

Підвищення якості тягових електродвигунів для електротранспорту

Мигаль В. Д.¹, Аргун Щ. В.², Гнатов А. В.², Гнатова Г. А.², Сохін П. А.²

¹Державний біотехнологічний університет, Україна

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Анотація. Проведено розробку способів підвищення надійності і ресурсу тягових асинхронних електродвигунів (ЕД) з використанням експериментальних методів. Основним критерієм оцінки якості ЕД обрані рівні вібрації, за якими визначається їх технічний рівень. Запропоновано конструкцію асинхронних електродвигунів і технологію їх виготовлення, що дозволяє підвищити точність виготовлення і збірки ЕД, знизити трудомісткість складання і зменшити кількість деталей які перебираються при ревізії та заміні підшипників при ремонті. Досягнуте зниження рівнів вібрації дозволяє прогнозувати підвищення ресурсу, розробленого ЕД в 2-3 рази в залежності від умов експлуатації.

Ключові слова: рівень вібрації, вібродіагностика, електромобіль, електродвигун, асинхронний тяговий двигун, клас вібрації, енергоефективність.

Вступ

Розвиток енергоефективних і енергозберігаючих технологій спричинив погіршення екологічної ситуації та зменшення природних ресурсів. Це призвело до відмови багатьох автовиробників від транспортних засобів, що використовують ДВЗ, на користь електромобілів [1]. Для розвитку цього напрямку постійно проводиться пошук і розробка як нових альтернативних джерел електричної енергії, так і вдосконалення основних компонентів для сучасного енергоефективного транспорту та його інфраструктури [2-5].

Одним з основних компонентів електромобіля є тяговий електродвигун (ЕД). Серед них найбільш поширені синхронні та асинхронні тягові ЕД, завдяки багатьом перевагам, таким як проста конструкція, керованість і відносно низька вартість [6]. Однак, відносно низька вартість стосується переважно асинхронних ЕД. Незважаючи на широке застосування асинхронних ЕД, вони не завжди відповідають високим вимогам надійності [7]. Це пояснюється їхньою роботою в широкому діапазоні частот обертання та змінних режимах навантаження, частими зупинками і пусками, а також складними дорожніми умовами експлуатації. Все це призводить до значних вібрацій тягових ЕД і, відповідно, зни-

жує їхню надійність та ресурс [8, 9].

Аналіз публікацій

Статистичні данні показують, що щорічно близько 20-25 % від загального числа встановлених асинхронних ЕД потребують ремонту [10]. Причинами цього є недостатня якість проектування, виготовлення ЕД і, звісно, самі умови експлуатації.

Ремонт ЕД часто проводиться з їх розбиранням і заміною деталей. Це негативно впливає на надійність їх роботи. Особливо це стосується підшипникових вузлів [11, 12]. Крім того, як показують дослідження асинхронних ЕД потужністю від 5,5 кВт до 225 кВт, що проведені авторами роботи [13], після ремонту і перемотування ЕД їх ККД знижується на 0,5-0,7 %.

Зниження рівнів вібрації ЕД дозволяє підвищити їх безвідмовність, довговічність, ресурс, зменшити шкідливий вплив на людину і навколишнє середовище, знизити витрати на технічне обслуговування електромобілів в цілому [14].

Існують державні та міжнародні стандарти щодо електричних машин. Але вони встановлюють лише вимоги до їх рівнів вібрації. Питання методів проектування і виготовлення ЕД, пошуку критеріїв оцінки конструкти-

вних і технологічних способів досягнення заданих рівнів вібрації часто вирішуються вже на практиці [15].

Відомі складні теоретичні методи розрахунків допустимих і заданих рівнів вібрації [16]. Вони мають невелику достовірність, оскільки не можуть врахувати багато конструктивних, технологічних та динамічних факторів технічного стану, які існують в реальних ЕД. Вплив цих факторів на якість ЕД вимагає проведення досить великого обсягу експериментальних досліджень. Результатом таких досліджень є доведення ЕД до відповідного технічного рівня. Зазвичай ці дослідження спрямовані на контроль якогось одного вузла чи елемента, наприклад, підшипникового вузла або величини повітряного зазору, або стану ізоляції тощо. Тому на практиці досягнення заданого технічного рівня ЕД вимагає проведення великого обсягу досліджень. Успіх останніх залежить від застосовуваних критеріїв і методів досліджень. Це показують результати робіт, що проведені авторами [17]. Експерименти підтвердили зв'язок між надійною роботою ЕД і точністю вирівнювання їх роторів. Автори стверджують, що до 50% відмов обертових електричних двигунів пов'язано з неправильним вирівнюванням їх роторів. Тобто порушення технологічних умов збирання ЕД є однією з причин зниження їх ресурсу.

Мета та постановка задачі

Мета роботи – розробка способів підвищення надійності і ресурсу тягових асинхронних ЕД за допомогою удосконалення конструкції і технологія виготовлення корпусу статора і ротора електродвигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити оптимальну відстань між підшипниковими опорами;
- впровадити отримані результати досліджень щодо оптимізації посадок і зазорів деталей підшипникових вузлів;
- підвищити точність збирання підшипникових вузлів і двигуна в цілому;
- знизити вібрації магнітного походження за рахунок вибору форми паза ротора;
- знайти способи поліпшення динамічних характеристик електродвигунів.

Методика проведення досліджень

Як відомо, при ударному збудженні відгукуються власні частоти деталей і вузлів приле-

глих до джерела збудження. Тому відгук вимірювали в місцях контролю на фланці в напрямку прикладення вимушених коливань. Найбільша амплітуда відгуку знаходиться, переважно, на першій власній частоті.

Розпізнавання місць розподілу власних частот коливань, рухливості в сполучених деталях ЕД в статистиці, проводилось по появі окремих піків амплітуд резонансних явищ. Найбільші амплітуди відгуку на зовнішні впливи спостерігалися на одній із власних частот деталей і вузлів.

Розпізнавання вимушеної вібрації від резонансної частоти в робочому стані проводилось шляхом зміни частоти обертання або різкої зупинки обертання. Якщо при незначній зміні швидкості обертання рівень вібрації досліджуваного джерела знижується, тоді причиною є резонанс.

У більш складних ситуаціях встановлювалося як змінюється вібрація ЕД при зупинці. При наявності резонансу і різкої зупинки ЕД швидкість знижується за короткий час, а зниження рівнів вібрації на резонансній частоті запізнюється. Якщо резонансу немає, то рівні вібрації після зупинки ЕД різко знижуються.

Відбудова власних частот і вимушених частот вібрації проводилася шляхом збільшення жорсткості і додавання маси, збільшення демпфірування, щоб зменшити відгук ЕД на вимушену частоту. Це досягалося, наприклад, зміною числа і місця установки ребер, а також їх розташування щодо поширення хвиль коливань; зміною числа пазів ротора, щоб перерозподілити енергію вимушених сил в області високих частот вібрації, які менше впливають на зношування підшипників і на ресурс ЕД в цілому.

Зниження амплітуд вимушених сил проводилося шляхом відділення власних частот деталей від частоти вимушених сил, зниженням коливань на згинах шляхом розподілу хвиль коливань установкою ребер різної форми і кутом щодо осі статора і ротора.

Кількість ребер корпусу визначає не тільки кількість власних частот, але і їх взаємне розташування в спектрі вібрації. В цілому, чим більше ребер, тим більше розчленування хвиль коливань і власних частот деталей (корпусу), жорсткості корпусу і щита. Однак занадто велика жорсткість знижує ізоеластичність системи.

Вплив жорсткості ЕД на вібраційні характеристики визначався шляхом зміни відстані

між опорами підшипників, товщини, кількості і розташування радіальних та кільцевих ребер корпусу і щита ЕД.

Точність технології виготовлення підвищувалася шляхом забезпечення можливостей соосного розточення статора і місць посадки підшипників, їх вузлів в корпусі ЕД, зміною технології складання підшипникових вузлів і ЕД в цілому.

Потрібне розташування деталі по довжині валу, ребра на корпусах машин визначається експериментально за зниженням резонансної вібрації на заданій частоті при вільному переміщенні макета ребра по корпусу або деталі по валу. Для визначення небажаного перерозподілу вібрації знайдене місце установки на валу або макеті ребра на корпусі. Уточнюються зміни спектра вібрації ЕД по всьому спектру: від 5 Гц до 10 кГц.

Покращення динамічних властивостей ЕД

Ресурс ЕД визначається не тільки робочими процесами, навантаженням і закладеною якістю виробництва, а ще й вібронавантаженістю. Особливо це позначається при появі резонансних явищ. Тому необхідним є дослідження динамічних характеристик ЕД.

Поліпшення динамічних властивостей ЕД вивчалися такими способами:

- додаванням або видаленням з механічної частини системи будь-якої комбінації структурних елементів жорсткості;
- збільшенням або зменшенням маси;
- додаванням жорсткості зв'язку;
- додаванням демпфуючого елемента.

Дослідження проводили експериментально на прототипах і нових конструкціях ЕД методами серії тестових ударних збуджень вузлів або комплектного ЕД інструментальним молотком 8202 і віброаналізатором 2033, 2034 фірми «Брюль і К'єр».

Більш детальний опис експериментальної установки представлено в роботі авторів [12].

Рівні вібрації досліджуваних ЕД визначалися в децибелах за максимальними середньоквадратичним значенням коливального прискорення на спеціальному стенді з віброакустичною розв'язкою. Ця установка виключає вплив перешкод в точках вимірювання вібрації двигуна.

За умовний нульовий рівень вібрації прийнято прискорення $a = 3 \cdot 10^4 \text{ м/с}^2$.

Пристрої віброакустичної розв'язки стенду забезпечували рівні перешкод на 8-10 дБ нижче на всьому частотному діапазоні вимі-

рюваної вібрації працюючого двигуна. Вібрація двигуна вимірювалася на холостому ходу після його попередньої роботи на холостому ходу протягом 30 хв.

Зниження рівнів вібрації ЕД

Основним джерелом вимушеної вібрації ЕД є обертові деталі і вузли. Виникаючі в роторі коливання збуджують вібрацію підшипникових вузлів і корпусу. У зв'язку з цим доцільно зменшувати відношення маси обертових частин до маси ЕД, тобто збільшити масу корпусу двигуна. Однак, збільшення маси без зміни конструктивних і технологічних параметрів може призводити до зниження вібрації лише в окремих смугах спектра і, перш за все, в низькочастотній області. Тому раціонально розподіляти маси і жорсткості в самому джерелі прояви вібрації.

Результат експериментальних досліджень щодо впливу зміни маси деталей підшипника і жорсткості вузлів наведені на рис. 1 і рис. 2.

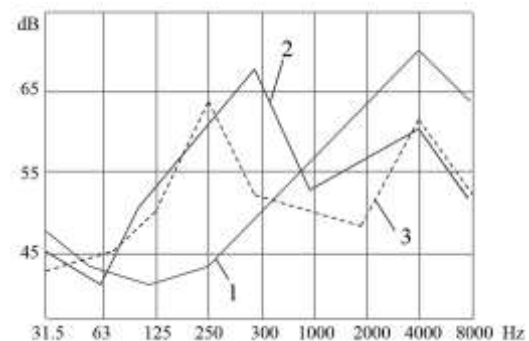


Рис. 1. Спектрограми вібрації підшипників кочення типу 74-310ЕУШ2: 1 – в радіальному напрямку; 2 – в осьовому напрямку; 3 – з приєднаною масою 0,5 кг

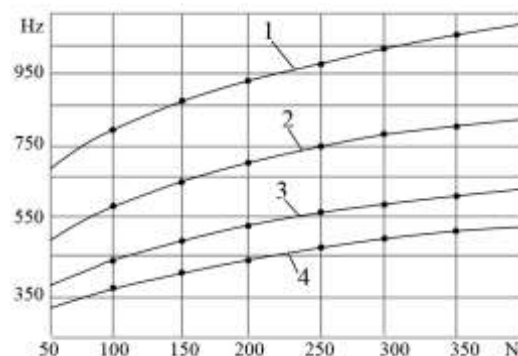


Рис. 2. Залежності частоти резонансу зовнішнього кільця кочення 74-310ЕУШ2 від зусилля осьового натягу: 1 – без приєднаної маси; 2 – з приєднаною масою 0,3 кг; 3 – з приєднаною масою 0,8 кг; 4 – з приєднаною масою 1,3 кг

Перерозподіляти масу можна за рахунок призначення виду сполучень деталей. Збільшення натягу посадки призводить до зниження власних частот вузла.

Жорсткість підшипникових вузлів можна змінювати також шляхом регулювання осьового пружного натягу підшипників в опорах.

Попередній натяг підшипників підвищує жорсткість підшипникового вузла, створює умови для нормальної роботи підшипників. Відомо, що правильно обрана величина зусилля попереднього натягу підшипників в опорах механізму забезпечує рівномірне прилягання кульок до бігових доріжок, попереджає прослизання і обертання кульок під дією гіроскопічного моменту, зменшує знос підшипників кочення, підвищує надійність і довговічність підшипників.

При введенні осьового натягу змінюються умови «закладення» опор. Залежно від величини тиску пружини відбувається зміна статичної жорсткості ротора і, як наслідок, зміна частоти власних коливань на 20-30%. Цю обставину слід мати на увазі при розрахунку вібрації ЕД, оскільки зміна жорсткості за рахунок зусилля попереднього натягу підшипників в опорах може привести до появи резонансів ротора. Слід уникати завищення зусилля попереднього натягу підшипників при

відбудові власних частот системи валу ротора, оскільки зусилля натягу впливає на довговічність підшипника. Надмірний натяг такий же небезпечний, як і недостатній натяг, тому що викликає защемлення кульок, перевантаження підшипників кочення і підвищене тепловиділення.

Підвищення жорсткості вузла обумовлює зниження вібрації і сприяє підвищенню власних частот ротора ЕД, що дозволяє відбудувати власні частоти вібрації ротора і ЕД.

Податливість підшипникових вузлів ротора можна знизити шляхом підвищення жорсткості валу і відстані між опорами, але при цьому необхідно зберегти оптимальну ізоеластичність конструкції.

Дослідження відстані між опорами підшипникових вузлів проводилися на макеті асинхронного електродвигуна потужністю 90 кВт на холостому ході за рахунок ступінчастої зміни довжини посадочних поверхонь капсуля. Діаметр шийки валу під підшипники – 65 мм, частота обертання – 3000 об/хв.

Підвищення жорсткості ротора ЕД шляхом зменшення відстані між опорами підшипникових вузлів знижує зубцеву вібрацію ротора і корпусу (табл. 1, область частот від 800 Гц до 3150 Гц).

Таблиця 1 – Вібраційні характеристики макета ЕД з відстанями між опорами 450 мм, 465 мм, 560 мм і 725 мм, дБ

	50 Гц	63 Гц	80 Гц	100 Гц	125 Гц	160 Гц	200 Гц	250 Гц	315 Гц	400 Гц	500 Гц	630 Гц
450 мм	43	41,5	40	44	37	44	46,5	49	47	43,5	40	41
465 мм	41	37	41,5	45	41	42	43	44	44	41	39	38
560 мм	43	42	45	47	45	48	40	48	46	44	42	54
725 мм	44	43	43	46	43	44,5	45,5	47	46	46	50	55
	800 Гц	1 кГц	1,25кГц	1,6 кГц	2 кГц	2,5 кГц	3,15кГц	4 кГц	5 кГц	6,3 кГц	8 кГц	10 кГц
450 мм	40	46	52	50	48	57	58	57	57	65	63	70
465 мм	38	40	49	58	57	65	66	60	61	62	62	70
560 мм	60	59	67	67	70	65	59	61	64	65,5	68	70
725 мм	56,5	58	59,5	61	70	67	61	63,5	66	68,5	71	74

Але вже при відстанях між опорами 450 мм знижується ізоеластичність підшипникових вузлів, підвищуються вібрації, порушуються перекочування тіл кочення. Тож недостатня жорсткість системи, так як і зайва, знижує надійність підшипникових вузлів.

Зниження вібрації від дисбалансу обертових частин вирішувалося шляхом установки балансувального кільця з обох сторін валу ЕД (рис. 3). Було зроблене підбалансування ротора на стенді окремо і в складі ЕД. Балансири в канавках 1, 2 переміщуються по діаметру в отворах 3 радіально (рис. 3).

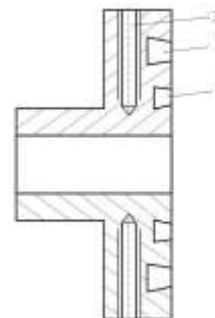


Рис. 3. Балансувальне кільце для підбалансування ЕД в зборі: 1, 2, 3 – місця встановлення балансирів для «грубого», «середнього» і «тонкого» підбалансування відповідно

Удосконалення технології складання підшипникових вузлів ЕД

Існуюча технологія подетального збирання підшипникових вузлів на вал ЕД має суттєві недоліки:

- внутрішнє кільце підшипника не забезпечує щільного прилягання до заплічок посадкової шийки валу;
 - під час приєднання кришки до капсули підшипника за допомогою гвинтів, капсула може зсуватися;
 - капсула остигає швидше, ніж її можна зафіксувати гайкою.
- В результаті:
- знижується жорсткість підшипникового вузла;
 - можливі викривлення внутрішнього кільця на валу;
 - порушуються лінійні розміри положення підшипника на валу.

Така технологія подетальної обробки посадкових поверхонь щитів, корпусу і подетальна збірка ЕД не забезпечує необхідної точності роботи підшипникових вузлів і положення магнітопроводу ротора в статорі. Також вона нівелює високу якість підшипників Ш6, Ш8. Застосування цих підшипників при такій збірці не дозволяє істотно знизити вібрації ЕД до допустимих значень і призводить до великого розкиду мінімальних і максимальних рівнів вібрації.

Тому при розробці нового ЕД були внесені зміни, перш за все, в структурні параметри підшипникових вузлів, згідно отриманих результатів експериментальних досліджень із

змінами технології складання підшипникових вузлів.

Змінена технологія збірки підшипникового вузла. При зміненій технології складання підшипникового вузла збірка проводиться в вертикальному положенні валу ротора. Попередньо збирається підшипник в єдиний вузол, нагрівається в термостаті до нормованої температури, а потім вертикально встановлюється на шийку валу з наступною фіксацією.

В основу внесення змін до структурних параметрів підшипникових вузлів покладені експериментальні дослідження авторів даної роботи за вибором натягів, зазорів, посадок і типу підшипників. Дані дослідження детально описані в роботі [12].

Запропонована технологія монтажу забезпечує точне прилягання підшипника до заплічок валу. При вертикальному розташуванні валу зменшуються можливості відхилення кільця підшипника під впливом ваги підшипникового вузла, а час, необхідний для регулювання та фіксації підшипникового вузла гайкою, збільшується. Це дозволяє поліпшити якість підшипників типу Ш3 у порівнянні з підшипниками типу Ш2. Крім того, вдалося зменшити розкид рівнів підшипникових вібрацій у порівнянні з підшипниками типу Ш2.

В таблиці 2 наведені результати статистичної обробки спектрограм вібрацій електродвигунів, виготовлених з використанням зміненої технології складання підшипникових вузлів з підшипниками типу Ш3. Нестабільність характеристик вібрацій електродвигуна може бути пояснена переважно технологією складання самого електродвигуна.

Таблиця 2 – Первинна обробка результатів спектрограм вібраційних характеристик електродвигунів

Частота, f , Гц	Основні статистичні характеристики віброприскорень електродвигунів, дБ					Задовольняють класу Д, шт
	min	max	m	s	v	
1	2	3	4	5	6	7
50	47	52	49,70	1,841	0,037	0
63	26	50	33,50	7,857	0,235	9
80	25	49	31,00	8,301	0,268	9
100	44	54	47,30	3,524	0,074	0
125	30	54	36,90	8,693	0,236	8
160	33	57	44,00	7,515	0,171	7
200	30	58	40,00	9,579	0,239	7
250	32	59	40,90	9,422	0,230	7
315	35	62	45,80	9,356	0,204	6
400	39	63	48,90	7,651	0,156	5
500	38	64	46,00	8,565	0,186	8
630	44	67	54,70	7,414	0,136	2
800	46	65	54,10	6,183	0,114	4
1000	49	64	54,80	5,268	0,096	3

1	2	3	4	5	6	7
1 250	52	67	60,50	4,679	0,077	2
1600	54	68	60,60	4,853	0,080	0
2000	56	68	63,00	3,976	0,063	1
2500	50	72	62,00	6,793	0,110	1
3150	51	70	60,50	6,158	0,102	1
4000	53	70	62,00	5,649	0,091	2
5000	51	72	61,00	6,689	0,110	3
6300	54	73	63,00	6,331	0,100	3
8000	54	71	65,00	5,363	0,083	0
10000	58	75	5,123	0,076	0	0

У таблиці 2 прийняті наступні позначення: \min – найменше значення вібрації прийнятої вибірки; \max – найбільше значення вібрації; m – середньоарифметичне значення вібрації; s – середньоквадратичне значення вібрації; ν – коефіцієнт варіації результатів вимірювання вібрації всієї сукупності електродвигунів.

З аналізу таблиці 2 стає очевидним, що наявна конструкція та технологія виготовлення електродвигунів типу АН не відповідають рівням вібрації класу Д при частоті обертання 50 Гц.

Рівні вібрації в області частот більше 630 Гц, порушуваних підшипниковими вузлами і електромагнітними силами мають малий запас. А великий розкид мінімальних і максимальних значень вібрації вказує на можливості конструктивного і технологічного вдосконалення.

Результати та обговорення

Удосконалена конструкція і технологія виготовлення корпусу статора і ротора ЕД. Поліпшення динамічних характеристик корпусу ЕД здійснювали за рахунок підвищення жорсткості фланця, кількості і розподілу зовнішніх і внутрішніх ребер, радіальних ребер вентиляційного каналу корпусу, щита і кільцевих ребер корпусу.

Кількість ребер дозволило розчленувати і знизити амплітуду згинальних коливань фланця, ребра вентиляційного каналу і щита, розчленувати їх вигин коливання. Найкраще розчленовування згинальних коливань досягалося при кількості ребер 5-7. Така кількість ребер дозволила демпфувати вібрації і в цілому визначити необхідну жорсткість корпусу. Ребра розподілялися по колу фланця, а найкращим їхнім розташуванням були місця між ребрами. Оптимальне місце установки ребер визначалося за характеристиками не тільки загасання коливань корпусу, а й по віброакустичними якостям конструкції та-

ким, як вібропровідність і звукоізоляція. При підвищенні відношення товщини фланця 1 до товщині корпусу в 3-5 разів перепад вібрації на ньому доходить до 10 дБ.

Завдання підвищення точності виготовлення ЕД вирішували шляхом розточування з однієї установки магнітопроводу і місць під установку підшипникових вузлів. Розточування отвору Е окремого щита під діаметр підшипника і поверхні А' здійснювалася з однієї установки (рис. 4). Підвищення співвідношення місць установки підшипникових вузлів і зазору між магнітопроводами ротора і статора здійснювалася за рахунок розточення з однієї установки посадочних місць під установку підшипникових вузлів А, В, Г, Б і магнітопровод статора Д. Підвищення співвідношення розточування підшипникових опор, магнітопроводу і поліпшення динамічних характеристик корпусу статора дозволили застосувати підшипники класу шумності Ш6, Ш8 [18].

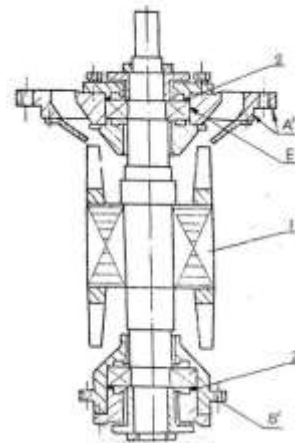


Рис. 4. Ротор зміненої конструкції: 1 – магнітопровід; 2 – хвильова пружина; А, Б – приєднувальні поверхні ротора

Загалом, зниження магнітних вібрацій досягається шляхом вдалого підбору співвідношення числа пазів статора і ротора, правильного налаштування повітряного зазору між магнітопроводами статора і ротора, застосу-

вання скосу пазів ротора, зменшення ексцентриситету повітряного зазору та іншими конструктивними та технологічними рішеннями.

Для зниження вібрацій, порушуваних ротором, форма паза обрана дугоподібною. Нахил дуги змінювався (при наборі листів) справа наліво по довжині паза через 20 мм.

Щоб виключити збіг власних частот підшипників, корпусу і вимушених сил, пору-

шуваних ротором, число пазів ротора збільшено до 90. Високочастотні вібрації ЕД менше впливають на ресурс і їх можна краще демпфувати конструктивно.

Одностороннє розташування базових поверхонь в корпусі статора і кріплення підшипникових вузлів ротора дозволило виробляти вертикальну збірку ЕД з двох незалежно контрольованих вузлів: корпусу з щитом і ротора з підшипниковими вузлами.

Таблиця 2 – Рівні вібрацій електродвигунів, дБ

	50 Гц	63 Гц	80 Гц	100 Гц	125Гц	160Гц	200Гц	250Гц	315 Гц	400 Гц	500 Гц	630 Гц
3000 хв ⁻¹ , Ш8	43	41,5	40	44	37,5	44	45,5	46,1	45	42,1	40	41
1500 хв ⁻¹ , Ш8	38	36	33	38,3	35	36	34	35,3	37	36	35	37
3000 хв ⁻¹ , Ш3	51	50	49	54	54	57	59	59	62	62	63,2	65
	800 Гц	1 кГц	1,25кГц	1,6кГц	2 кГц	2,5кГц	3,15кГц	4 кГц	5 кГц	6,3кГц	8 кГц	10 кГц
3000 хв ⁻¹ , Ш8	40	45	52	48	57,5	59	58,5	58,5	62	65	63	70
1500 хв ⁻¹ , Ш8	38	40	40	42,3	45	47	49	51	50	49	49	50
3000 хв ⁻¹ , Ш3	64,6	64	67	68	68	72	70	70	72	73	71	75

Досягнуті рівні вібрації вдосконаленого ЕД. Рівні вібрації створеного ЕД задовольняють вимогам по вібрації класу Д.

Максимальні вібрації, що впливають на ресурс ЕД знаходяться в області частот 50-315 Гц. Причинами підвищеної вібрації в цій області частот є:

- дисбаланс обертових частин (50 Гц);
- якість і частота живлення (100 Гц) від мережі;

- несоосність ротора в корпусі статора.

В області частот 160-315 Гц комплекс причин наступний:

- частота перекошування тіл кочення підшипників;
- величини попереднього натягу підшипників в опорах;
- натяг і зазори посадок підшипників [12].

Істотне зниження вібрацій ЕД в області частот 500-2500 Гц досягнуто за рахунок поліпшення динамічних властивостей корпусу статора і електромагнітних властивостей ротора.

Розкид рівнів вібрації ЕД при повторних перезбирання і вимірах по всьому спектру частот (крім області 160-315 Гц) становив до 2 дБ. В області частот 160-315 Гц залишається до 3 дБ. Кількість вимірювань по-

вторювалися 4-5 разів.

Рівні вібрації класу Е не впливають на здоров'я людини, не вимагають спеціальної віброізоляції в транспортному засобі. Досягнуте зниження рівнів вібрації дозволяє прогнозувати підвищення ресурсу в 2-3 рази в порівнянні з аналогом класу Г.

Висновки

Запропоновано конструкцію асинхронного електродвигуна і технологію його виготовлення, які дозволяють:

- підвищити точність виготовлення і збірки ЕД з двох незалежно зібраних і контрольованих вузлів;

- знизити трудомісткість складання і зменшити кількість деталей які перебираються при ревізії та заміни підшипників при ремонті.

Розроблено конструктивні і технологічні рішення, які дозволили створити асинхронний тяговий ЕД потужністю 90 кВт, з частотою обертання 3000 об/хв, що задовольняє вимогам класу Д з рівнями допустимої вібрації нижче прямої, що з'єднує точки (32 дБ; 5 Гц) і (72 дБ; 10 кГц).

Досягнуте зниження рівнів вібрації на 8-16 дБ нижче допустимих значень дозволяє прогнозувати підвищення ресурсу, роз-

робленого ЕД, в залежності від режимів експлуатації, в 2-3 рази в порівнянні з класом Г.

Створений ЕД за рівнем вібрації задовольняє всім вимогам екологічних норм.

Отримані результати проведених досліджень слід використовувати при виробництві тягових електродвигунів змінного струму.

Література

- Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Sokhin, P. (2022). Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*, 21, 22–30.
- Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Sokhin, P. (2021). Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. *Automobile Transport*, 49, 71–78.
- Arhun, S., Hnatov, A., Dziubenko, O., & Ponikarovska, S. (2019). A device for converting kinetic energy of press into electric power as a means of energy saving. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 36(1), 105–110. <https://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.1.105>
- Гнатів, А. В., Аргун, Ш. В., Гнатова, Г. А., & Тарасов, К. С. (2020). Сонячна зарядна електростанція–комплекс для проведення лабораторних та практичних занять. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 17, 19–26. Hnatov, A. V., Arhun, Shch. V., Hnatova, H. A., & Tarasov, K. S. (2020). Soniachna zariadna elektrostantsiia–kompleks dlia provedennia laboratornykh ta praktychnykh zaniat. [The solar charging power station is a complex for conducting laboratory and practical classes]. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*, 17, 19–26.
- Patlins, A., Hnatov, A., & Arhun, S. (2018). Safety of pedestrian crossings and additional lighting using green energy. 2018-October, 527–531.
- Bakumenko, V. B., Tarasova, V. V., Ruchka, O. O., Hnatov, A. V., Arhun, Shch. V., & Tarasov, K. S. (2019). Rozrakhunok mekhanichnoi kharakterystyky asynkronnoho dvyhuna pry naiavnosti v nii minimalnogo momentu. [Calculation of the mechanical characteristics of an asynchronous motor in the presence of a minimum torque]. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*, 15, 64–64.
- Migal, V., Arhun, S., Hnatov, A., Dvadnenko, V., & Ponikarovska, S. (2019). Substantiating the criteria for assessing the quality of asynchronous traction electric motors in electric vehicles and hybrid cars. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 36(10), 989–999. <https://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.10.989>
- Belousov, E. V., Grigor'Ev, M. A., & Gryzlov, A. A. (2017). An electric traction drive for electric vehicles. *Russian Electrical Engineering*, 88, 185–188.
- Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., Ponikarovska, S., Hnatova, A., & Novichonok, S. (2020). Determining the quality of electric motors by vibro-diagnostic characteristics. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, 7(29). <https://doi.org/10.4108/EAI.13-7-2018.164101>
- Polkovnichenko, D. V. (2005). Evaluation of availability index of asynchronous squirrel-cage motors after repair. *Electrical Engineering & Electromechanics*, 1, 59.
- Kunthong, J., Sapaklom, T., Konghirun, M., Prapanavarat, C., Ayudhya, P. N. N., Mujjalinvimut, E., & Boonjeed, S. (2017). IoT-based traction motor drive condition monitoring in electric vehicles: Part 1. 2017 IEEE 12th International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS), 1,184-1,188.
- Migal, V., Lebedev, A., Shuliak, M., Kalinin, E., Arhun, S., & Korohodskyi, V. (2021). Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 27(9–10), 1123–1131. <https://doi.org/10.1177/1077546320937634>
- Cao, W., Bradley, K. J., & Allen, J. (2006). Evaluation of additional loss in induction motors consequent on repair and rewinding. *IEE Proceedings-Electric Power Applications*, 153(1), 1–6.
- Mygal, V., Arhun, S., Shuliak, M., Hnatov, A., Kalinin, E., & Mysiura, M. (2021). Functional and Engineering Methods of Upgrading the Quality of Induction Traction Electric Motors. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, 8(35), 1–9. <https://doi.org/10.4108/eai.29-1-2021.168537>
- Bolvashenkov, I., Kammermann, J., & Herzog, H.-G. (2016). Research on reliability and fault tolerance of multi-phase traction electric motors based on Markov models for multi-state systems. 2016 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion (SPEEDAM), 1166–1171.
- Peng, Z. K., Peter, W. T., & Chu, F. L. (2005). An improved Hilbert–Huang transform and its application in vibration signal analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 286(1–2), 187–205.
- Vojtko, I., Baron, P., Pollák, M., & Kašćak, J. (2019). Examining the effect of alignment of the rotor of the emissions exhaust fan on its operating parameters. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2019, 1–13.
- Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., Hnatova, H., & Ulyanets, O. (2020). System approach to the evaluation of the traction electric motor quality. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*,

7(26). <https://doi.org/10.4108/eai.13-7-2018.162693>

Мигаль Василь Дмитрович¹, д.т.н., проф. каф. тракторів і автомобілів, тел. +38 0993780451, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

Аргун Щасяна Валіковна², д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 0993780451, shasyana@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

Гнатов Андрій Вікторович², д.т.н., проф., завідувач каф. автомобільної електроніки, тел. +38 06674380887, kalifus76@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

Гнатова Ганна Андріївна², студентка автомобільного факультету ХНАДУ, тел. +38 0990679809, hannahnatova@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

Сохін Павло Андрійович², аспірант кафедри автомобільної електроніки, тел. +38 0633473433, info@elektrocar.com.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2823-2239>

¹Державний біотехнологічний університет, вул. Алчевських, 44, Харків, Україна, 61002.

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Improving the quality of traction electric motors for electric transportation

Abstract. Problem. Despite the widespread use of asynchronous electric motors (ED) in electric transportation, they often fail to meet high reliability requirements. This is primarily due to their operation in a wide range of rotational frequencies, variable load modes, frequent stops and starts, and challenging road conditions. These factors result in significant vibrations of traction asynchronous EDs, leading to reduced reliability and service life. **Goal:** The goal of this study is to develop methods to enhance the reliability and longevity of traction asynchronous EDs by improving the design and manufacturing technology of the stator housing and rotor of the electric motor. **Methodology:** Analytical research methods were employed to investigate approaches for improving the quality of traction electric motors for electric transport. Experimental research methods were used to determine the technical condition of EDs based on their vibrodiagnostic parameters. Statistical methods were utilized to process experimental data. **Results:** Vibration levels, which are indicative of the technical condition of EDs, were selected as the primary

critera for assessing their quality. The proposed design and manufacturing technology for asynchronous electric motors enable the following: increased manufacturing and assembly precision of EDs, simplified assembly process, reduced number of sorted parts during inspection and bearing replacement, and the development of an asynchronous traction ED with a power capacity of 90 kW and a rotational frequency of 3000 rpm, meeting class D requirements with permissible vibration levels. **Originality:** This study presents developed methods for increasing the reliability and longevity of traction asynchronous EDs through experimental approaches. The one-sided arrangement of base surfaces in the stator housing and the attachment of rotor bearing units enabled the production of a vertical ED assembly consisting of two independently controlled units: a housing with a shield and a rotor with bearing units. **Practical Value:** The achieved reduction in vibration levels allows for a predicted 2-3 times increase in the lifespan of the developed ED, depending on operating conditions. Furthermore, the created ED meets all environmental standards' requirements for vibration levels.

Key words: vibration level, vibration diagnostics, electric car, electric motor, asynchronous traction motor, vibration class, energy efficiency.

Migal Vasily¹, professor, Doct. of Science, Department of Tractors and Cars, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

Arhun Shchasiana², professor, Doct. of Science, Vehicle Electronics Department, shasyana@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

Hnatov Andrii², professor, Doct. of Science, Head of Vehicle Electronics Department, tel. +38 066-7438-0887, kalifus76@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

Hnatova Hanna², student of the Automobile Faculty, tel.+38 0990679809, e-mail: hannahnatova@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

Sokhin Pavlo², postgraduate, Vehicle Electronics Department, tel. +38 0633473433, info@elektrocar.com.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2823-2239>

¹State Biotechnological University, Alchevskiyh str., 44, Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.