

ОЦІНКА ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ

В статті наведено результати досліджень з визначення рівня навантажень та напружень в елементах тягового привода, які можуть виникати в умовах експлуатації, за різних варіантів конструкції тягової передачі. На підставі виконаних розрахунків надано рекомендації щодо прийняття параметрів елементів тягової передачі, за яких забезпечується їх міцність.

В статье приведены результаты исследований по определению уровней нагруженности и напряжений в элементах тягового привода, которые могут возникать в условиях эксплуатации, при различных вариантах тяговой передачи. На основании выполненных расчетов вносятся рекомендации относительно параметров элементов тяговой передачи, при которых обеспечивается их прочность.

In the article the research results on determination of levels of loading and stresses in the tractive drive elements, which can appear in operation conditions, under different variants of the tractive gear. On the basis of calculations executed the recommendations re. parameters of tractive gear elements, when their strength is provided, are put forward.

Для забезпечення пасажирських перевезень на дільницях живлення локомотивів від контактної мережі постійного струму 3000 В у Дніпропетровську на ДП «Дніпропетровський науково-виробничий комплекс „Електровозобудування”» проводився комплекс робіт, спрямованих на можливе виготовлення та введення до експлуатації двохсекційного електровоза з тяговим приводом другого або третього класу і з використанням асинхронних тягових двигунів потужності 1050...1200 кВт. В табл. 1 наведено орієнтовні значення базових величин, які приймалися в якості основних для проведення конструкторських розрахунків та теоретичних досліджень з використанням математичного моделювання при визначенні параметрів елементів тягової передачі.

Кінематична схема тягової передачі, що забезпечує передачу тягового електромагнітного моменту від тягового двигуна до колісної пари при опорно-осьовому обпиранні тягового редуктора має структуру [1 – 3, 5]: ротор – шарнір Гука або зубчата муфта – проміжний (торсійний) вал – зубчата муфта – шестерня тягового редуктора – зубчате колесо колісної пари – колісна пара. Під час проведення теоретичних досліджень та розрахунків із визначення навантажених тягової передачі при такому способі закріплення тягового редуктора передбачається розглянути застосування двох варіантів довжин торсійного валу. Довжини торсійного валу визначалися конструктивними особливостями розташування зубчатої муфти, за допомогою

якої торсійний вал приєднується до вала шестерні тягового редуктора. Використання опорно-рамного редуктора в електровозах даної серії передбачалося в якості наступного етапу покращення показників локомотива у зв'язку із забезпеченням руху при більш високих швидкостях.

Як показано в роботах [1 – 6], навантаженість елементів тягового привода в загальному випадку визначається величиною електромагнітного моменту тягового двигуна $T_{\text{ем}}$ та векторами швидкостей руху рами візка $\|V_{xPT}, V_{yPT}, V_{zPT}, \omega_{\theta PT}, \omega_{\psi PT}, \omega_{\phi PT}\|^T$ і колісних пар $\|V_{xPK}, V_{yPK}, V_{zPK}, \omega_{\theta PK}, \omega_{\psi PK}, \omega_{\phi PK}\|^T$. В наведених векторах швидкостей руху прийнято такі позначення: V – лінійні швидкості руху в поздовжньому (x), горизонтальному поперечному (y) та вертикальному (z) напрямках, які відповідають коливанням поскикування, бічного відносу та підплигування; ω – швидкості кутів поворотів відносно осей OY (ω_{ϕ} – коливання галопування, OZ (ω_{ψ} – коливання виляння), OX (ω_{θ} – коливання бічної хитамиці); індекси «рТ» та «кп» показують, що у першому випадку відповідні величини відносяться до рами візка, а в другому – до колісної пари. Нагадаємо при цьому, що електромагнітний момент $T_{\text{ем}}$ визначається параметрами тягового двигуна, а також функціональними завданнями та можливостями в роботі систем управління. При математично-

му моделюванні приймалося, що електромагнітний момент, сформований тяговим двигуном та системою управління, залежить від параметрів електричної схеми заміщення тягового двигуна та від кутової швидкості обертання ротора, яка пов'язана зі швидкістю руху електровоза.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики тягової передачі

Найменування параметрів	Величина	
	Редуктор опорно-осьовий	Редуктор опорно-рамний
1	2	3
1. Потужність на валу тягового електродвигуна, кВт	1050	1050
2. Момент на валу тягового двигуна, кНм: при зруш. з місця; при макс. шв. руху	11 5,85	11 5,85
3. Частота обертання вала тягов. двигуна, об/хв: номінальна; максимальна	1200 2400	1200 2400
4. Зовнішній діаметр тягового двигуна, мм	900	900
5. Довжина тягового двигуна по підш. щитам, мм	900	900
6. Швидкість руху, км/год: номінальна; конструкційна	90 180	90 180
7. Відстань від осі якоря до зовнішньої поверхні у зоні розташування колісної пари, мм	400	400
8. Модуль зубчастої передачі, мм: нормальний; торцевий	10 11	10 11

1	2	3
9. Максимальні переміщення колісної пари відносно тягового двигуна, мм: вертикальне; поперечне (горизон.)	30 10	30 10
10. Діаметр осі колісної пари в зоні остова тягового двигуна, мм	200	200
11. Діаметр колеса кол. пари по поверхні кочення, мм	1250	1250

В роботі пропонується провести дослідження з визначення навантаженості елементів тягового привода наступним чином. Спочатку для отримання векторів швидкостей руху візків та колісних пар моделюється динамічна взаємодія кузова, візків та колісних пар із верхньою побудовою колії. Шляхом чисельного інтегрування відповідної системи диференціальних рівнянь отримуються вищевказані вектори швидкостей руху як функції часу, а також встановлюється відповідна залежність $T_{em}(\omega_{rot}, t)$. Далі для розрахункової схеми спільної взаємодії частини кузова, візка, елементів тягового привода (в залежності від його конструкції) та колісних пар для відповідного режиму руху локомотива визначається динамічна навантаженість елементів тягового привода. Тобто по цій схемі дослідження з визначення динамічної навантаженості можуть зводитися до розгляду розподіленого блочного моделювання динамічного поведінку складної електромеханічної системи. У випадку, коли ставиться питання про визначення динамічної навантаженості елементів тягового привода локомотивів, які мають конструктивні особливості екіпажної частини та не дозволяють використання поділення задачі на дві підсистеми (передача тягового зусилля від рам візків до кузова здійснюється за допомогою похилих штанг (тяг)), то в такому разі при визначенні динамічної навантаженості елементів тягового привода виникає необхідність одночасного досліджування динамічних процесів у всій екіпажній частині разом з процесами в електромеханічних частинах тягових приводів.

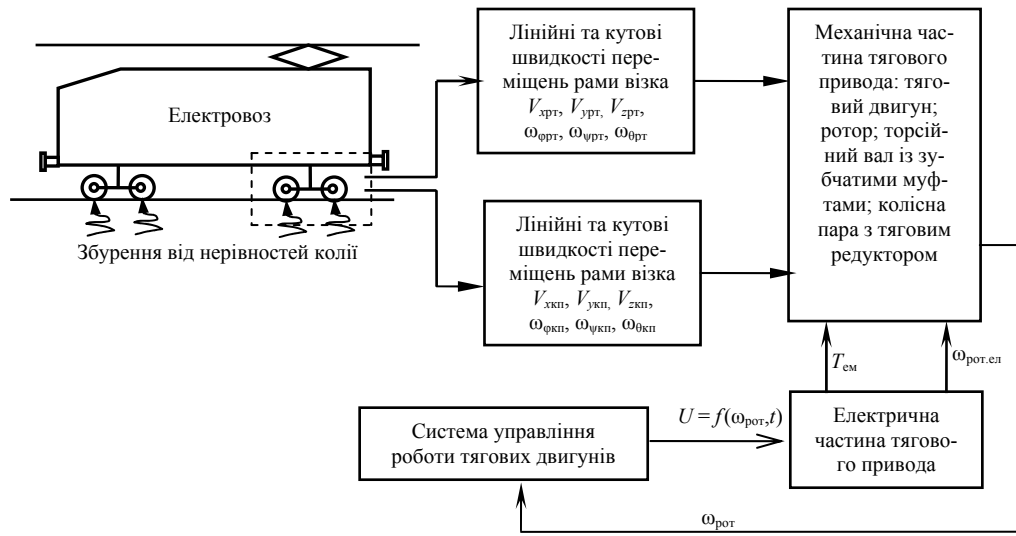


Рис. 1. Структурна схема моделі

На рис. 1 наведено структурну схему, у відповідності до якої було створено математичну модель та проведено дослідження з визначення навантаженості елементів тягового привода в деяких умовах експлуатації електровоза. В математичній моделі передбачалося, що кузов, візки та основні елементи тягових приводів одного з візків (статор та ротор тягового двигуна, торсійний вал, тяговий редуктор з половиною осі колісної пари та інша частина колісної пари) мають по шість ступенів вільності. Торсійні вали у поперечному напрямку відносно тягового двигуна амортизовані за допомогою пружин. Математична модель для вказаної на рис. 1 схеми, зокрема математичної моделі роботи зубчатих муфт та шарнірної муфти по типу карданної передачі, які використовуються в даній

серії локомотивів, наведено в роботах [2 – 4]. В даній роботі розглядаються конструкції локомотива, в якому в тяговій передачі використовуються зубчаті муфти, або зубчата муфта та шарнірна муфта по типу карданної передачі. У зв'язку з цим нижче наведено математичні співвідношення, за якими проводилося визначення навантаженості елементів тягової передачі відповідних конструкцій. Залежності між зусиллями взаємодії елементів зубчатих муфт і редукторів $F_{\theta Mi}$, згинальними моментами $M_{згні}$, крутними моментами T_M та відповідними відносними лінійними або кутовими деформаціями у зубчатих муфтах з прямозубою передачею, у відповідності до роботи [6], мають наступний вигляд:

$$F_{\theta Mi} = \begin{cases} \frac{b_i^2 \varphi_{zoxMi} \cdot (\cos \theta_{Mi} - \cos \beta_{Mi})^2}{8e_{ni} \cos \theta_{Mi}}, & \beta_{Mi} < \frac{\pi}{2}; \\ \frac{b_i^2 \varphi_{zoxMi} \cdot (1 - \cos \beta_{Mi}) \cdot (\cos \theta_{Mi} - \cos \beta_{Mi})}{8e_{ni}}, & \frac{\pi}{2} \leq \beta_{Mi} < \pi; \\ \frac{T_{Mi}}{2 \cdot z_i r_{bi}} + \frac{b_i^2 \cdot \varphi_{zoxMi} \cdot \cos \theta_{Mi}}{2e_{ni}}, & \pi \leq \beta_{Mi}; \end{cases} \quad (1)$$

$$M_{згнi} = \begin{cases} \frac{b_i^3 \cdot \varphi_{zoxMi} \cdot z_i}{24\pi e_{ni}} [\beta_{Mi} - \sin 2\beta_{Mi} + \cos^2 \beta_{Mi} \times \ln \operatorname{tg}(\frac{\beta_{Mi}}{2} + \frac{\pi}{4})], & \beta_{Mi} < \frac{\pi}{2}; \\ \frac{b_i \cdot \varphi_{zoxMi} \cdot z_i}{24\pi e_{ni}} (1 - \cos \beta_{Mi}) \cdot (2 + \cos \beta_{Mi}) \times [\beta_{Mi} - \frac{\sin 2\beta_{Mi}}{2}], & \frac{\pi}{2} \leq \beta_{Mi} < \pi; \\ \frac{b_i^3 \cdot \varphi_{zoxMi} \cdot z_i}{24\pi e_{ni}}, & \pi \leq \beta_{Mi}, \end{cases} \quad (2)$$

де

$$\begin{aligned} \beta_{Mi} &= 50^0 + 20,6^0 \cdot T_{Mi} \cdot \frac{4\pi e_{ni}}{z_i \cdot b_i^2 \cdot \varphi_{zoxMi} \cdot r_{bi}}; \\ \varphi_{zoxMi} &= \sqrt{\varphi_{oxMi}^2 + \varphi_{ozMi}^2}; \quad \alpha_{Mi} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{ozMi}}{\varphi_{oxMi}}; \\ M_{згнMiox} &= M_{згнMi} \cdot \sin \alpha_{Mi}; \quad M_{згнMioz} = M_{згнMi} \cdot \cos \alpha_{Mi}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$T_M = \begin{cases} \kappa_{\varphi M} \cdot \varphi_M + \bar{\beta}_M \cdot \dot{\varphi}_M, & \text{якщо } 0 \leq \varphi_M; \\ 0, & \text{якщо } -\Delta_M^* < \varphi_M \leq 0; \\ \kappa_{\varphi M} \cdot (\varphi_M + \Delta_M^*) + \bar{\beta}_M \cdot \dot{\varphi}_M, & \text{якщо } \varphi_M < -\Delta_M^*, \end{cases} \quad (4)$$

де

$$\begin{aligned} \Delta_{Mi}^* &= \Delta_i - \frac{b_i \cdot \varphi_{zoxMi} \cdot (1 - \cos \theta_{Mi})}{2}; \\ \theta_{Mi} &= \varphi_{ТВ}(0) + \int \omega_{ТВ} dt - \alpha_{Mi} - a_{wi}; \\ \kappa_{Mi} &= \frac{c_i \cdot \kappa_{\varphi ТВ}}{c_i + \kappa_{\varphi ТВ}}; \quad \kappa_{\varphi ТВ} = \frac{G J_{рТВ}}{l_{ТВ}}; \\ e_{ni} &= \frac{30}{E}; \\ c_i &= \begin{cases} \frac{b_i \cdot (\cos \theta_{Mi} - \cos \beta_{Mi})}{4e_{ni} \cos \theta_{Mi}}, & \beta_{Mi} < \frac{\pi}{2}; \\ \frac{b_i \cdot (1 - \cos \beta_{Mi})}{4e_{ni}}, & \frac{\pi}{2} \leq \beta_{Mi} < \pi; \\ \frac{b_i}{2e_{ni}}, & \pi \leq \beta_{Mi}. \end{cases} \quad (5) \end{aligned}$$

В наведених формулах: $F_{\theta Mi}$ – нормальна складова зусилля та $M_{згнMi}$ – згинальний момент, які виникають при взаємодії складових елементів зубчатих муфт; b_i – довжина зуба зубчатої муфти; z – кількість зубів зубчатої муфти; θ_{Mi} – полярний кут, що визначає положення взаємодіючої пари зубів зубчатої муфти; β_{Mi} – кут, який характеризує зону навантаження зубів зубчатої муфти; c_i – жорсткість зубів зубчатих муфт при їх контактній взаємодії; a_{wi} – кут зачеплення зубів у зубчатій муфті;

r_{bi} – радіус венця зубчатої муфти; E – модуль пружності першого роду; G – модуль пружності другого роду; α_{Mi} – результуючий кут перекосу елементів зубчатих муфт, що з'єднуються; $\kappa_{\varphi ТВ}$ – погонна жорсткість торсійного вала довжини $l_{ТВ}$; κ_{Mi} , $\bar{\beta}_{Mi}$ – коефіцієнти жорсткості та в'язкого розсіювання енергії еквівалентних з'єднань. При визначенні результуючих значень зусиль та напружень врахуємо також і зусилля тертя. Під час обертання муфт положення площадок контакту на бічних поверхнях в кожній парі зубів періодично змінюється, та за одне обертання вала площадка контакту переміщується уздовж зуба із прослизанням від одного торця до протилежно у дві сторони. Під час прослизання виникають сили тертя, що протилежно спрямовані до напрямку швидкості прослизання, які в зубчатих муфтах є невеликими, і тому найбільш вірогідним слід рахувати те, що поверхні зубів працюють в режимі сухого тертя. Внаслідок такої обставини сили тертя в довільній парі зубів зубчатої муфти можна визначити як

$$N_{три} = F_{\theta Mi} \cdot f_{тр}, \quad (6)$$

де $f_{тр}$ – коефіцієнт тертя. Відповідно до роботи [6], наведемо вирази для визначення поздовжніх складових зусиль $N_{Mтри}$ та згинаючих моментів $M_{триox}$ і $M_{триoz}$ в залежності від різних значень кутів β_{Mi} .

Якщо $0 < \beta_{Mi} < \frac{\pi}{2}$,

$$N_{\text{тр}Mi} = \frac{b_i^2 \cdot \varphi_{\text{хоз}Mi} \cdot (\cos \theta_{Mi} - \cos \beta_{Mi})^2 \cdot f_{\text{тр}}}{8e_{ni} \cos \theta_{Mi}};$$

$$M_{\text{тр}Mioy'} = \frac{z_i \cdot b_i^2 \cdot \varphi_{\text{хоз}Mi} \cdot r_i \cdot f_{\text{тр}}}{4\pi e_{ni}} \times (0,5\beta_{1i} + 0,25 \sin 2\beta_{1i} - 2 \cos \beta_{Mi} \cdot \sin \beta_{1i} + \beta_{Mi} \cdot \cos^2 \beta_i);$$

$$M_{\text{тр}Miox'} = \frac{z_i \cdot b_i^2 \cdot \varphi_{\text{хоз}Mi} \cdot r_i \cdot f_{\text{тр}}}{4\pi e_{ni}} \times (0,5 \cdot (\sin^2 \beta_{2i} - \cos^2 \alpha_{wi}) +$$

$$+ 2 \cos \beta_{Mi} \cdot (\cos \beta_{2i} - \sin \alpha_{wi}) - \cos^2 \beta_{Mi} \cdot \ln \frac{\cos \beta_{2i}}{\cos \alpha_{wi}}),$$

де

$$\beta_{1i} = \begin{cases} \beta_{Mi}, & \text{якщо } \beta_{Mi} \leq \frac{\pi}{2} - a_{wi}; \\ \frac{\pi}{2} - a_{wi}, & \text{якщо } \beta_{Mi} \geq \frac{\pi}{2} - a_{wi}; \end{cases} \quad \beta_{2i} = \begin{cases} \frac{\pi}{2} - a_{wi}, & \text{якщо } \beta_{Mi} < \frac{\pi}{2} - a_{wi}; \\ \frac{\pi}{2}, & \text{якщо } \frac{\pi}{2} - a_{wi} < \beta_{Mi} \leq \frac{\pi}{2}; \end{cases}$$

$$M_{\text{тр}Mi} = \sqrt{M_{\text{тр}Mioy'}^2 + M_{\text{тр}Miox'}^2}; \quad M_{\text{тр}Mioz} = M_{\text{тр}Mi} \cdot \cos(\alpha_i^* + a_{wi}); \quad M_{\text{тр}Miox} = M_{\text{тр}Mi} \cdot \sin(\alpha_i^* + a_{wi});$$

$$\alpha_i^* = \arctg \frac{M_{\text{тр}Miox'}}{M_{\text{тр}Mioy'}}. \quad (7)$$

Якщо $\frac{\pi}{2} < \beta_{Mi} \leq \pi$,

$$N_{\text{тр}Mi} = \frac{b_i^2 \cdot \varphi_{\text{хоз}Mi} \cdot f_{\text{тр}i}}{8e_{ni}} \cdot (1 - \cos \beta_{Mi}) \times (\cos \theta_{Mi} - \cos \beta_{Mi});$$

$$M_{\text{тр}Mioy'} = \frac{z_i \cdot b_i^2 \cdot \varphi_{\text{хоз}Mi} \cdot r_i \cdot f_{\text{тр}} \cdot (1 - \cos \beta_{Mi})}{4\pi e_{ni}} \times \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cos \beta_{Mi} \cdot \cos \alpha_{wi} - \frac{1}{2} \beta_{Mi} + \frac{1}{4} \sin 2\beta_{Mi} \right);$$

$$M_{\text{тр}Miox'} = \frac{z_i \cdot b_i^2 \cdot \varphi_{\text{хоз}Mi} \cdot r_i \cdot f_{\text{тр}} \cdot (\cos \beta_{Mi} - 1)}{2\pi e_{ni}} \times \sin \alpha_{wi} \cdot \cos \beta_{Mi};$$

$$M_{\text{тр}Mioz} = M_{\text{тр}Mi} \cdot \cos(\alpha_i^* + a_{wi}); \quad M_{\text{тр}Miox} = M_{\text{тр}Mi} \cdot \sin(\alpha_i^* + a_{wi}); \quad \alpha_i^* = \arctg \frac{M_{\text{тр}Miox'}}{M_{\text{тр}Mioy'}}. \quad (8)$$

Якщо $\pi < \beta_{Mi}$,

$$N_{\text{тр}Mi} = \left(\frac{T_{Mi}}{2 \cdot z_i \cdot r_{bi}} + \frac{b_i^2 \varphi_{\text{хоз}Mi} \cos \theta_{Mi}}{2e_{ni}} \right) \cdot f_{\text{тр}};$$

$$M_{\text{тр}Mi} = T_{Mi} \cdot f_{\text{тр}} \cdot \sec a_{wi}; \quad M_{\text{тр}Mioz} = M_{\text{тр}Mi} \cdot \cos(\alpha_i^* + a_{wi});$$

$$M_{\text{тр}Miox} = M_{\text{тр}Mi} \cdot \sin(\alpha_i^* + a_{wi}); \quad \alpha_i^* = \arctg \operatorname{tg} a_{wi}. \quad (9)$$

За допомогою розроблених математичних моделей робіт [2 – 4], співвідношень даної роботи (1 – 9) та чисельних значень параметрів

співвідношень, що використовуються стосовно вказаного локомотива, проведено розрахунки з визначення навантажень, які створюються в

елементах тягового привода: в режимах: стаціонарного руху в діапазоні швидкостей 20...180 км/год; у випадках буксувань та аварійних режимах коротких замикань при рухові зі швидкостями 20 та 60 км/год. Виконано оцінку впливу на навантаженість елементів тягової передачі зміни жорсткостей вузлів спирання тягового двигуна на раму візка. Проведено дослідження з визначення навантаженості для двох варіантів розташування редуктора, в яких редуктор розташовано: між корпусом тягового двигуна і зубчатою муфтою (використання скороченого торсійного валу); між зубчатою муфтою, яка слідує за редуктором, та колесом колісної пари (використання подовженого торсійного валу). На рис. 2 – 10 наведено результати чисельних розрахунків моделювання руху електровоза в стаціонарному режимі тяги при різних швидкостях для випадку використання скороченого торсійного валу, який приєднується за допомогою двох зубчатих муфт.

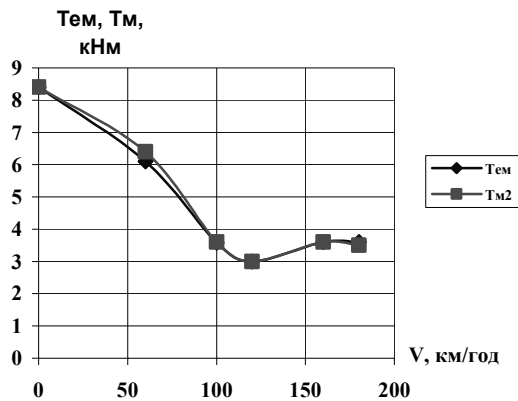


Рис. 2. Залежності величин електромагнітного моменту $T_{ем}$ та моменту в зубчатій муфті $T_{м2}$ від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги (тяговий двигун колекторний)

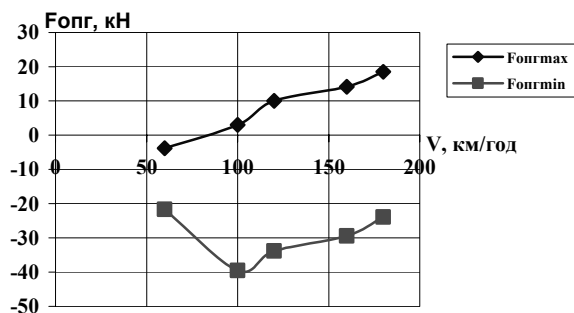


Рис. 3. Залежності вертикальної складової зусилля $F_{опг}$ у вузлі спирання двигуна на лобовий брус рами візка від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги

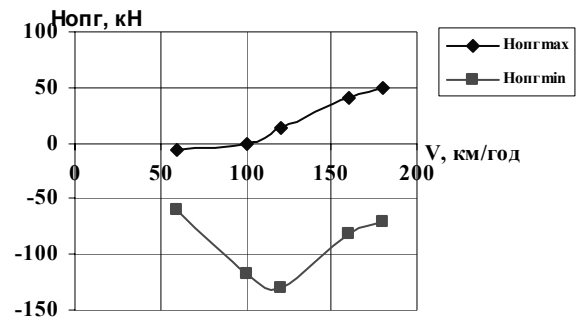


Рис. 4. Залежності горизонтальної поздовжньої складової зусилля $H_{опг}$ у вузлі спирання двигуна на лобовий брус рами візка від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги

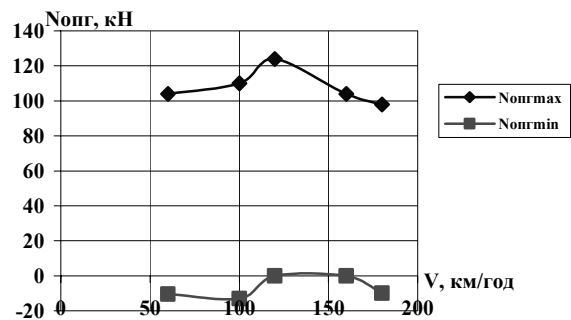


Рис. 5. Залежності горизонтальної поперечної складової зусилля $N_{опг}$ у вузлі спирання двигуна на лобовий брус рами візка від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги

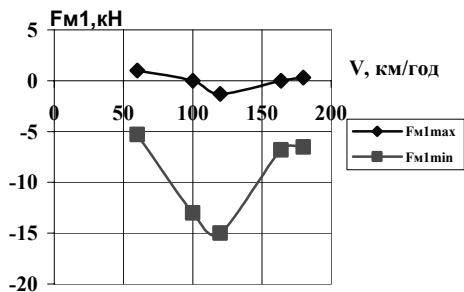


Рис. 6. Залежності вертикальної складової зусилля $F_{м1}$ у першій зубчатій муфті від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги

З наведених на рис. 2 – 10 результатів розрахунків моделювання стаціонарного режиму руху електровоза по прямолінійних ділянках колії з різними швидкостями руху виходить, що змінювання електромагнітного моменту тягового двигуна $T_{ем}$ та крутних моментів у зубчатих муфтах $T_{м}$ відбувається відповідно до тягової характеристики ТЕД. Найбільші рівні зусиль у зубчатій передачі тягового редуктора $F_{зп}$ створюються під час зрушення електровоза з

місця. Найбільші рівні горизонтальної поздовжньої $H_{\text{опг}}$ та горизонтальної поперечної $N_{\text{опдг}}$ складових зусилля у місці спирання ТЕД на лобовий брус спостерігаються під час руху електровоза зі швидкостями біля 120 км/год. Подібним чином змінюються найбільші рівні зусиль взаємодії зубів зубчатої муфти F_m та моменти зусиль взаємодії зубів зубчатої передачі, які приводять до створення згинання торсійного валу – $M_{\text{згн}}$. Найбільші рівні згинальних моментів від сил тертя при взаємодії зубів зубчатих муфт $M_{\text{тр}}$, які також впливають на згин торсійного валу, спостерігаються при русі електровоза в діапазоні швидкостей до 120 км/год.

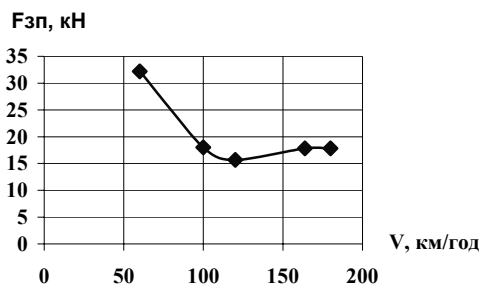


Рис. 7. Залежності зусиль взаємодії зубчатої передачі $F_{\text{зпmax}}$ від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги

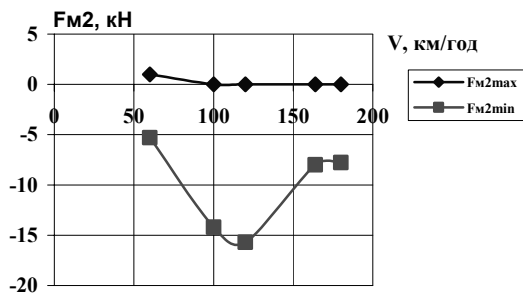


Рис. 8. Залежності вертикальної складової зусилля F_{m2} у другій зубчатій муфті від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги

Для визначення найбільших можливих рівнів динамічних складових зусиль та моментів в елементах тягових приводів було проведено моделювання режимів руху, коли створюються аварійні ситуації коротких замикань у ланцюгах живлення асинхронних тягових двигунів, та виникнення буксування колісних пар. Нижче в табл. 2 наведено результати чисельних розрахунків вказаних умов руху.

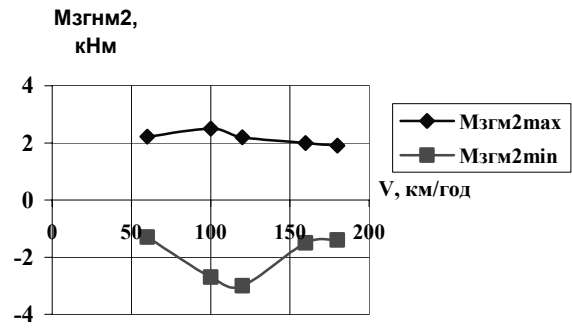


Рис. 9. Залежності моментів $M_{\text{згнм2}}$ зусиль взаємодії зубів другої зубчатої муфти, які приводять до згинання торсійного валу при стаціонарному русі в режимі тяги

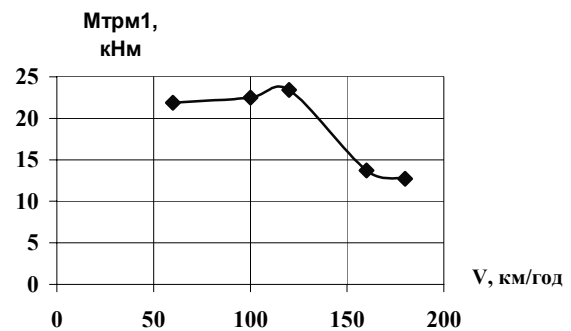


Рис. 10. Залежності моментів $M_{\text{трм1}}$ зусиль тертя при взаємодії зубів другої зубчатої муфти, які приводять до згинання торсійного валу при стаціонарному русі в режимі тяги

На підставі аналізу виконаних розрахунків було виявлено, що в зубчатій передачі найбільші значення зусиль взаємодії дорівнюють: при буксуванні $F_{\text{зпбукс}} = 87$ кН; при коротких замиканнях в ланцюгах живлення статорних обмоток тягових двигунів $F_{\text{зпсз}} = 62$ кН. Користуючись відомими співвідношеннями в розрахунках на міцність елементів машинобудівних конструкцій [6 – 8], визначимо максимальні контактні напруження в зубах зубчатої передачі тягового редуктора

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\Sigma \cdot \sqrt{\frac{U+1}{d_{w1} \cdot U}} \cdot \sqrt{\omega_{HT}} = \lambda_H \cdot \sqrt{\lambda_{HT} \cdot T_1};$$

$$\lambda_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\Sigma \cdot \sqrt{\frac{U+1}{d_{w1} \cdot U}};$$

$$\sqrt{\omega_{HT}} = \sqrt{\lambda_{HT} \cdot T_1}, \quad (10)$$

де z_H – коефіцієнт, який враховує форму сполучення поверхонь зубів у полюсі зачеплення; z_M – коефіцієнт, який враховує механічні

властивості матеріалів сполучених зубчатих коліс, $H^{1/2}/\text{мм}$ ($\text{кгс}^{1/2}/\text{мм}$); z_{Σ} – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній; d_{w1} – початковий діаметр шестерні;

U – передаточне число; $T_1 = F \cdot \cos \alpha_{tw} \cdot 0,5d_1$;
 $\lambda_n = 38,67$;
 $d_1 = 390 \text{ мм}$; $\alpha_{tw} = 21,794^\circ$.

Таблиця 2

Найбільші та найменші значення моментів та зусиль при моделюванні режимів короткого замикання та буксування

№ п/ч	$T_{\text{ем}},$ кНм	$F_{\text{опг}},$ кН	$H_{\text{опг}},$ кН	$N_{\text{опг}},$ кН	$F_{\text{м1}},$ кН	$F_{\text{м2}},$ кН	$T_{\text{м1}},$ кНм	$T_{\text{м2}},$ кНм	$F_{\text{зп}},$ кН	$M_{\text{трм1}},$ кНм	$M_{\text{трм2}},$ кНм
1 к.з.	$\frac{13}{-35,2}$	$\frac{15}{-6,5}$	$\frac{6,1}{-27,8}$	$\frac{9,9}{-50,3}$	$\frac{4}{-6,2}$	$\frac{0}{-3,26}$	$\frac{13}{-7,8}$	$\frac{13}{-7,8}$	$\frac{62}{-51}$	$\frac{5,65}{1,01}$	$\frac{18,82}{-13,09}$
2 букс.	$\frac{12}{10,9}$	$\frac{-6,9}{-21,8}$	$\frac{-6,5}{-48,2}$	$\frac{63,7}{36,5}$	$\frac{1}{-3,6}$	$\frac{1,4}{-3,4}$	$\frac{17,6}{-2}$	$\frac{17,6}{-2}$	$\frac{87,5}{-22,6}$	$\frac{5,48}{0,6}$	$\frac{16,11}{0,3}$

Підстановка чисельних величин надає наступне:

$$\sigma_{\text{нбукс}} = 38,67 \cdot \sqrt{0,044 \cdot 15,6 \cdot 10^3} = 1013 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{нкз}} = 38,67 \cdot \sqrt{0,044 \cdot 11,2 \cdot 10^3} = 858 \text{ МПа}.$$

Допустимі значення контактних напружень матеріалів, з яких виготовляються шестерня та зубчате колесо редуктора, складають відповідно:

$$[\sigma_{\text{нш}}] = 1200 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{\text{нзк}}] = 924 \text{ МПа}.$$

Максимальні напруження, що пов'язані із згинанням зубів зубчатої передачі тягового редуктора визначаємо за формулою [6 – 8]

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{y_F \cdot y_{\Sigma} \cdot y_{\beta}}{m} \cdot \omega_{Fl} = \lambda_F \cdot \lambda_{FT} \cdot T_{1F}, \quad (11)$$

де y_F – коефіцієнт, який враховує форму зуба; y_{Σ} – коефіцієнт, який враховує перекриття зубів; y_{β} – коефіцієнт, який враховує нахил зуба; m – модуль, мм.

Якщо підставити чисельні значення величин у формулу (11), то отримаємо наступні значення нормальних напружень від згинання зубів зубчатої передачі ($\sigma_{\text{згш}}$ – нормальні напруження від згину у шестерні, $\sigma_{\text{згзк}}$ – аналогічні напруження у зубчатому колесі) при буксуванні та при коротких замиканнях, відповідно:

$$\sigma_{\text{згшбукс}} = 0,332 \cdot 0,05 \cdot 15,6 \cdot 10^3 = 259 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{згзкбукс}} = 0,358 \cdot 0,05 \cdot 15,6 \cdot 10^3 = 273 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{згшкз}} = 0,332 \cdot 0,05 \cdot 11,2 \cdot 10^3 = 185 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{згзккз}} = 0,358 \cdot 0,05 \cdot 11,2 \cdot 10^3 = 200 \text{ МПа}.$$

Чисельні значення допустимих напружень матеріалів шестерні та зубчатого колеса для цього виду деформування складають, відповідно:

$$[\sigma_{\text{згш}}] = 370 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{\text{згзк}}] = 280 \text{ МПа}.$$

Виконаємо оцінку рівня напружень, які виникають у найбільш навантажених режимах при взаємодії зубів зубчатих муфт. Контактні напруження визначимо за співвідношеннями [6 – 8]:

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E}{R}}; \quad q = \frac{P_0}{h_0};$$

$$P_0 = \frac{2 \cdot \kappa_n \cdot T}{m \cdot z^2}; \quad h_0 = (h_a^* + h_q^*) \cdot \frac{m}{\cos \alpha_w};$$

$$R = 0,5 \cdot m \cdot z \cdot \sin \alpha_w. \quad (12)$$

Напруження зминання визначаються як

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{T}{(D^2 \cdot b \cdot 0,9)}. \quad (13)$$

При моделюванні режиму буксування, коли швидкість руху електровоза складала 20 км/год, було отримано, що найбільший крутний момент у муфтах дорівнює 17,6 кНм. Розглянемо визначення контактних напружень σ_k та напружень зминання $\sigma_{\text{зм}}$ для варіанту зубчатої муфти, коли модуль $m = 6$ мм, діаметр $D = 336$ мм, кількість зубів $z = 56$. В такій ситуації

$$P_0 = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 17600 \cdot 10^3}{6,56^2} = 2245 \text{ Н};$$

$$h_0 = \frac{1,8 \cdot 6}{\cos 20^\circ} = 11,5 \text{ мм}; \quad q = \frac{2245}{11,5} = 195 \text{ Н/мм};$$

$$R = 0,5 \cdot 6 \cdot 56 \cdot \sin 20^\circ = 57,46 \text{ мм};$$

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{195 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{57,46}} = 353 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3M} = \frac{17600 \cdot 10^3}{336^2 \cdot 80 \cdot 0,9} = 2,16 \text{ МПа}.$$

Для матеріалу, який використовується у зубчатих муфтах, допустимі контактні напруження дорівнюють $[\sigma_k] = 924 \text{ МПа}$.

Визначимося з напруженим станом торсійного валу. На підставі проведених чисельних розрахунків моделювання різних умов руху електровоза були визначені найбільші рівні зусиль, якими навантажується торсійний вал: поздовжнє зусилля $N_{M2} = 3,9 \text{ кН}$; крутний момент $T_{M2} = 17,6 \text{ кНм}$, результуючий згинальний момент від зусиль контактної взаємодії зубів зубчатої муфти $M_{3M2} = 3,84 \text{ кНм}$, а результуючий згинальний момент від зусиль тертя при коефіцієнті $f_{тр} = 0,2$ складає $M_{3тр} = 30,18 \text{ кНм}$. Така величина коефіцієнту тертя відповідає практичній відсутності мастила в корпусі зубчатої муфти. Результуючий згинальний момент від усіх зусиль разом складає $M = 30,42 \text{ кНм}$.

Знайдемо результуюче напруження від поздовжнього стиску та згинання, а також дотичні напруження від дії крутного моменту, якщо діаметр валу складає 8 см.

$$\sigma = -\frac{N}{A} \pm \frac{M}{W_z} = -\frac{N \cdot 4}{\pi \cdot d^2} \pm \frac{M \cdot 32}{\pi \cdot d^3} =$$

$$= -\frac{3,9 \cdot 4}{\pi \cdot 8^2} \pm \frac{3042 \cdot 32}{\pi \cdot 8^3} = -0,078 \pm 60,5.$$

$$\sigma_{maxroz} = 60,42 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 604,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{maxstis} = -60,58 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 605,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{M2}}{W_\rho} = \frac{T_{M2} \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = \frac{1760 \cdot 16}{\pi \cdot 8^3} =$$

$$= 17,52 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 175,2 \text{ МПа}.$$

Еквівалентне напруження за четвертою теорією міцності буде дорівнювати

$$\sigma_{екв}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} =$$

$$= \sqrt{605,8^2 + 3 \cdot 172,5^2} = 675,5 \text{ МПа}.$$

Отримане значення еквівалентного напруження при прийнятих в розрахунок значеннях

діаметра торсійного валу та коефіцієнта тертя в зубчатих муфтах з точки зору міцності є небезпечним. Тому виконаємо розрахунки при меншому значенні коефіцієнта тертя, величину якого за рахунок мастил можна суттєво зменшити. При величині коефіцієнта $f_{тр} = 0,05$ найбільші значення згинального моменту сил тертя $M_{3тр} = 5,01 \text{ кНм}$. В цьому випадку маємо

$$\sigma = -0,078 \pm \frac{501 \cdot 32}{\pi \cdot 8^3} = -0,078 \pm 9,972;$$

$$\sigma_{maxroz} = 9,89 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 98,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{maxstis} = -10,05 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = -100,5 \text{ МПа}.$$

Еквівалентне напруження за четвертою теорією міцності дорівнює

$$\sigma_{екв}^{IV} = \sqrt{100,5^2 + 3 \cdot 172,5^2} = 315 \text{ МПа}.$$

Як виходить із наведених розрахунків, найбільше на формування величини еквівалентного напруження впливають як згинальні моменти від сил тертя, що створюються під час перекосів складових елементів муфт, так і ударний крутний момент, що виникає під час коротких замикань або буксувань. При застосуванні торсійного валу діаметром 9 см, еквівалентні напруження за четвертою теорією міцності в умовах створення найбільших рівнів навантажень будуть дорівнювати $\sigma^{IV} = 224 \text{ МПа}$. Таким чином, використання, при виготовленні торсійного валу, сталі марки 40ХН може забезпечити його міцність при вищевказаних ситуаціях, які можуть виникати в умовах експлуатації, крім тих, коли буде відсутнє мастило в корпусі зубчатих муфт.

Розглянемо варіант тягового привода, в якому приєднання торсійного валу до ротора забезпечується зубчатою муфтою, а до тягового редуктора – за допомогою шарнірної муфти (кардану).

Відомо [1, 3, 5], що в шарнірних муфтах використано принцип роботи просторового шарніру Гука. Такі муфти призначені для передачі крутного моменту між валами при великих кутових зміщеннях осей (до 40...45°), яке в процесі обертання муфти може змінюватися. Вони можуть використовуватися при передачі навантажень в діапазоні 0,0125...3000 кНм. Конструктивно ця муфта складається з двох вилок та хрестовини, яка з'єднується з кінцями вилок. При використанні шарнірних муфт у випадку постійної швидкості обертання ведучої ланки

ведена ланка (вал) за наявності кута перекосу γ буде обертатися нерівномірно. Швидкість обертання веденого елемента (вала шестерні редуктора) залежно від швидкості обертання торсійного валу буде визначатися за формулою [1, 5]:

$$\omega_{ш} = \omega_{ТВ} \cdot \frac{\cos \gamma}{(1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos \alpha)}, \quad (14)$$

де $\omega_{ш}$ – швидкість обертання шестерні редуктора; $\omega_{ТВ}$ – швидкість обертання торсійного (карданного) вала; $\alpha = \varphi_{ТВ}$ – кут повороту торсійного валу навколо власної осі. Коефіцієнт нерівномірності обертання веденого валу та найбільше випередження (відставання) визначаються за формулами

$$\kappa = \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \gamma; \quad (15)$$

$$\Delta \alpha_{\max} = \arcsin \sqrt{\frac{(1 - \cos \gamma)}{\sin \gamma}}. \quad (16)$$

Відповідно до наведеної формули (16) при величині кута перекосу $\gamma = 45^\circ$, найбільше випередження буде складати $\Delta \alpha_{\max} = 9^\circ 50'$. У зв'язку із появою періодичного відставання та випередження веденої ланки (шестерні редуктора) відносно номінальних положень, які відповідають рівномірному обертанню, можуть створюватися додаткові динамічні навантаження. З метою оцінки впливу такого фактора на навантаженість елементів тягової передачі доповнимо математичну модель відповідними рівняннями, що моделюють роботу шарнірної муфти та її взаємодію з іншими елементами тягового привода.

Обертальний момент у з'єднанні торсійного валу та шарнірної муфти $T'_{м2}$ визначається за формулою (4). Крутий момент у веденій ланці, який передається до шестерні редуктора, буде визначатися:

$$T_{м2} = T'_{м2} \cdot \frac{(1 - 0,5 \cdot \sin^2 \gamma_2)}{\cos \gamma_2}, \quad (17)$$

де

$$\gamma_2 = \sqrt{\varphi_{охм2}^2 + \varphi_{озм2}^2}; \quad \alpha_{м2} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{озм2}}{\varphi_{охм2}}.$$

При цьому з боку шарнірної муфти на торсійний вал та на вал шестерні буде діяти згинальний момент

$$M_{згм2} = T'_{м2} \cdot \operatorname{tg} \gamma_2. \quad (18)$$

Складові цього моменту навколо осей OX і OZ та зусилля в шестерні будуть визначатися за співвідношеннями

$$\begin{aligned} M_{згохм2} &= T'_{м2} \cdot \operatorname{tg} \gamma_2 \cdot \sin \alpha_{м2}; \\ M_{згозм2} &= T'_{м2} \cdot \operatorname{tg} \gamma_2 \cdot \cos \alpha_{м2}; \end{aligned} \quad (19)$$

$$F = \frac{T'_{м2}}{\cos \gamma_2 \cdot 2 \cdot R}, \quad (20)$$

де $2R$ – відстань між цапфами, які мають загальну вісь повороту. При цьому слід мати на увазі, що

$$N_{м2} = 0; \quad N_{трм2} = 0; \quad M_{трохм2} = 0; \quad M_{трозм2} = 0.$$

Горизонтальне переміщення торсійного (карданного) валу будемо визначати з додаткового рівняння:

$$v_{yТВ} = (v_{укп} - \omega_{фкп} \cdot b_{опр} - \omega_{\theta кп} \cdot l_{опр}) \cdot \cos \gamma_2. \quad (21)$$

Відповідно до розробленого креслення конструкторської документації такої передачі обертального моменту параметри скорегованої частини математичної моделі дорівнюють:

$$m_{ТВ} = 0,098 \text{ Т}; \quad J_{yТВ} = 7,1 \cdot 10^{-4} \text{ Т} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{zТВ} = J_{xТВ} = 1,36 \cdot 10^{-2} \text{ Т} \cdot \text{м}^2;$$

$$\kappa_{фТВ} = 267 \text{ кН} \times \text{м}; \quad 2R = 0,25 \text{ м}.$$

Жорсткість еквівалентного з'єднання при крученні буде визначатися та дорівнювати

$$\begin{aligned} \kappa_{фм2} &= \frac{c_{м2} \cdot \kappa_{фТВ}}{c_{м2} + \kappa_{фТВ}}; \\ c_{м2} &= 4 \cdot \frac{3 \cdot E \cdot J_y}{l^3} \cdot R^2 = 7,15 \cdot 10^5 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ \kappa_{фм2} &= 266,9 \text{ кН} \times \text{м}. \end{aligned} \quad (22)$$

Для цього варіанту, також як і при використанні в передачі обертального моменту двох зубчатих муфт, було проведено розрахунки з моделювання різних режимів: стаціонарний режим руху з різними швидкостями; режим короткого замикання в ланцюгах живлення статичних обмоток або еквівалентний цьому режим; режими буксування під час наїзду локомотива на ділянку рейок із суттєво замасченими поверхнями кочення головок рейок.

На рис. 11 – 19 наведено результати чисельних розрахунків моделювання руху електровоза в стаціонарному режимі тяги при різних швидкостях руху для випадку коли використано скорочений торсійний вал, який приєднується до ротору тягового двигуна за допомогою зубчатої

муфти, а до валу шестерні тягового редуктора – за допомогою шарнірної муфти.

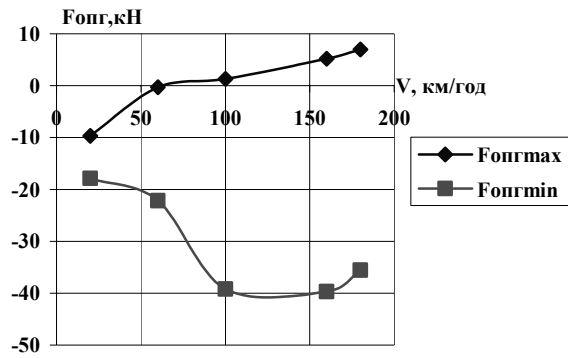


Рис. 11. Залежність вертикальної складової зусилля $F_{опг}$ у вузлі спирання двигуна на лобовий брус рами візка від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

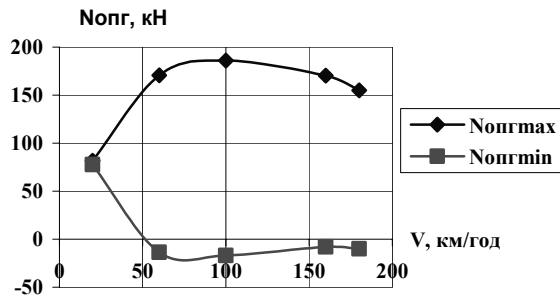


Рис. 12. Залежність вертикальної складової зусилля $N_{опг}$ у вузлі спирання двигуна на лобовий брус рами візка від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

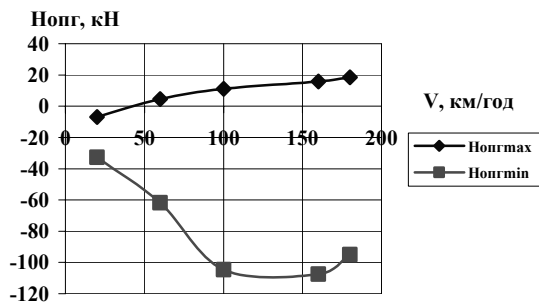


Рис. 13. Залежність вертикальної складової зусилля $H_{опг}$ у вузлі спирання двигуна на лобовий брус рами візка від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

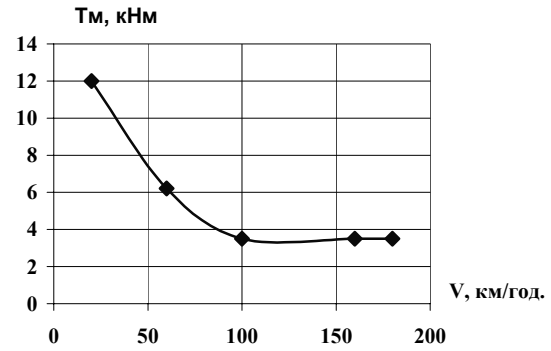


Рис. 14. Залежність крутних моментів T_m у зубчатій та шарнірній муфтах при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

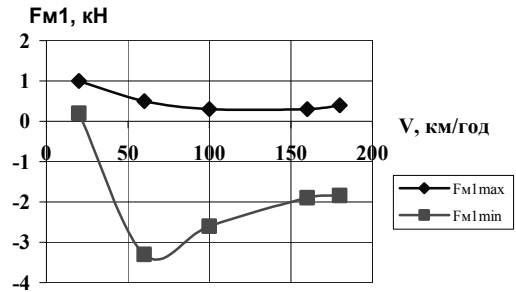


Рис. 15. Залежність вертикальної складової зусилля F_{m1} у першій зубчатій муфті від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

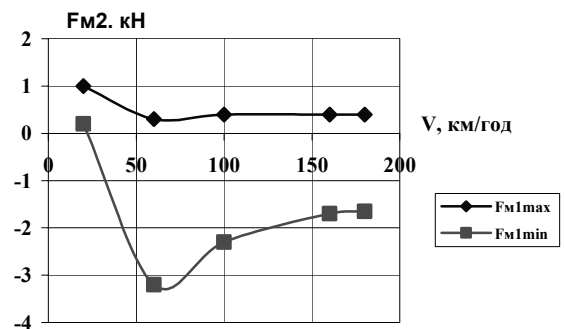


Рис. 16. Залежність вертикальної складової зусилля F_{m2} у другій муфті від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

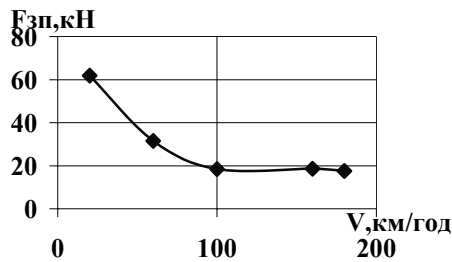


Рис. 17. Залежності зусиль взаємодії зубчатої передачі $F_{зп}$ від швидкості при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

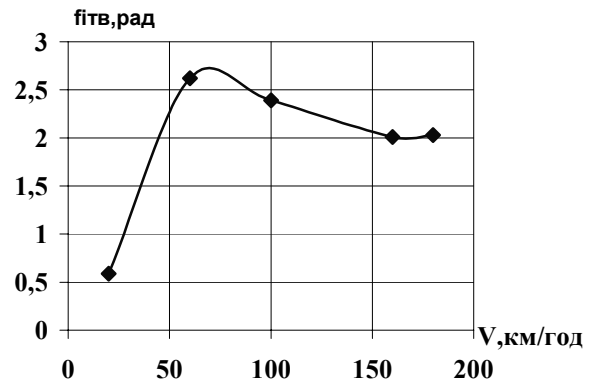


Рис. 19. Найбільші значення кута перекосу торсійного (карданного) валу при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

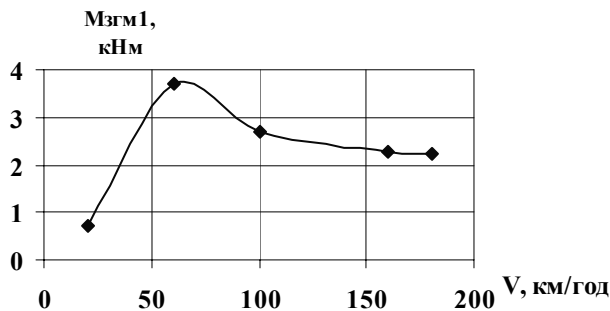


Рис. 18. Залежність моментів $M_{згм1}$ зусиль взаємодії зубів першої зубчатої муфти, які приводять до згинання торсійного валу, при стаціонарному русі в режимі тяги та використанні шарнірної муфти

З наведених на рис. 11 – 19 результатів розрахунків моделювання стаціонарного режиму руху електровоза по прямолінійних ділянках колії з різними швидкостями руху виходить, що змінювання крутних моментів у зубчатій та шарнірній муфтах T_m відбувається також, як і при використанні двох зубчатих муфт. Найбільші рівні вертикальної $F_{опг}$, горизонтальної поздовжньої $H_{опг}$ та горизонтальної поперечної $N_{опг}$ складових зусилля у місці спирання ТЕД на лобовий брус спостерігаються під час руху зі швидкостями в діапазоні 100...180 км/год. Найбільші рівні зусиль у зубчатій передачі тягового редуктора $F_{зп}$ створюються також під час зрушення електровоза з місця. Найбільші рівні зусиль взаємодії зубів зубчатої муфти F_m при стаціонарному режимі руху виникають при швидкостях руху біля 60 км/год. Подібним чином змінюються і моменти зусиль взаємодії зубів зубчатої передачі, які приводять до створення згинання торсійного валу $M_{згн}$.

Для визначення найбільших можливих рівнів динамічних складових зусиль та моментів в елементах тягових приводів було проведено моделювання режимів руху, коли створюються аварійні ситуації режимів коротких замикань у ланцюгах живлення асинхронних тягових двигунів, та виникнення буксування колісних пар. Нижче у табл. 3 наведено результати розрахунків з моделювання режимів буксування та короткого замикання в ланцюгах живлення статормних обмоток при швидкості руху 20 км/год.

На підставі отриманих результатів розрахунків моделювання різних режимів руху електровоза з таким типом конструкції приєднання торсійного валу до статора тягового двигуна та до валу шестерні тягового редуктора для оцінки рівня напружень, що виникають в основних елементах кінематичної схеми передачі тягового обертового моменту в тяговому приводі, приймаємо наступні чисельні значення моментів та зусиль:

Найбільші значення зусиль:

1. У шарнірному з'єднанні шарнірної муфти:

$$F_{шбукс} = 100 \text{ кН}; \quad F_{шкз} = 69 \text{ кН}; \quad F_{шстац} = 49 \text{ кН}.$$

2. У зубчатій передачі тягового редуктора:

$$F_{зпбукс} = 90 \text{ кН}; \quad F_{зпкз} = 61,7 \text{ кН}; \quad F_{зпстац} = 61,8 \text{ кН}.$$

Найбільші значення згинальних моментів, які виникають внаслідок створення сил тертя в зубчатій муфті та нерівномірності обертання у зв'язку з перекосами провідного та веденого елементів шарнірної муфти у випадку буксування при швидкості руху 20 км/год:

$$M_{згн тр} = 0,92 \text{ кНм}; \quad M_{згнп} = 4,3 \text{ кНм}.$$

3. Крутний момент

$$T_m = 22 \text{ кНм}.$$

Найбільші і найменші значення моментів та зусиль при моделюванні режимів короткого замикання та буксування

№ п/ч	$T_{\text{см}},$ кНм	$F_{\text{опг}},$ кН	$H_{\text{опг}},$ кН	$N_{\text{опг}},$ кН	$F_{\text{м1}},$ кН	$F_{\text{м2}},$ кН	$T_{\text{м1}},$ кНм	$T_{\text{м2}},$ кНм	$F_{\text{зп}},$ кН	$\varphi_{\text{тв}},$ рад
1 к.з.	$\frac{12,2}{-36,1}$	$\frac{3,6}{-10,1}$	$\frac{-7,2}{-53,8}$	$\frac{69,7}{45,8}$	$\frac{3,8}{-0,7}$	$\frac{1,6}{-0,7}$	$\frac{12,2}{-3,2}$	$\frac{12,2}{-3,2}$	$\frac{61,7}{-54}$	0,592
2 букс.	$\frac{12,4}{10,8}$	$\frac{-9,7}{-17,9}$	$\frac{-7,2}{-32,6}$	$\frac{81,8}{77,8}$	$\frac{1,9}{-0,3}$	$\frac{1,9}{-0,5}$	$\frac{17,6}{-2}$	$\frac{17,6}{-2}$	$\frac{90}{-28}$	0,56

У випадку короткого замикання при швидкості руху 20 км/год або стаціонарному режимі руху зі швидкостями руху більше 100 км/год вказані моменти дорівнюють, відповідно:

а) коротке замикання: $M_{\text{згнтр}} = 0,721$ кНм;

$M_{\text{згнп}} = 5,54$ кНм;

$T_{\text{м}} = 12,2$ кНм;

б) стаціонарний режим руху:

$M_{\text{згнтр}} = 1,64$ кНм; $M_{\text{згнп}} = 3,52$ кНм;

$T_{\text{м}} = 3,5$ кНм.

Складові напружень визначаємо за відомими формулами опору матеріалів. Якщо діаметр торсійного валу $d = 7,5$ см, то $W_z = 41,4$ см³;

$W_p = 82,8$ см³.

В табл. 4 наведено чисельні значення напружень, що виникають у торсійному валу

Таблиця 4

Чисельні значення напружень у торсійному валу

Режим	$\sigma(M_{\text{згнтр}}),$ МПа	$\sigma(M_{\text{згнп}}),$ МПа	$\tau(T_{\text{м}}),$ МПа	$\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}},$ МПа
Буксування	22,2	103,9	265,7	286,2
Коротке замикання	17,4	133,8	147,3	199,8
Стаціонарний рух	39,6	85	42,3	102,9

Визначимо у зубах зубчастої передачі тягового редуктора напруження контактної взаємодії та від дії згинання.

Напруження контактної взаємодії:

а) режим буксування:

$$\sigma_{\text{кбукс}} = 38,67 \sqrt{0,044 \cdot 6,64 \cdot 10^3} = 1030 \text{ МПа};$$

б) режим короткого замикання:

$$\sigma_{\text{ккз}} = 38,67 \sqrt{0,044 \cdot 11,24 \cdot 10^3} = 858 \text{ МПа}.$$

Напруження від дії згинального моменту:

а) режим буксування:

$$\sigma_{F_{\text{шбукс}}} = 0,332 \cdot 0,05 \cdot 16,14 \cdot 10^3 = 268 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{\text{кбукс}}} = 0,358 \cdot 0,05 \cdot 16,6 \cdot 10^3 = 289 \text{ МПа}.$$

б) режим короткого замикання:

$$\sigma_{F_{\text{шкз}}} = 0,332 \cdot 0,05 \cdot 11,2 \cdot 10^3 = 185 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{\text{ккз}}} = 0,358 \cdot 0,05 \cdot 11,2 \cdot 10^3 = 200 \text{ МПа}.$$

Розглянемо визначення напружень у зубах зубчастої муфти при значенні крутного моменту в режимі буксування $T_{\text{м}} = 22$ кНм. Складові навантажень і відповідні напруження контактної взаємодії та зминання дорівнюють.

Зусилля:

$$P_0 = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 22000 \cdot 10^3}{6 \cdot 56^2} = 2806 \text{ кН};$$

$$q = \frac{2806}{11,5} = 244 \text{ кН}.$$

Напруження:

а) контактної взаємодії:

$$\sigma_{\text{к}} = 0,418 \sqrt{\frac{244 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{57,46}} = 395 \text{ МПа};$$

б) від дії зминання:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{22000 \cdot 10^3}{336^2 \cdot 80 \cdot 0,9} = 2,7 \text{ МПа}.$$

Виконаємо розрахунки на міцність підшипникового вузла хрестовини шарніру Гука. У підшипнику, що використовується, голчастий ролик має параметри 3,5 x 3,5 ГОСТ 6870-54 у кількості 52 штук зі значеннями діаметрів $D \times d = 61,6 \times 54,6$ мм.

Розрахункова динамічна вантажопідйомність визначається за співвідношеннями [9]:

$$c = f_c (i \cdot l_w \cdot \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} \cdot z^{\frac{3}{4}} \cdot D_w^{\frac{29}{27}}, \quad (23)$$

де $i = 1$; $l_w = 30$ мм; $\alpha = 0$; $D_w = 3,5$; $z = 52$, тоді $f_c = 67,8$; $\frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_0} = \frac{3,5}{58,1} = 0,06$, де $D_0 = 58,1$ мм – середній діаметр підшипника. Підстановка у співвідношення (23) дає наступне:

$$c = 67,8 \cdot 30^{\frac{7}{9}} \cdot 52^{\frac{3}{4}} \cdot 3,5^{\frac{29}{27}} = 71035 \text{ Н} = 71,03 \text{ кН}.$$

Розрахункова довговічність визначається як [9]

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{c}{F} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (24)$$

де n – частота обертання, F – зусилля, що діє на підшипник. Якщо кут перекосу валів складатиме $1,5^\circ$, то кут відносного повороту кілець підшипника за одне обертання валу складе 6° . Частота обертання кілець підшипника n в залежності від швидкості руху електровоза v буде визначатися за формулою:

$$n = \frac{6^0 \cdot 30 \cdot 0,461 \cdot v \cdot u}{360^0 \cdot \pi} = 0,177v, \quad (25)$$

де $u = 2,41$ – передаточне відношення тягового редуктора. Нижче у табл. 5 наведено значення довговічності в залежності від швидкості руху локомотива

Таблиця 5

Значення довговічності при різних швидкостях руху				
№ п/ч	V , км/год	$n_{\text{пн}}$, об/хв	F , кН	L_{10h} , год
1	100	18	14,5	184839
2	20	3,5	49	16420

Виконаємо оцінку напружень, що виникають на контакті «ролик – кільце». Навантаження, що передається на тіло кочення, та відповідне максимальне напруження визначаються за формулами:

$$Q_{\max} = \frac{5 \cdot F}{i \cdot z \cdot \cos \alpha};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot l_w \cdot b}, \quad (26)$$

де b – площа контактної плями, яка визначається за співвідношенням:

$$b = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot l_w \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{(1 - \varepsilon_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \varepsilon_2^2)}{E_2} \right)}, \quad (27)$$

де $\sum \rho$ – сумарна кривизна контакту. Сумарні кривизни по площадках контакту складають:

- ролик – внутрішнє кільце:

$$\sum \rho_{\text{в}} = \frac{1 \cdot 2}{D_w} + \frac{1 \cdot 2}{d} = \frac{1 \cdot 2}{3,5} + \frac{1 \cdot 2}{54,6} = 0,608;$$

- ролик – зовнішнє кільце:

$$\sum \rho_{\text{з}} = \frac{1 \cdot 2}{D_w} - \frac{1 \cdot 2}{D} = \frac{1 \cdot 2}{3,5} - \frac{1 \cdot 2}{61,6} = 0,54.$$

В табл. 6 наведено результати розрахунків контактних напружень по площадці взаємодії «ролик – кільце» при значеннях коефіцієнтів Пуассона $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,3$, модуля Юнга $E_1 = E_2 = 2,08 \cdot 10^5$ МПа та параметрів $z = 52$, $i = 1$, $\alpha = 0$.

Таблиця 6

Параметри контактної плями та величини напружень на контакті «ролик – кільце»

№ п/ч	Режим роботи	F , кН	$Q_{\max}$, кН	$\frac{b_{\text{в}}}{b_{\text{з}}}$, мм	$\frac{\sigma_{\text{макв}}}{\sigma_{\text{макз}}}$, МПа
1	стаціон. рух, $V = 100$ км/год	14,5	1,394	0,029 0,031	1020 954
2	стаціон. рух, $V = 20$ км/год	49	4,711	0,054 0,057	1851 1753
3	буксування	100	9,615	0,077 0,081	2650 2519
4	кор. замик.	69	6,635	0,064 0,067	2200 2100

Найбільші дотичні напруження по площадці контактної взаємодії визначаються за формулою [9]:

$$\tau_{\max} = \gamma \frac{\sigma_{\max}}{2}, \quad (28)$$

Де γ – коефіцієнт, який визначається в залежності від співвідношення $\frac{b}{a}$, $a = 0,5 \cdot l_w = 0,5 \cdot 30 = 15$ мм – більша напіввісь площадки

контакту. В табл. 7 наведено значення найбільших дотичних напружень при контактній взаємодії ролика та внутрішньою поверхні (цапфа хрестовини), де створюються найбільші нормальні напруження.

Таблиця 7

Найбільші дотичні напруження між роликом та цапфою хрестовини

Режим роботи	σ_{max} , МПа	$\frac{b}{a}$	γ	τ_{max} , МПа	h , мм
стац. рух, $V=100$ км/год	1020	0,002	0,505	257	0,022
стац. рух, $V=20$ км/год	1851	0,004	0,502	465	0,041
буксув.	2550	0,005	0,5	666	0,059
кор. зам.	2200	0,004	0,502	552	0,049

В табл. 7 h – глибина відстані від місця контактної взаємодії, де розташовані найбільші дотичні напруження.

Якщо хрестовина виготовлена зі сталі марки 20Х2НЧА, яка піддавалася термообробці з цементацією та з наступним загартуванням при умові, що твердість досягає значення $HRC_c = 62$, $S_k = 1,2$, величина допустимого контактного напруження буде складати:

$$[\sigma_k] = \frac{2 \cdot 23 \cdot HRC_c}{S_k} = \frac{2 \cdot 23 \cdot 62}{1,2} = 2377 \text{ МПа.}$$

Висновки

На підставі розроблених математичних моделей були проведені розрахунки з визначення динамічної навантаженості елементів тягового привода в умовах використання різних варіантів його конструкцій у наступних режимах:

- а) стаціонарний режим руху зі швидкостями $v = 20 \dots 180$ км/год;
- б) буксування всіх колісних пар під час наїзду на дільницю колії із суттєво замасеною мастилом поверхнею кочення рейок при швидкості руху 20 км/год;
- в) коротке замикання в електричних ланцюгах живлення тягових двигунів при швидкості руху 20 км/год.

Під час моделювання режимів буксування та коротких замикань прийнята швидкість руху 20 км/год тому, що на цій швидкості вказаних аварійних режимах спостерігаються найбільші рівні динамічної навантаженості.

Порівнювання результатів розрахунків для трьох варіантів закріплення торсійного валу

виявило, що найменші рівні навантаженості мають місце при використанні схеми, в якій тяговий редуктор розташовано між муфтою та колесом колісної пари.

Приймаючи до уваги вимоги щодо максимально допустимого кута перекосу елементів зубчатої муфти, що сполучаються, в межах до $1,5^\circ$ у варіантах, що аналізуються, найкращим буде варіант, в якому торсійний вал довжини 930 мм та діаметром не менше 75 мм одним кінцем приєднується за допомогою зубчатої муфти до ротора тягового двигуна, а іншим кінцем до шестерні тягового редуктора – за допомогою шарнірної муфти.

Результати виконаних розрахунків показали, що в режимах буксування найбільші рівні навантажень спостерігаються в зубчатій передачі. Зменшення довжини торсійного валу приводить до несуттєвого зростання торсійної жорсткості і, таким чином, до незначного збільшення динамічних навантажень зубчатих передач тягового редуктора та муфти.

Використання у двох розглянутих варіантах пружин, що обмежують у поперечному напрямку переміщення торсійного валу додаткового до кручення та згинання торсійного валу додають навантаження від поздовжнього стиску. Розрахунки з визначення згинального моменту від сил тертя під час взаємодії зубів зубчатої муфти показали, що його рівень суттєво залежить від величини коефіцієнта тертя та величини кута перекосу між складовими елементами зубчатих муфт. Для прийнятих параметрів елементів тягового привода, за якими проводилися розрахунки та наведено результати у даній роботі, отримано, що значення коефіцієнта тертя не може бути більшим за 0,12, бо інакше за таких параметрів торсійного валу та міцнісних характеристиках матеріалу, що використовується, не буде забезпечена його міцність.

При прийнятті остаточного рішення про обрання величини діаметру торсійного валу буде доцільною величина в межах 80...90 мм, якщо потужність тягового двигуна буде в межах до 1200 кВт.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / И. В. Бирюков и др. – М.: Транспорт, 1992. – 439 с.
2. Бондарев, А. М. О моделях и нагруженности элементов асинхронных тяговых приводов локомотивов при некоторых видах стационарных и нестационарных режимов движения [Текст] / А. М. Бондарев // Тезисы докл. 8-й конф. «Про-

- блемы механики железнодорожного транспорта» (Д., ДИИТ, 1992). – С. 148.
3. Бондарев, О. М. Навантаженість вузлів електровоза з асинхронними тяговими двигунами [Текст] / О. М. Бондарев // Залізн. трансп. України. – 2003. – № 6. – С. 63-71.
 4. Колпахчян, П. Г. Анализ динамических процессов в тяговом электроприводе электровоза с асинхронными тяговыми двигателями при трогании с места [Текст] / П. Г. Колпахчян // Сб. докл. Межд. конгресса «Механика и трибология транспортных систем» (РГУПС, Ростов-на-Дону, 2003). – Т. 1. – С. 14-19.
 5. Шацилло, А. А. Тяговый привод электроподвижного состава [Текст] / А. А. Шацилло. – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 222 с.
 6. Айрапетов, Э. Л. Зубчатые муфты [Текст] / Э. Л. Айрапетов, О. И. Косарев. – М.: Наука, 1982. – 125 с.
 7. Поляков, В. С. Справочник по муфтам [Текст] / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. А. Ряховский // Л.: Машиностроение, 1975. – 343 с.
 8. ГОСТ 21354-75 Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность [Текст].
 9. Перль, Л. Я. Подшипники качения [Текст] : справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

Надійшла до редколегії 15.09.2009.

Прийнята до друку 23.09.2009.