тягового привода, трудомісткість технічного обслуговування і ремонту колісно-моторного блоку і безпеку руху.

У опорно-осьових приводах практично з початку застосування електричної тяги домінуюче положення займають моторно-осьові підшипники ковзання. Нині підшипниками такого типу обладнаний практично увесь парк вантажних електровозів і тепловозів країн СНД.

Широкому поширенню підшипників ковзання сприяла простота конструкції, яка забезпечує можливість періодичного відновлення їх працездатності або заміну без розформування колісної пари. Крім того, в порівнянні з підшипниками кочення підшипники ковзання мають меншу товщину, внаслідок чого знижуються радіальні розміри підшипникового вузла. Останнє, у свою чергу, дозволяє зменшити централі і вписати в габаритні обмеження зубчасту передачу з більшим передатним числом.

Розглянемо будову підшипникового вузла тягового двигуна НБ-514Б (див. рис. 2.13).

У процесі виготовлення остова першими обробляються його приливи 2 і 7. За допомогою чотирьох болтів 3, 6 на остов встановлюються шапки підшипників, приливи яких відповідним чином оброблені. Після установки обох шапок на спеціальному двошпиндельному верстаті здійснюється одночасна обробка горловини остова під підшипникові щити і розточування горловини під вкладки моторно-осьових підшипників. Завдяки такій технології зводять до мінімуму непаралельність поздовжніх осей валу ротора і колісної пари.

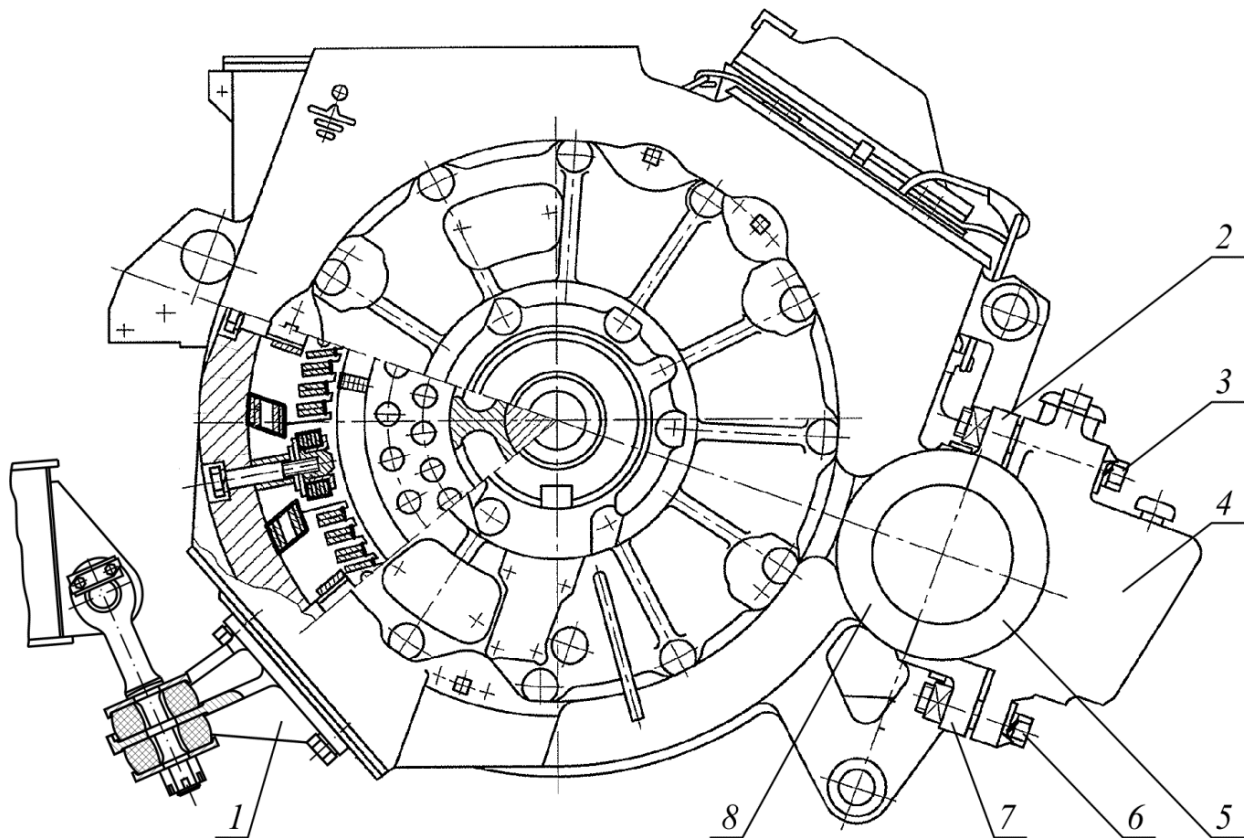


Рис. 2.13. Тяговий двигун НБ-514Б:

1 – кронштейн; 2, 7 – приливи остова; 3, 6 – болт; 4 – шапка підшипника;
5, 8 – вкладка моторно-осьового підшипника

Шапки моторно-осьових підшипників відливаються із сталі 25Л. Після обробки горловини вони стають невзаємозамінними деталями. Внутрішня частина шапок зазвичай має складну конфігурацію, що визначається конструкцією розташованих в ній пристроїв для змащування поверхонь вкладок і осі колісної пари, що труться. Установка шапок в остов виконується з натягом (для двигунів) ТЛ-2К, НБ-418К – 0,08...0,35 мм), що забезпечує роботу болтів, що кріплять шапку, тільки на розтяг. Відкрита частина осі колісної пари між шапками закривається спеціальним кожухом, що захищає підшипники від потрапляння пилу.

Вузли опорно-осьових підшипників в умовах експлуатації піддаються дії значних вібраційних навантажень, тому для забезпечення надійності їх роботи болти кріплення шапок виготовляють зазвичай з термообробленої сталі 45 відносно великого діаметра (з розміром різьби М36 і М42 у великих тягових двигунах). Для зручності загвинчування кріпильних болтів використовують чотиригранні гайки, що притикаються однією гранню до спеціальних упорів на остові.

Слід зазначити, що хоча кут нахилу різьби болтів кріплення шапок значно менше приведенного кута тертя для сталей і в статичному стані

забезпечується ефект самогальмування болтів, під час роботи на лінії під впливом значних знакозмінних навантажень тертя в різьбових з'єднаннях значно знижується і умови самогальмування порушуються. З цієї причини можливе послаблення затягування болтів і навіть їх самовідгвинчування. З метою підвищення надійності кріплення шапок на додаток до пружинних і стопорних шайб у ряді випадків застосовують методи стопоріння болтів за допомогою лаків і паст. З 1981 року на електровозах, що випускалися в СРСР, стали застосовувати дрібну різьбу, яка забезпечує надійніше закріплення деталей, що працюють в умовах динамічного навантаження.

Вкладки моторно-осьових підшипників електровозів виготовлялися з кремнійолів'яної латуні. З метою економії кольорових металів останніми роками набули поширення сталеві вкладки. Робоча поверхня вкладок заливається бабітом Б16 або Б83 відцентровим способом. По зовнішній поверхні вкладки розточують за розмірами горловини підшипникового вузла, а по внутрішній поверхні – за діаметром шийки осі колісної пари з урахуванням забезпечення необхідних натягів і проміжків. Місце стику вкладок завжди зміщується відносно місця роз'єму остова і шапки.

Для фіксації в осьовому напрямі вкладки (див. рис. 2.14) мають спеціальний борт 2. У вкладці, що розташовується в шапці підшипника, виконують вікно 1 для подавання оливи до поверхонь тертя.

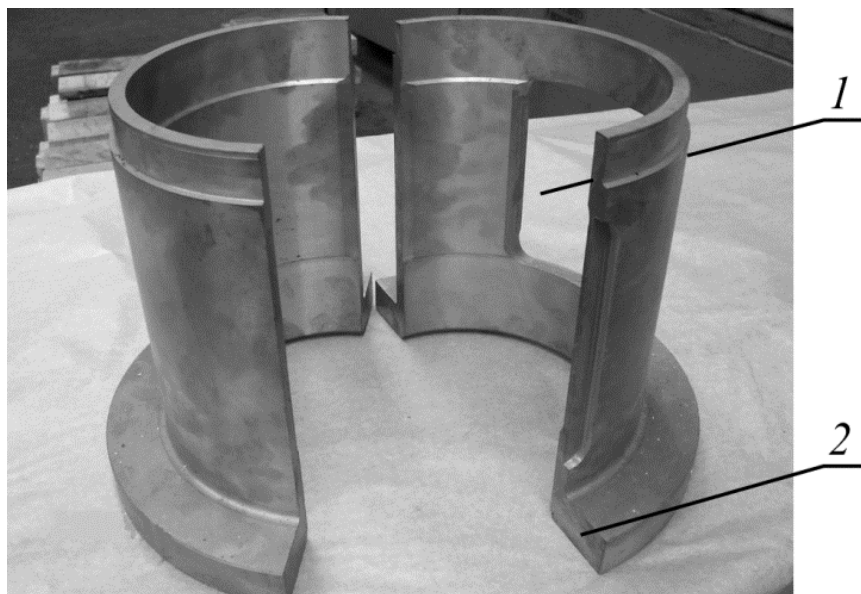


Рис. 2.14. Верхня та нижня вкладки моторно-осьового підшипника:

1 – вікно; 2 – борт

Для запобігання провертання вкладок встановлено шпонку 11 (рис. 2.14). Вона закладається в гніздо, виконане в нижній частині приливу остова і закріплюється за допомогою штифта.

У моторно-осьових підшипниках використовують осьові оливи марки «Л» влітку і марки «З» взимку. Існує декілька варіантів виконання пристроїв змащування моторно-осьових підшипників. Їх устрій буде розглянуто у наступному підрозділі.

Процес удосконалення моторно-осьових підшипників кочання, що застосовувалися на залізничних тягових засобах, тривав більш ніж сто років. Безперечно, це зумовило істотне підвищення показників надійності тягового привода, проте не призвело до повного вирішення головного завдання конструювання – до забезпечення максимального задоволення виробничих і експлуатаційних вимог за мінімальних витрат. Сказане підтверджує статистика відмов локомотивів через незадовільну роботу моторно-осьових підшипників, а також чимала кількість науково-дослідних робіт, які присвячені цій проблемі. Вони націлені, головним чином, на підвищення ресурсу моторно-осьових підшипників за рахунок створення нових матеріалів для вкладок, інтенсифікації подачі мастильного матеріалу, використання в оливах спеціальних присадок, а також застосування електростатичної обробки оливи перед подаванням у зону тертя [13].

Але досягнуті за рахунок названих робіт поліпшення показників надійності моторно-осьових підшипників не привели до подолання їх основних недоліків:

- трудомісткість обслуговування і ремонту;
- негативний техногенний вплив транспорту на довкілля через неможливість повного виключення витікання оливи;
- велика витрата оливи і кольорових металів. Бажання подолати названі недоліки, диктує необхідність застосування якісно інших технічних рішень, наприклад, використання у вузлах спирання двигуна на вісь колісної пари підшипників кочення.

Бажання поліпшити техніко-економічні показники локомотивів з приводом першого класу спонукало спеціалістів до удосконалення змащування моторно-осьових підшипників. З цієї причини неодноразово робилися спроби використання у вузлах спирання тягового двигуна на колісну пару підшипників кочення.

У колишньому СРСР і інших країнах накопичений певний досвід створення і експлуатації моторно-осьових підшипників з підшипниками кочення. Так є відомості про позитивні результати експлуатації підшипників такого типу на вантажопасажи́рському тепловозі HS4000 «Kestrel». За даними виробника 90 %-й ресурс моторно-осьових підшипників кочення цього електровоза складає 950 тис. км.

У СРСР моторно-осьовими підшипниками подібної конструкції був обладнаний дослідний тепловоз 2ТЭ10Л, а також 15 електровозів ВЛ60 і потім з 1969 року декілька електровозів ВЛ80^К.

Дослідний опорно-осьовий вузол тепловоза 2ТЭ10Л після пробігу 350 тис. км виявився непридатним до подальшої експлуатації через послаблення місць посадки і утворення пітингу на бігових доріжках підшипників. Дослідна експлуатація електровозів ВЛ80^К показала в порівнянні з приводом, обладнаним підшипниками ковзання, зниження інтенсивності зносу зубів тягового редуктора і підвищення надійності роботи тягових двигунів [6]. Проте експеримент був припинений у зв'язку з появою через 400-800 тис. км пробігу тріщин на осях колісних пар в зоні посадки внутрішніх кілець і в зовнішніх кільцях підшипників. Заміна ж моторно-осьових підшипників кочення – дуже трудомістка операція, що вимагає розформування колісної пари.

На думку фахівців незадовільна робота роликів моторно-осьових підшипників на дослідній партії електровозів ВЛ80^К була обумовлена недосконалістю їх конструкції, яка не обмежувала зусилля затягування болтів кріплення шапок, що призводило до деформації зовнішніх кілець і зменшення радіальних проміжків в них нижче встановлених значень.

Застосування моторно-осьових підшипників кочення може бути економічно доцільним у разі забезпечення високої експлуатаційної надійності і 95 % пробігу до 2,5 млн. км, що виключає необхідність їх зміни до капітального ремонту колісної пари.

Роботи із створення працездатної конструкції моторно-осьових підшипників кочення не припинені. Нині на залізницях Російської федерації в дослідній експлуатації знаходиться маневровий тепловоз ТЭМ18ДМ № 581, обладнаний моторно-осьовими підшипниками кочення. Підшипниками подібної конструкції оснащені також тягові двигуни НБ-514Е електровоза ЗЭС5 і двигуни електровоза 2ЭС10 (ЗЭС10).

Остов тягового двигуна НБ-514Е (рис. 2.15) відрізняється від остова тягового двигуна НБ-514Б (див. рис. 2.13) деталями кріплення моторно-осьових підшипників і підшипниковими щитами: в НБ-514Е обидві горловины під якірні підшипники з метою розміщення корпусів моторно-осьових підшипників кочення виготовлені однаковим діаметром.

У опорно-осьовому вузлі двигуна НБ-514Е (див. рис. 2.16) застосовано два сферичні підшипники 3, внутрішнє кільце яких посаджене на шийку осі колісної пари, а зовнішнє кільце поміщене в корпус 2. Звернена до колісної пари кромка корпусу підшипника спільно з напресованим на маточину колісного центру лабіринтовим кільцем 1 створюють ущільнення, що перешкоджає витіканню мастила, в якості якого використовується «Буксол». У корпусі підшипника передбачені дренажні

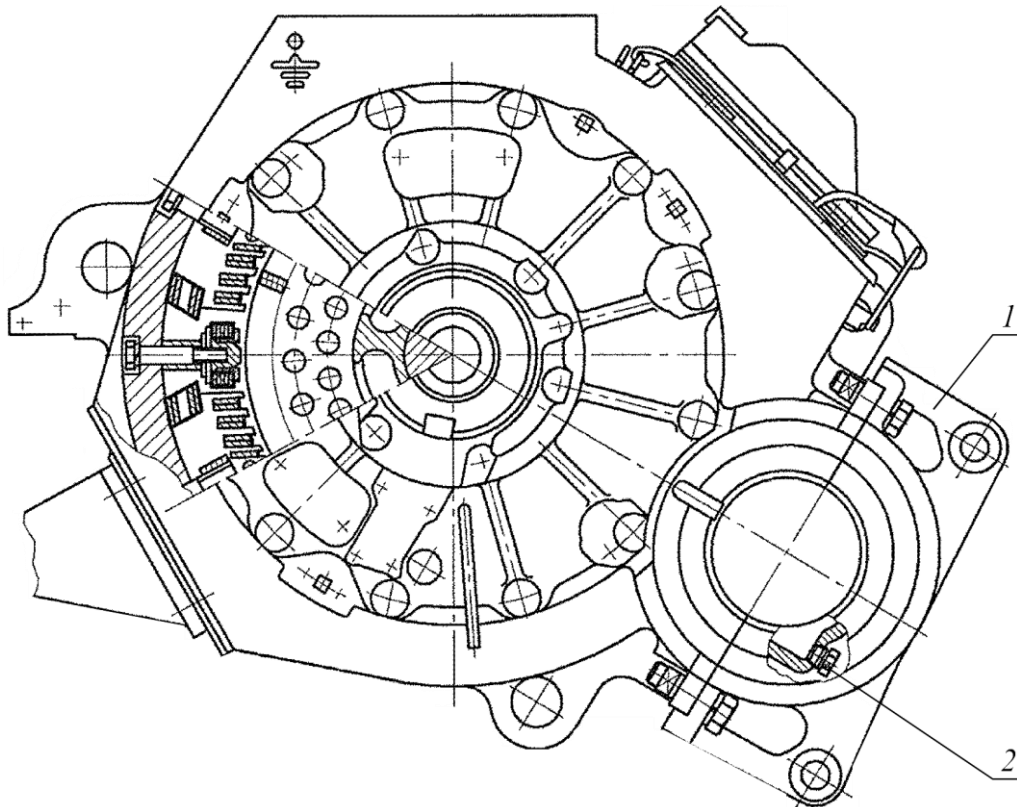


Рис. 2.15. Тяговий двигун НБ-514Е:
1 – кришка підшипникового вузла; 2 – пробка

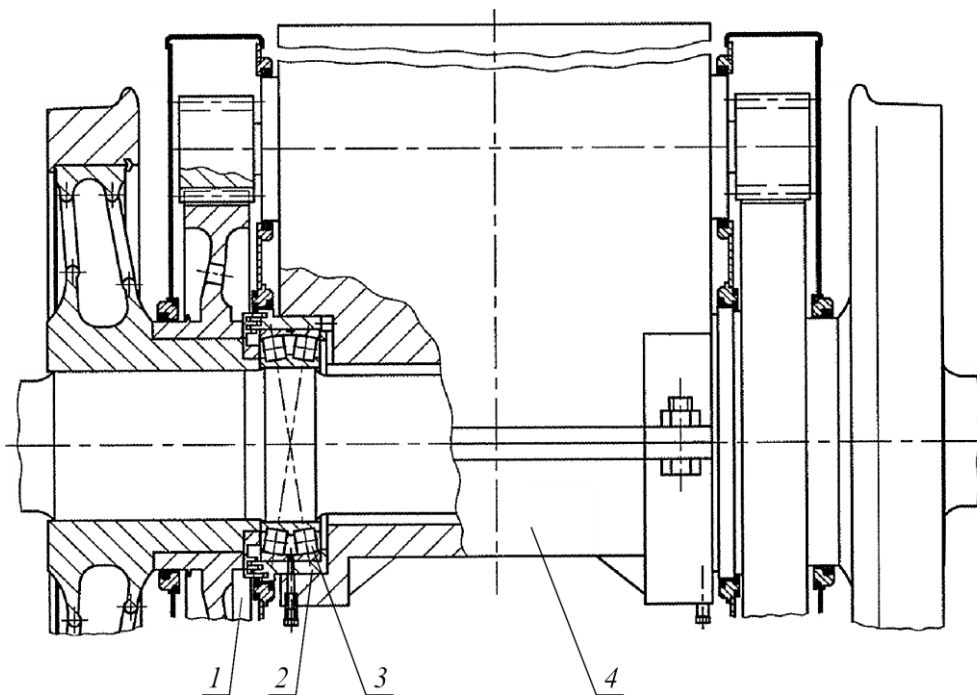


Рис. 2.16. Моторно-осьовий вузол тягового двигуна НБ-514Е:
1 – лабіринтне кільце; 2 – корпус підшипника; 3 – підшипник сферичний;
4 – кришка підшипникового вузла

Для розв'язку цієї задачі в якості вихідних приймаємо дані, отримані в ході попередніх розрахунків:

- централь тягового редуктора $Ц$ 585,5 мм;
- база підвішування тягового двигуна L_d 1135 мм;
- діаметр ротора D_a 609 мм;
- маса двигуна m_d 5000 кг;
- передатне число тягового редуктора μ 4,58;
- жорсткість підвіски двигуна $ж$ 18328 кН/м

Для розв'язку рівняння коливань тягового двигуна, як видно з виразів (6.58) та (6.59), окрім наведених вище даних слід знати цифрові значення моментів інерції ротора J_y та остова J_o , а також непружний опір підвіски двигуна β .

У разі реального проектування значення J_o , J_y та β розраховують. Під час курсового проектування ротор можна розглядати як циліндр, діаметр якого D_a і маса m_a . Тоді момент інерції ротора [32]

$$J_y = \frac{m_a D_a^2}{2 \cdot 4}.$$

Для наближених обчислень можна прийняти $m_a = 0,5m_d$. В нашому прикладі $m_d = 5000$ кг, тому приймаємо

$$m_a = 0,5m_d = 0,5 \cdot 5000 = 2500 \text{ кг}.$$

Тоді момент інерції ротора

$$J_y = \frac{2500 \cdot 0,609^2}{2 \cdot 4} \cong 116 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Значення моменту інерції остова J_o та опір коливальному рухові підвіски β задаються в межах:

$$J_o = 2000 \dots 2400 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad \beta = 40 \dots 80 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Для подальших розрахунків приймаємо:

$$J_o = 2000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad \beta = 50 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Для розрахунків амплітудно-частотної характеристики коефіцієнта динамічного підсилення $\chi(v)$ попередньо визначаємо параметри рівняння коливань двигуна (6.60)

$$\ddot{\phi} + 2n\dot{\phi} + \kappa^2 \phi = \frac{L_d}{J} (\alpha z_k + \beta \dot{z}_k).$$

Еквівалентний момент інерції моторно-редукторного блока за (6.58)

$$J = J_{\text{я}} (1 + \mu)^2 + (m_a + m_o) l^2 + J_o.$$

Оскільки $m_a + m_o = m_d$, то

$$J = 116(1 + 4,58)^2 + 5000 \cdot 0,585^2 + 2000 = 7323 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Коефіцієнт опору кутовим переміщенням n та частота вільних незга-
саючих коливань κ за формулами (6.59):

$$n = \frac{\beta L_d^2}{2J} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 1,135^2}{2 \cdot 7323} = 4,4 \text{ рад/с};$$

$$\kappa = L_d \sqrt{\frac{\alpha}{J}} = 1,135 \sqrt{\frac{18328 \cdot 10^3}{7323}} = 56,78 \text{ рад/с}.$$

Резонансна швидкість руху згідно формули (6.70) за умови $v = 1$

$$v_{\text{рез}} = \frac{\kappa l}{2\pi} = \frac{56,78 \cdot 1,0}{2\pi} = 9,037 \text{ м/с}.$$

або

$$v_{\text{рез}} = 9,037 \cdot 3,6 = 32,53 \text{ км/год}.$$

Для визначення амплітудно-частотної характеристики $\chi(v)$ для ряду значень швидкості руху v послідовно визначають частоту вимушених коливань ω , частотне відношення ν та коефіцієнт динамічного підсилення χ .

Наприклад, для $v = 10$ км/год:

– частота вимушених коливань (6.49)

$$\omega = 2\pi \frac{v}{l} \cdot \frac{1}{3,6} = 2\pi \frac{10}{1,0 \cdot 3,6} = 17,45 \text{ рад/с};$$

– частотне відношення (6.66)

$$\nu = \frac{\omega}{\kappa} = \frac{17,45}{56,78} = 0,307;$$

– безрозмірна величина B за (6.67)

$$B = \frac{\beta^2 L_d^2}{\mathcal{H} J} = \frac{(50 \cdot 10^3)^2 \cdot 1,135^2}{18328 \cdot 10^3 \cdot 7323} = 0,024;$$

– коефіцієнт динамічного підсилення (6.68)

$$\chi = \sqrt{\frac{1 + B\nu^2}{(1 - \nu^2)^2 + B\nu^2}} = \sqrt{\frac{1 + 0,024 \cdot 0,307^2}{(1 - 0,307^2)^2 + 0,024 \cdot 0,307^2}} = 1,104.$$

Максимальне значення коефіцієнту динамічного підсилення (6.72)

$$\chi_{\max} = \sqrt{1 + \frac{1}{B}} = \sqrt{1 + \frac{1}{0,024}} = 6,532.$$

За отриманими координатами (див. табл. 8.3) на рис. 8.9 побудовано амплітудно-частотну характеристику $\chi(\nu)$.

Найбільше статичне відхилення остова φ_0 за (6.64)

$$\varphi_0 = \frac{z_m}{L_d} = \frac{1,0}{1135} = 0,000881 \text{ рад.}$$

Амплітудне значення динамічного навантаження в зачепленні (6.77)

$$P_a \Big|_{v=10 \text{ км/год}} = \frac{J_y (1 + \mu)}{R_{\text{нш}}} \varphi_0 \chi \omega^2 =$$

$$= \frac{116(1 + 4,58)}{0,104} 0,000881 \cdot 1,104 \cdot 17,45^2 = 1844 \text{ Н} \cong 1,84 \text{ кН.}$$

Максимальне динамічне навантаження на підвіску остова до рами візка (6.75)

Амплітудно-частотна характеристика динамічного навантаження в зачепленні $P_a(\nu)$ зображена на рис 8.10.

$$P_{\Pi} = \mathcal{H} z_m \chi_{\max} = 18328 \cdot 0,001 \cdot 6,532 = 119,72 \text{ кН.}$$

Визначення координат амплітудно-частотних характеристик

v , км/год	ω , рад/с	ν	χ	P_a , кН
0	0	0	1	0
5	8,73	0,154	1,024	427,59
10	17,45	0,307	1,104	1843,99
15	26,18	0,461	1,268	4765,31
20	34,91	0,615	1,597	10669,75
25	43,63	0,768	2,358	24615,76
32,53	56,78	1	6,532	115452,62
40	69,81	1,23	1,861	49734,28
50	87,27	1,537	0,743	31025,47
60	104,72	1,844	0,430	25855,95
80	139,63	2,459	0,211	22555,47
100	174,53	3,074	0,131	21880,68
120	209,44	3,689	0,091	21887,36

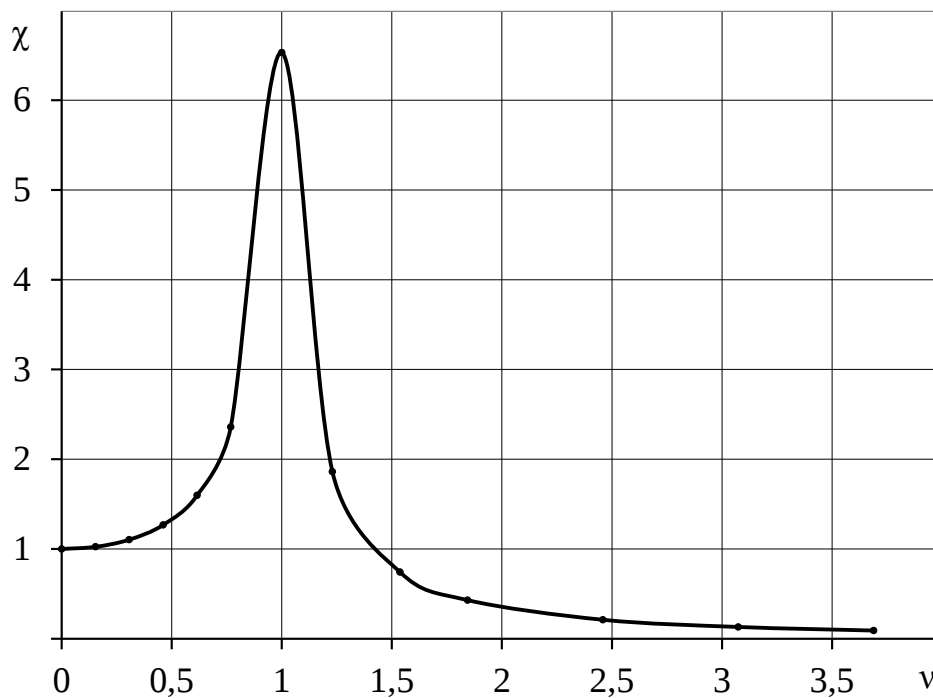


Рис. 8.9. Амплітудно-частотна характеристика
коефіцієнта динамічного підсилення

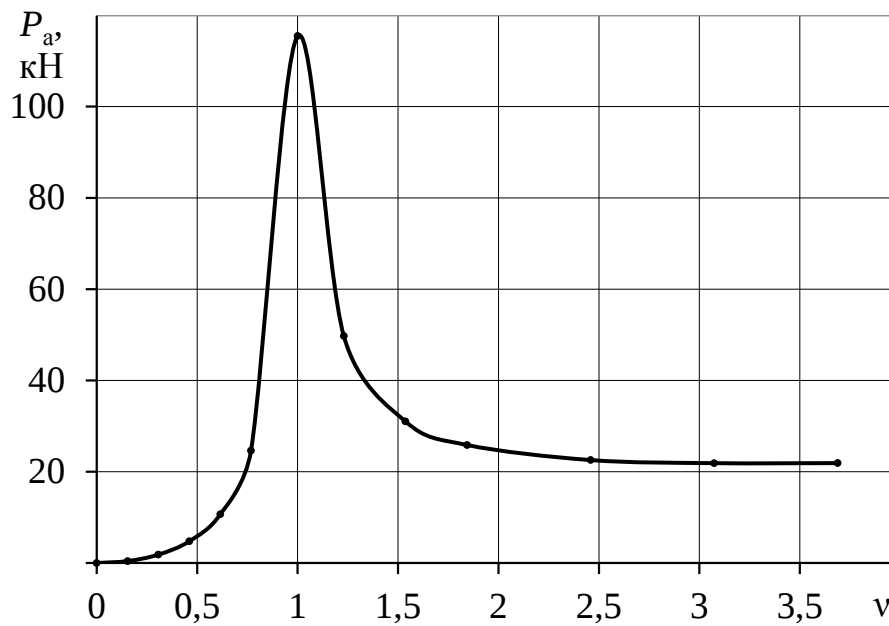


Рис. 8.10. Амплітудно-частотна характеристика динамічного навантаження в зацепленні

Результати розрахунку динамічних сил дають змогу уточнити навантаження на елементи тягової передачі, в тому числі на зубці зубчастих коліс та елементи підвіски двигуна.

Контрольні запитання

1. Як впливає збільшення частоти обертання ротора на потужність тягового двигуна у разі фіксованих геометричних розмірів та електромагнітних навантажень?
2. Чому під час проектування тягового привода передатне число тягового редуктора слід вибирати якомога більшим?
3. Чи залежить маса тягового двигуна, віднесена до одиниці потужності номінального режиму, від частоти обертання валу ротора?
4. Вкажіть мінімальне значення кліренсу для магістральних електровозів з тяговим приводом першого класу?
5. За яких умов визначають максимально можливий діаметр зубчастого колеса тягового редуктора?
6. За яких умов визначають найменший можливий діаметр ділильного кола шестерні?

ЛІТЕРАТУРА

1. Бирюков, И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава [Текст] / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М. : Транспорт, 1986. – 256 с.
2. Инновационное проектирование машин [Текст] / О. В. Измеров, С. Ю. Радченко, В. П. Тихомиров и др. ; под общ. ред. О. В. Измерова. – Орёл: ОрёлГТУ, 2010. – 413 с.
3. Артоболевский, И. И. Теория механизмов [Текст] / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1966. – 776 с.
4. Василенко, Г. В. Проектирование тяговых электрических машин [Текст] / Г. В. Василенко, В. И. Бочаров, М. А. Козорезов, М. Д. Находкин. – М. : Транспорт, 1976. – 624 с.
5. Медель, В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог [Текст] / В. Б. Медель. – М. : Транспорт, 1974. – 232 с.
6. Калихович, В. Н. Тяговые приводы локомотивов [Текст] / В. Н. Калихович. – М. : Транспорт, 1983. – 111 с.
7. Шацилло, А. А. Тяговый привод электроподвижного состава [Текст] / А. А. Шацилло. – М. : Желдориздат, 1961. – 222 с.
8. ГОСТ Р 51220-98. Колёса зубчатые тяговых передач тягового подвижного состава железных дорог. Заготовки. Общие технические условия [Текст] / Издательство стандартов. – М., 7 с.
9. ДСТУ ГОСТ 30803:2018. Колеса зубчасті тягових передач тягового рухомого складу. Технічні умови [Текст] / Издательство стандартов. – М., 16 с.
10. ГОСТ 13755-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Исходный контур [Текст] / Издательство стандартов. – М., 7 с.
11. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм. ВНД 32.0.07.001-2001. – Київ, 2001.
12. Германов, А. Н. Моторно-осевые подшипники с принудительной системой смазки [Текст] / А. Н. Германов // Вест. ВНИИЖТа. – 1981. – № 3. – С. 46-49.
13. Груник І. С. Удосконалення системи змащення моторно-осьових підшипників локомотивів шляхом використання електростатичного поля : автореф. Дис.. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : І. С. Груник. – Київ, 2013. – 22 с.
14. Зобов, Г.М., Преимущества внедрения моторно-осевых подшипников качения [Текст] / Г.М. Зобов // Техника железных дорог. – 2014. – № 1(25). – С. 35-38.



Гетьман Геннадій Кузьмич

*доктор технічних наук,
професор, завідувач кафедри
«Електрорухомий склад
залізниць» Дніпровського
національного університету
залізничного транспорту*



Голік Сергій Миколайович

*магістр, інженер -
електромеханік, старший
викладач кафедри
«Електрорухомий склад
залізниць» Дніпровського
національного університету
залізничного транспорту.*



ISBN 978-617-7382-23-1



9 786177 382231 >