

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2021.1\(484\).3](https://doi.org/10.15589/znp2021.1(484).3)
УДК 62-587

STATIC INVESTIGATION OF ELEMENTS OF SELF-LOCKING DIFFERENTIAL OF INCREASED FRICTION WITH THE PURPOSE OF INCREASING ITS RELIABILITY AND EXPLOITATE

СТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ САМОБЛОКУВАЛЬНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛУ ПІДВИЩЕНОГО ТЕРТЯ З МЕТОЮ ЗБІЛЬШЕННЯ ЙОГО НАДІЙНОСТІ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Oleksandr O. Ostroverkh¹

ostrov.sasha@gmail.com

ORCID: 0000-0001-8334-0286

Volodymyr R. Mandryka¹

vladmandryka46@gmail.com

ORCID: 0000-0001-5297-1499

Oleg N. Agapov¹

agapovoleg@gmail.com

ORCID: 0000-0002-0652-2593

Olena I. Zinchenko¹

zinchenko.zinchenko@gmail.com

ORCID: 0000-0003-2961-5861

Oleksandr M. Leonenko²

alexander.leonenko73@gmail.com

ORCID: 0000-0003-1208-796X

О. О. Островерх¹,

канд. техн. наук, доцент

В. Р. Мандрика¹,

канд. техн. наук, доцент,

професор

О. М. Агапов¹,

канд. техн. наук, доцент

О. І. Зінченко¹,

канд. техн. наук, доцент,

доцент

О. М. Леоненко²,

канд. техн. наук, доцент,

доцент

¹*National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv*

²*Ivan Kozhedub National Air Force University, Kharkiv*

¹*Національний технічний інститут «Харківський політехнічний університет», м. Харків*

²*Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба*

Abstract. The differential is a transmission mechanism of the car that distributes the torque supplied to it between the output shafts and provides their rotation with different angular speeds, which is necessary for maneuvering the car.

The aim is to increase the reliability and performance of the self-locking differential automatic Krasikov.

Research methodology. The constructive execution of this differential has a small resource of work at blocking on roads of usual use. Increased wear of the inner surfaces of the closed channel and the bodies of rotation – balls, due to the fact that the balls inside the closed channel in different parts of it roll differently, but at different speeds. To reduce the friction between the balls with the outer wall of the transition branch in the drive housing, in one of the channels it is proposed to install a bronze sleeve, which will reduce the coefficient of friction by a quarter. This will reduce the load created by the rotation of the semi-axial elements and the movement of the balls in a closed channel. Also, as an improvement of technical characteristics, it is proposed to change the spherical shape of the screw semi-axial elements to trapezoidal. This will reduce the contact area of the ball with the semi-axial element and will increase strength.

Results of the research. The static analysis of semi-axial elements with a spherical helical surface and a trapezoidal surface is performed in the work. Cast alloy steel is selected as the material. Fastening is made on an internal cylindrical surface, with the subsequent creation of a grid of finite elements and application of the external distributed loading in 50N/mm². In the static voltage diagram, the maximum concentrators occur at the entrance and exit of the screw gear, and is 151,47 MPa for the spherical half-axis, and 181,47 MPa for the trapezoidal. The displacement plot indicates a maximum displacement of 0,021 mm for the spherical half-axis, and 0,03 mm for the trapezoidal. This parameter does not affect the increase in the gap in the ball chain, for which the optimal value is 0,1-0,2 mm. The constructed plots of the safety factor indicate the minimum safety margin for the spherical surface of 1,59, and trapezoidal 1,1, which is due to the smaller contact area.

Scientific novelty. The introduction of a new trapezoidal shape of the half-axles will increase the minimum coefficient of strength, and thus increase the service life of the differential. It should also be noted that the working turns of the trapezoidal half-axis practically do not feel the load, in contrast to the uniform load for the spherical half-axis. The deformation plots show the probable damage that can occur at the point of entry and exit in engagement, but for the spherical half-axis it is also possible to wrinkle the entire working surface of the screw, in contrast to the trapezoidal.

Practical significance. The study is performed in full and describes all the advantages and disadvantages of the proposed improvements to increase the reliability and performance of the self-locking differential automatic Krasikov.

Key words: differential; research; reliability; trapezoidal shape; self-locking.

Анотація. Диференціал – це механізм трансмісії автомобіля, що розподіляє підведений до нього крутний момент між вихідними валами і забезпечує їх обертання з різними кутковими швидкостями, що необхідно для маневрування автомобіля.

Метою роботи є збільшення надійності і експлуатаційних характеристик самоблокувального диференціалу автоматичного Красикова.

Методика дослідження. Конструктивне виконання даного диференціала має невеликий ресурс роботи при блокуванні на дорогах звичайного користування. Підвищений знос внутрішніх поверхонь замкнутого каналу і тіл обертання – кульок, обумовлений тим, що кульки всередині замкнутого каналу на різних його ділянках котяться неоднаково, а з різними швидкостями. Щоб зменшити тертя між кульками із зовнішньою стінкою перехідної гілки в приводному корпусі, в одному з каналів пропонується встановити бронзову втулку, яка зменшить коефіцієнт тертя на чверть. Це дозволить зменшити навантаження, що створюється при обертанні напівосьових елементів і руху кульок по замкнутому каналу. Також в ролі поліпшення технічних характеристик пропонується змінити сферичну форму гвинтових напівосьових елементів на трапецієподібну. Це дозволить зменшити площу контакту кульки з напівосьовим елементом і дасть можливість для збільшення міцності.

Результати дослідження. У роботі виконано статичний аналіз напівосьових елементів зі сферичною гвинтоподібною поверхнею і трапецієподібною. В ролі матеріалу обрана лита легрована сталь. Кріплення виконано по внутрішній циліндричній поверхні, з подальшим створенням сітки кінцевих елементів і додатком зовнішнього розподіленого навантаження в 50Н/мм². На епюрі статичної напруги максимальні концентратори виникають при вході і виході в гвинтове зачеплення, і становить 151,47МПа для сферичної напіввісі, і 181,47 МПа для трапецієподібної. Епюра переміщення вказує на максимальне зміщення в 0,021мм для сферичної напіввісі, і 0,03мм для трапецієподібної. Цей параметр не впливає на збільшення зазору в кульковою ланцюжку, для якої оптимальним значенням є 0,1-0,2 мм. Побудовані епюри коефіцієнта запасу міцності вказують на мінімальний запас по міцності для сферичної поверхні 1,59, і трапецієподібної 1,1, що обумовлено меншою площею контакту.

Наукова новизна. Впровадження нової трапецієподібної форми напіввісей дозволить збільшити мінімальний коефіцієнт запасу міцності, та тим самим збільшиться термін роботи диференціалу. Також варто зазначити, що робочі витки трапецієподібної напіввісі практично не відчувають навантаження, на відміну від рівномірного навантаження для сферичної напіввісі. На епюрах деформації видно ймовірне пошкодження, яке може виникнути в точці входу і виходу в зачепленні, але для сферичної напіввісі можливо ще й змінання всієї робочої поверхні гвинта, на відміну від трапецієподібної.

Практична значимість. Проведене дослідження виконано в повному обсязі і описує всі переваги і недоліки запропонованих поліпшень зі збільшення надійності і експлуатаційних характеристик самоблокувального диференціалу автоматичного Красикова.

Ключові слова: диференціал; дослідження; надійність; трапецієподібна форма; самоблокувальний.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

При русі автомобіля виникають моменти тертя шестерень диференціала об опори і між собою. Тому суворої рівності моментів на вихідних валах немає, ця різниця в моментах відрізняється на величину співвідношення між сумарним моментом тертя і корисним. Це співвідношення таке, що в звичайних шестерних диференціалах крутний момент на одному з вихідних валів може перевищувати момент на іншому валу на 3-7%.

З цього випливає, що потужність двигуна на звичайних диференціалах не може бути реалізована

повністю, більш повно реалізує потужність автомобіля диференціал підвищеного тертя або самоблокувальний. Тому тільки самоблокувальний диференціал може реалізувати потужність двигуна в повному обсязі, і обмежуючим фактором для реалізації всієї потужності двигуна є якість шин коліс. Тобто на відміну від вільного диференціала, який реалізує потужність двигуна через колесо, що буксує, самоблокувальні диференціали реалізують потужність через колесо яке має зчеплення з дорогою. Робота на слабке колесо вільного диференціала є ефективним механізмом захисту від перевантажень. Маючи досить просту конструкцію,

вільний диференціал має великий ресурс. Він зношується тільки при буксуванні слабкого колеса, а саме вісь сателітів. В інших випадках він просто скидає пікові навантаження в пробуксовці слабкого колеса.

Блокуючі системи працюють на сильне колесо в більшій чи меншій мірі. Самоблокувальні диференціали підвищеного тертя передають момент на сильне колесо в тій кількості, яку здатні тримати його пари тертя. Всі навантаження, що перевищують це значення, передаються на буксування слабкого колеса, у зв'язку з цим всі самоблокувальні диференціали мають менший ресурс, ніж вільні [3–6]. Отже, збільшення надійності і експлуатаційних характеристик самоблокувальних диференціалів є актуальним питанням.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Диференціал – це механізм трансмісії автомобіля, що розподіляє підведений до нього крутний момент між вихідними валами і забезпечує їх обертання з різними кутовими швидкостями, що необхідно для маневрування автомобіля. Шестерні вихідних валів диференціала мають однакові радіуси, з цього випливає, що крутний момент між вихідними валами розподілений порівну. Але при цьому співвідношення кутових швидкостей вихідних валів, тобто, чи будуть обертатися сателіти з рівними кутовими швидкостями, визначається умовами дорожнього покриття, і руху [3].

Далі в роботі буде розглядатися самоблокувальний диференціал автоматичний Красикова (ДАК) (рис. 1) [1,2], де кінематична схема аналогічна схемі класичного диференціалу планетарного механізму, в якому роль сателітів виконують кулькові ланцюжки. При рівномірному русі присутня рівновага сил, кульковий ланцюжок вільно переміщається уздовж каналів і як сателіт перерозподіляє потужність ($N=M \cdot \omega$) порівну між колесами. При порушенні рівноваги (різний коефіцієнт опору коліс з дорогою), кулькова ланцюжок навантажується, співвідношення реакцій сил в поворотному каналі стає таким, що ланцюжок замикається, диференціал блокується. Принцип блокування схожий із принципом самогальмування черв'ячної передачі, чим більше відбувається навантаження, тим раніше замикається ланцюжок з кульок.

Замикання відбувається не в результаті різниці швидкостей обертання коліс, а за рахунок різниці моментів (навантаження) на провідних колесах і тяги двигуна.

Основною особливістю є блокування на 100% при русі вперед, і 90% при русі заднім ходом. Це можливо коли нахил гвинтових канавок напівосьових шнеків спрямований вниз (рис. 2), навантажується весь кульковий ланцюжок, який замикається в поворотному каналі, і диференціал блокується повністю.

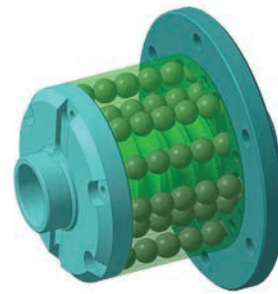


Рис. 1. Самоблокувальний диференціал

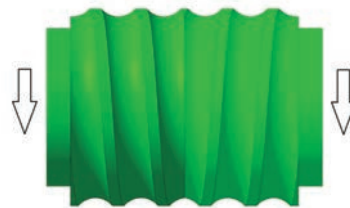


Рис. 2. Гвинтовий напрямок вниз

Якщо нахил гвинтових канавок напіввісєй спрямований вгору (рис. 3), більшою мірою навантажується частина ланцюжка, яка безпосередньо контактує зі шнеками, інша частина ланцюжка, що контактує з поворотними каналами, залишається недовантаженою. Тому складова частина сил, яка замикає кульковий ланцюжок (рис. 4) в поворотному каналі, недостатня для блокування диференціала на всі 100%.



Рис. 3. Гвинтовий напрямок вгору

90% – цифра умовна, яка означає лише, що для блокування необхідно створити зовнішнє навантаження на слабкому колесі (буксуючому) для блокування (короткочасне натискання на гальмо) підвищеного ненавантаженого колеса.

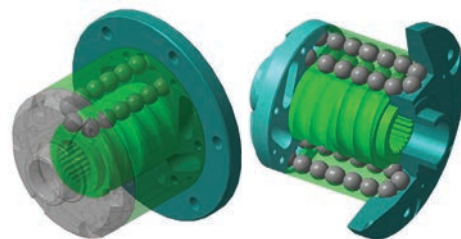


Рис. 4. Кульковий ланцюжок

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Конструктивне виконання диференціалу ДАК має невеликий ресурс роботи при блокуванні на дорогах звичайного користування, підвищений знос внутрішніх поверхонь замкнутого каналу і безпосередньо тіл обертання – кульок, обумовлений тим, що кульки всередині замкнутого каналу на різних його ділянках котяться неоднаково, а з різними швидкостями. Це може означати, що не витриманий зазор між кульками, які необхідно закласти, таким чином, в ланцюжок кульок, щоб виключити заклинювання під час руху кульок по замкнутому каналу. Але відносно великий зазор не дозволяє кулькам м'яко переходити з одного елемента конструкції в інший, наприклад, з гвинтової канавки одного напівосьового елемента в гвинтову канавку іншого напівосьового елемента. Зменшення зазору в ланцюжку кульок призводить до «клин» або «напівклин», а значить, до поступового руйнування конструкції.

До найбільш вразливих елементів можна віднести зовнішні перехідні гілки напівосьових елементів (рис. 5), які з ряду причин в процесі експлуатації приходять в непридатність і перестають виконувати свої функції.

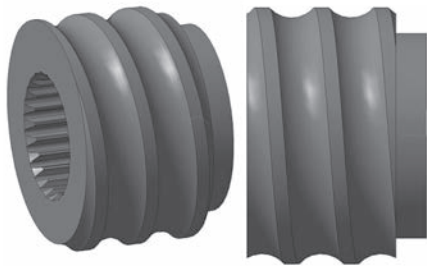


Рис. 5. Напівосьовий елемент

Зношування відбувається на перемичках між гвинтовими канавками напівосьових елементів (рис. 6) [10], найчастіше вони зминаються, тим самим збільшуючи зазор між гілками замкнутого каналу, що складається з кульок, зазор між якими рівний 0,1-0,2 мм, визначений як найоптимальніший. При таких умовах диференціал працює м'яко і плавно.

До того ж при збільшеному зазорі зовнішні стінки перехідної гілки замкнутого каналу на великій і малій (рис.7) торцевих кришках піддаються утворення зминання і появи тріщин [10].



Рис. 6. Зношені напівосьові елементи

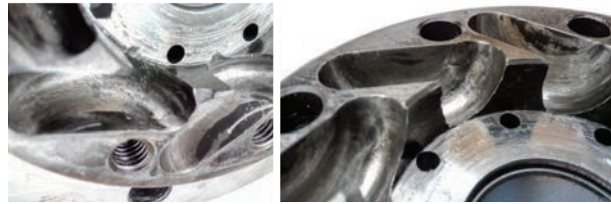


Рис. 7. Торцева кришка

Ще одним з елементів, здатним до інтенсивного зносу, є приводний корпус, у якого також як і на торцевих кришках, в каналах зовнішньої стінки поворотної гілки відбувається зминання і поява тріщин і задириків (рис. 8), в результаті підвищеного тертя і виникненні великих навантажень [10].



Рис. 8. Приводний корпус з задираками і тріщинами

В окремих випадках відбувається повне руйнування приводного корпусу, і кульки піддаються великому зносу і деформації (рис. 9) [10]. Під час експлуатації це супроводжується характерним потрескуванням, яке в разі установки даного типу диференціала на передній мосту створює значний дискомфорт.



Рис. 9. Зруйнований приводний корпус, і кульки

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Збільшення надійності і експлуатаційних характеристик та ресурсу роботи самоблокувальних диференціалів на прикладі ДАК.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для розв'язання поставлених задач застосовувалися метод кінцево-елементного аналізу тривимірної

твердотільної моделі [7], при аналізі робочих процесів у диференціалі ДАК.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

У ролі поліпшення експлуатаційних характеристик, пропонується змінити сферичну форму гвинтових напівосьових елементів, на трапецієподібну (рис. 10). В результаті це дозволить зменшити площу контакту кульки з напівосьовим елементом і дасть можливість для збільшення міцності. Така форма полуосей дозволяє виконати поверхневе зміцнення робочої поверхні, що також збільшить термін служби всього диференціалу. Перехідні гілки утворюють замкнутий канал, який може бути виконаний тангенціальним або радіальним, в поперечному розрізі.

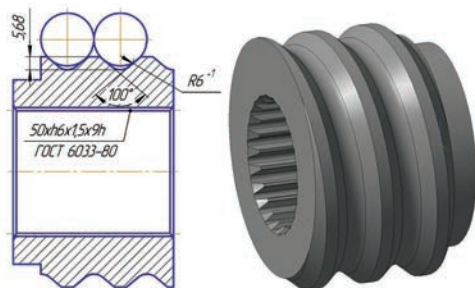


Рис. 10. Півосьові елементи трапецієподібної форми

Щоб зменшити тертя між кульками з зовнішньою стінкою перехідної гілки в приводному корпусі, в одному з каналів пропонується встановити бронзову втулку (рис. 11), яка зменшить коефіцієнт тертя на чверть. Це дозволить зменшити навантаження, створюване при обертанні напівосьових елементів і руху кульок замкнутим каналом.

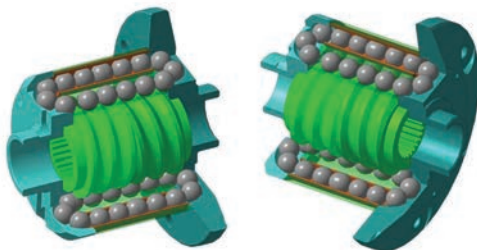


Рис. 11. Диференціал з внесеними змінами

Далі був виконаний статичний аналіз напівосьових елементів зі сферичною гвинтоподібною поверхнею і трапецієподібною [8,9]. В ролі матеріалу обрана лита легована сталь. Для фіксації деталі було виконано спрощення шлицевого елемента, з подальшим кріпленням по циліндричній поверхні (фіксована геометрія) позначені зеленими стрілочками. І прикладення зовнішнього навантаження здійснено по всій гвинтовій поверхні в разі зі сферичною напіввіссю, і по одній зі сторін для трапецієподібною напівосі (рис. 12).

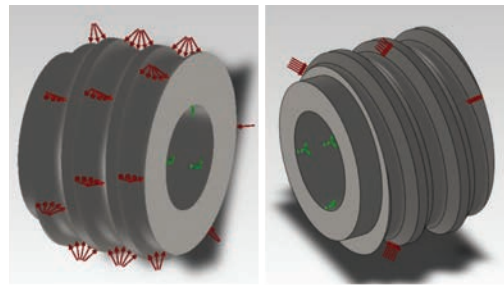


Рис. 12. Фіксація деталей і навантаження до гвинтової поверхні

Для подальшого розрахунку створена сітка з достатньою деталізацією (рис. 13), яка необхідна для подальшого розрахунку розроблених моделей деталей.

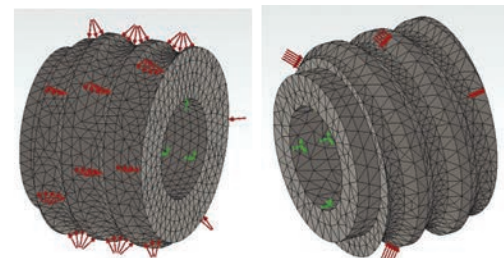


Рис. 13. Сітка кінцевих елементів

Подальший розрахунок з побудовою епюри напруги (рис. 14) показує, що максимальна напруга по Мизесу виникає при вході в гвинтове зачеплення і на виході. Оскільки навантаження розподілене, то напруга на сферичній напіввіссі показано з обох сторін, а на трапецієподібній лише з однієї через прикладання сили тільки з правого боку. А кольорова шкала вказує на більш рівномірний розподіл навантаження в сферичній напіввіссі і меншому значенні напруги, на відміну від контактного навантаження в трапецієподібній, але при цьому не еквівалентно значенням більшої площі контакту з робочою поверхнею.

Побудова епюри переміщення (рис. 15) вказує на зсув, що є незначним і не впливає на збільшення зазору між гілками замкнутого каналу, що складається з кульок.

Далі побудована епюра деформації (рис. 16), на якій наглядно видно, що вся гвинтова поверхня сферичної напіввіссі схильна до деформації з максимальним значенням на вході і виході в зачеплення. Трапецієвидна напіввісь піддається зминанню тільки в точці контакту з робочою поверхнею.

Виконана побудова епюри коефіцієнта запасу міцності (рис. 17), за критерієм максимальне нормальне напруження (відомий також як критерій Кулона).

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Виконано дослідження самоблокувального диференціалу ДАК, принцип дії якого аналогічний класич-

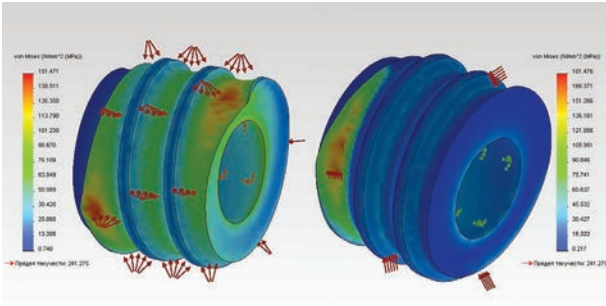


Рис. 14. Епюра статичне вузлове напруження

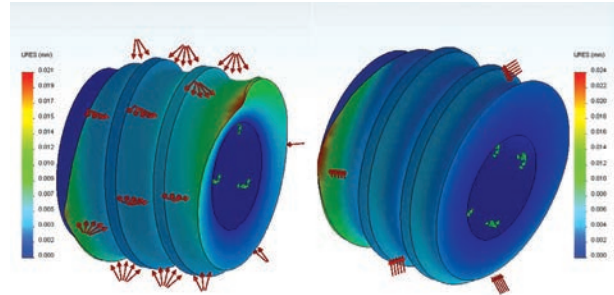


Рис. 15. Епюра статичного переміщення

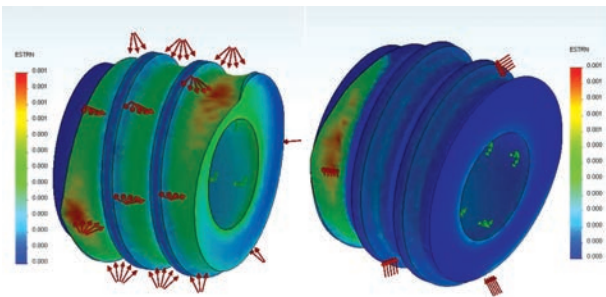


Рис. 16. Епюра деформації

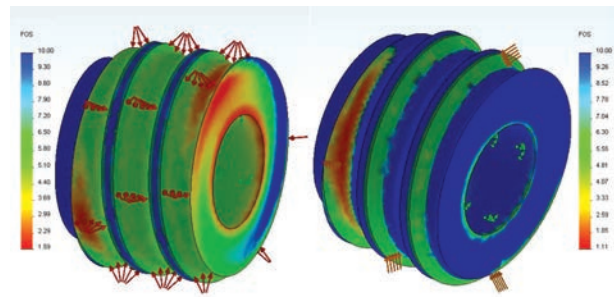


Рис. 17. Коефіцієнта запасу міцності

ній схемі планетарного диференціала, тільки замість сателітів використовується кульковий ланцюжок. При рівномірному русі присутня рівновага сил, кульковий ланцюжок вільно переміщується уздовж каналів і як сателіт перерозподіляє потужність порівню між колесами. При порушенні рівноваги кульковий ланцюжок навантажується, співвідношення реакцій сил в поворотному каналі стає таким, що ланцюжок замикається, диференціал блокується.

Конструктивне виконання даного диференціала має невеликий ресурс роботи при блокуванні на дорогах звичайного користування. Підвищений знос внутрішніх поверхонь замкнутого каналу і тіл обертання – кульок, зумовлений тим, що кульки всередині замкнутого каналу на різних його ділянках котяться неоднаково, а з різними швидкостями. Щоб зменшити тертя між кульками з зовнішньою стінкою перехідної гілки в приводному корпусі, в одному з каналів пропонується встановити бронзову втулку, яка зменшить коефіцієнт тертя на чверть з 0,2 до 0,15. Це дозволить зменшити навантаження, що створюється при обертанні напівосьових елементів і руху кульок замкнутим каналом.

Для поліпшення технічних характеристик пропонується змінити сферичну форму гвинтових напівосьових елементів, на трапецієподібну. Це дозволить зменшити площу контакту кульки з напівосьовим елементом і дасть можливість для збільшення міцності. Така форма напіввісей дозволяє виконати поверхневе зміцнення робочої поверхні, що також збільшить термін служби всього диференціала.

Далі в роботі виконано статичний аналіз напівосьових елементів зі сферичною гвинтоподібною поверхнею і трапецієподібною. У ролі матеріалу обрана лита легвана сталь. Кріплення виконано по внутрішній циліндричній поверхні, з подальшим створенням сітки кінцевих елементів і додатком зовнішнього розподіленого навантаження в 50Н/мм². Як видно з епюри статичної напруги, максимальні концентратори виникають при вході і виході в гвинтове зачеплення і становить 151,47МПа для сферичної напіввісі, і 181,47 МПа для трапецієподібної. На сферичній напіввісі це показано з обох боків, а на трапецієподібній лише з однієї через прикладання сили тільки з правого боку гвинтового напрямку. Якщо прикласти зусилля, і з лівого боку навантаження буде аналогічне сферичній напіввісі. Але варто зазначити, що робочі витки трапецієподібної напіввісі практично не відчувають навантаження, на відміну від рівномірного навантаження для сферичної напіввісі. Епюра переміщення вказує на максимальне зміщення в 0,021мм для сферичної напіввісі, і 0,03мм для трапецієподібної. Цей параметр не впливає на збільшення зазору в кульковою ланцюжку, для якої оптимальним значенням є 0,1-0,2 мм. На епюрах деформації видно ймовірно пошкодження, яке може виникнути в точці входу і виходу в зачепленні, але для сферичної напіввісі можливо ще й зминання всієї робочої поверхні гвинта, на відміну від трапецієподібної. Побудовані епюри коефіцієнта запасу міцності вказують на мінімальний запас за міцністю для сферичної поверхні 1,59, і трапецієподібної 1,1, що обумовлено меншою

площею контакту. При цьому площа поверхні з мінімальним запасом за міцністю менша для сферичної напіввісі, ніж у трапецієподібної напіввісі. Але з огляду на можливість поверхневого зміцнення робочої поверхні трапецієподібної напіввісі цементація, нітроцементація, твердість і мінімальний коефіцієнт запасу можуть бути збільшені.

ВИСНОВКИ

Проведене дослідження виконано в повному обсязі і описує всі переваги і недоліки запропонованих поліпшень зі збільшення надійності і експлуатаційних характеристик самоблокувального диференціалу ДАК.

REFERENCES

- [1] “DAK” Automatic differentials Krasikova: [Electronic resource] Retrieved from: <https://dak4x4.com/>
- [2] Vehicle limited slip differential: US Pat. 2319875 Rus. Federation: IPC F16H48 / 20 / Krasikov V.N. ; applicant and patentee Krasikov V.N. – 2005137272/11; declared November 30, 2005; publ. 03/20/2008. [in Russian]
- [3] Lefarov A.Kh. Differentials of cars and tractors / A.Kh. Lefarov. – М. : Publishing house “Mechanical engineering”, 1972. – 147 p. [in Russian]
- [4] Maintenance and repair of cars: Textbook. manual for universities / V.M. Vlasov, S.V. Zhankaziev and others; ed. V.M. Vlasov. – 4th ed. –М. : Publishing center “Academy”, 2007. – 480 p. [in Russian]
- [5] Turevsky I.S. Car maintenance. Book 1. Maintenance and repair of cars: a tutorial. – М: Publishing House “Forum”, 2007. – 432 p. [in Russian]
- [6] Automobiles: Construction, design and calculation. Control systems and chassis: Textbook. manual for universities / A.I. Grishkevich and others: Edited by A.I. Grishkevich. – Minsk. : Higher. school., 1987. – 200 s [in Belarus]
- [7] Official site of SOLIDWORKS: [Electronic resource]. Retrieved from: <https://www.solidworks.com/ru>
- [8] O. O. Ostroverkh Static improvement of the elements of the three-shaft gearbox of a passenger car with the transverse ratcheting of the engine / O. O. Ostroverkh // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Avtomobil-traktorobuvannya = Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Ser. : Automobile and Tractor Construction: zb. sciences. pr. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2020. – No. 1. – pp. 35-44.
- [9] O. O. Ostroverkh. Pre-installation of axial-piston compressors in automobile air conditioning systems / O. O. Ostroverkh // Vcheni notes of TNU imeni V.I. Vernadsky. Series: Technic Sciences: Science Journal. – : 2020. – Volume 31 (70). – No. 3. – Part 2. – pp. 109-118.
- [10] Official site DRIVE2.RU: [Electronic resource]. Retrieved from: <https://www.drive2.ru/b/483995673771900933/>

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] «ДАК» Дифференциалы автоматические Красикова. URL : <https://dak4x4.com/>.
- [2] Самоблокирующийся дифференциал транспортного средства: пат. 2319875 Рос. Федерация: МПК F16H48/20 / Красиков В.Н. ; заявитель и патентообладатель Красиков В.Н. 2005137272/11; заявл. 30.11.2005; опубл. 20.03.2008.
- [3] Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. Москва : Издательство «Машиностроение», 1972. 147 с.
- [4] Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учеб. пособие для вузов / В.М. Власов, С.В. Жанказиев и др. ; под ред. В.М. Власова. 4-е изд. Москва : Издательский центр «Академия», 2007. 480 с.
- [5] Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей. Книга 1. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебное пособие. Москва : ИД «Форум», 2007. 432 с.
- [6] Автомобили: Конструкция, конструирование и расчёт. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А.И.Гришкевич и др. ; Под редакцией А.И. Гришкевича. Минск : Высш. шк., 1987. 200 с.
- [7] Официальный сайт SOLIDWORKS. URL : <https://www.solidworks.com/ru>.
- [8] Островерх О.О. Статичне дослідження елементів трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. : Automobile and Tractor Construction : zb. nauk. pr. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. № 1. С. 35–44.
- [9] Островерх О.О. Дослідження застосування аксіально-поршневих компресорів в автомобільних системах кондиціювання. Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки : Науковий журнал. 2020. Том 31(70). № 3. Частина 2. С. 109–118.
- [10] Официальный сайт DRIVE2.RU. URL : <https://www.drive2.ru/b/483995673771900933/>.

© Островерх О. О., Мандрика В. Р., Агапов О. М., Зінченко О. І., Леоненко О. М.
Дата надходження статті до редакції: 11.03.2021
Дата затвердження статті до друку: 25.03.2021