

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра механіки та інженерії
агроекосистем

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

УДК 62-77

ЗІНЕВИЧ В.Г.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**«Розроблення пристрою для зрізання гальмівних накладок
мобільної сільськогосподарської техніки»**

133 „Галузеве машинобудування”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавра
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання
на відповідне джерело

Керівник роботи
В.О. Шубенко
к.т.н., доцент

Житомир – 2024

Анотація

Зіневич В.Г. Розроблення пристрою для зрізання гальмівних накладок мобільної сільськогосподарської техніки. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису. Робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування, – Поліський національний університет, Житомир, 2024.

В процесі виконання роботи проаналізовано перелік несправностей, що виникають в гальмівній системі мобільної техніки. Проаналізовано існуючі конструкції можливих пристроїв з обслуговування гальмівної системи та представлено власну розробку. Проведено розрахунки розробленої конструкції щодо сприйняття сил, що виникають при зрізанні накладок.

Abstract

Zinevich V.G. Development of a device for cutting brake linings of mobile agricultural machinery. – Qualification work on manuscript rights. Work on obtaining a bachelor's degree in the specialty 133 Branch mechanical engineering, – Polisky National University, Zhytomyr, 2024.

In the process of performing the work, the list of malfunctions occurring in the braking system of mobile equipment was analyzed. The existing designs of possible devices for brake system maintenance are analyzed and the own development is presented. Calculations of the developed structure were carried out in relation to the perception of the forces that arise when the overlays are cut.

Зміст

Вступ	4
Розділ 1. Технологічна частина	5
1.1. Призначення гальмівної системи	5
1.2. Види гальмівних систем сільськогосподарських машин	5
1.3. Технологія ремонту гальмівних колодок на проєктованому стенді....	6
Розділ 2. Конструкторська частина.....	9
2.1. Аналіз існуючих конструкцій	9
2.2. Проектування приводної станції	10
2.2.1. Визначення зусилля зрізу	10
2.2.2. Вибір електродвигуна.....	11
2.2.3 Вибір черв'ячного редуктора.....	13
2.2.4 Розрахунок зубчастої передачі.....	15
2.2.5 Вибір муфти.....	23
2.2.6 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	24
2.2.7 Розрахунок пружини.....	25
Висновки	28
Список використаної літератури.....	30

					Пояснювальна записка		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Зіневич</i>			3		30
<i>Перевір.</i>		<i>Шубенко</i>			ПНУ зр.		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

Вступ

Перевірку та сервісне обслуговування гальмівних механізмів потрібно здійснювати в встановлені для цього моменти часу, які відповідають досягненню певного пробігу. Відповідно регламентів кожного типу ТО і дотримання їх – це запорука безпеки на дорозі. Не варто сподіватися на складні електронні механізми (типу ABS, EBD, BAS) – при несправності основної гальмівної системи ці «примочки», на жаль, не допоможуть зупинитися.

Надійна гальмівна система в машині забезпечує безпечне пересування дорогами та дозволяє впевнено їздити як у місті, так і за його межами. Гальма не просто уповільнюють чи зупиняють авто, коли це потрібно. Вони допомагають керувати автомобілем у місцях з поганим дорожнім покриттям, маневрувати на високій швидкості та уникати ДТП. Щоб гальмівна система була надійною, вона має бути справною. Підтримувати нормальний стан гальм допомагають акуратне водіння, регулярний ремонт та своєчасне технічне обслуговування.

При своєчасній діагностиці гальмівної системи відновлювальні роботи можуть полягати тільки в заміні гальмівних фрикційних колодок. Найчастіше це проявляється сильним писком, скреготом та хрускотом з боку коліс. Тертя між металами є дуже небезпечним і може призвести до серйозних наслідків.

По-перше, – сила тертя між металами значно нижча, ніж між фрикціоном та металом, тобто ефективність гальмівної системи погіршується.

По-друге, те ж тертя може призвести до деформації диска, підвищеного його стирання, в результаті у найвідповідальніший момент гальма можуть відмовити.

						Лист
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Технологічна частина

1.1. Призначення гальмівної системи

Гальмівна система відповідає за зниження швидкості та швидку зупинку автомобіля, а також за утримання автомобіля на місці під час паркування. Надійні гальма покращують середню швидкість руху, що підвищує ефективність роботи автомобіля. Вимоги до гальмівної системи автомобіля дуже високі. Він повинен забезпечувати здатність швидко сповільнювати та повністю зупиняти транспортний засіб у різних умовах водіння [6].

1.2. Види гальмівних систем сільськогосподарських машин

Сільськогосподарська техніка обладнується робочою та стоянковою гальмівними системами.

Працююча гальмівна система сповільнює транспортний засіб до повної зупинки, незалежно від швидкості, навантаження та ухилу дороги.

Стоянкові гальмівні системи використовуються для фіксації нерухомого транспортного засобу на рівних ділянках або похилих дорогах. Необхідно переконатися, що вантажівка залишається нерухомою на відносно рівній поверхні з невеликим нахилом.

Кожна гальмівна система складається з гальмівного механізму, який забезпечує гальмування коліс або трансмісійного вала, і гальмівного приводу, який приводить в дію гальмівний механізм. Гальмівними механізмами можуть бути колеса, передачі, барабани та диски.

Барабанный гальмівний механізм складається з:

1. Розтискний кулак.
2. Гальмівний барабан.

						Лист
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Пружина.
4. Гальмівна колодка.
5. Фрикційна накладка.

Можливі несправності барабанних гальм, пов'язані з поломкою гальмівних колодок:

- заклинювання гальм;
- недостатня ефективність гальмування;
- вібрація автомобіля при гальмуванні;
- скрип гальм;
- стукіт гальм.

Щоб усунути перераховані вище проблеми, потрібно провести заміну фрикційних накладок на гальмівних колодках [6].

1.3. Технологія ремонту гальмівних колодок на проектованому стенді

Ремонт гальмових колодок барабанних гальм полягає в заміні зношених фрикційних накладок і виконується в наступному порядку:

1. Зняття старої фрикційної накладки за допомогою верстата для зняття гальмових накладок.

Проектований пристрій допоможе знизити трудомісткість операції з ремонту гальмових колодок і підвищити якість робіт.

На рис. 1.1. схематично зображений проектований пристрій; на рис. 1.2 – поворотна плита й натискне пристосування з ножем; на рис. 1.3 – натискне пристосування.

						Лист
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

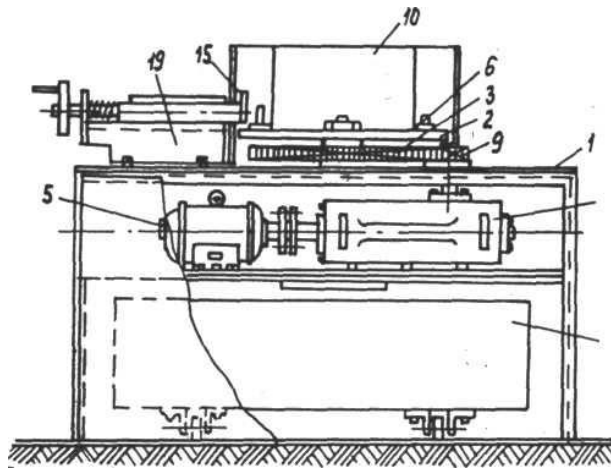


Рис. 1.1. Схема пристрою

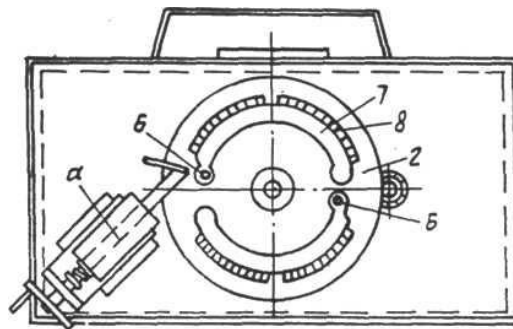


Рис. 1.2. Поворотна плита й натискне пристосування з ножем

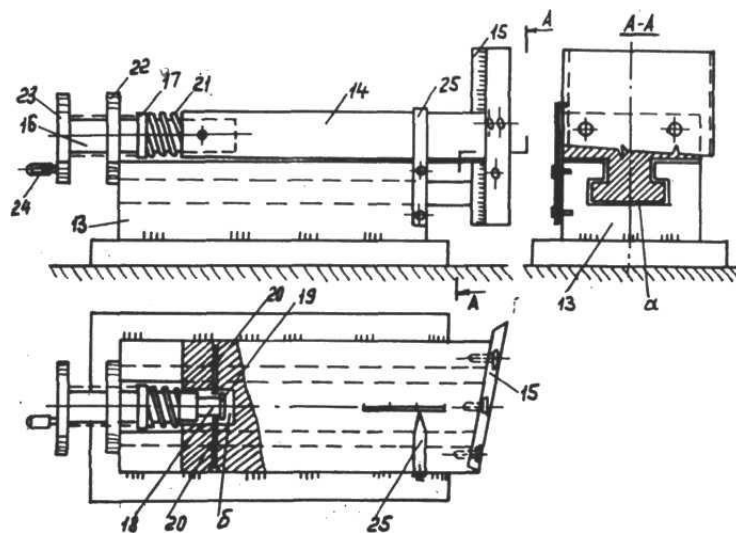


Рис. 1.3 Натискне пристосування

					Лист
					7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Пристрій працює в такий спосіб.

Після встановлення гальмівної колодки (7) з фрикційною накладкою (8) на палець (6) обертової пластини (2) і повороту рукоятки (24) ходового гвинта (16) переноситься ніж (15). до підставки фрикційної накладки і розрізається. При цьому зусилля, прикладене до обойми (14) ножа (15), передається через упорне кільце (17) і пружину (21). Пружина (21) діє на тримач (14) ножа (15), переміщаючи його по Т-подібній канавці. «А». Включення двигуна (5) змушує диск (3) обертової пластини (2) рухатися, і коли обертова пластина обертається, ніж знімає фрикційну накладку, посилаючи фрикційну накладку, яка падає на захисний екран (10) в бункер (11). Навантаження, сприйняте ножем (15), через пружину (21) передається на пропелер (16), одночасно забезпечуючи самовстановлення ножа та запобігаючи поломці гальмівної колодки в разі змінюється радіус закруглення гальмівної колодки Ходовий гвинт.

Після зняття накладки приступаємо до приклеювання нової накладки.

2. Установіть нову фрикційну накладку на колодку:

- Зняти пил з колодки за допомогою напилка.
- Внутрішню поверхню нової накладки зробити шорсткою.
- Ретельно знежирте зовнішню поверхню колодки.
- Нанесіть тонкий шар клею VR-10T на внутрішню поверхню колодки та зовнішню поверхню блоку та просушіть протягом 30 хвилин при температурі 15 градусів; Деталі спресовують між собою під тиском 0,5...0,8 МПа і витримують у спресованому вигляді не менше 40 хвилин у сушильній камері при температурі приблизно 190 град. Час прогріву до цієї температури не враховується;
- Охолодіть відпресовані деталі до температури нижче 50 градусів, потім зніміть готовий блок з наклеєною накладкою і відшліфуйте зовнішню поверхню накладки [7].

						Лист
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 2. Конструкторська частина

2.1. Аналіз існуючих конструкцій

Існуючі конструкції машин непридатні з технічних чи економічних причин [7], [8].

У цьому аналізі представлено три типи машин подібного типу.

Верстат для клепки і нарізки гальмівних накладок на автомобілях БЕЛАЗ вантажопідйомністю від 30 до 220 т. Привід машини гідравлічний. Накладки ріжуться змінними ножами. Ця машина не підходить для вашої марки автомобіля, оскільки вона не використовує цей автомобіль.

Стенд для нарізки гальмівних накладок Р-174 призначений для автомобілів ЗІЛ, КАМАЗ, ЛЯЗ, ГАЗ. Фрикційна накладка розрізається знімним ножем і може бути знята для заточування або замінена на нову при зносі. Тип приводу – електромеханічний. Ця машина ідеальна за технічними характеристиками, але в економічному плані не вигідна, оскільки ціна такої установки становить сто тисяч гривень.

Машина для знімання гальмівних накладок вантажівок з вертикальним розташуванням обертової пластини і різального пристрою, як і машина П-174, обладнана електромеханічним приводом і знімним ножем. Але «мінус» цієї машини в тому, що механічна частина приводу складніша, ніж у аналогічних конструкцій. Якщо така машина вийде з ладу, вона потребуватиме більших витрат на ремонт. Тому ця машина економічно чи технічно недоцільна.

Пропонований верстат для різання фрикційних накладок гальмівних колодок вантажних автомобілів може бути виготовлений підприємством. Принцип роботи цієї машини схожий на машину Р-174. Стенд відповідає всім економічним і технічним параметрам більшості підприємств.

						Лист
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Проектування приводної станції

2.2.1. Визначення зусилля зрізу

Визначимо силу, необхідну для розрізання двох послідовних частин обшивки, з'єднаних з блоком за допомогою алюмінієвих заклепок. Діаметр заклепок 8 мм.

Знайдемо силу, необхідну для відрізання підкладки від колодки. Розглянемо схему сил, що діють на різці. Ця схема показана на рисунку 2.1.

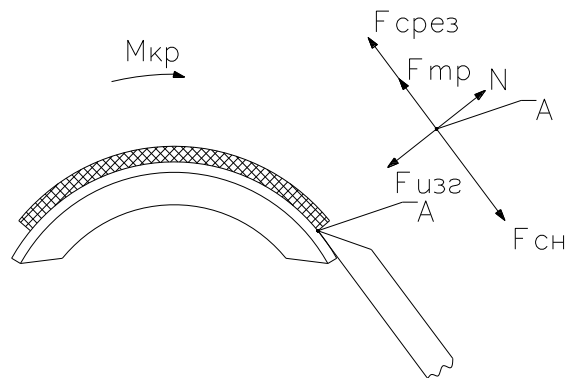


Рис. 2.1 Схема сил діючих на різець

Виразимо силу зняття накладки:

$$F_{CH} = F_{CP} + F_{TP} \quad (2.1)$$

де: F_{TP} - сила тертя,

$$F_{TP} = F_{ИЗГ} \cdot f \quad (2.2)$$

де: $F_{ИЗГ}$ - сила згину накладки,

f - коефіцієнт тертя.

$$[\tau_{CP}] = \frac{F_{CP}}{A} = \frac{4F_{CP}}{\pi d^2 n} \quad (2.3)$$

						Лист
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $d = 8$ – діаметр заклепки мм,
 $n = 2$ – кількість заклепок;
 A – площа перетину заклепок;
 F_{CP} – сила зрізу клепок, Н.

$$[\sigma_{ИЗГ}]_{MAX} = \frac{6 \cdot F_{ИЗГ} \cdot l}{b \cdot h^2} = \sigma_{ИЗГ} \quad (2.4)$$

де: $l = 0,06$ – відстань між рядами клепок м,
 $b = 0,12$ – ширина накладки м,
 $h = 0,01$ – товщина накладки м,
 $[\sigma_{ИЗГ}] = 108$ – допустиме напруження при згині МПа.

$$F_{CH} = F_{CP} + F_{TP} = \frac{[\tau_{CP}] \cdot \pi \cdot n \cdot d^2}{4} + \frac{f \cdot b \cdot h^2 \cdot \sigma_{ИЗГ}}{6 \cdot l} =$$

$$= \frac{11,8 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,008^2}{4} + \frac{0,3 \cdot 0,12 \cdot 0,015^2 \cdot 108 \cdot 10^6}{6 \cdot 0,06} = 3616H$$

Приймаємо силу зрізу накладки рівну 4000 Н.

2.2.2. Вибір електродвигуна

Прийmemo частоту обертання диска рівну $4 \delta \hat{a}^{-1}$

Тоді колова швидкість диска буде дорівнює:

$$V = \frac{\pi * d}{60/4} \quad (2.5.)$$

де: d – діаметр диска, 0,4 м.

$$V = \frac{\pi * d}{15} = \frac{3,14 * 0,4}{15} = 0,08 м/с.$$

За отриманими даними проведемо розрахунок необхідної потужності двигуна.

						Лист
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо потужність на валу поворотної плити 2 .

$$P_B = \frac{F_{CH} * V}{10^3} = \frac{4000 * 0.08}{10^3} = 0,32 \text{кВт}.$$

Тоді необхідна потужність електродвигуна

$$P_{\text{Э.ТР}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{ОБЩ}}} \quad (2.6)$$

де: $P_{\text{Э.ТР}}$ - Потужність електродвигуни необхідна, кВт.

$\eta_{\text{ОБЩ}}$ - Загальний ККД.

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{Муф}} * \eta_{\text{Чер}} * \eta_{\text{Зуб}} * \eta_{\text{Он}} \quad (2.7)$$

де: $\eta_{\text{Муф}}$ - ККД сполучної муфти. 0,98

$\eta_{\text{Чер}}$ - ККД черв'ячної передачі. 0,55

$\eta_{\text{Зуб}}$ - ККД зубчастої передачі. 0,8

$\eta_{\text{Он}}$ - ККД опор приводного вала. 0,99

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{Муф}} * \eta_{\text{Чер}} * \eta_{\text{Зуб}} * \eta_{\text{Он}} = 0,98 * 0,55 * 0,8 * 0,99 = 0,43$$

$$P_{\text{Э.ТР}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{ОБЩ}}} = \frac{0,32}{0,43} = 0,76 \text{кВт}.$$

Вибираємо електродвигун «АИР90LA ТУ 16 – 525.564 – 84».

Електродвигун показаний на рисунку 2.2.

Двигун $n = 750 \text{об} \cdot \text{а}^{-1}$

$$P = 1,1 \text{кВт}.$$

						Лист
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

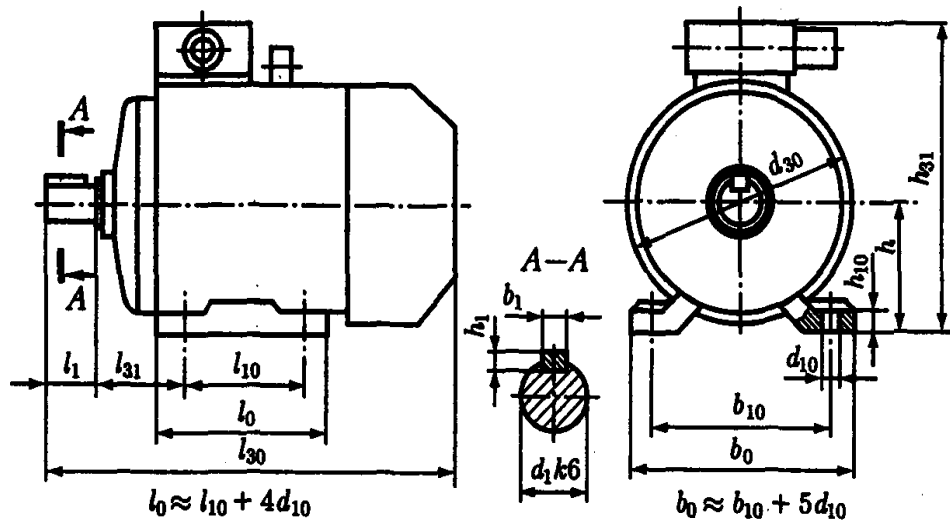


Рис. 2.2. Електродвигун «AIP90LA TY 16 – 525.564 – 84».

2.2.3 Вибір черв'ячного редуктора

Уточнення передаточних чисел привода. Визначимо загальне передаточне число привода.

$$U_{\text{ОБЩ}} = \frac{n}{n_B} = \frac{750}{4} = 187,5$$

де: $n = 750$ оберти вала двигуна

$n_B = 4$ оберти поворотної плити 2.

У схему верстата входить черв'ячний редуктор, прийємо стандартний редуктор Ч – 63 з передаточним числом 50. Редуктор представлений на рисунку 2.3.

Варіант складання з вихідним валом з однієї сторони.

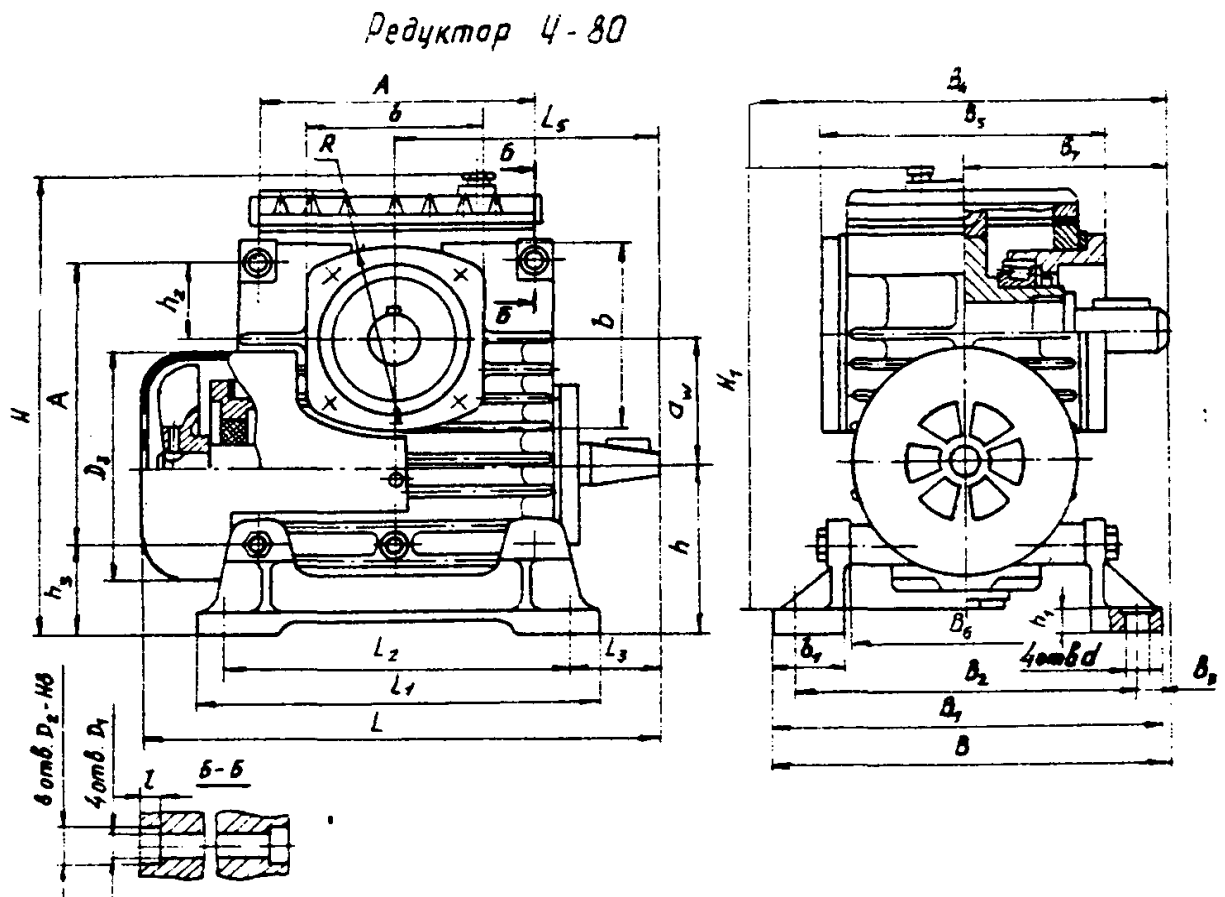


Рис. 2.3. Схема редуктора Ч – 80

Варіант складання редуктора представлений на рисунку 2.4



Рис. 2.4. Варіант розташування черв'ячної пари

Тоді передаточне число зубчастої передачі буде дорівнює

$$U_{\zeta\acute{o}\acute{a}} = \frac{U_{\acute{a}\acute{a}}}{U_{\acute{d}\acute{a}}} = \frac{187,5}{50} = 3,75$$

Визначимо обертаючий момент на валах привода.

Вал електродвигуна.

					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	14

$$n_{\hat{y}\ddot{e}} = 750\tilde{\omega}\hat{a}^{-1}$$

$$P_{\text{ЭЛ}} = 1,1\text{кВт}$$

$$T_{\text{ЭЛ}} = 9550 * \frac{P_{\text{ЭЛ}}}{n_{\text{ЭЛ}}} = 9550 * \frac{1,1}{1000} = 10,5\text{Н} \cdot \text{м}$$

Частота обертання:

- черв'яка редуктора

$$n_{\times\hat{a}\ddot{\delta}} = 750\tilde{\omega}\hat{a}^{-1}$$

$$P_{\text{Чер}} = 1,1\text{кВт}$$

$$T_{\text{Эл}} = T_{\text{Чер}} = 10,5\text{Н} \cdot \text{м}$$

- колеса редуктора

$$n_{\hat{E}\hat{i}\ddot{e}} = \frac{n_{\times\hat{a}\ddot{\delta}}}{U_{\text{Д}\hat{a}\hat{a}}} = \frac{750}{50} = 15\tilde{\omega}\hat{a}^{-1}$$

$$P_{\text{Кол}} = P_{\text{Чер}} * \eta_{\text{Ред}} = 1,1 * 0,57 = 0,6\text{кВт}$$

$$T_{\text{Кол}} = T_{\text{Чер}} * U_{\text{Ред}} * \eta_{\text{Ред}} = 10,5 * 50 * 0,57 = 250\text{Н} \cdot \text{м}$$

Частота обертання диска

$$n_{\hat{A}\hat{\delta}\hat{n}} = \frac{n_{\hat{E}\hat{i}\ddot{e}}}{U_{\text{С}\hat{o}\hat{a}}} = \frac{15}{3,75} = 4\tilde{\omega}\hat{a}^{-1}$$

$$P_{\text{Дис}} = P_{\text{Кол}} * \eta_{\text{Зуб}} = 0,6 * 0,8 = 0,48\text{кВт}$$

$$T_{\text{Дис}} = T_{\text{Кол}} * U_{\text{Зуб}} * \eta_{\text{Зуб}} = 250 * 3,75 * 0,8 = 750\text{Н} \cdot \text{м}$$

2.2.4 Розрахунок зубчастієї передачі

Вибір матеріалу й термообробки шестірні й колеса

Для виготовлення колеса й шестірні застосовуємо сталь 40Х

						Лист
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Термообробка – загартування ТВЧ

твердість поверхні: шестірня 45-50 HRC

колеса 45-50 HRC

Контактні напруження, що допускаються

$$[\sigma]_H = \sigma_{HLim} * Z_N * Z_R * Z_V / S_H \quad (2.8)$$

де: σ_{HLim} - визначають по емпіричній формулі

$$\sigma_{HLim} = 17HRC_{CP} + 200 = 999 \text{ МПа}$$

$S_H = 1.2$ – коефіцієнт запасу міцності для зубчастих коліс із поверхневим зміцненням.

Z_N – Коефіцієнт довговічності

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{III}}} \quad (2.9)$$

де: N_{HG} - число циклів відповідному перелому кривої утоми, визначається по середній твердості поверхні зубів:

$$N_{HG} = 30HB_{CP}^{2.4} \leq 12 \cdot 10^7$$

$$N_{HG} = 30 * 451_{CP}^{2.4} \leq 12 \cdot 10^7$$

$$N_{HG} = 7 \cdot 10^7 \leq 12 \cdot 10^7$$

N_k - ресурс передачі

$$N_{III} = 60 * n * n_3 * L_h \quad (2.10)$$

де: n_3 - число входжень у зачеплення зуба шестерні, що розраховується, за один її оберт дорівнює 1

$$L_h = L * 365 * K_{ГОД} * 24 * K_{СУТ} \quad (4.11)$$

де: $L = 10$ число років роботи.

$K_{ГОД} = 0,8$ коефіцієнт річного використання передачі

						Лист
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$K_{cvt} = 0,7$ коефіцієнт добового використання передачі

$$L_h = 10 * 365 * 0,8 * 24 * 0,7 = 49056ч$$

$$N_{III} = 60 * 15 * 1 * 49056 = 4,4 \cdot 10^7$$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{III}}} = \sqrt[6]{\frac{7 \cdot 10^7}{4,4 \cdot 10^7}} = 1,08$$

Z_R - коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості сполучених поверхонь зубів, приймаємо = 1

Z_V - коефіцієнт, що враховує вплив окружної швидкості, приймаємо = 1.

$$[\sigma]_H = \sigma_{HLim} * Z_N * Z_R * Z_V / S_H = 999 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 / 1,2 = 899,1 МПа$$

$$[\sigma]_H \leq 1.25[\sigma_{HLim}]$$

$$899,1 \leq 1248.8$$

Напруги згину, що допускаються.

$$[\sigma]_F = \sigma_{FLim} * Y_N * Y_R * Y_A / S_F \quad (2.11)$$

де: σ_{FLim} - границя витривалості визначають по емпіричній формулі

$$\sigma_{FLim} = 700 МПа$$

$S_F = 1,55$ – коефіцієнт запасу міцності

Y_N - коефіцієнт довговічності

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{III}}}, \text{ за умови } 1 \leq Y_N \leq Y_{NMAX} \quad (2.12)$$

де $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$

$$N_{III} = 4 \cdot 10^6$$

					Лист
					17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

$$q = 9$$

$$Y_{NMax} = 2.5$$

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{FG}}{N_{III}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}} = 1 \quad (2.13)$$

Y_R - коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості сполучених поверхонь зубів, приймаємо = 1

Y_A - коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього додатка навантаження при однобічному, $Y_A = 1$

$$[\sigma]_F = \sigma_{FLim} * Y_N * Y_R * Y_A / S_F = 700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,55 = 451,6 \text{ МПа}$$

Міжосьова відстань

Попереднє значення міжосьової відстані a'_ω

$$a'_\omega = K * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}} = 6 * 4,75 * \sqrt[3]{\frac{250}{3,75}} = 233 \text{ мм}$$

де: $T_1 = 250$ – обертаючий момент на шестірні Нм

$u = 3,75$ - передаточне число

K – коефіцієнт, що залежить від поверхневої твердості шестірні й колеса, $K = 6$

Окружна швидкість знаходиться по формулі:

$$v = \frac{2 * \pi * a'_\omega * n_1}{6 \cdot 10^4 * (u + 1)} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 233 \cdot 15}{6 \cdot 10^4 \cdot 4,75} = 0.08 \text{ м/с} \quad (2.14)$$

Уточнюємо попередньо знайдене значення міжосьової відстані по формулі:

						Лист
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{\omega} = K_a (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K_H * T_1}{\psi_{ba} * u[\sigma]_H^2}} \quad (2.15)$$

де: $K_a = 450$ для прямозубих коліс,

$\psi_{ba} = 0,2$ при консольному розташування обох коліс.

K_H – коефіцієнт навантаження

$$K_H = K_{Hv} * K_{H\beta} * K_{H\alpha} \quad (2.16)$$

K_{Hv} - коефіцієнт урахує внутрішню динаміку навантаження, приймаємо рівним 1,03;

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт урахує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній;

$K_{H\beta}^0$ залежить від коефіцієнт приймаємо 1,35.

$$\psi_{bd} = 0.5 * \psi_{ba} * (u + 1) = 0.5 * 0.2 * (3,75 + 1) = 0.48$$

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{H\omega} = 1 + (1.35 - 1) * 0.63 = 1.22$$

$K_{H\omega}$ - коефіцієнт, що враховує приробляння зубів приймаємо 0,63.

$K_{H\alpha}$ - визначають по формулі:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{H\omega} = 1 + (1,18 - 1) * 0.63 = 1,11 \quad (2.17)$$

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 * (n_{CT} - 5) = 1 + 0,06 * (8 - 5) = 1,18$$

$$K_H = K_{Hv} * K_{H\beta} * K_{H\alpha} = 1,03 * 1,22 * 1,11 = 1,4$$

$$a_{\omega} = K_a (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K_H * T_1}{\psi_{ba} * u[\sigma]_H^2}} = 450 * 4,75 * \sqrt[3]{\frac{1,4 * 250}{0,2 * 3,75 * 899,1^2}} = 178 \text{ мм}$$

a_{ω} - округляємо до стандартного значення 180 мм.

Попередні основні розміри колеса

Ділильний діаметр

						Лист
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_2 = 2 * a_{\omega} * u / (u + 1) \quad (2.18)$$

$$d_2 = 2 * a_{\omega} * u / (u + 1) = 2 \cdot 180 \cdot 3,75 / 4,75 = 284,2 \text{ мм.}$$

$$\text{Ширина } b_2 = \psi_{ba} a_{\omega} = 0,2 \cdot 180 = 36 \text{ мм.}$$

Приймаємо ширину колеса рівну 36 мм.

Модуль передачі

Максимальний модуль передачі визначають із умов непідрізання зубів

$$m_{MAX} \approx 2 * a_{\omega} / [17 * (u + 1)] \quad (2.19)$$

Мінімальний модуль передачі визначають із умов міцності:

$$m_{MIN} = \frac{K_m * K_F * T_1 * (u + 1)}{a_{\omega} * b_2 * [\sigma]_F} \quad (2.20)$$

де: $K_m = 3,4 \cdot 10^3$

K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунку на напругу вигину

$$K_F = K_{Fv} * K_{F\beta} * K_{F\alpha} \quad (2.21)$$

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує внутрішню динаміку навантаження (зв'язану насамперед з помилками кроків зачеплення) приймаємо рівним 1,03

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу напруг.

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 * K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,35 = 1,3$$

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує вплив погрішностей виготовлення шестірні й колеса на розподіл навантаження між зубами, визначають так само як при розрахунках на контактну міцність

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,18$$

$$K_F = K_{Fv} * K_{F\beta} * K_{F\alpha} = 1,03 \cdot 1,3 \cdot 1,18 = 1,58$$

						Лист
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m_{MAX} \approx 2 * a_{\omega} / [17 * (u + 1)] = 2 \cdot 180 / [17 \cdot 4,75] = 4,5$$

$$m_{MIN} = \frac{K_m * K_F * T_1 * (u + 1)}{a_{\omega} * b_2 * [\sigma]_F} = \frac{3.4 \cdot 10^3 \cdot 1.58 \cdot 250 \cdot 4,75}{180 \cdot 36 \cdot 451.6} = 2,2$$

Вибираємо значення модуля передачі зі стандартного ряду приймаємо
– $m = 2,5$

Сумарне число зубів і кут нахилу

Передача прямозуба, значить $\beta = 0$

Сумарне число зубів

$$Z_S = 2 * a_{\omega} * \cos \beta / m = 2 \cdot 180 \cdot \cos 0 / 2,5 = 144$$

приймаємо $Z_S = 140$

Знайдемо число зубів шестірні

$$Z_1 = Z_S / (u + 1) \geq Z_{1min} \quad (2.22)$$

де: $Z_{1min} = 17$ для прямозубих передач.

$$Z_1 = 144 / 4,75 \geq 17$$

$$Z_1 = 30,3 \geq 17$$

Приймаємо $Z_1 = 30$

Числа зубів колеса буде дорівнює

$$Z_2 = Z_S - Z_1 = 144 - 30 = 114$$

Фактичне передаточне число

$$u_{\phi} = Z_2 / Z_1 = 114 / 30 = 3.8$$

Фактичне значення передаточного числа відрізняється від номінального на 1.5 % що входить у норму до 3 %.

						Лист
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметри коліс

Ділильні діаметри

$$\text{Шестірні } d_1 = Z_1 \cdot m = 30 \cdot 2,5 = 75 \text{ мм}$$

$$\text{Колеса } d_2 = 2 \cdot a_o - d_1 = 2 \cdot 180 - 75 = 285 \text{ мм}$$

Діаметри d_a і d_f окружностей вершин і западин зубів коліс

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 75 + 2 \cdot 2,5 = 80 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 75 - 2,5 \cdot 2,5 = 68,7 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 285 + 2 \cdot 2,5 = 290 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 285 - 2,5 \cdot 2,5 = 278,7 \text{ мм}$$

Перевірка зубів коліс по контактних напругах.

Розрахункове значення контактної напруги

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_o} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}} \leq [\sigma]_H \quad (2.23)$$

де: $Z_\sigma = 9600$, МПа

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_o} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}} = \frac{9600}{180} \cdot \sqrt{\frac{1,4 \cdot 250 \cdot 4,8^3}{36 \cdot 3,8}} = 896,6 \text{ МПа}$$

Розрахункове значення напруги σ_H менше припустимого $[\sigma]_H$ в межах 15...20...20 % виходить, раніше прийняті параметри залишаються остаточними.

Сили в зачеплення

Колова

$$F_t = 2 \cdot \frac{10^3 \cdot T_1}{d_1} = 2 \cdot \frac{10^3 \cdot 250}{75} = 6666,7 \text{ Н}$$

Радіальна

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6666,7 \cdot 0,364 = 2427 \text{ Н}$$

Перевірка зубів коліс по напругах згину.

Розрахункова напруга згину:

У зубах колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma]_{F2} \quad (2.24)$$

У зубах шестірни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma]_{F1} \quad (2.25)$$

де: Y_{FS1} і Y_{FS2} коефіцієнт, що враховує форму зуба й концентрацію напруг залежно від числа зубів.

Для даної передачі $Y_{FS1} = 3,8$ і $Y_{FS2} = 3,6$

$Y_\beta = 1$, коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубів,

$Y_\varepsilon = 1$, коефіцієнт, що враховує перекриття зубів.

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1,58 \cdot 6666,7}{36 \cdot 2,5} \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 1 = 421,3 \text{ МПа}$$

451,6 МПа > 425,9 МПа

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma]_{F1} = 421,3 \cdot 3,8 / 3,6 = 444,7 \text{ МПа}$$

451,6 МПа > 448,5 МПа.

2.2.5 Вибір муфти

Вибираємо пружну втулично – пальцеву муфту (рис. 2.5) за ДСТ 21424 – 93.

						Лист
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

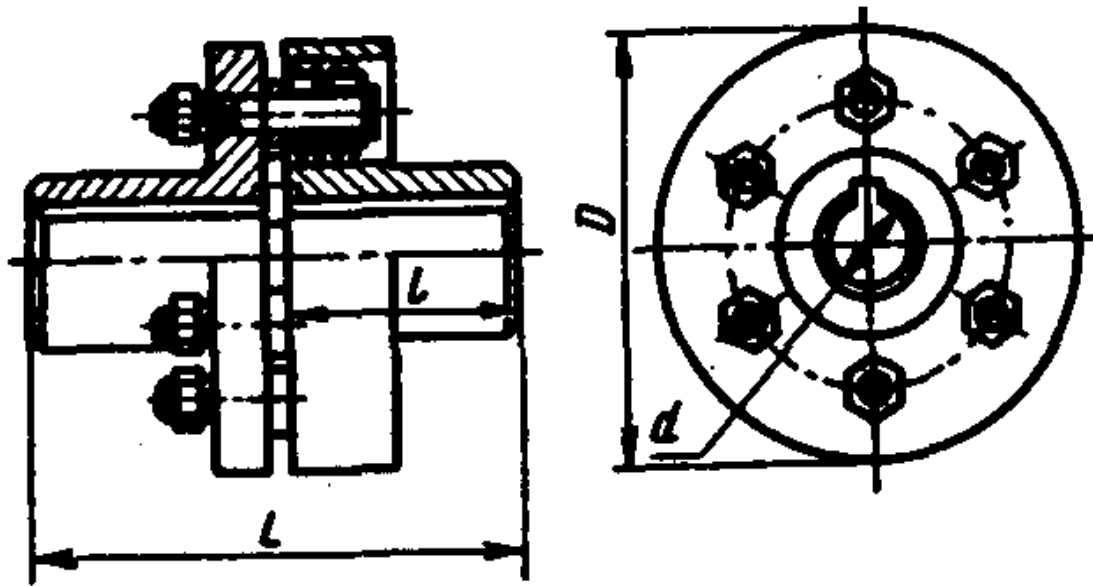


Рис. 2.5. Схема втулочно-пальцевої муфти

Муфту вибираємо залежно від переданого крутного моменту
 $T_K = 10,5H \cdot m$

Вибираємо муфту 16 – 24 – 1 – 25 – 4 ГОСТ 21424 – 93

2.2.6 Розрахунок шпонкового з'єднання

Розглянемо з'єднання вихідного вала редуктора й ведучої шестірні привода поворотної плити 2.

Діаметр вала $d = 32$ мм,

Довга маточини шестірні $L = 46$ мм,

Переданий крутний момент $T_K = 250$ Нм,

Матеріал вала – сталь 45, матеріал маточини шестірні – 40х

Відповідно діаметру вала $d = 32$ мм і довжині маточини шестірні $L = 46$ приймаємо за ДСТ 23360 – 78, призматичну шпонку 12 х 8 х 30, застосуємо для шпонки сталь 45.

Приймаємо «Шпонка 12 х 8 х 30 ГОСТ 23360 – 78»

Перевіримо з'єднання на зминання по формулі:

						Лист
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T_K}{d \cdot l_p \cdot K} \leq [\sigma]_{CM} \quad (2.26)$$

де: $l_p = 30$ робоча довжина шпонки,

$K = 0,0045$, довідковий розмір для розрахунку на зминання,

$[\sigma]_{CM} = 150$ МПа напруга на зминання, що допускається.

$$\sigma_{\dot{N}\dot{I}} = \frac{2 \cdot \dot{O}_{\dot{E}}}{d \cdot l_p \cdot K} = \frac{2 \cdot 250}{0,032 \cdot 0,03 \cdot 0,0045} = 115,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 115,7 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}$$

Перевіримо шпонку на зріз по формулі:

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot T_K}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau]_{CP} \quad (2.27)$$

де: $b = 8$ мм ширина шпонки;

$[\tau]_{CP} = 80$ МПа допустиме напруження на зріз.

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot T_K}{d \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 250}{0,032 \cdot 0,030 \cdot 0,008} = 65,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 65,1 \text{ МПа} \leq 80 \text{ МПа}.$$

2.2.7 Розрахунок пружини

При робочій деформації $F_{max} = 4000$ Н; робочий хід пружини приймаємо

$h = 10$ мм.

Виготовлення пружини передбачаємо із пружинного, загартованого в маслі, дроту. Прийmemo допустиме напруження, для дроту $[\tau] = 1000$ МПа.

Прийmemo індекс пружини $c = 5$. Коефіцієнт впливу кривизни витків $k = 1,24$.

Знайdemo діаметр дроту пружини по формулі;

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot c \cdot F_{MAX}}{[\tau]}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,24 \cdot 4 \cdot 4000}{1000}} = 7,1 \text{ мм} \quad (2.28)$$

						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		25

де: c – індекс пружини;

$k = 1,24$ коефіцієнт впливу на напруги кривизни витків і поперечної сили.

$[\tau] = 1000$ МПа допустиме напруження при статистичних навантаженнях для пружин з загартованого в маслі дроту.

Визначимо середній діаметр пружини по формулі;

$$D = c \cdot d = 4 \cdot 7,1 = 28,4 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр пружини по формулі;

$$D_H = D + d = 28,4 + 7,1 = 35,5 \text{ мм}$$

Підберемо пружину за ДСТ 13766 – 68. Ближче всього підходить пружина 2 – класи, 3 – розряди № 181. Для цієї пружини $F_{\max} = 4000$ Н; $d = 8$; $D_H = 45$; твердість одного витка $C_1 = 800$ Н/мм і найбільший прогин одного витка $\lambda'_3 = 4,94$, матеріал пружини сталь 50ХФА, твердість HRC 44...50....50

Уточнимо середній діаметр пружини:

$$D = D_H - d = 45 - 8 = 37 \text{ мм}$$

Перевіримо обрану пружину по C_1 й λ'_3 .

$$C_1 = \frac{10^4 \cdot d}{c^3} = \frac{10^4 \cdot 8}{4^3} = 1250 \text{ Н / мм}$$

Твердість пружини по формулі:

$$C = (F_{\max} - F_1) / h \quad (2.29)$$

де: $F_1 = 3200$ номінальна сила, Н

$F_{\max} = 4000$ максимальна сила, Н

$$C = (F_{\max} - F_1) / h = (4000 - 2670) / 10 = 133 \text{ Н / мм}$$

Число робочих витків пружини по формулі:

$$n = C_1 / C = 1250 / 133 \approx 9,4$$

						Лист
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна деформація пружини по формулі:

$$\lambda_3 = \frac{F_{MAX}}{C} = \frac{4000}{133} = 30\text{мм}$$

Максимальна деформація одного витка пружини:

$$\lambda'_3 = \frac{\lambda_3}{n} = \frac{30}{9,4} = 3,2\text{мм}$$

Повне число витків пружини:

$$n_1 = n + n_2 = 10 + 2 = 12$$

де: $n_2 = 2$ число опорних витків.

Крок пружини по формулі:

$$t = \lambda'_3 + d = 3,2 + 8 = 11,2\text{мм}$$

Висота пружини при максимальній деформації по формулі:

$$L_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d = (15 + 1 - 2) \cdot 8 = 122\text{мм}$$

де: $n_3 = 2$ число зашліфованих витків.

Висота пружини у вільному стані по формулі:

$$L_0 = L_3 + \lambda_3 = 122 + 30 = 152\text{мм}$$

Довжина розгорнутої пружини по формулі:

$$L \approx 3,2 \cdot D \cdot n_1 = 3,2 \cdot 37 \cdot 15 \approx 1776\text{мм}$$

Розрахунок виконувався по [9], [10], [11].

Висновки

Ремонт гальмівної системи автомобіля є дуже важливою процедурою, яка безпосередньо впливає на безпеку водіння.

Ознаки проблем із гальмівною системою:

1. Шуми при гальмуванні – скрип, скрегіт або сторонні звуки можуть свідчити про зношування гальмівних колодок або дисків.
2. Довгий шлях гальмування – якщо автомобіль не зупиняється одразу після натискання на педаль гальма, це може вказувати на проблеми з гальмівними механізмами.
3. Вібрація при гальмуванні – вібрація керма або педалі гальма при гальмуванні може бути ознакою зношування або деформації гальмівних деталей.
4. Гальмівна рідина рівень нижче норми – якщо рівень гальмівної рідини в бачку зменшується, це може говорити про наявність витоків у системі.
5. Зіпсована поведінка автомобіля при гальмуванні – нахил автомобіля убік, дивні прискорення або уповільнення при гальмуванні можуть свідчити про проблеми з гальмами.

Залежно від характеру проблеми, ремонт гальмівної системи може включати такі види робіт:

1. Заміна гальмівних колодок та дисків – при зносі колодок або дисків необхідно їх замінити для забезпечення правильної роботи гальм.
2. Промивання та заміна гальмівної рідини – стару гальмівну рідину необхідно замінити на нову та промити гальмівні механізми від забруднень та повітря.
3. Регулювання гальм – у разі неправильної роботи гальм або дисбалансу між передніми та задніми гальмами може знадобитися їх переналаштування.

						Лист
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Заміна гальмівних шлангів і трубок – старі та зношені гальмівні шланги та трубки можуть призвести до проблем із гальмівною системою.

5. Обслуговування гальмівних супортів – ремонт або заміна гальмівних супортів може бути необхідним при їх поломці або зносі.

Необхідно пам'ятати, що гальмівна система – один із найважливіших елементів автомобіля, від якого залежить ваша безпека та безпека оточуючих.

						Лист
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя т.1. 6-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. 736 с.
2. Захаркін О.У. Технологічні основи машинобудування (основні способи обробки поверхонь та сучасні Т-системи для їх реалізації): навчальний посібник. Суми: Вид-во СумДУ, 2009. 137 с.
3. Иванов В.Б. Справочник по нормированию труда на автомобильном транспорте. Киев: Техника, 1991.
4. Лудченко А.А., Сова И.П. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Киев, изд. об. «Вища школа», 1977, 312 с.
5. Рубльов В.І., Войтюк В.Д. Управління якістю технічного сервісу і сільськогосподарської техніки при постачанні: посібник.:Видав. НАУ, 2006. 227 с.
6. Рубльов В.І., Войтюк В.Д., Бондар С.М. Стандартизація, метрологія та сертифікація сільськогосподарської техніки.: навч. посібник/ За ред. проф. Рубльова В.І.-Ніжин: Тов. "Видавництво "АспетАоліграф", 2013. 248 с.
7. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд. перераб. и дополн. / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др. М.: Наука: 2004. 535 с.
8. Технологія конструкційних матеріалів: підручник для студ. мех. спец. вищ. навч. закл. / [М. А. Сологуб, І. О. Рожнецький, О. І. Некоз, та ін.] під ред. М. А. Сологуба., 2-е вид., перероб. і доп. Київ : Вища школа, 2002. 374 с.
9. Beddoes J. Principles of metal manufacturing processes. Burlington, MA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2003. 326 p.

						Лист
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		