

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

“Допустити до захисту”
Зав. кафедри БДМБ канд. техн. наук, проф.

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ
"___" _____ 2026 р.

Кваліфікаційна бакалаврська робота
на тему:
"Спроекувати шнеко-роторний снігоочисник на базі трактора
збільшеної прохідності "

Виконав: здобувач
групи ГМ-23мб-2
спеціальності
133 “Галузеве машинобудування”

_____ Олексій ТАТАРОВ
"___" _____ 2026 р.

Керівник кваліфікаційної бакалаврської роботи,
к.т.н., професор

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ
"___" _____ 2026 р.

Кропивницький
2026

Центральноукраїнський національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНИХ МАШИН І БУДІВНИЦТВА
ОСВІТНЬО-КВАЛІФІКАЦІЙНИЙ РІВЕНЬ БАКАЛАВР
СПЕЦІАЛЬНІСТЬ 133 "ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ",
ОСВІТНЯ ПРОГРАМА “ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ ”

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

проф. Настоящий В.А

“ ”

2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ
Татарову Олексію Андрійовичу
(ПРИЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. Тема роботи “Спроекувати шнеко-роторний снігоочисник на базі трактора збільшеної прохідності.”

Керівник роботи к.т.н. проф. Настоящий В.А.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ” 2026 року №

2. Строк подання здобувачем роботи 30 травня 2026 року

3. Вихідні данні до роботи:

1.Об'єкт розробки—шнекороторний снігоочищувач.

2. Продуктивність – 600 т/год.

3. Дальність відкидання снігу – 30 м.

4.Максимальна висота шару снігу, що розробляється-1,4м

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити) _

1.Огляд технічної і патентної інформації визначення завдання розробки.

2.Обґрунтування конструкції, розробка кінематичної та гідравлічної схеми снігоочищувача.

3.Розрахунок параметрів живильника та лопатевого металника снігоочищувача.

4.Тяговий розрахунок снігоочищувача.

5.Розробка технологічного процесу виготовлення деталі

6.Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1.Патентний огляд. 2.Розрахункові схеми.

2.Загальний вид снігоочисника. 3. Кінематична схема.

4.Гідравлічна схема

- 5 Привід робочого органу.
6.Робочі креслення деталей.
6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-конструкторський	проф. Настоящий В.А.		
Охорона праці	к.т.н. доцент Лізунков		

7. Дата видачі завдання 08.04 2026

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	Призначення і галузі застосування	11.04.2026	
	Огляд наукової і патентної інформації	15.04.2026	
	Дослідження конструкції, встановлення, оптимальних параметрів	18.04.2026	
	Розрахунки, що підтверджують Працездатність шнеко роторного снігоочищувача .	25.04. 2026	
	Розробка складальних і робочих креслень шнеко роторного снігоочищувача, вузлів та деталей.	8.05.2026	
	Розробка технологічного процесу виготовлення деталі	20.05.2026	
	Охорона праці	26.05.2026	
	Оформлення альбому документів	30.05.2026	

Здобувач _____
(підпис)

Татаров О.А..
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Настоящий В.А.
(прізвище та ініціали)

Вступ

Для підвищення безпеки та регулярності польотів літаків, особливо у військовий час, в значній степені залежить стан поверхні аеродромних покриттів, особливо в зимовий період.

Директивними документами планується збільшення об'єму перевезення на транспорті і збільшена в зв'язку з цим інтенсивність руху літаків в районах аеродромів призводить до все більшої завантаженості території аеродромів та пропонує зменшення технологічного часу на підготовку покриттів до проведення польотів .

В цілях захисту території аеродромів снігозатримання мало ефективно, тому близько 40% принесеного снігу відкладеться на поверхні об'єктів, що захищаються і його видаляють загонами спеціалізованих снігоочисників, об'єднаних в комплекси. Ефективність роботи комплексу залежить від рівня експлуатаційних показників загонів машин, що входять до комплексу, повної взаємодії та відповідності їх технічних характеристик : продуктивності, робочої швидкості, ширини захвата та дальності відкидання снігової маси. Різні види снігоочисних робіт вимагають відкидання снігу в різних напрямках і на різну відстань, а також завантаження його в транспортне обладнання

Тенденція до збільшення потужності встановлених двигунів при незмінній конструкції робочого обладнання та принциповій схемі снігоочисника не вимагає якісних змін технологічного процесу і призводить до збільшення

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Татаров О.А.			Шнеко-роторний снігоочисник на базі трактора збільшеної прохідності. Пояснювальна записка	Лист	Арк.
Перевірив		Настоящий В.А.					1
						ЦНТУ зр. ГМ-23мб-2	
Н. Контроль		Карпушин С.О.					
Затвердив		Настоящий В.А.					
						Аркушів	107

Взятий в нашій країні напрямок на створення універсального шнекороторного снігоочисника, який би з однаковою ефективністю працював би на очисці покриттів аеродромів, автомобільних доріг, доріг в містах себе не виправдав. Як показав досвід, використання шнекороторного робочого органа доцільно тільки в окремих умовах експлуатації (наприклад на аеродромах, де необхідна збільшена дальність відкидання).

Важливо також відмітити, що випускаються в наш час шнекороторні снігоочишувачі не задовольняють вимогам експлуатаційних служб по продуктивності. Так, продуктивність снігоочисника Є-211 становить 1200т/г, а дальність відбрасування не перевищує 37м. У снігоочисника ДЄ-230А при дальності відкидання 24м продуктивність рівна 1000т/г, що в 4-8 разів менше продуктивності плужно-щіткових снігоочисників. Покращення параметрів метального апарата роторних снігоочисників може бути досягнене не тільки покращенням конструкції його елементів але і в значній мірі шляхом інтенсифікації робочого процесу, яку доцільно проводити в напрямку зменшення енергоємності процесу руху матеріалу.

Дослідами встановлено, що для зменшення приведених витрат по зимовому утриманню аеродромів на 25% необхідно використовувати в комплексі машин, роторні снігоочисники продуктивністю 1500т/г і дальністю відкидання 35-60м. Створення високопродуктивних снігоочисників можливе на основі переходу до нових принципів побудови робочих органів та компоновання машин при обов'язковому використанні прогресивних матеріалів та технологій і нових досягнень в цій області.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.Призначення та галузі використання снігоочисника

Снігоочисні машини застосовуються для очищення від снігу доріг , аеродромів , вулиць, тротуарів, подвір'їв та інших площ, на яких необхідно підтримувати рух транспорту і пішоходів. За принципом роботи снігоочисники підрозділяють на два головних типи: плужні та роторні.

По типу робочого органа роторні снігоочисники підрозділяють на: плужно-роторні, шнеко-роторні, фрезерно-роторні і зі сполученим робочим органом .

Роторні снігоочисники оснащені активним робочим органом, що монтується на самохідному шасі, в попередніх випадках на базі застарілого трактора ДТ-75М-ХС4.

Захоплена при поступальному прямуванні машини спеціальними пристроями або вирізана плугом сніжна маса направляється в металевий апарат снігоочисника, відкіля вона з великою швидкістю, що досягає в деяких машинах декількох десятків метрів у секунду, відкидається в заданому напрямку на велику відстань або направляється в спеціальні транспортні засоби. Роторний снігоочисник призначений для очищення, великих площ та аеродромів від снігових заносів і завалів , для видалення сніжних валів, що утворилися після роботи плужних снігоочисників, а також для розчищення гірських ділянок дороги від лавинного снігу. Вони розділяються по характеру забору та подачі снігової маси в металевий апарат на дві групи: із забором снігу і його відкиданням , що здійснюється різноманітними пристроями (живильником і ротором), і з одним пристроєм , що сполучає обидві операції.

Робочий орган шнеко-роторного снігоочисника складається зі шнекового живильника з одним, двома або трьома розташованими друг над другом шнеками і ротором (роторами), змонтованими в загальному корпусі.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кожний шнек виконують із правим і лівим напрямком витків, завдяки чому сніг транспортується від периферії до повздовжньої осі машини і подається до центральної частини ротора.

Особливо ефективним являється використання шнеко-роторних снігоочисників при прибиранні снігу середньої щільності і твердості.

2. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи, огляд науково-технічної та патентної інформації.

2.1. Аналіз існуючих конструкцій робочих органів.

Як показав досвід для аеродромних снігоочисників доцільно використовувати робочий орган з роздільною конструктивною схемою. Наявність незалежних по функціональному призначенню виконавчих механізмів дає змогу цілеспрямовано змінювати геометричні розміри, форму та частоту обертання одного з них не погіршуючи енергетичних показників другого.

В корпусі робочого органа такого типу встановлений живильник з активним елементом в вигляді двох або трьох шнеків та розташований за ним металевий апарат, робочі зони якого спілкуються через прийомний патрубок, виконаний в стінці корпусу. Площини обертання шнека та ротора, що відкидає снігову масу через направляючий патрубок свого кожуха взаємно перпендикулярні. При взаємодії з забоем гвинтові елементи повинні вирізати з масива стружку снігової маси, переміщати вирізаний об'єм до прийомного патрубку в просторі, що створюється сніговим забоем та стінкою корпусу живильника, та загрузити снігову масу в металевий апарат.

Очевидно, що для кожної з операцій, що характеризують робочий процес живильника існують певні геометричні параметри гвинтової порожнини, що відповідають умовам різання, транспортування та розгрузки.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Снігова маса, що рухається від живильника через прийомний патрубок розподіляється в міжлопастному просторі метального апарата, де в полі відцентрової сили на лопастях ротора формується тіло волочіння. Об'єм сніга, що обмежений обечайкою кожуха та лопастями ротора, переміщується до направляючого патрубку і сходиться з лопатей в зоні примикання направляючої стінки патрубку до обечайки кожуха. Для ефективної роботи метального апарата його лопасті повинні мати високу транспортуючу здатність і швидко розгружатися, створюючи по перерізу направляючого патрубку однорідний по швидкостям потік снігових частинок.

Вивчення робочого процесу роторних снігоочисників показав, що головними умовами раціональності їх конструкцій треба вважати малу енергоємність різання розроблюваного матеріала, забезпечення рівномірності робочого режиму, достатню ефективність заповнення метального апарата при швидкій та повній розгрузці.

Очевидно, що ефективність використання роторних снігоочисників в цьому випадку визначається в основному конструктивним виконанням елементів робочого органа тим, в якій мірі його геометричні та кінематичні параметри відповідають вимогам раціонального робочого процесу забезпечують неперервність руху снігової маси від забоя до направляючого патрубку метального апарата і оцінювати конструкцію необхідно по сукупності вимог раціональності.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.Методи інтенсифікації робочого процесу лопастних металевих апаратів.

2.2.1 Класифікація методів.

Розглянувши робочий процес металевих апаратів, можна зробити висновки, що в основному непродуктивні затрати енергії визвані силами тертя (по лопасті,обечайці,об задню стінку кожуха металевика,об стінки направляючого патрубку), нестабільністю потоків та хаотичним рухом матеріала в металевикі та направляючому патрубкові,недостатнім формуванням та ущільненням снігової струї. У відповідності з цим,методи інтенсифікації робочого процесу лопастних металевих апаратів мають за ціль зниження сил тертя по різних частинам металевих апаратів, оптимізація процесу формування снігової струї для зменшення опору повітря при русі снігової маси в струї.

Існують різні способи зменшення витрат на тертя, в тому числі використання різних антифрикційних покриттів, вібрацій, електроосмоса,підігрівів поверхонь, тощо.

У машинобудуванні широко використовуються різноманітні технологічні рішення,що напружені на збільшення міцності, зносостійкості та покращення інших якостей матеріала конструкції. Деякі з них наприклад дифузна термообробка,при якій поверхнісні слої металу збагачуються сіркою або бором,можуть бути використані для покращення антифрикційних властивостей матеріала кожуха та лопатей металевика.

Можливе використання зміни поверхні металевих робочих органів підбором різних режимів термообробки та виготовлення елементів металевика з матеріала з невеликою теплопровідністю також дає можливість зменшити втрати на тертя. Одним з перспективних методів,що забезпечують легкість переміщення контактуючих поверхонь є створення проміжного шару на границі розподілу між поверхнею

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робочого органа та масою сніга, що рухається. Шар може бути рідким, газовим або твердим.

Газовий шар дає можливість зменшити тертя на дисперсних масах практично будь-якої вологості. Однак цей метод потребує великих затрат енергії та при значній газопроникності мас може бути економічно не вигідним.

Широке застосування знайшли слоїсті тверді змазки такі як: графіт, дисульфід молібдена, тальк. Найбільше значення коефіцієнта тертя при високій утримуючій властивості на робочій поверхні та мінімально тонкому шарі (близько 1-2 мк) отримують при нанесенні дисульфіда молібдена.

Проміжний шар може бути створений нанесенням полімерних матеріалів. Експерименти по використанню поліетілена, поліпропілена, фторопласта та епоксидних смол в якості покриття поверхонь робочих органів показують ефективність цього метода. Продуктивність машин, робочі поверхні яких покриті полімерами збільшується на 15-20% за рахунок зменшення тертя та налипання снігу. Довговічність та зносостійкість покриттів в більшій степені залежать від способу його нанесення та підготовки поверхні. Також вартість полімерного покриття невелика в порівнянні з економічним ефектом від його застосування.

Електролітичні покриття хромом, нікелем, кадмієм та іншими матеріалами зменшують тертя в більшій мірі ніж поліетілен та епоксидні смоли; крім того електролітичні покриття більш зносостійкі. Найбільше викори стання з них отримало хромове електролітичне покриття, оскільки технологія хромування добре розроблена і дає покриття найбільшої твердості. Але вартість хромового покриття значно більша за полімерне покриття.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Своє практичне використання знайшла і вібраційна дія на ементи робочого органа. Під час роботи контактуючій поверхні надаються низкочастотні коливання (50-60Гц при амплітуді 2-3мм), котрі зменшують час неперервного контакта поверхні з масою сніга, що рухається, знижуючи тим самим втрати на тертя. В результаті вібрації змінюється фізичний стан дисперсної снігової маси проходить трансформація зв'язаної води в вільну та утворення проміжного рідкого шару, що зменшує тертя. Цей метод потребує додаткових затрат енергії на вібропривід, створення якого являє відомі технічні недоліки, тому його використання в конструкціях снігоочисника зараз проблематично.

Теплова дія на снігову масу при наявності дешевого теплоносія може бути ефективним методом, що зменшує втрати енергії на силитертя. Підігрів робочої поверхні наприклад на 70-100° сприяє зниженню коефіцієнта тертя. В зв'язку з цим необхідна автоматична система регулювання підігріву, що проблематично. В той час як для отримання необхідного ефекту при підігріві поверхонь необхідна деяка тривалість контакта з рухомою масою, а при роботі металника снігоочишувача вона незначна і складає 0,1-0,2с.

Електромагнітна дія (електроосмос), в деяких випадках є ефективним методом зменшення сил тертя та прилипання. Суть метода полягає в накладанні на систему «снігова маса-робоча поверхня» постійної електричної напруги, в результаті чого на робочій поверхні (катоді) виділяється конденсат. Оптимальний час дії електричного струму визначається виникненням шару води, необхідного для легкого переміщення матеріала по робочій поверхні.

Характер руху матеріала в лопастому металному апараті залежить від способу завантаження металника та конструктивних особливостей металного апарата та деяких його конструктивних елементів і особливо лопатей.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі з дисперсними матеріалами лопаті метальника піддаються нерівномірним навантаженням та ударам об переміщуючий матеріал, що призводить до не продуктивних енерговитрат. Для їх зменшення в снігоочисниках може бути використаний швидкісний газовий або повітряний потік в зоні відкидання від лопатей живильника до ротора з ціллю впорядкування руху надходження снігової маси на лопаті ротора. В самому роторі швидкісний потік може зменшити удар лопаті об сніг та сприяти зменшенню енергоємності металнього і апарата.

При інтенсифікації робочого процесу металнього апарата важливе місце займає інтенсифікація процесу відкидання матеріала. Цей процес має значні непродуктивні втрати енергії, що збільшуються в залежності від колової швидкості ротора. Особливо важливо зменшувати ці витрати в аеродромних снігоочишувачах із значною дальністю відкидання сніга (до 50м), для чого необхідно збільшувати колову швидкість обертання метальника до 30-32м/с. Інтенсифікація процесу відкидання матеріала может бути досягнена за рахунок покращення конструкції та використання більш раціонального розташування лопатей, формування відбрасуваного снігового потоку та надання відбрасуваному снігу додаткового імпульсу.

Рядом теоретичних та експериментальних дослідів встановлено,що максимальна дальність відкидання може бути досягнена в тому випадку коли вектори швидкості частинок матеріала однакові по величині та напрямку. Оптимальна конструкція лопасті (криволінійна) і відповідне їй розташування дає можливість виконати цю вимогу. Головними задачам формування потоку являється вирівнювання швидкостей частинок відбрасуваного матеріалу по величині і напрямку та ущільненню снігової маси для зменшення міделевого перерізу, а відповідно і опру повітря. Формування вибрасуваного потоку може проводитись як пасивними так і активними методами. До пасивних можна віднести оптимізацію конструкції

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

направляючого патрубка. До активних відноситься використання для формування струменя швидкісного газового потоку, електростатичного заряду, газової змазки і т.д. При цьому най більш вигідно комплексне використання різних методів формування. Активні методи можуть використовуватись не тільки всередині, але і за межами металевого апарату (наприклад піддув газовим потоком).

Коли по конструктивним чи іншим вимогам неможливо збільшити колову швидкість обертання металевика, а дальність повинна бути збільшена, можна використовувати методи інтенсифікації, що зв'язані з наданням відбрасуваному матеріалу додаткового імпульсу.

Класифікація методів інтенсифікації робочого процесу лопатевих металевиків представлена на рис.2.3.

2.2.2. Інтенсифікація робочого процесу металевого апарату снігоочисників

Ротор снігоочишувача являється лопатним металевиком, тому для нього можуть бути прийняті методи інтенсифікації робочого процесу лопатних металевих апаратів взагалом. В той же час сніг щопереміщується ротором має фізико-механічні властивості, що різко відрізняються від інших матеріалів. Тому використання деяких загальних методів буде нерентабельне, але може бути вигідним використання при переміщенні інших матеріалів.

Встановлено, що напилення на металічну поверхню антифрикційних покриттів, наприклад на основі фторопласта, значно зменшує коефіцієнт тертя снігу по цим поверхням. Використання цього ефекту в металевому апараті снігоочишувачі, де можливо нанести таке покриття не тільки на лопаті ротора, але і на внутрішню поверхню кожуха ротора, дає значне зниження енергоємності металевика. Одною з головних задач в області покращення снігоочишувачів є збільшення

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

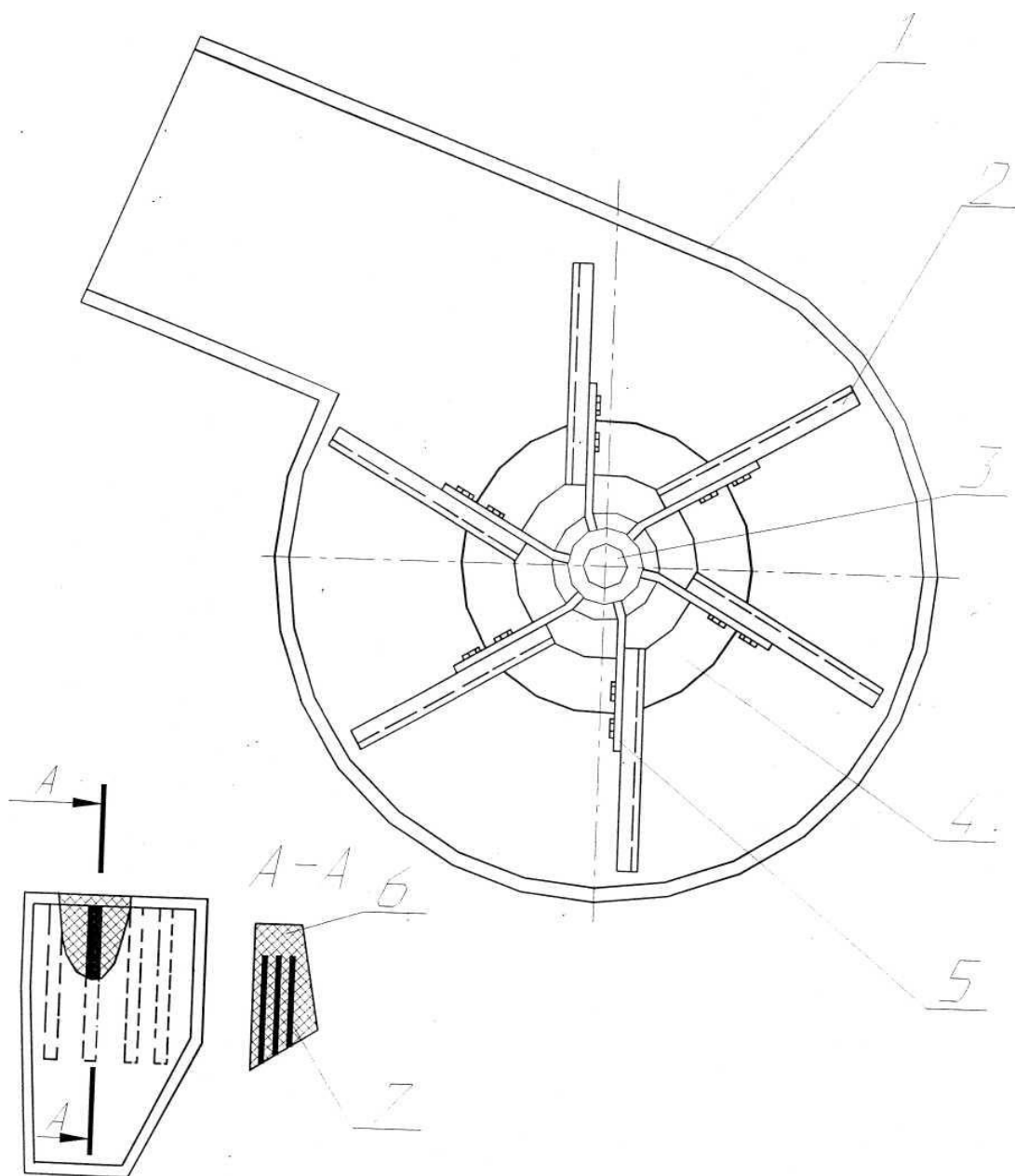
дальності відкидання снігу. Найбільш раціонально воно може бути досягнене формуванням струменя матеріалу. Процес формування направлений на зниження опору повітря руху матеріалу в струмені шляхом збільшення компактності струменя, збільшення щільності матеріала, укрупнення деяких елементів матеріалу в струмені і т.д. При інтенсифікації процесу відкидання матеріалу шляхом оптимального формування струменя досягається як правило з менш значними енерговтратами, ніж при простому збільшенні колової швидкості обертання металника або надання матеріалу додаткового імпульсу. Дальність відкидання снігу лопастним металником збільшується до певного значення (35-40м) при коловій швидкості обертання ротора. (28-30м/с.) При подальшому збільшенні колової швидкості дальність відкидання практично не збільшується, а енергозатрати різко збільшуються. Тому для роторних снігоочишувачів оптимізація процесу формування струменя являється найбільш кращим способом збільшення дальності відкидання снігу більше ніж на 35-45м. Прагнення знизити втрати потужності на удар лопасті об сніг при її завантаженні, та досягнення компактності струменя, а також зменшення динамічних навантажень призвело до пропозиції замість металічних використовувати лопасті з еластичного матеріалу (наприклад гуми), армовані металевими стержнями (рис.2.1). При цьому пружність лопаті досягається як самим еластичним матеріалом так і пружними стержнями. Можна сказати , що завантажена лопать буде відігнута назад і при розгрузці відбудеться перерозподіл відношення переносної та відносної швидкості руха снігової маси в сторону вирівнювання абсолютної швидкості як по величині так і по напрямку.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Запропонована в патенті США (.№2278220) конструкція дефлектора (рис 2.2) не забезпечує можливості регулювання перерізу вибросного патрубка, тому при роботі металника при зменшеній продуктивності компонуючий ефект буде незначим.

Для аеродромних снігоочищувачів необхідно значно стиснути сніговий струмінь, щоб забезпечити необхідну дальність відкидання снігу. При цьому спостерігається забивання викидного патрубка снігом. Для виключення цього явища запропоновано (авт.св.№570668) використання газової змазки патрубка виконаного з перемінним перерізом, що зменшується в сторону вибросу. Метальний апарат (рис 2.3) представляє собою металник 1 з lopастями, що змонтовано в кожусі 2, направляючий патрубок 3 якого виконаний з охоплюючою його камерою 4, сполученою патрубком 5 з джерелом стисненого газу. За допомогою щелевих каналів 6, розміщених по периметру направляючого патрубка 3 і направлених в сторону викиду, камера 4 сполучена з порожниною 3. Завдяки зменшую чому до виходу перерізу направляючого патрубка снігова маса, що приходить по патрубку, стискається, причому газ, що виходить з щілин в напрямку відкидання, ізолює сніг від внутрішніх стінок патрубка виконуючи роль газової змазки і зменшуючи втрати на тертя. Завдяки цьому снігова маса виходить з патрубка з більшою швидкістю, струмінь отримується більш компактний а відповідно збільшується дальність відкидання снігу Таким чином запропонований металний апарат дає можливість збільшити дальність відкидання завдяки покращенню компоновки снігової маси всередині направляючого

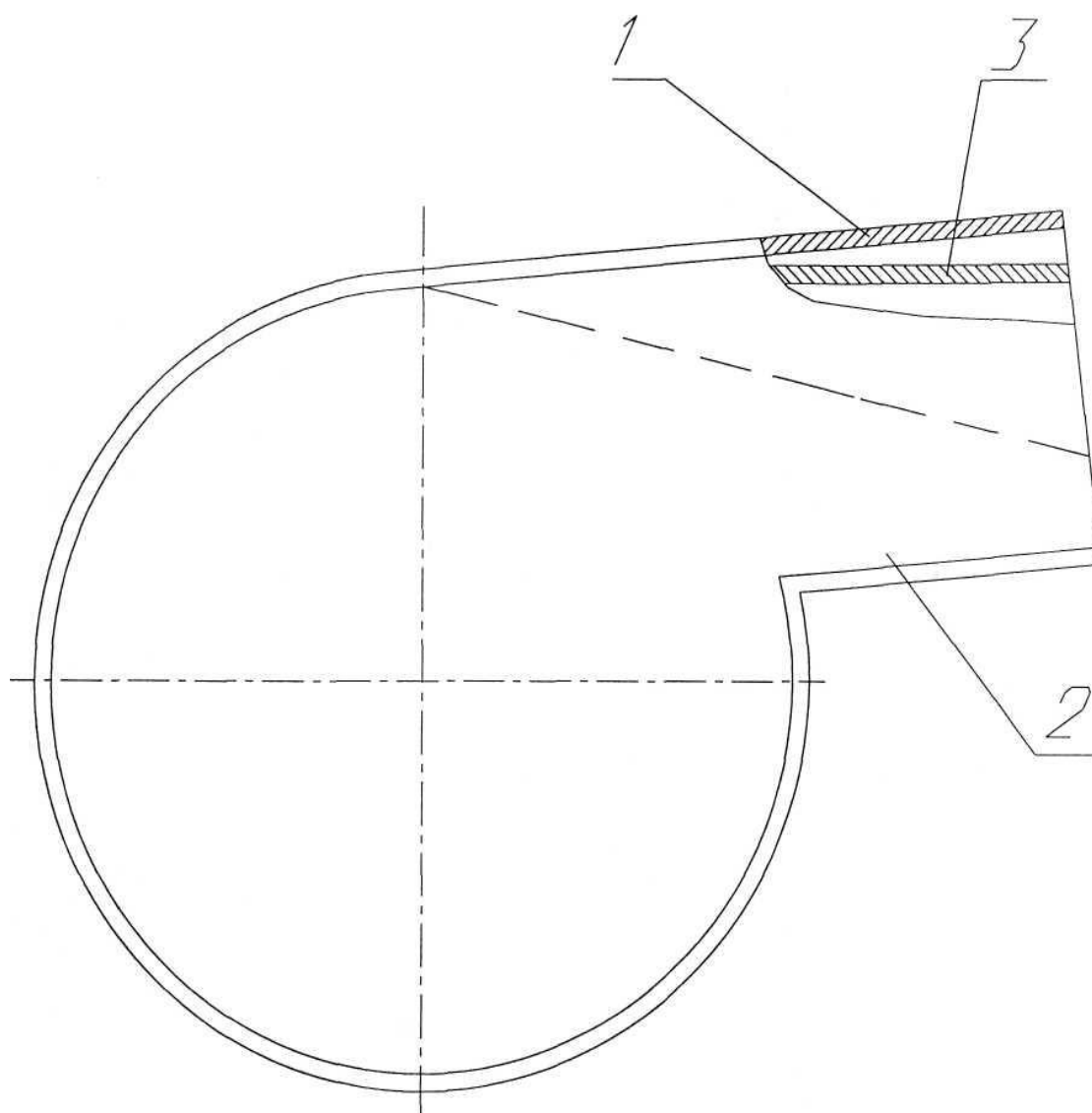
					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – кожух ротора; 2 – лопасть; 3 – вал ротора; 4 – кільце;
5 – основа лопасті; 6 – арматура; 7 – лопасть.

Рисунок 2.1– Схема металника з еластичними лопатями.

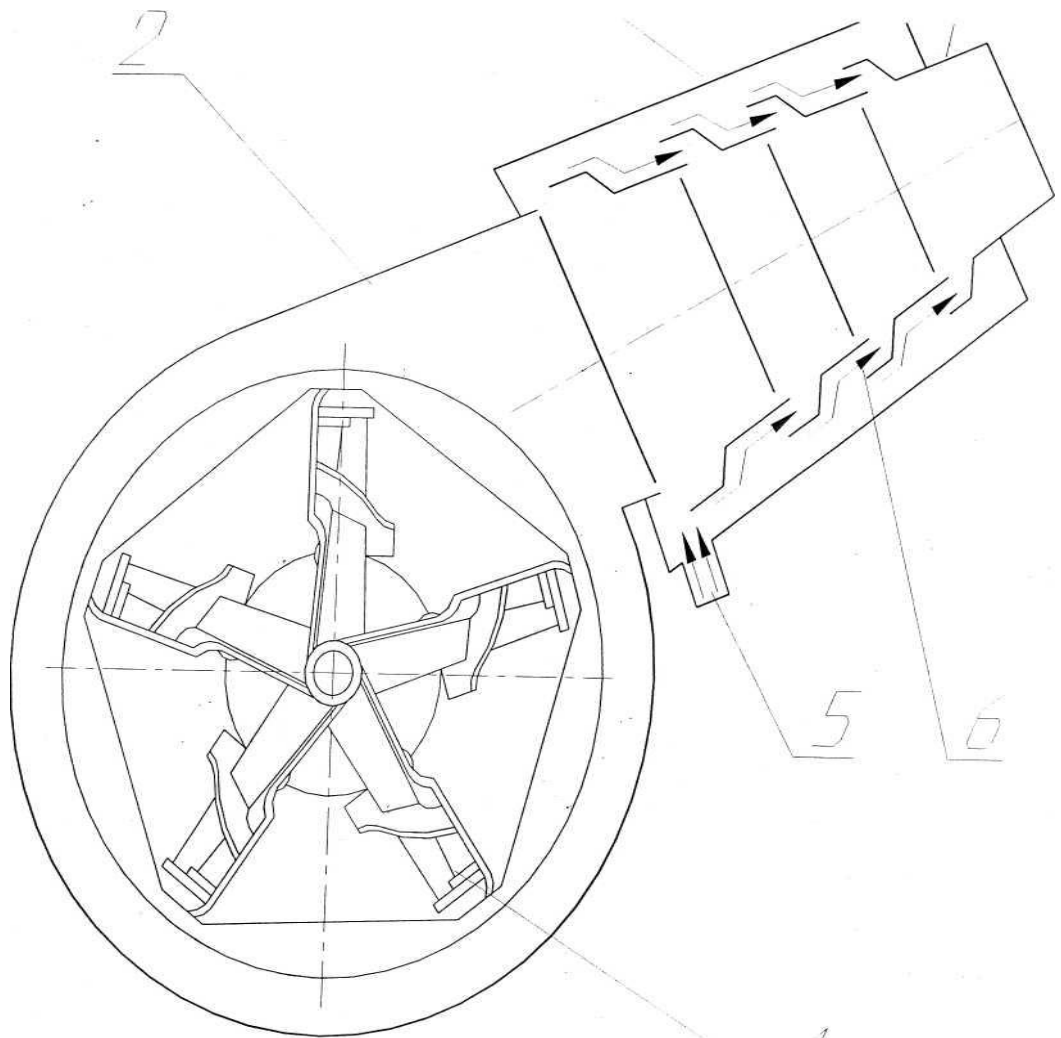
					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – верхня стінка патрубкa; 2 – викидний патрубок;
3 – дефлектор.

Рисунок 2.2– Схема металъника по патенту США № 2278220

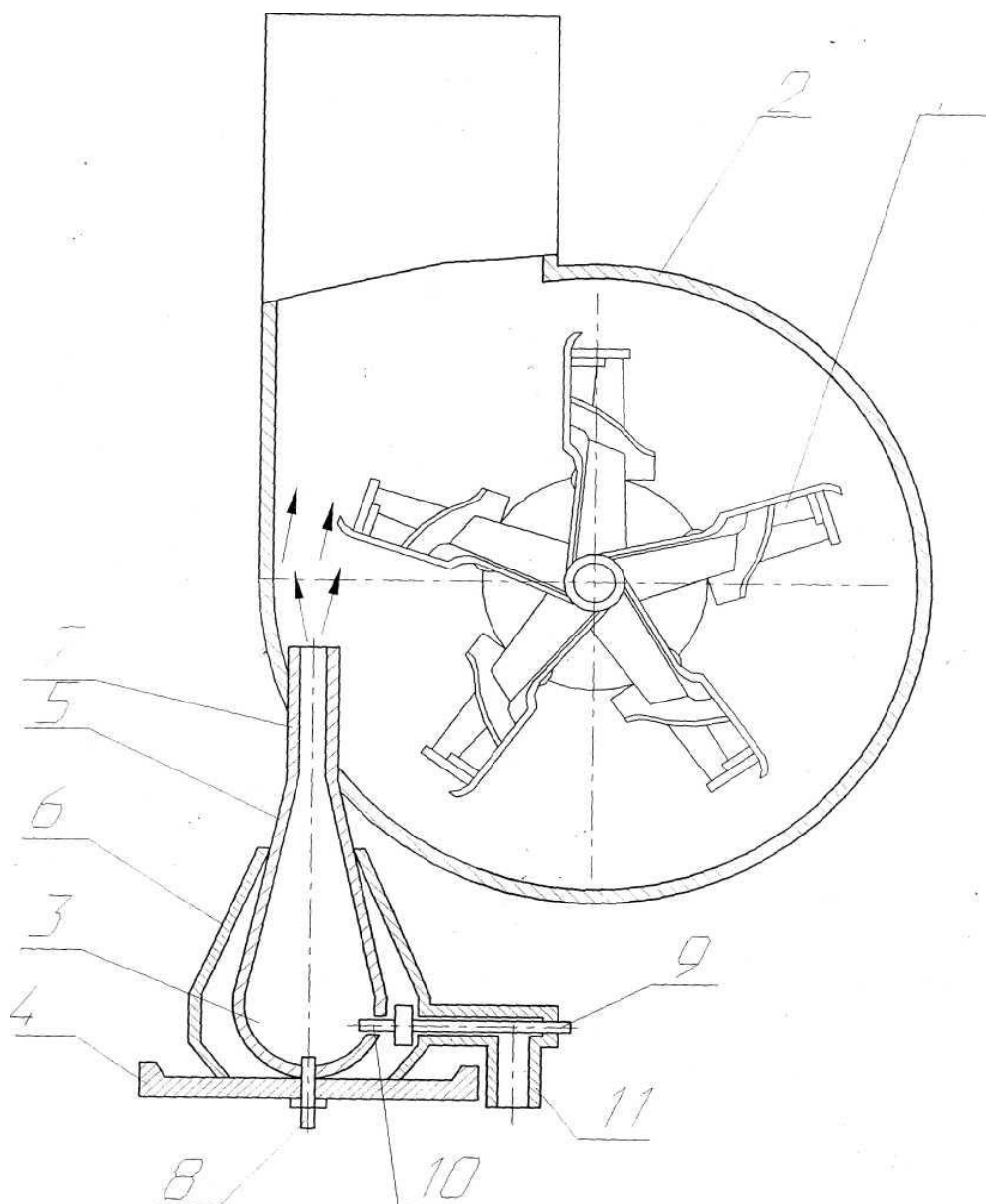
					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – метальник; 2 – кожух; 3 – направляющий патрубок;
4 – камера; 5 – патрубок; 6 – щелеві канали.

Рисунок 2.3 – Схема метальника

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – метальник; 2 – кожух; 3 – камера згоряння;
 4 – опорна плита; 5 – стінка; 6 – корпус; 7 – сопло;
 8 – свічка; 9 – паливо провід; 10 – форсунка; 11 – патрубок.

Рисунок 2.4 – Схема метальника по патенту США

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

патрубка і виключити забивання патрубка снігом завдяки газовій змазці внутрішніх стінок патрубка.

Дуже ефективним методом збільшення дальності відкидання сніга є укрупнення його частинок. Це проявляється при значних початкових швидкостях вильоту, необхідних для отримання великої дальності відкидання.

Обладнання по патенту США №2484840 (рис 2.4) дає можливість діяти на сніг, що відкидається не тільки гарячими газами для укрупнення окремих його частинок, але і використання тиску газів для надання снігу додаткової швидкості.

Лопатевий металник 1 поміщений в кожух 2, з яким з'єднана камера згорання 3. Камера згорання закріплена на опорній плиті 4, встановленій на рамі снігоочисника. Між стінкою 5 камери згорання та зовнішнім кор пусом є зазор. Зверху камера згорання оснащена соплом 7, а знизу-свічкою 8. Паливо подається по паливопроводу і розпилюється форсункою 10. Стиснене повітря від компресора через патрубок 11 подається в камеру згорання через отвір в корпусі 6 та стінці 5, змішується з розпиленим паливом. Паливо-повітряна суміш підпалюється свічкою 8.

Створені в результаті згорання газу з великою швидкістю виходять через сопло 7, укрупнюючи окремі частинки та надають їм додаткову швидкість.

В багатьох випадках важко вписати в конструкцію метального апарата генератор гарячих газів, для укрупнення окремих частинок. В цьому випадку можна використати подачу рідини (аторське свідоцтво №621825). Метальний апарат (рис 2.5) включає в себе привідний вал 1 на якому змонтована маточина 2, що обладнана спицями 3. З спицями 3 жорстко з'єднаний металник, що складається з заднього жільця 4, лопатей 5 та переднього кільця 6.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

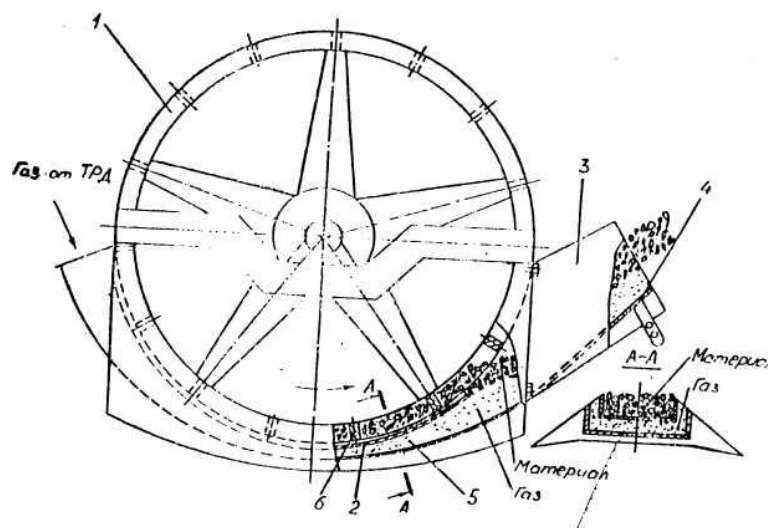


Рисунок 2.6 – Схема метальника по авторському свідоцтву №233538.

В тих випадках коли не має можливості збільшити швидкість обертання метальника, а швидкість вильоту матеріала повинна бути збільшена, необхідно надати відкидуваному матеріалу додатковий імпульс. Одним з способів надання додаткового імпульсу є використання енергії високошвидкісного газового потоку (авт.св.233538). Запропонована конструкція (рис.2.6) складається з метальника 1 з кожухом 2, направляючого патрубка 3 з нахиленим днищем 4, газопроводу 5. Газопровід має перемінний по довжині жолобчатий переріз, при чому його верхню частину створює кожух метальника. При роботі обладнання матеріал надходить в метальник 1, підхоплюється лопатями 6 та переміщується до направляючого патрубку 3, де потрапляє в потік газа, що надходить від турбо-реактивного двигуна по газопроводу 5. Кут відкидання регулюється нахилом днища 4.

Автори вважають, що в зоні направляючого патрубка матеріал обжимається потоком газу та отримує додаткову швидкість. Збільшення дальності відкидання з допомогою даного пристрою зв'язане з значними затратами потужності. Збільшення кучності відкинутого матеріалу в цій конструкції досягти важко, так як матеріал потрапляючи в газовий струмінь, інтенсивно перемішується з газом і виходить з патрубка по всьому його перерізу. Газовий струмінь після виходу з патрубка має значний кут розкриття, що визиває розкидування матеріала, а відповідно, приводить до зменшення кучності відкидання.

2.3. Напрямки інтенсифікації робочого процесу живильників та обгрутування конструкції живильника, що проектується .

Подача снігової маси до метального апарата в більшості роторних снігоочисників здійснюється за допомогою живильника , призначення якого складається у відділенні невеликих снігових мас від розроблювального масиву , транспортуванні і забрасуванні їх у ротор .

Головними типами живильників роторних снігоочисників є : шнековий у вигляді одного , двох або трьох в залежності від висоти розроблюваного снігового прошарку суцільних однозаходних шнеків , розташованих горизонтально , та фрезерний , що має вигляд гвинтової багатозаходної стрічкової фрези . Кожний із цих типів живильників має властиві йому переваги та недоліки , і вибір того або іншого типу живильника визначається пред'явленими до снігоочищувача експлуатаційними вимогами , фізико-механічними властивостями розроблювального снігу та параметрами базової машини.

Розробка та виготовлення живильника залежить від розмірів шнека, співвідношення його довжини та діаметрів, що в свою чергу визначає компоновку привода, розміщення та кількість опор кріплення і т.д.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр шнека вибирається виходячи з необхідної умовами експлуатації висоти розроблюваного шару снігу. При цьому встановлюють або декілька шнеків діаметром від 300 до 600мм, що розташовані друг за другом, або один по діаметру рівний висоті забою. Прийнято шнек діаметром більше 600мм називати фрезою, а живильник фрезерним. В сучасних конструкціях снігоочисниках відношення довжини фрези до діаметра приймається рівним 5-2. При такому співвідношенні розмірів стає можливе консольне кріплення напівфрез в корпусі живильника (рис.2.7). Відсутність бокових опор забезпечує можливість розробляти сніг торцевим кромками гвинтових лопатей при маневрах машини під час роботи

Надміру збільшення діаметра шнека, як і не виправдано велике призначення кількості заходів шнека, створює збільшений розхід метала по відношенню до маси снігу, що знаходиться в шнеці.

Довжина шнека призначається як правило більше ніж розміри колії базового шасі і в існуючих снігоочисниках знаходиться в межах 2300-3000мм.

Кількість гвинтових лопатей (кількість заходів) приймається в залежності від діаметра шнека і досягає чотирьох. На кількість заходів впливають також характеристики сніга.

Крок гвинтових лопатей в більшості конструкцій живильника приймають постійним по ширині захвата, рівним або більшим діаметра шнека (при цьому кут підйому рівен $18-24^{\circ}$). Лише в деяких конструкціях снігоочисників фірми Сікар<3 (Канада) гвинтову лопасть розміщують з перемінним кутом підйому ріжучої кромки.

Такий консерватизм в конструкції живильника пояснюється тим, що до недавнього часу при розробці шнека за осьову приймалась гіпотеза про існування деякого інтервалу кута підйому гвинтової лінії, який задовільняв в однаковій мірі раціональність процесів відділення стружки від масиву, переміщенню його до прийомного патрубку в просторі, що створюється сніговим забоєм та стінкою корпусу живильника та загрузкою його в

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

порожнину метального апарата. Тому зусилля вчених були направлені на визначення цього кута та збільшення міри впливу кромки шнека на сніговий забій.

Транспортування снігу відбувається поверхнею гвинтової лопасті, яка створена прямо перпендикулярною осі вала шнека (прямий гелікоїд). З усієї родини гвинтових поверхонь, як показала практика така поверхня найбільш вигідна для транспортування матеріалу. Однак процеси транспортування снігової маси в шнеці снігоочисника та матеріалу в гвинтовому конвеєрі помітно відрізняються один від одного:

- завантаженням матеріалу, що транспортується (в шнек снігоочисника сніг поступає по всій ширині захвата живильника і на виході зі шнека об'єм переміщеної маси різко збільшується. В конвеєрі матеріал поступає тільки в зону загрузки, переріз потоку і відповідно і його об'єм на всьому шляху транспортування залишається постійним.)

- коловими швидкостями (шнек обертається зі швидкістю 8-10 м/с, в той час як колові швидкості шнеків конвеєрів не перебільшують (2-3 м/с);

Різання снігу прямим гелікоїдом відбувається в поганих умовах. По суті відбувається здвиг фрагмента масива, що розміщений між витками шнека. При зрізанні стружки з поверхні забою ріжуча кромка переміщається по зрізу в напрямку дотичної до гвинтової лінії гвинта, внаслідок чого виникає тертя на поверхні контакту ріжучого елемента з снігом.

З точки зору різання снігу використання косого гелікоїда в більшій мірі відповідає вимогам раціонального процесу. Але і тут при транспортуванні снігу до прийомного патрубку зменшується ефективність переміщення так як збільшується імовірність пересипання снігової маси через внутрішню кромку гвинтової лінії.

Для збільшення ріжучої властивості шнека та зменшення потужності на розробку снігу його кромку обладнують гребнями, виконані в тілі гвинтової лопаті або приварені через рівні проміжки до її тильної поверхні.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для збільшення ефективності розробки снігу в конструкцію шнека вводять ріжучі елементи, стрічкові ножі, що встановлюються між витками паралельно вісі вала по гвинтовій лінії або струни.

Експериментально встановлено, що крутний момент на валу шнека зменшується при цьому на 20-30 %, в порівнянні з традиційним виконанням. Але ці роботи ще не вийшли зі стадії дослідів, бо не розв'язані ще питання надійного кріплення ріжучих елементів до гвинтових лопатей, їхнього захисту від поломок при взаємодії з інородними тілами.

В наш час вважається найбільш вдосконалим патент з Австрії по виконанню гвинтової лопаті. Тут по довжині лопасті виділено дві зони різання та транспортування. В цьому випадку з'являється можливість вибора геометричних параметрів створених поверхонь, задовольняючих раціональним процесам різання та транспортування.

Розгрузка шнеків являється заключним етапом робочого процесу живильника, і від того як вона відбувається залежить в значній мірі енергоємність робочого органу та снігоочисника в цілому. Недостатньо ефективно звільнення гвинтової лопаті живильника призводить до зменшення пропускної здатності живильника, збільшення опору пересування снігоочисника та зменшенню дальності відкидання снігової маси.

Вважається, що розгрузка гвинтової лопаті знаходиться в залежності від способу кріплення його до вала шнека. По цьому признаку шнеки поділяються на стрічкові та суцільні.

В стрічковому варіанті гвинтова лопасть зеднується з валом шнеку за допомогою спиць які дають можливість зменшити металоємність живильника, а при створенні шнека діаметром більше 600мм являється єдиним рішенням.

Однак кріплення гвинтової лопаті при незмінній геометричній формі її поверхні не дає особливих переваг, стрічкові шнеки як і суцільні не спроможні розвантажуватися в радіальному напрямку.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

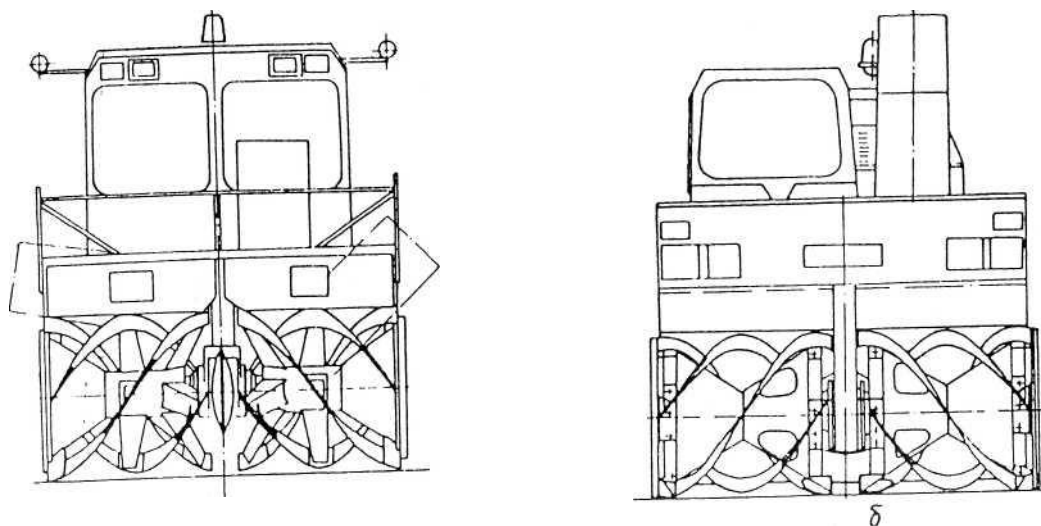
Гвинтова лопать суцільного шнека своєю внутрішньою кромкою стикається з валом, що надає лопаті найбільшу жорсткість, що має немаловажне значення при розробці ущільненого снігу.

Дослідами встановлено, що снігова маса, що відділяється від масива переміщується до прийомного патрубку з абсолютною швидкістю, напрямком вектора якої паралельний вісі шнека, тобто радіальна складова швидкості практично відсутня. В цьому випадку відцентрові сили, що діють на снігову масу недостатні для її загрузки в порожнину метального апарата. Як наслідок в зоні прийомного патрубку відбувається накопичення снігової маси, перемішування зустрічних потоків та їх ущільнення гвинтовими лопастями, а заповнення метального апарата відбувається в основному за рахунок поступального руху снігоочисника. Такий процес характеризується непродуктивними втратами енергії. Крім того створене в результаті ущільнення снігове ядро створює значний опір пересуванню, що призводить до зниження продуктивності снігоочисника.

В снігоочиснику (рис.2.8) між торцями кінцевих витків та робочою поверхнею гвинтових лопатей зустрічної навивки встановлені відкидні лопатки, орієнтовані паралельно вісі шнека. При цьому лопатки зміщені в осьовому напрямку відносно один одного. Під час роботи лопасті шнека відділяють стружку від масива та переміщують масу до середини живильника тут снігова маса перевантажується на відкидні лопатки і завантажується ними в прийомний патрубок метального апарата, це дає змогу надати масі снігу швидкість, вектор якої направлений в порожнину метального апарата тим самим забезпечує більш високу в порівнянні з традиційними шнеками пропускну здатність. Але при такому виконанні розвантажувальної ділянки снігова маса, що транспортується гвинтовими лопатями при переході на відкидні лопатки не встигає повністю погасити осьову швидкість. Частина снігової маси після взаємодії з гвинтовою лопастью зустрічної навивки викидається в забой. Більш того відкидні лопатки, виконані суцільними до вала шнека не забезпечують повного їх

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розвантаження від снігу під час проходження маси снігу в зоні прийомного патрубку, тому частина снігової маси перекидається на забой, що потребує вторинної її розробки.



а) – жорстке кріплення гвинтової лопасті; б) – кріплення гвинтової лопасті з можливістю демпфування.

Рисунок 2.7. Фрезерний живильник з центральним приводом та консольною установкою напівфрез:

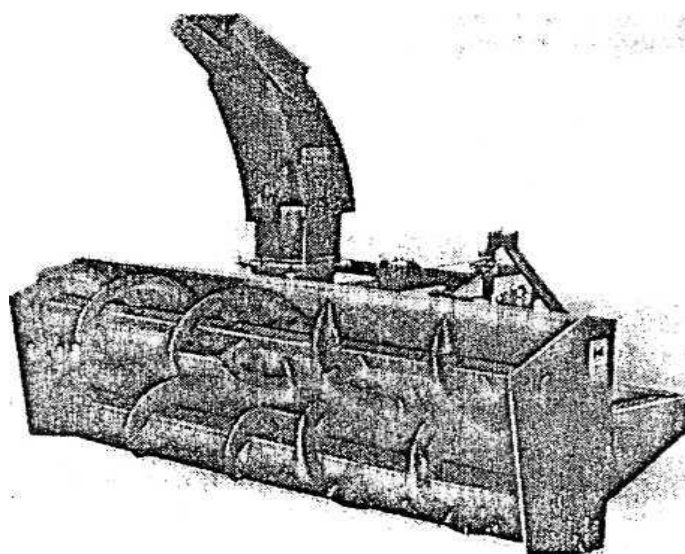


Рисунок 2.8. Робочий орган шнеко-роторного снігоочисника моделі 80 фірми Sikard (Канада).

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зваживши недоліки цього живильника був запропонований робочий орган зі шнеком, де розвантажувальний пристрій виконано в вигляді лопаток закріплених на циліндричних кільцях. Лопатки встановлені в радіальній площині шнека, відділені від гвинтових лопатей та зміщені відносно їх в коловому напрямку. Таке рішення дає можливість створити умови при яких снігова маса встигає погасити осьову швидкість на відстані рівній довжині відкидних лопаток та змінити свій напрямок, отримавши швидкість, рівну коловій швидкості лопаток. При цьому кожна лопатка відкидає частину об'єму снігової маси, що прибула в зону розгрузки а та, що залишилась потрапляє на інші лопатки, що дало можливість створити неперервний сніговий потік в площину металника.

Експериментами було встановлено, що характер та організація руху снігової маси в корпусі живильника та по перерізу прийомного патрубку в значній мірі впливають на продуктивність снігоочисника та енергоємність процесу. Характер руху снігу в шнековому живильнику визначають розгиначі, що встановлені між шнеками. В робочому органі снігоочисника ДС-230А розгиначі виконані конструктивно конусними та розміщені симетрично по обидві сторони прийомного патрубку. При такому розміщенні та формі розгинача снігова маса з верхнього шнека падає вниз на більшій частині своєї довжини і заповнення металного апарата відбувається в основному з нижнього шнека. Дослідами встановлено, що інтенсивний схід снігу з верхнього шнека змінює робочий процес металного апарата, внаслідок чого продуктивність зменшується на 30-40% , а енергоємність значно збільшується.

Відносно невелика металоємність шнекового живильника та його компоновка, що дає можливість приблизити центр ваги робочого органа, явились головним фактором масового виробництва шнеко-роторних снігоочисників.

Рекомендується, і це очевидно , що з конструктивних розумінь не завжди доцільно обладнувати снігоочисник фрезерним живильником , який

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

має великі габарити і вагу в порівнянні зі шнековим, погіршує маневреність снігоочисника і значно збільшує вагу, що припадає на передній міст машини. Проте, багато закордонних фірм не тільки наполегливо рекламують стрічкову фрезу в якості живильника для роторного снігоочищувача, але і широко застосовують у машинах різноманітної продуктивності. Тому необхідні дослідження, які б довели перевагу шнекового живильника фрезерним живильником.

Висновки по розділу:

В даній конструкції снігоочисника на підставі огляду науково-технічної та патентної інформації приймаємо такі особливості з метою збільшення продуктивності та дальності відкидання в порівнянні з серійними:

- центральна завантажувальна область матального апарата, лопасті метального апарата та викидний патрубок робочого обладнання покриті хромом, що зменшує опір пересуванню снігу по патрубку та відкидання снігу з лопатей, за рахунок чого збільшується продуктивність снігоочисника;

викидний патрубок оснащений пристроєм для формування снігового струменя на виході з нього в вигляді поворотної ніжньої стінки яка пружиною прижимається вгору тим самим роблячи викидний струмінь снігу більш компактним, за рахунок чого збільшується дальність відкидання.

- центральна завантажувальна область матального апарата виконана в формі конуса, де розміщені елементи приводу та захисний пристрій, поверхня конуса є екраном, що відклоняє снігову масу, що поступає з живильника в сторону лопатей метальника, таке виконання задньої стінки виключило тертя сніга об задню стінку кожуха;

- метальник виконаний у вигляді диска на якому на лапах кріпляться лопасті (така конструкція була запропонована на дослідному фрезерно-роторному снігоочиснику ДЄ-230А);

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- в конструкції снігоочисника, що розглядається, пропонується використання шнекового живильника і метою подальших досліджень являється доведення його переваг перед фрезерним живильником.

2.4. Обґрунтування кінематичної схеми шнекороторного снігоочищувача.

Привід робочого органа і ходової частини роторних снігоочищувачів здійснюється по різних кінематичним схемам: з одним загальним двигуном (однодвигунна) або з двома двигунами для окремого привода робочого органа або з двома двигунами (двохдвигунна).

Привід двигуна при одноступінчій схемі від коробки відбора потужності розподіляється на привід робочого органа і ходової частини. До недоліків привода по одноступінчій схемі слід віднести нераціональне використання потужності двигуна при транспортному пробігу, так як на привід ходової частини снігоочищувача використовується невелика потужність порівнянно з потужністю, що споживається на привід робочого органа, а недовантаження двигуна негативно відбивається на його моторесурсі і надійності.

Тому в конструкції снігоочищувача, що розглядається запропонована двухдвигунна схема привода робочого органа і ходової частини, при якій кожний двигун працює на оптимальному режимі.

Така схема реалізується шляхом установки за кабіною водія базового трактора окремого двигуна.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розрахунковий розділ

3.1 Попередній розрахунок необхідної потужності для роботи шнекороторного снігоочисника

Вихідними даними для розрахунку являються продуктивність снігоочисника Q в т/год , дальність відкидання снігової маси L в м , найбільша висота розроблюваного снігового шару H в м ,та фізико-механічні властивості снігу.

$$Q = 600 \text{ т/год}; L = 30\text{м}; H=1,2\text{м}; \rho = 0,4\text{г/см}^3$$

Вся потужність необхідна на роботу шнекороторного снігоочищувача розподіляється в % таким чином:

Метальний апарат.....65-80

Живильник15-30

Пересування трактора5-10

Потужність двигуна для робочого органа снігоочищувача $N_{p.o}$ кВт, попередніх орієнтовних розрахунках можна визначати по данній формулі [2, формула 175]

$$N_{p.o} = Q \cdot K_1 \cdot L \cdot K_2 / 100 , \quad (3.1)$$

де Q – продуктивність, в т/год , $Q = 600$ т/год;

L – дальність відкидання, в м, $L = 30\text{м}$;

K_1 – коефіцієнт зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів які наносять на ротор для зменшення тертя та налипання снігових мас, приймається $K_1 = 0,9 \dots 0,8$ [3 , ст21];

K_2 – коефіцієнт зменшення потужності за рахунок формування снігового струменя підпружиненою нижньою стінкою, приймається $K_2 = 0,9 \dots 0,85$ [3 стр28].

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді по формулі 3.1

$$N_{p.o} = Q \cdot K_1 \cdot L \cdot K_2 / 100 , \quad (3.2)$$

$$N_{p.o} = 600 \cdot 0,9 \cdot 30 \cdot 0,9 / 100 = 196 , \quad (3.3)$$

За базовий трактор для такого високопродуктивного снігоочищувача доцільно вибрати трактор збільшеної прохідності УТО-С902

Виробник – УТО. Кількість обертів двигуна, об/хв - 2200 Колія гусеничного ходу, мм – 1435. Потужність двигуна, к.с. – 90 = 66 КВт Діапазон швидкостей, вперед/назад, км/год - 3,67-9,03/3,51-5,59 База, мм - 1622 Модель трактора вирізняється низьким рівнем енергоспоживання та максимальною ефективністю роботи.

Універсальний трактор УТО – С 902 виготовляється на основі моделей всесвітньо відомої компанії FIAT на заводі First Tractor Co. LTD (УТО), створеному на базі Першого Державного заводу КНР.

3.2 Розрахунок балансу потужності ,що витрачається на роботу живильника

3.2.1. Обґрутування конструкції живильника, що досліджується.

Подача снігової маси до метального апарата в більшості роторних снігоочисників здійснюється за допомогою живильника , призначення якого складається у відділенні невеликих снігових мас від розроблювального масиву , транспортуванні і закидані їх у ротор .

Головними типами живильників роторних снігоочисників є : шнековий у вигляді одного , двох або трьох в залежності від висоти розроблюваного снігового прошарку суцільних однозаходних шнеків , розташованих горизонтально , та фрезерний , що має вигляд гвинтової багатозаходної стрічкової фрези .

Кожний із цих типів живильників має властиві йому переваги та недоліки , і вибір того або іншого типу живильника визначається

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пред'явленими до снігоочищувача експлуатаційними вимогами , фізико-механічними властивостями розроблювального снігу та параметрами базової машини . Рекомендується і це очевидно , що з конструктивних розумінь не завжди доцільно обладнувати снігоочисник фрезерним живильником , що має великі габарити і вагу в порівнянні зі шнековим і погіршує маневреність снігоочисника і значно збільшується вага , що припадає на передній міст машини.

Проте, багато закордонних фірм не тільки наполегливо рекламують стрічкову фрезу в якості живильника для роторного снігоочищувача , але і широко застосовують у машинах різноманітної продуктивності. В конструкції снігоочисника, що розглядається, пропонується використання шнекового живильника і метою подальших досліджень являється доведення його переваг перед фрезерним живильником.

3.2.2 Швидкість обертання живильника

Довголітньою практикою експлуатації роторних снігоочисників встановлено, що найбільше раціональною є окружна швидкість живильника $V = 8-10$ м/сек. При роботі на такій швидкості і поступальному пересуванні снігоочисника в межах до 2-3 км/ч найбільша товщина стружки не перевищує звичайно 10 см, що забезпечують нормальні умови різання навіть важкого снігу.

Робота з даною окружною швидкістю ніколи не викликає затруднень фрезерного живильника, тому що пропускна здатність полої фрези достатньо велика і завжди перевищує продуктивність снігоочисника. Що стосується шнекового живильника, то при малому діаметрі і невеликому куті гвинтової лінії шнека не виключено, що пропускна здатність виявиться недостатньою і сніг буде піддаватися ущільненню. У цьому випадку необхідно або збільшити розміри шнека, або збільшити його окружну швидкість.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Щоб уникнути ущільнення снігу, особливо коли сніг щільний і на його ущільнення потрібно затратити багато енергії, швидкість обертання шнека повинна визначатися умовою

$$q \leq \pi / 4 (d_{\text{шн}}^2 - d_{\text{в}}^2) \cdot 60 \cdot n_{\text{шн}} \cdot t_{\text{шн}} \cdot \psi_{\text{шн}} \cdot \rho, \quad (3.4)$$

де $q = 300$ т/г фактична кількість снігу що транспортується і що припадає на один шнек;

$d_{\text{шн}}$ – діаметр шнека; приймаємо конструктивно $d_{\text{шн}} = 0,45$ м;

$t_{\text{шн}}$ – крок витка шнека; приймаємо конструктивно $t_{\text{шн}} = 0,45$;

$d_{\text{в}}$ – діаметр вала шнека; приймаємо конструктивно $d_{\text{в}} = 0,114$ м;

ρ – щільність снігу в гр/см³;

$\psi_{\text{шн}}$ – безрозмірний коефіцієнт, прийнятий рівним 0,6-0,9 в залежності від щільності снігу.

Отже, повинно бути

$$n_{\text{шн}} \geq 300 / 15 \cdot 3,14(0,45^2 - 0,114^2) \cdot 0,45 \cdot 0,6, \quad (3.5)$$

$$355 \text{об/хв} \geq 228 \text{об/хв}.$$

Тобто вимога дотримана і сніг ущільнюватись не буде. Потужність що витрачається на живильник складається з потужності N_{1N} – яка витрачається на вирізання снігу з масиву, N_{2N} – на надання снігу кінетичної енергії, N_{3N} – на транспортування сніга до ротора, N_{4N} – на перемішування, перемелення та ущільнення снігу. Розглянемо окремо всі види потужності та розрахуємо їх.

3.2.3 Потужність, що витрачається на різання снігу

При вирізанні z-заходним шнеком або фрезою стружки шириною $d_{\text{В}}$, зусилля різання на кромці леза, що визначається його положенням в забої визначається по формулі 144[1]

$$dP_{\theta} = K_{\text{різ}} \cdot b_{\theta} \cdot d_{\text{В}}, \quad (3.6)$$

де b_{θ} – товщина зрізаної стружки;

$K_{\text{різ}}$ – коефіцієнт опору різання.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо прийmemo ,що коефіцієнт опору різання незалежить від товщини стружки отримаємо

$$dP_{\theta} = K_{\text{різ}} \cdot 100 \cdot v_x / 60 \cdot n_n \cdot z \cdot \sin\theta dB , \quad (3.7)$$

де b_{θ} – подача живильника за один оберт в см;

$b = 100 \cdot v_x / 60 \cdot n_n \cdot z$ – подача живильника за один оберт, в см;

де v_x – поступальна швидкість снігоочисника в м/г;

n_n – кількість обертів живильника за хвилину.

Елементарна робота сили різання, dT ,за один оберт живильника складає

$$dT = z \cdot dP_{\theta} \cdot dl , \quad (3.8)$$

де dl – елементарний шлях пройдений кромкою леза.

Значення dl в загальному вигляді визначається з умов , що проекція швидкості кромки леза на горизонтальну та вертикальну вісь координат (при роботі живильника на себе) відповідно рівні:

$$dx/dt = v_n \cdot \cos\theta - v_x , \quad (3.9)$$

$$dy/dt = v_n \cdot \sin\theta , \quad (3.10)$$

Тоді відповідно

$$dl = R/v_n \cdot \sqrt{v_n^2 + v_x^2} - 2 \cdot v_n \cdot v_x \cdot \cos\theta d\theta , \quad (3.11)$$

Поступальна швидкість снігоочисника v_x звичайно невелика в порівнянні з коловою швидкістю живильника v_n тому для практичних розрахунків можна прийняти

$$dt \approx R \cdot d\theta . \quad (3.12)$$

Тоді відповідно робота сили різання за один оберт по всій довжині живильника B буде рівна

$$T = 100/60 K_{\text{різ}} / v_x \cdot R \cdot B / n_n \cdot (1 - \cos\theta_0) . \quad (3.13)$$

Висота розроблюваного забою рівна

$$H = R \cdot (1 - \cos\theta_0) . \quad (3.14)$$

Вагова продуктивність снігоочисника рівна

$$Q = 0,01H \cdot B \cdot v_x \cdot \rho , \quad (3.15)$$

де B – ширина забою в см;

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

H – висота забою в см;

ρ – густина розроблює мого снігу, в г/см^3 .

Відповідно потужність, що витрачається на різання рівна

$$N_{n1} = T \cdot n_n / 75 \cdot 60 = K_{\text{різ}} \cdot Q / 27\rho, \quad (3.16)$$

де $K_{\text{різ}}$ – коефіцієнт опору різання в кг/см^2 .

Якщо робота ведеться на ущільненому снігу, то зврахуванням значення $K_{\text{різ}}$ по формулі

$$K_{\text{різ}} \approx 0,5\rho^2 \sqrt{1+[t]}, \quad (3.17)$$

потужність, що витрачається на різання буде рівна

$$N_{n1} = Q / 54 \cdot \rho \cdot \sqrt{1++[t]}. \quad (3.18)$$

В дійсності коефіцієнт опору різання $K_{\text{різ}}$ знаходиться в гіперболічній залежності від товщини стружки. Тому розрахунок зусиль різання в передумові, що $K_{\text{різ}} = \text{const}$ дає завищені результати при великій товщині стружки. Але до нашого часу не має ще даних, що визначають справжню залежність коефіцієнта опору різання від товщини стружки, що не дає нам справжню оцінку енергоємності процесу різання живильником. Для орієнтовного порівняння потужності, що витрачається на шнековий та фрезерний живильник на різання приймемо залежність $K_{\text{різ}}$ від товщини стружки відповідно

$$K_{\text{різ}} = A / b_{\theta}^{0.7}, \quad (3.19)$$

де A – постійна, що залежить від фізико-механічних властивостей сніга та конструкції ріжучого органа.

Таким чином

$$dT = z \cdot A \cdot R (100v_x / 60n_n z)^{0.3} \cdot \sin^{0.3} \cdot \theta d\theta \quad (3.20)$$

Вся робота різання за один оберт живильника складає

$$T = A \cdot R \cdot B \cdot z^{0.7} (100v_x / 60n_n)^{0.3} \cdot \int \sin^{0.3} \cdot \theta d\theta. \quad (3.21)$$

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення інтеграла в правій частині з великою ступінню точності визначається з рівняння

$$\int \cdot \sin^{0.3} \cdot \theta d\theta \approx (1 - \cos\theta_0 [1.31 + 0.31 \cdot \cos\theta_0 (1 - \cos\theta_0)]) \quad (3.22)$$

Після відповідних підстановок та спрощень отримуємо потужність рівну

$$N_{n1} = 0,026 \cdot A Q_1 / \rho \cdot (z n_n / v_x)^{0.7} \cdot [1,31 + 0,31 (1 - H/R)(2 - H/R)], \quad (3.23)$$

де Q_1 – продуктивність снігоочисника з коефіцієнтом зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів

$$Q_1 = Q \cdot K_1 = 600 \cdot 0,9 = 540, \quad (3.24)$$

де $H = 1200$ мм – висота розроблюваного забою (задано в завданні);

A – постійна, що залежить від фізико-механічних властивостей снігу та конструкції ріжучого органа; приймаємо для шнека $A = 8$, а для фрези

$$A = 9 \dots 10 [2, \text{див. с. 168}];$$

$\rho = 0,5$ гр/см³ = 50 гр/м³ – щільність розроблюваного снігу (задано в завданні);

$R = 0,489$ м – радіус ротора вибраний конструктивно;

$z = 1$ – число заходів шнека вибраний конструктивно;

$V = 5544$ м/г – швидкість снігоочищувача;

$n_n = 21300$ об/г – частота обертання шнека.

Тоді по формулі 3.23 потужність буде рівна

$$N_{n1} = 0,026 \cdot 8 \cdot 540 / 50 \cdot (1 \cdot 21300 / 5544)^{0.7} \cdot [1,31 + 0,31 \cdot (1 - 1,2/0,489)(2 - 1,2/0,489)] = 12 \text{ кВт} . \quad (3.25)$$

Аналіз отриманого вигляду (3.23) дає відповідь на те чому енергоємність фрезерного живильника більше енергоємності шнекового живильника. Приймаючи що, значення коефіцієнта A неоднакові для шнекових та роторних робочих органів, при інших однакових вимогах потужності, що витрачаються на різання фрезерним живильником буде більшою ніж у шнекового живильника. Розрахунки показали, що складова потужності у фрези на 15-20% більше ніж у шнека при роботі в високих забоях, та досягає 50% в малих забоях.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Із вище сказаного витікає , що використання шнекового живильника дає змогу створити менше енергомістку та більш компактну конструкцію робочого органа порівняно з використанням фрезерного живильника.

3.2.4 Потужність, що витрачається на надання снігу кінетичної енергії

Снігові частки, що захоплюються лопатю шнека просуваючись до ротора , роблять не тільки поступальний рух вздовж осі живильника, але й отримують визначену швидкість разом з лопатями більшу, чим ближче вони розташовані до зовнішнього краю.

По досягненню відділу , що розділяє праву та ліву навивку живильника, сніг залишає живильник та попадає в вікно за яким розташований ротор..

Припускаючи , що середнє значення швидкості на виході снігу вої маси з живильника пропорційна коловій швидкості живильника можна записати потужність , що витрачається на надання снігу кінематичної енергії в вигляді

$$N_{2n} = Q_1 / 540g \cdot v_n^2 \cdot K_{\text{від}} , \quad (3.26)$$

де $K_{\text{від}}$ – коефіцієнт відкидання , значення якого для гвинто вих живильників знаходиться в межах від 0,6 до 1,0 для фрезерних робочих органів по даними [2], $K_{\text{від}} = 0,75 \dots 1,0$;

$Q_1 = Q \cdot K_1$ – продуктивність снігоочисника з коефіцієнтом зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів. (див. п. 2.1.)

$$Q_1 = 600 \cdot 0,9 = 540 , \quad (3.27)$$

де $v_n = 8 \text{ м/с}$ – колова швидкість живильника ;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Тоді по формулі 3.23 отримуємо

$$N_{2n} = 540 / 540 \cdot 9,81 \cdot 8^2 \cdot 0,75 = 6,5 \text{ кВт.} \quad (3.28)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.5 Потужність , що витрачається на переміщення снігу

При визначенні потужності , що витрачається на транспортування сніга живильником до ротора приймається , що сніг розташований в заборі рівномірно.Тоді незалежно від кількості роторів довжину шляху можна прийняти рівну $0,5B$. Віднесена до одиниці часу (одній секунді) робота на переміщення снігу вздовж осі живильника складає

$$W_{\text{сек}} = Q_1 \cdot B / 2 \cdot 3,6 \cdot f_2 , \quad (3.29)$$

$$W_{\text{сек}} = 540 \cdot 2,56 / 2 \cdot 3,6 \cdot 0,03 = 10,56 , \quad (3.29)$$

де $Q_1 = Q \cdot K_1$ –продуктивність снігоочисника з коефіцієнтом зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів.(див.п.3.1.)

$$Q_1 = 600 \cdot 0,9 = 540 , , \quad (3.27)$$

B -ширина очищуваної полоси снігу , приймаємо $B=2,56\text{м}$;

f_2 – коефіцієнт опору руху сніга , приймаємо для даних фізико-механічних властивостей $f_2=0,03$ [2,див.с. 168].

Швидкість переміщення снігової маси визначається через дану формулу[2, див.ст.170]

$$v = n_n \cdot t_n / 60 = 355 \cdot 0,45 / 60 = 2,66 \quad (3.28)$$

де t_n - крок гвинтової лінії живильника $t_n = 0,450 \text{ м}$;

n_n – частота обертання шнека , приймаємо $n_n = 355 \text{об / хв.}$

Відповідно , опір руху снігу , що передається на живильник паралельно осі рівний

$$P = W / v = Q \cdot B \cdot f_2 / 2 \cdot 3,6 \cdot 60 / n_n \cdot t_n , \quad (3.29)$$

$$P = W / v = 540 \cdot 2,56 \cdot 0,03 / 2 \cdot 3,6 \cdot 60 / 355 \cdot 0,45 = 514 , \quad (3.30)$$

де $Q_1 = Q \cdot K_1$ –продуктивність снігоочисника з коефіцієнтом зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів.(див.п.3.1.)

$$Q_1 = 600 \cdot 0,9 = 540 , \quad (3.31)$$

B – ширина очищуваної полоси снігу , приймаємо $B=2,56\text{м}$;

f_2 – коефіцієнт опору руху сніга , приймаємо для даних фізико-механічних властивостей $f_2=0,03$ [2,див.с. 168].

t_n – крок гвинтової лінії живильника $t_n = 0,450$ м ,так як шнек однозахідний;

n_n – частота обертання шнека,приймаємо $n_n = 355$ об/хв.

Приймаючи , що зусилля прикладене в центрі тяжіння перерізом шару сніга, розміщеного на колові діаметром dl з центром на вісі обертання живильника , получимо момент відносно цієї вісі рівний

$$M = P \cdot dl / 2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1) , \quad (3.32)$$

$$M = 51,4 \cdot 0,225 / 2 \cdot \operatorname{tg}(32^\circ + 19^\circ) = 55,3 , \quad (3.33)$$

де φ_1 – кут нахилу гвинтової лінії приймається $\varphi_1 = 19^\circ$;

α_1 – кут підйому гвинтової лінії , що проходить через центр ваги шару снігу

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} t_n / \pi \cdot dl , \quad (3.34)$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} 0,45 / 3,14 \cdot 0,225 = 32^\circ , \quad (3.35)$$

де t_n – крок гвинтової лінії живильника $t_n = 0,450$ м ,так як шнек однозахідний;

d – діаметр на якому приложене зусилля в центрі ваги перерізу шару снігу ,з центром на осі обертання живильника ,приймаємо $dl = 0,255$ м.

Потужність на валу живильника , що витрачається на переміщення снігу буде становити

$$N_{3n} = M \cdot \omega / 75 = Q_1 \cdot B \cdot f_2 / 2 \cdot 270 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1) / \operatorname{tg} \alpha_1 , \quad (3.36)$$

де $Q_1 = Q \cdot K_1$ –продуктивність снігоочисника з коефіцієнтом зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів.(див.п.3.1.)

$$Q_1 = 600 \cdot 0,9 = 540 , \quad (3.37)$$

$B = 2,56$ м – ширина смуги снігу, що очищується ;

f_2 – коефіцієнт опору руху; приймаємо для даних фізико-механічних властивостей $f_2=0,03$ [2,див.с. 168];

φ_1 – кут нахилу гвинтової лінії приймається $\varphi_1 = 19^\circ$;

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

α_1 – кут підйому гвинтової лінії, що проходить через центр ваги шару снігу.

3.2.6 Потужність, що витрачається на перемішування , перемелювання снігу

Величина складової потужності N_{4n} що витрачається на перемішування , перемелювання, а при недостатній пропускній властивості живильника і ущільнення снігу залежить від ряду факторів, які неможливо точно врахувати в зв'язку з чим визначити її теоретично неможливо , вона береться в процентному відношенні від суми трьох потужностей 10%.

$$N_{4n} = 0,1 \cdot (N_{1n} + N_{2n} + N_{3n}) , \quad (3.38)$$

$$N_{4n} = 0,1 \cdot (16,4 + 8,9 + 10,3) = 2,6 , \quad (3.39)$$

де N_{1n} – потужність ,що витрачається на різання снігу; приймаємо $N_{1n} = 16,4$ л.с.(див.п.3.2.4);

N_{2n} – потужність, що витрачається на надання снігові кінетичної енергії; приймаємо $N_{2n} = 8,9$ л.с.(див.п.3.2.5);

N_{3n} – потужність, що витрачається на переміщення снігу; приймається $N_{3n} = 10,3$ л.с.(див.п.3.2.6).

3.2.7 Повна потужність ,що витрачається на роботу живильника

Повна потужність , що витрачається на роботу живильника рівна сумі потужностей

$$N_n = 1/\eta_n \cdot (N_{1n} + N_{2n} + N_{3n} + N_{4n}) , \quad (3.34)$$

де η_n – ККД механізму приводу живильника, приймаємо $\eta_n = 0,8$ [5,див.ст.178];

N_{1n} – потужність, що витрачається на різання снігу, приймаємо $N_{1n} = 16,4$ л.с.(див.п.3.2.4);

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

N_{2n} – потужність ,що витрачається на надання снігові кінетич ної енергії, приймаємо $N_{2n} = 8,9 \text{ л.с.}$ (див.п.3.2.5);

N_{3n} – потужність, що витрачається на переміщення снігу, приймається $N_{3n} = 10,3 \text{ л.с.}$ (див.п.3.2.6).

N_{4n} – потужність , що витрачається на перемішування, перемелювання та ущільнення $N_{4n} = 3,56 \text{ л.с.}$ (див.п.3.2.7).

Тоді по формулі 2.2.16 потужність необхідна для роботи живильника буде рівна

$$N_n = 1/0,85 \cdot (16,4 + 8,9 + 10,3 + 3,56) = 33,9 \text{ кВт} \quad (3.35)$$

Отримана формула часто малопригодна для розрахунка енергоємності живильника , головним чином із-за невизначеності коефіцієнта $K_{\text{вн}}$ та значення N_{4n} . Для практичних розрахунків потужність необхідну для роботи шнекового живильника можна визначати по емпіричній формулі

$$N_n = 0,0055 \cdot Q_1 \cdot v_n / \eta_n , \quad (3.36)$$

де $Q_1 = Q \cdot K_1$ –продуктивність снігоочисника з коефіцієнтом зменшення потужності за рахунок використання полімерних матеріалів.(див.п.3.1.)

$$Q_1 = 600 \cdot 0,9 = 540 , \quad (3.37)$$

$v_n = 8 \text{ м/с}$ колова швидкість живильника.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

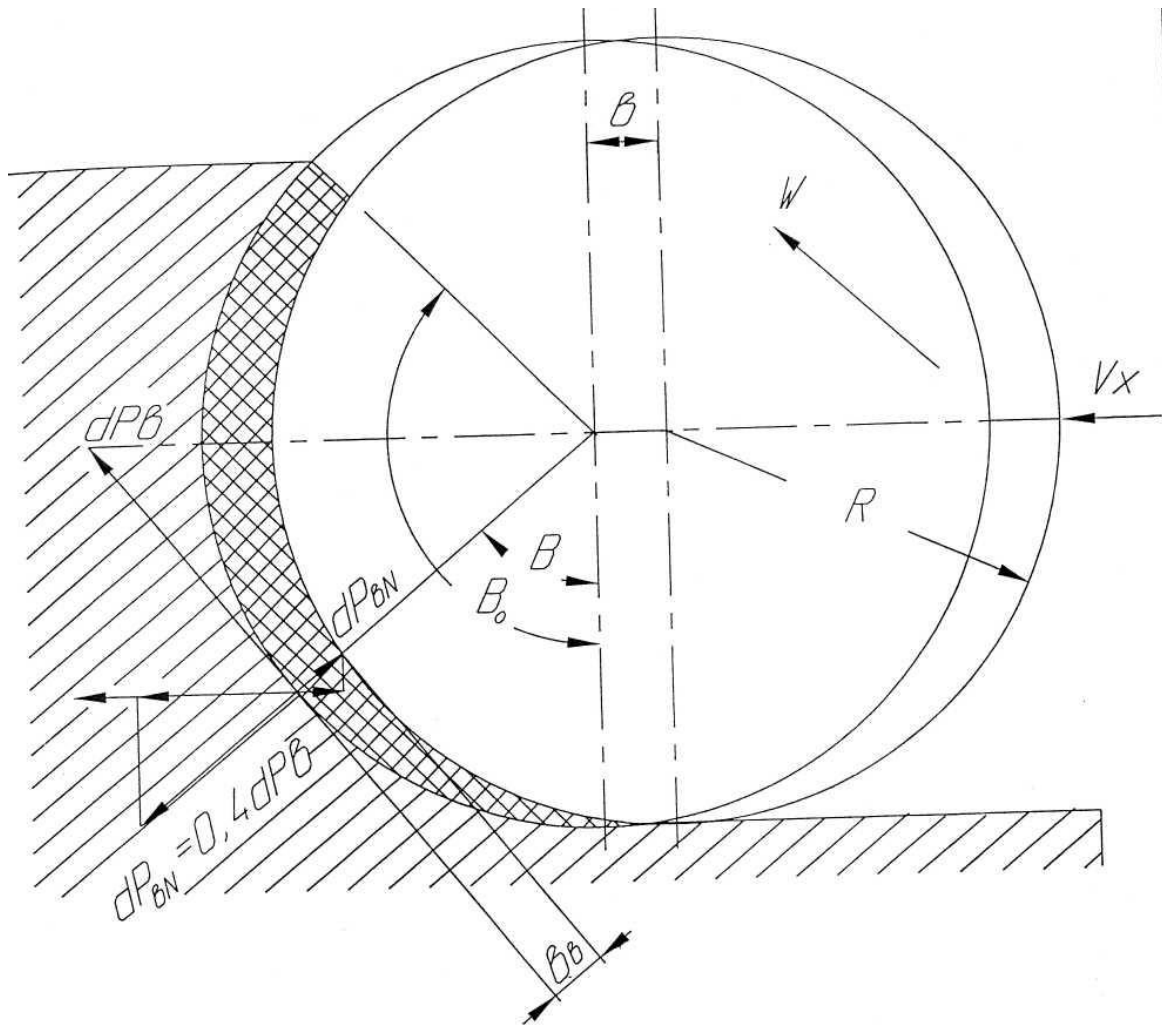


Рисунок 3.1– Схематичне зображення процесу
різання снігу живильником

Тоді по формулі (3.17) отримаємо

$$N_n = 0,0055 \cdot 540 \cdot 8 / 0,9 = 35,6 \text{ кВт.} \quad (3.36)$$

Таким чином потужність живильника розрахована через розрахування всіх складових необхідної потужності дає більш точне значення ніж розраховане за емпіричною формулою.

3.3. Визначення параметрів роторного метальника.

3.3.1 Колова швидкість ротора.

Колова швидкість ротора визначити із умови заданої дальності відкидання снігу. Колова швидкість ротора V_p пов'язана з дальністю відкидання снігу L емпіричною формулою запропонованою Д. Шалманом [2]:

$$L = 0,085 \cdot V_p^2 \cdot \left(1 - \frac{0,0106 V_p}{\sqrt[4]{K_H \rho_C}} \right) \quad (3.37)$$

де

K_H - коефіцієнт заповнення;

Д. А. Шалман рекомендує прийняти $K_H = 0,3...0,45$;

Приймаємо $K_H = 0,35$.

$\rho_C = 0,42 / \text{см}^3$ - щільність снігу;

Звідси завдання дальності відкидання снігу складає $L = 30 \text{ м}$.

Розв'язуючи рівняння (3.36) способом табуляції отримуємо $\rho_C = 24 \text{ м/с}$.

3.3.2 Діаметр ротора визначається по формулі [1]:

$$D_p = \frac{1}{30} \cdot \sqrt{\frac{Q}{V_p \cdot K_H \cdot Z_p \cdot \rho_C}} \quad (3.38)$$

де

Q - вагова продуктивність метальника, т/год;

$Z_p = 1$ - кількість роторів;

$K_H = 0,35$ - коефіцієнт заповнення;

$\rho_C = 0,42 / \text{см}^3$ - щільність снігу.

$$D_p = \frac{1}{30} \cdot \sqrt{\frac{600}{24 \cdot 0,35 \cdot 1 \cdot 0,4}} \approx 0,5 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_p = 0,489 \text{ м}$.

Відповідно швидкість обертання складе $V_p = 23,9 \text{ м/с}$.

Кутова швидкість $\omega_p = 48,9 \text{ с}^{-1}$, а кількість обертів $n = 467 \text{ об/хв}$.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.3 Потужність приводу ротора.

Потужність, що витрачається на привід ротора включає три складові [1]:

$$N_p = (N_{p1} \cdot N_{p2} \cdot N_{p3}) / \eta_p \quad (3.39)$$

де

N_{p1} - потужність, що витрачається на надання сніговій масі кінетичної енергії для її пересування до зовнішнього краю ротора, кВт;

N_{p2} - потужність, що витрачається на подолання опору тертя снігу з корпусом ротора, кВт;

N_{p3} - потужність, що витрачається на підйом снігу, кВт;

η_p - к.к.д. приводу ротора.

Потужність, що витрачається на надання сніговій масі кінетичної енергії

$$N_{p1} = Q \cdot V_p^2 / 3600 \quad (3.40)$$

де

$Q = 600 \text{ м}^3 / \text{год}$ - продуктивність снігоочисника;

$V_p = 23,9 \text{ м} / \text{с}$ - колова швидкість ротора.

$$N_{p1} = 600 \cdot 23,9^2 / 3600 = 95,2 \text{ кВт};$$

Потужність, що витрачається на подолання опору тертя снігу з корпусом ротора

$$N_{p2} = \frac{0,8 \cdot Q}{3600} \cdot \mu_1 \cdot V_p^2 \cdot (2\pi - \psi_k) \quad (3.41)$$

де

μ_1 - коефіцієнт зовнішнього тертя (снігу зі сталлю).

При щільності снігу $\rho = 0,42 \text{ г} / \text{см}^3$ при температурі снігу до -16°C , $\mu_1 = 0,065$ (табл. 15.2 [1]).

ψ_k - оптимальний кут розвантаження снігу.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По рис. 15.17 [1] $\psi_K = 80^\circ = 1,4 \text{ рад}$.

$$N_{P2} = \frac{0,8 \cdot 600}{3600} \cdot 0,065 \cdot 23,9^2 \cdot (2\pi - 1,4) = 24,15 \text{ кВт}$$

Потужність, що витрачається на підйом снігу

$$N_{P3} = \frac{Q}{3600} \left(H - \frac{H_C}{2} \right) \cdot q \quad (3.42)$$

де

H - висота розташування патрубку над рівнем дорожнього покриття.

$H = 1,1 \text{ м}$;

H_C - висота снігового шару, що розробляється.

Згідно завдання $H_C = 1,2 \text{ м}$.

$$N_{P3} = \frac{600}{3600} \cdot \left(1,1 - \frac{1,2}{2} \right) \cdot 9,8 = 0,84 \text{ кВт}$$

Загальна потужність на привід роторного металника

$$N_P = \frac{(95,2 + 24,15 + 0,84)}{0,8} = 150,2 \text{ кВт}$$

Розрахована потужність складає 73% від потужності двигуна привода робочого органу.

($N_{\text{дв}} = 206 \text{ кВт}$), що відповідає рекомендаціям (п. 3.1).

3.4 Тяговий розрахунок шнеко роторного снігоочисника.

При русі машини виникають опори перекочуванню снігоочисника і ковзанню робочого органу [2]:

Опір перекочуванню [3]:

$$W_{II} = g \cdot (m_M \cdot m_{p.o}) \cdot (f + i) \quad (3.43)$$

де

$m_M = 10800 \text{ кг}$ - маса машини;

$m_{p.o} = 1215 \text{ кг}$ - маса робочого обладнання;

f - коефіцієнт перекочування.

Для гусеничного ходового обладнання по $f = 0,2$;

$i = 0,2$ - максимальний нахил шляху.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{II} = 9,8(10800 - 1215) \cdot (0,2 + 0,2) = 37,5 \text{ кН}$$

Опір ковзання робочого органу [1]:

$$g = W_{CK} = g \cdot m_{p.o} \cdot (\mu_1 + i),$$

$$W_{CK} = 9,8 \cdot 1215(0,065 + 0,2) = 3155 \text{ Н} = 3,15 \text{ кН}$$

Потужність, що витрачається на переміщення машини [2]:

$$N_{EP} = \frac{(W_H + W_{CK}) \cdot V_M}{1000 \cdot \eta},$$

де

V_M - робоча швидкість машини.

Для трактора УТО – С 902 максимальна робоча швидкість складає 3,63 км/год або 1,008 м/с.

$\eta = 0,8$ - к.к.д. приводу до ходового обладнання трактора.

$$N_{пер} = (37,5 + 3,15) \cdot \frac{1,008}{0,8} \approx 51,2 \text{ кВт}.$$

Таким чином, потужність двигуна базового трактора УТО – С 902 достатньо для забезпечення робочого руху снігоочисника.

3.5 Розрахунок зубчастої передачі робочого органу.

Серед механічних передач зубчасті самі розповсюджені. Їх переваги перед іншими: висока навантажувальна здібність та надійність при роботі; постійність передаточного числа; високий ККД (при старанному виготовленню та потрібній змазці до 0,99 в одній ступені); компактність; роботоздатність в великому діапазоні навантажень та швидкостей; технологічність виготовлення.

Недоліки цих передач : висока вартість виготовлення точних передач ; джерело шума та вібрації.

Розрахунок зубчастої передачі проводиться при наявності таких даних:

Номінальна потужність , $N=205$ кВт;

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частота обертання шестерні $n=467$ об/хв;
 Передаточне число редуктора $U=1$;
 Навантаження постійне , передача нереверсивна.

3.5.1.Вибір матеріалу та допустимих навантажень для шестерні та колеса

Для зубчастих колес приймаємо твердість в діапазоні 280...300HB.Для вирівнювання довговічності шестерні та колеса , зменшення небезпеки заїдання та кращого припрацювання твердість зубців шестерні потрібно вибирати більше ніж твердість колеса

$$HB_{ш} = HB_{к} + (20... 50). \quad (3.44)$$

Відповідно до рекомендацій [5,табл.3.12.] приймаємо твердість шестерні з матеріала сталі 40ХН (поковка); термообробка-покращення.Для шестерні при радіусі заготовки до 300мм

$$\sigma_B = 800 \text{ МПа}; \sigma_{\text{в}} = 580 \text{ МПа}; 240 \text{ HB}$$

Для колеса при радіусі заготовки до 300мм .Відповідно до рекомендацій [5,табл.3.12.] приймаємо твердість шестерні з матеріала сталі 40ХНЛ (поковка); термообробка-нормалізація.Для колеса при радіусі до 300мм

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа}; \sigma_{\text{в}} = 500 \text{ МПа}; 221 \text{ HB}$$

3.5.2 Визначення допустимого навантаження згину для шестерні

Визначаємо допустимі навантаження згину для шестерні по формулі 3.15 [5]

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_F \lim 1 / S_F \cdot Y_S \cdot Y_R , \quad (3.45)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\sigma_F \lim 1$ – межа виносливості зубів при згині, [5, формула 3.52];

$$\sigma_F \lim 1 = \sigma_F^0 \lim b1 \cdot K_{FG} \cdot K_{FL} , \quad (3.46)$$

де $\sigma_F^0 \lim b1$ – границя виносливості при згині, що відповідає базовій кількості циклів зміни напруги

$$\sigma_F^0 \lim b1 = 1,8 \cdot HB1 , \quad (3.47)$$

де $HB1$ – твердість колеса (див.2.1.3).

Тоді по формулі 3.47 маємо

$$\sigma_F^0 \lim b1 = 1,8 \cdot HB1 = 1,8 \cdot 240 = 433 ,$$

K_{FG} – коефіцієнт , що враховує вплив двостороннього прикладення навантаження $K_{FG} = 1,0$ [5,табл.3.20];

K_{FL} – коефіцієнт довговічності [5,формула 3.53];

$$K_{FL1} = m \cdot \sqrt{N_{FO} / N_{FE1}} , \quad (3.48)$$

де $N_{FO} = 4 - 10$ – базова кількість циклів зміни навантаження [5,див.с.77]

N_{FE1} – еквівалентна ,(сумарна) кількість циклів зміни навантаження [5,формула 3.54];

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot t , \quad (3.49)$$

де n_1 – частота обертання колеса, $n_1 = 463$ об/хв;

t – строк служби передачі, $t = 10000$ ч.

Тоді по формулі 3.49

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 463 \cdot 10000 = 2,7 \cdot 10^8 , \quad (3.50)$$

де $m = 6$ при $HB < 350$ [5,див.ст.77].

Тоді по формулі 3.48

$$K_{FL1} = 6 \cdot \sqrt{4 \cdot 10^6 / 2,7 \cdot 10^8} = 0,6 , \quad (3.51)$$

Але так, як $N_{FE1} = 2,7 \cdot 10^8 \geq N_{FO} = 4 \cdot 10^6$,приймаємо $K_{FL1} = 1,0$

Тоді по формулі 3.46

$$\sigma_F \lim 1 = 433 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 43 , \quad (3.52)$$

Y_S – коефіцієнт що враховує чуткість матеріала до концентрації напружень , $Y_S = 1$, [5,див.ст 77];

Y_R – коефіцієнт, що враховує шероховатість переходної поверхні зуба
 $Y_R = 1,0$ [5, див. ст. 78];

S_F – коефіцієнт безпеки [5, формула 3.56].

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (3.53)$$

де S'_F – коефіцієнт, що враховує нестабільність характеристики матеріала, приймаємо $S'_F = 1,55$ [5, табл. 3.19];

S''_F – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки умов експлуатації, приймаємо $S''_F = 1,05$ [5, табл. 3.21].

Тоді по формулі 3.53 коефіцієнт безпеки рівний

$$S_F = 1,55 \cdot 1,0 = 1,55, \quad (3.54)$$

Тоді допустиме навантаження згину для зубців шестерні буде рівне по формулі 3.46

$$[\sigma_{F1}] = 433 / 1,55 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 279. \quad (3.55)$$

3.5.3 Визначання допустимого навантаження згину для зубців колеса

Визначаємо допустимі навантаження згину для зубців колеса по формулі 3.15 [5]

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_F \lim 2 / S_F \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.56)$$

де $\sigma_F \lim 1$ – межа виносливості зубів при згині, [5, формула 3.52];

$$\sigma_F \lim 2 = \sigma_F^0 \lim b2 \cdot K_{FG} \cdot K_{FL1}, \quad (3.57)$$

де $\sigma_F^0 \lim b2$ – границя виносливості при згині, що відповідає базовій кількості циклів зміни напруги

$$\sigma_F^0 \lim b2 = 1,8 \cdot HB2, \quad (3.58)$$

де $HB2$ – твердість колеса (див. 3.1.3).

Тоді по формулі 3.50 маємо

$$\sigma_F^0 \lim b2 = 1,8 \cdot HB2 = 1,8 \cdot 221 = 278, \quad (3.59)$$

K_{FG} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладення навантаження $K_{FG} = 1,0$ [5, табл. 3.20];

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

K_{FL} – коефіцієнт довговічності [5,формула 3.53];

$$K_{FL2} = m \cdot \sqrt{N_{FO} / N_{FE2}}, \quad (3.60)$$

де $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базова кількість циклів зміни навантаження [5,див.с.77];

N_{FE2} – еквівалентна ,(сумарна) кількість циклів зміни навантаження [5,формула 3.54];

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t, \quad (3.61)$$

де n_2 – частота обертання колеса, $n_2 = 463$ об/хв;

t – строк служби передачі, $t = 10000$ ч.

Тоді по формулі 3.48

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 463 \cdot 10000 = 2,7 \cdot 10^8, \quad (3.62)$$

де $m = 6$ при $HV < 350$ [5,див.ст.77];

Тоді по формулі 3.52

$$K_{FL2} = 6 \cdot \sqrt{4 \cdot 10^6 / 2,7 \cdot 10^8} = 0,6, \quad (3.63)$$

Але так, як $N_{FE2} = 2,7 \cdot 10^8 \geq N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, приймаємо $K_{FL2} = 1,0$

Тоді по формулі 3.46

$$\sigma_F \lim 2 = 378 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 378, \quad (3.64)$$

Y_S – коефіцієнт що враховує чуткість матеріала до концентрації напружень, $Y_S = 1$, [5,див.ст 77];

Y_R – коефіцієнт ,що враховує шероховатість переходної поверхні зуба $Y_R = 1,0$ [5,див.ст.78];

S_F – коефіцієнт безпеки [5,формула 3.56]

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (3.65)$$

де S'_F – коефіцієнт, що враховує нестабільність характеристики матеріала, приймаємо $S'_F = 1,55$ [5, табл.3.19];

S''_F – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки умов експлуатації, приймаємо $S''_F = 1,05$ [5,табл.3.21].

Тоді по формулі 3.53 коефіцієнт безпеки рівний

$$S_F = 1,55 \cdot 1,0 = 1,55, \quad (3.66)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді допустиме навантаження згину для зубців шестерні буде рівне по формулі 3.46

$$[\sigma_{F2}] = 378 / 1,55 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 243 . \quad (3.67)$$

3.5.4 Визначимо допустиме навантаження згину при розрахунку на дію максимального навантаження на шестерню

Допустиме навантаження згину при розрахунку на дію максимального навантаження на шестерню буде визначатися таким чином [5, формула 3.62]

$$[\sigma_{FM1}] = \sigma_F \lim M1 / S_{FM1} \cdot Y_S , \quad (3.68)$$

де $\sigma_F \lim M1$ – граничне навантаження, що не визиває остаточних деформацій або крихкого злому зуба [5, формула 3.63];

$$\sigma_F \lim M1 = 4,8 \cdot HB2 , \quad (3.69)$$

де $HB_1 = 240$ МПа – міцність шестерні (див.3.5.1).

Тоді граничне навантаження, що не визиває остаточних деформацій або крихкого злому зуба буде рівне по формулі 3.46

$$\sigma_F \lim M1 = 4,8 \cdot 240 = 1152 , \quad (3.70)$$

де S_{FM} – коефіцієнт безпеки [5, див.ст.3.56];

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM} , \quad (3.71)$$

де S'_{FM2} – коефіцієнт, що враховує нестабільність характеристики кривого матеріала , приймаємо $S'_{FM2} = 1,75$ [5, див.ст.80];

S''_{FM2} – коефіцієнт , що враховує спосіб отримання заготовки умов експлуатації , приймаємо $S''_{FM2} = 1,0$ [5,табл.3.21].

Тоді по формулі 3.59 коефіцієнт безпеки рівний

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \cdot S''_{FM} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75 ,$$

Y_S – коефіцієнт що враховує чуткість матеріала до концентрації напружень , $Y_S = 1$, [5, див.ст 77];

Тоді відповідно допустиме навантаження при згині під дією максимального навантаження на колесо буде рівне

$$[\sigma_{FM1}] = \sigma_F \lim M1 / S_{FM1} \cdot Y_S = 1152 / 1,75 \cdot 1,0 = 743 . \quad (3.72)$$

3.5.5 Визначення допустимого напруження при згині під дією максимального навантаження на колесо

Допустиме напруження при згині під дією максимального навантаження на колесо по формулі 3.46

$$[\sigma_{FM2}] = \sigma_F \lim M2 / S_{FM2} \cdot Y_S , \quad (3.73)$$

де $\sigma_F \lim M1$ – граничне навантаження, що не визиває остаточних деформацій або крихкого злому зуба [5, формула 3.63];

$$\sigma_F \lim M2 = 4,8 \cdot HB2 = 4,8 \cdot 221 = 1060 , \quad (3.74)$$

де S_{FM} – коефіцієнт безпеки [5, див. ст. 3.56];

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \cdot S''_{FM} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75 , \quad (3.75)$$

Y_S – коефіцієнт що враховує чутливість матеріала до концентрації напружень , $Y_S = 1$, [5, див. ст 77];

Тоді відповідно допустиме навантаження при згині під дією максимального навантаження на колесо буде рівне

$$[\sigma_{FM2}] = \sigma_F \lim M2 / S_{FM2} \cdot Y_S = 1060 / 1,55 \cdot 1,0 = 684 . \quad (3.76)$$

3.5.6 Допустиме контактне навантаження для шестерні

Допустиме контактне навантаження для шестерні буде визначатись по формулі 3.33 [5]

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_H \lim 1 / S_{H1} \cdot Z_R \cdot Z_v , \quad (3.77)$$

де $\sigma_H \lim 1$ – межа контактної витривалості поверхні зубців , що відповідає еквівалентній кількості циклів зміни навантажень [5, формула 3.34]

$$\sigma_H \lim 1 = \sigma_H \lim b1 \cdot K_{HL1} , \quad (3.78)$$

де $\sigma_H \lim b1$ – межа контактної виносливості, що відповідає базовій кількості циклів зміни навантажень

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_H \lim 2 / S_{H2} \cdot Z_R \cdot Z_v , \quad (3.86)$$

де $\sigma_H \lim 2$ – межа контактної витривалості поверхні зубців ,що відповідає еквівалентній кількості циклів зміни навантажень [5,формула 3.34]

$$\sigma_H \lim 2 = \sigma_H \lim b2 \cdot K_{HL2} , \quad (3.87)$$

де $\sigma_H \lim b2$ – межа контактної витривалості

$$\sigma_H \lim b2 = 2HB2 + 70 , \quad (3.88)$$

де $HB2 = 221 \text{ МПа}$ – міцність шестерні (див .п.3.5.1).

Тоді межа контактної витривалості, що відповідає базовій кількості циклів зміни навантажень буде рівна по формулі 3.69

$$\sigma_H \lim b1 = 2HB1 + 70 = 2 \cdot 221 + 70 = 512 , \quad (3.89)$$

де K_{HL1} – коефіцієнт довговічності[5, формула 3.35]

$$K_{HL1} = m \cdot \sqrt{N_{HO} / N_{HE1}} , \quad (3.90)$$

де $N_{HO} = 1,8 \cdot 10^7$ – базова кількість циклів зміни навантаження [5,див.с.77];

N_{HE2} – еквівалентна ,(сумарна) кількість циклів зміни навантаження [5,формула 3.54];

$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 463 \cdot 10000 = 2,8 \cdot 10^8 . \quad (3.91)$$

Тоді отримаємо

$$K_{HL2} = 24 \cdot \sqrt{1,8 \cdot 10^7 / 2,8 \cdot 10^8} = 0,86 . \quad (3.92)$$

Приймаємо $K_{HL1} = 0,9$

Тоді межа контактної витривалості по формулі 3.76 буде рівна

$$\sigma_H \lim 2 = 512 \cdot 0,9 = 460 , \quad (3.93)$$

де S_{H2} – коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріала $S_{H2} = 1,1$ [5,див.с.75];

Z_R – коефіцієнт , що враховує шерховатість поверхонь , приймаємо $Z_R = 0,95$ [5,табл.3.18];

Z_v – коефіцієнт , що враховує колову швидкість приймаємо $Z_v = 1,0$ [5,див.с.75].

Тоді допустиме контактне навантаження для шестерні буде рівне по формулі 3.77

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma_{H2}] = 460 / 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 418 . \quad (3.94)$$

3.5.9 Допустиме контактне навантаження при розрахунку на дію максимального навантаження

Визначимо по формулі [5, формула 3.42]

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) , \quad (3.95)$$

де $[\sigma_{H1}]$ – допустиме контактне напруження для шестерні,

$$[\sigma_{H1}] = 450 \text{ МПа (див.п.3.5.6);}$$

$[\sigma_{H2}]$ – допустиме контактне напруження для колеса,

$$[\sigma_{H2}] = 418 \text{ МПа (див.п.3.5.7);}$$

Тоді допустиме контактне навантаження передачі буде рівне

$$[\sigma_H] = 0,45(450 + 418) = 391 . \quad (3.96)$$

Перевіряємо вимогу

$$[\sigma_H] = 391 \text{ МПа} \leq 1,23[\sigma_{Hmin}] , \quad (3.97)$$

де $[\sigma_{Hmin}] = 418 \text{ МПа}$ – мінімальне допустиме контактне напруження для колеса або шестерні;

$[\sigma_H] = 391 \text{ МПа}$ – допустиме контактне напруження для передачі.

Тоді перевіряємо вимогу

$$[\sigma_H] = 391 \text{ МПа} \leq 1,23 \cdot 418 = 514 . \quad (3.98)$$

Таким чином вимога виконана, тому приймаємо допустиме контактне навантаження передачі

$$[\sigma_H] = 391 \text{ МПа}$$

3.5.9 Допустиме контактне навантаження при розрахунку на дію максимального навантаження

Допустиме контактне навантаження при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні [5, див.с.80]

$$\psi_{k,u} / 2 - \psi_k = 0,25 \cdot 1 / 2 - 0,25 = 0,143 , \quad (3.107)$$

$$K_{H\beta} = 1,02.$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт динамічного навантаження [5 , табл.3,16] для ступіня точності зубчатих колес на одиницю грубіше встановле ної [5 , див .с.80], тобто для 9-ї ступені точності $K_{H\beta} = 1,138$ (визначається інтерполюванням)

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь, [5,формула3,28], $Z_H = 1,76$;

Z_M – коефіцієнт враховуючий механічні властивості матеріа лів колес;
 $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$, [5, формула 3.29];

По табл.3.11 [5] вибираємо кілікість зубців шестерні та колеса $Z = 21$ та коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,25$.

Коефіцієнт що враховує сумарну довжину контактних ліній [5,формула 3.30]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha / 3} = \sqrt{4 - 1,25 / 3} = 0,916 . \quad (3.108)$$

Тоді отримаємо

$$d_{\omega 1} = \sqrt{4,5 \cdot 327194 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,138 \cdot (1,76 \cdot 275 \cdot 0,916)^2 / (1 - 0,25) \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 391} = 183,45 , \quad (3.109)$$

Зовнішній коловий модуль

$$m_{te} = d_{\omega 1} / Z_1 , \quad (3.110)$$

де $Z_1 = 21$ – кілікість зубів шестерні .

Тоді зовнішній коловий модуль по формулі 3.110 буде рівний

$$m_{te} = 183,45 / 21 = 8,76 , \quad (3.111)$$

Отриманий модуль округляємо по стандарту [5,див.додаток, табл,9] ,
 $m_{te} = 9$.

Перерахуємо початковий діаметр $d_{\omega 1}$,мм.

$$d_{\omega 1} = m_{te} \cdot Z_1 = 9 \cdot 21 = 189 . \quad (3.112)$$

Тоді

$$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} , \quad (3.113)$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 21 \cdot 1 = 21 . \quad (3.114)$$

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді по формулі 3.113 кількість зубців плоского колеса

$$Z_c = \sqrt{21^2 + 21^2} = 29,7 . \quad (3.115)$$

Зовнішня конусна відстань [5, табл.3.9]

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot Z_c , \quad (3.116)$$

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot Z_c = 0,5 \cdot 9 \cdot 29,7 = 133,6 . \quad (3.117)$$

Робоча ширина зубчатого вінця [5 , табл .3.1] при k , мм,

$$k = b_\omega / R_e \rightarrow b_\omega = \psi_k \cdot R_e = 0,25 \cdot 133,6 = 33,4 . \quad (3.118)$$

Перевіряємо вимогу $b_\omega \leq 10 \cdot m_{te}$ [5 , формула 3.64]

$$33,4 \leq 10 \cdot 9 = 90 , \quad (3.119)$$

тобто вимогу дотримано.

3.5.11 Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Розраховуємо середній нормальний модуль зчеплення [5,формула 3.4]

$$m_n = m_{te} (1 - 0,5 b_\omega / R_e) \cos \beta_m , \quad (3.120)$$

де m_{te} – зовнішній коловий модуль, $m_{te} = 9$ мм (див.п.3.5.10);

b_ω – робоча ширина зубчатого вінця , приймаємо $b_\omega = 33,4$ мм
(див.п.3.5.10);

R_e – зовнішня конусна відстань $R_e = 133,6$ мм, (див.п.3.5.10).

Тоді по формулі 3.120

$$m_n = 9 (1 - 0,5 \cdot 33,4 / 133,6) = 7,85 . \quad (3.121)$$

Середній початковий діаметр шестерні [5,див.с.80]

$$d_{om1} = m_n \cdot Z_1 / \cos \beta_m , \quad (3.122)$$

де $m_n = 7,85$ мм середній нормальний модуль зчеплення ;

$Z_1 = 21$ – кількість зубців

$$d_{om1} = 7,85 \cdot 21 / 1 = 164,85 . \quad (3.123)$$

Визначаємо розрахункову колову швидкість на середньому
початковому діаметрі шестерні [5,формула 3.47]

$$V_1 = \pi \cdot d_{om1} n_1 / 60000 , \quad (3.124)$$

де $d_{om1} = 164,85$ мм, середній початковий діаметр шестерні;

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$n_1 = 467$ об/хв – швидкість обертання.

Тоді по формулі 3.123 колова швидкість $V_1, \text{м/с}$, на середньому початковому діаметрі шестерні буде рівна

$$V_1 = 3,14 \cdot 164,85 \cdot 467 / 60000 = 4,03 \text{ м/с.} \quad (3.125)$$

По даній швидкості по табл.3.33 [5] потрібна ступінь точності передачі 8-ма, що співпадає з раніш прийнятою ступінню точності.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю буде визначатись [5, формула 3.48]

$$d'_{\omega 1} = d_{\omega 1} \sqrt{K'_{H\beta} \cdot (Z_v)^2 / K_{H\beta} \cdot Z_v^2}, \quad (3.126)$$

де Z_v – коефіцієнт, що враховує колову швидкість передачі, приймаємо $Z_v = 1,0$ [5, див.с. 123].

Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження [5, табл.3.16]

$$K_{H\beta} = 1,2.$$

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю по формулі 3.126 буде рівний

$$d'_{\omega 1} = 164,85 \sqrt{1,21 \cdot (1,01)^2 / 1,136 \cdot 1^2} = 173,09. \quad (3.127)$$

Знову визначаємо коловий модуль по формулі

$$m_{te} = d_{\omega 1} / Z_1 = 173,9 / 21 = 8,4. \quad (3.128)$$

Отриманий модуль округляємо по стандарту $m_{te} = 9 \text{ мм}$.

Діаметр початкового кола по більшому торцю, що відповідає стандартному модулю

$$d_{\omega 1} = m_{te} \cdot Z_1 = 9 \cdot 21 = 189 \text{ мм.} \quad (3.129)$$

3.5.12 Перевірочний розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження

Перевіримо при дії максимального навантаження [5, табл.3.14, формула 3.19]

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \sqrt{4,5 T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} / (1 - \psi_k) \psi_k \cdot d_{\omega 1}^3 u}, \quad (3.130)$$

де $T_{H1} = 420080 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, нормальний крутний момент; (див.п.3.5.10)

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження між зубцями , для прямозубих передач , $K_{H\alpha}=1.0$ [5 , див.с.82];

k – коефіцієнт ширини вінця , [5 , див.с.80];

$$k = b_w / R_e = 0,2.....0,3 \quad (3.130)$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт , що враховує розподіл навантаження по ширині вінця при відношенні

$$\psi_{k.u} / 2 - \psi_k = 0,25 \cdot 1 / 2 - 0,25 = 0,143 , \quad (3.131)$$

$$K_{H\beta} = 1,02.$$

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження [5 , табл.3,16] для ступіня точності зубчатих колес на одиницю грубіше встановленої [5 , див .с.80], тобто для 9-ї ступені точності $K_{Hv} = 1,138$ (визначається інтерполюванням)

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь, [5,формула3,28], $Z_H= 1,76$;

Z_M – коефіцієнт враховуючий механічні властивості матеріалів колес;
 $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$, [5, формула 3.29];

Тоді по формулі 3.130

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{4,5 \cdot 327194 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,138 / (1 - 0,25) 0,25 \cdot 189^3 \cdot 1} = 163,2 . \quad (3.132)$$

Розрахункове навантаження від максимального навантаження [5,формула 3.60]

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{T_M / T_1} , \quad (3.133)$$

де $T_M / T_1 = 2$ – задано в даних на розрахунок.

$$\sigma_{HM} = 163 \sqrt{2} = 230 < [\sigma_{HM}] = 1400 \text{ МПа}.$$

3.5.13 Перевірочний розрахунок зубів на міцність по навантаженню згину

Згинаюче навантаження для зуба шестерні буде рівне [5,табл.3.14,формула 3.22]

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot W_{Ft} / 0,85 \cdot m_n \leq [\sigma_{F1}] , \quad (3.134)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Y_{F1} – коефіцієнт, що враховує форму зуба приймаємо $Y_{F1}=4,63$;

Y_{β} – коефіцієнт, що враховує вплив нахила зуба на його напружений стан для прямозубих коліс, приймаємо $=1,0$ [5, див. с. 77];

W_{Ft} – розрахункове питоме навантаження [5, формула 3.25]

$$W_{Ft} = 2T_{F1} / d_{\omega 1} \cdot d_{\omega} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (3.135)$$

де $T_{F1} = 420080 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, крутний момент; (див. п. 3.5.10)

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження між зубцями, для прямозубих передач, $K_{H\alpha}=1.0$ [5, див. с. 82];

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця при відношенні

$$\psi_{k.u} / 2 - \psi_k = 0,25 \cdot 1 / 2 - 0,25 = 0,143, \quad (3.135)$$

$$K_{H\beta} = 1,02.$$

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження [5, табл. 3.16] для ступіня точності зубчатих колес на одиницю грубіше встановленої [5, див. с. 80], тобто для 9-ї ступені точності $K_{Hv} = 1,138$

$$W_{Ft} = 2 \cdot 327194 / 164,86 \cdot 34 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,138 = 183,9, \quad (3.136)$$

Тоді по формулі 3.121 навантаження згину для зуба шестерні

$$\sigma_{F1} = 4,63 \cdot 1,0 \cdot 183,9 / 0,85 \cdot 7,85 = 127,6, \quad (3.137)$$

$$\sigma_{F1} = 127,6 \leq [\sigma_{F1}] = 279 \text{ МПа}, \quad (3.138)$$

для зуба колеса [5, табл. 3.14, формула 3.22]

$$\sigma_{A2} = \sigma_{A1} \cdot H_{A2} \cdot H_{A1} = 127 \cdot 463 \cdot 4663 = 117 \text{ МПа} \quad (3.139)$$

$$\sigma_{F2} = 117 \leq [\sigma_{F2}] = 243 \text{ МПа}. \quad (3.140)$$

3.5.14 Перевірочний розрахунок при згині максимальним навантаженням

Розрахункова напруга від максимального навантаження [5, формула 3.61]

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \sqrt{T_M / T_1} \leq [\sigma_{FM}], \quad (3.141)$$

відповідно розрахункова напруга для зуба шестерні

$$\sigma_{FM} = 127 \cdot 2 = 254 \leq [\sigma_{FM}] = 279 \text{ МПа}, \quad (3.142)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідно розрахункова напруга для зуба колеса

$$\sigma_{FM} = 117 \cdot 2 = 234 \leq [\sigma_{FM}] = 249 \text{ МПа.} \quad (3.143)$$

3.5.15 Приймаємо параметри передачі

$$\begin{array}{llllll} Y_1=21 & Y_2=21 & b_{\omega 1}=183 \text{ мм} & b_{\omega 2}=189 \text{ мм} & b_{cy}=9 \\ \text{мм} & \delta_1=45^0 & \delta_2=45^0 \text{ ю} & & & \end{array}$$

3.6. Вибір гідравлічного обладнання.

3.6.1. Розрахунок зусиль на штоці гідроциліндра

Основним розрахунковим положенням при якому зусилля на штоці буде мати максимальне значення буде при ударі в важкоподолану перепону краєм нижнього ножа робочого обладнання. Зусилля, що при цьому виникають зображені на рис.3.2. Бокові складові не входять в розрахункове положення, так як поява таких навантажень при роботі снігоочисника маловірогідне.

Знайдемо навантаження в гідроциліндрі підйому робочого обладнання, приймаємо, що внаслідок паралельного з'єднання пари гідроциліндрів, зусилля в гідроциліндрах рівні. Щоб знайти зусилля S_p , розглянемо рівновагу важільної системи керування робочим органом рис.3.2); тоді отримаємо

$$S_p = R_x \cdot l_1 \cdot R_y \cdot l_2 + C_p \cdot l_3 / n \cdot l_4, \quad (3.144)$$

де R_x – горизонтальне зусилля, що діє на робочий орган

$$R_x = T_{\text{сц}} + W_1 + v \sqrt{C \cdot m}, \quad (3.145)$$

де $T_{\text{сц}}$ – тягове зусилля снігоочисника по зчепленню, приймається

[9, див. ст. 187]

$$T_{\text{сц}} = G_c \cdot \varphi = 108 \cdot 52 = 57, \quad (3.146)$$

де G_c – експлуатаційна сила ваги снігоочисного обладнання, приймається $G_c = 108 \text{ кН}$;

φ – коефіцієнт зчеплення, приймається $\varphi = 0,52$ [9, див. с. 188];

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

W_1 – опір пересуванню снігоочиснику

$$W_1 = G_c \cdot f = 108 \cdot 0,3 = 32,4, \quad (3.146)$$

f – коефіцієнт опору пересування приймається для пневмоколісних машин $f = 0,3$ [9, див. с. 188];

v – робоча швидкість снігоочисника [9, див. с. 188];

$$v = v_c \cdot (1 - \delta) = 1,64 \cdot (1 - 0,25) = 1,23 \text{ м/с}, \quad (3.147)$$

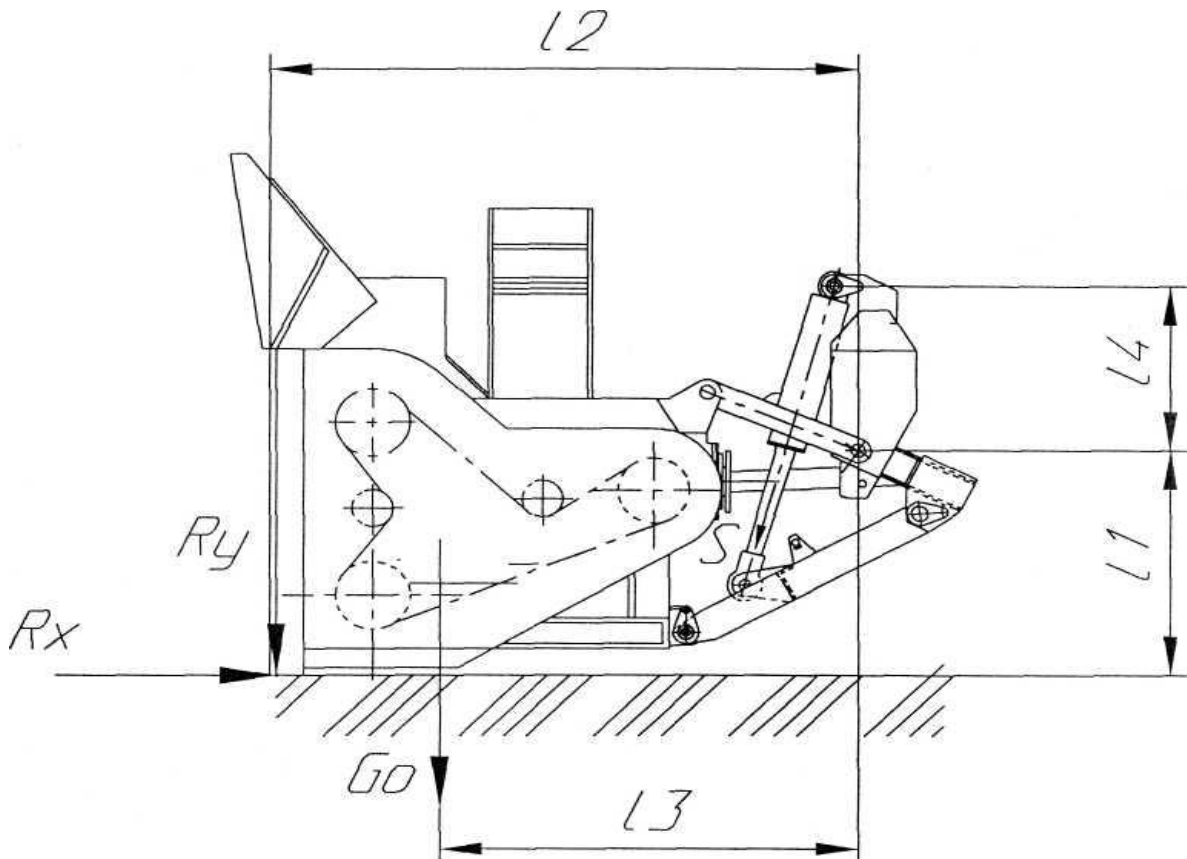


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема до визначення зусилля

в гідроциліндрі снігоочисника

де S – приведена жорсткість, розраховується по формулі

$$S = S_M \cdot S_{\Pi} / S_M + S_{\Pi} = 108 \cdot 2500 / 108 + 2500 = 167 \text{ кН/м}, \quad (3.148)$$

де S_M – жорсткість робочого обладнання приймається по рекомендаціям ВВПбуддормаш $S_M = 108 \text{ кН/м}$;

S_{Π} – жорсткість перепони, приймається для масива мерзлого ґрунта $S_{\Pi} = 2500 \text{ кН/м}$ [2, див. с. 203].

m – маса снігоочисника, приймається $m = 108 \text{ кН/м}$.

Підставимо всі данні в формулу 3.148

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_x = 57 + 32,4 + 1,23 \sqrt{167 \cdot 108} = 245,58 . \quad (3.149)$$

Вертикальна сила знаходиться з умови вивішування снігоочисника, відносно передньої опори

$$R_y = G_6 \cdot b - G_o \cdot a / l = 85 \cdot 1,28 - 23 \cdot 1,1 / 2,5 = 33,4 , \quad (3.150)$$

де G_6 – вага базової машини ,приймається $G_6 = 85\text{кН}$;

G_o – вага робочого обладнання $G_o = 23\text{кН}$;

a – відстань від осі колеса до центра ваги важільної системи; приймається $a = 1,1\text{м}$ (див.рис.3.2) відстань від вісі колеса до центра ваги машини ,
приймається $b = 1,28 \text{ м}$ (див.рис.3.2);

l – відстань від вісі колеса до краю робочого органа , приймається $l = 2,5 \text{ м}$ (див.рис.3.2).

$C_p = 23000\text{Н}$ – вага снігоочисного обладнання.

Тоді підставивши в формулу 3.150 отримуємо зусилля на штоці гідроциліндра

$$S_p = 245580 \cdot 0,8 + 33240 \cdot 1,8 + 23000 \cdot 1,16 / 2 \cdot 0,25 = 5520 \cdot 10^6 \text{ Н}, \quad (3.151)$$

3.6.2 Вибір об'ємного гідроприводу снігоочищувача

Система об'ємного гідроприводу вибирається виходячи з призначення, режимів роботи та умов експлуатації снігоочищувача. Гідропривід поступального руху як правило виконують з розімкненою циркуляцією.

Розрахунок гідропривіду необхідно провести в два етапи: попередній та перевірочний. При попередньому розрахунку визначають основні параметри об'ємного гідропривіду та вибирають типорозміри та номенклатуру гідропривіду що використовується.

Основні розрахункові параметри гідропривіду : тиск та витрати робочої рідини , а характеристики навантаження та швидкості гідронасосу , всі види витрат , ККД та тепловий режим характеризують роботу об'ємного гідроприводу.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірочний розрахунок необхідний для уточнення основних параметрів та характеристик об'ємного гідроприводу та перевірки відповідності параметрів вибраного гідрообладнання, що необхідні для виконання поставленої задачі.

3.7. Попередній розрахунок об'ємного гідроприводу снігоочищувача

3.7.1. Вибір робочого тиску.

Номінальний тиск вибирається виходячи з номенклатури та технічних характеристик гідрообладнання, головним чином гідронасосів. Рекомендуюмі значення тиску: 10, 16, 20, 25, 32, 40 МПа. Номінальний тиск в гідроприводах машин в яких використовують ся гідронасоси можна розділити на три рівня:

- 1) 6,3...10 МПа – для комунальних, машин та обладнання;
 - 2) 10...16 МПа – для дорожніх, меліоративних машин та обладнання;
 - 3) від 16 МПа та вище – для дорожніх та будівельних машин.
- Номінальний тиск в об'ємному гідроприводі з одним насосом звичайно стараються прийняти однаковим для всіх виконавчих механізмів. Для досягнення максимального ККД об'ємного гідроприводу тиск та подача (витрати) повинні бути по можливості більш близькими до номінальних, що рекоменду ються заводом виробником.

Приймаємо номінальний тиск виходячи з вище вказаного рівнем $P_{\text{ном}} = 16 \text{ МПа}$.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7.2. Вибір гідроциліндрів.

Основні параметри гідроциліндрів визначаються на основі заданих навантажень та швидкостей. Для попереднього розрахунка перепад тиску приймають на 10... 15% менше вибраного номінального тиску для враховування втрат в гідросистемі $\Delta P_2 = 12,5 \text{ МПа}$. Діаметр поршня гідроциліндра встановлюється виходячи з заданих навантажень та вибраного номінального тиску (з попереднім врахуванням втрат тиску).

3.7.2.1 Визначим діаметр гідроциліндра підйому сніго очисного обладнання [7, формула 1]

$$D_{\text{ц}} = \sqrt[2]{F_{\text{ц}} \cdot \varphi / \pi \cdot \Delta P_2 \cdot \eta \cdot (\varphi - 1)}, \quad (3.152)$$

$$D_{\text{ц}} = \sqrt[2]{5520 \cdot 10^6 \cdot 1,25 / 3,14 \cdot 12,5 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot (1,25 - 1)} = 60, \quad (3.153)$$

де $F_{\text{ц}}$ – зусилля на штоці гідроциліндра; приймаємо

$$F_{\text{ц}} = 5520 \cdot 10^6 \text{ Н (див. п. 3.6.)};$$

φ – постійна велечина для гідроциліндрів (приймаємо по каталогу на гідроциліндри $\varphi = 1,25$ при $P_{\text{ном}} = 10, 16 \text{ МПа}$ [7, див. с. 12];

η – гідромеханічний ККД, прийнято $\eta = 0,95 \dots 0,98$

[7, див. с. 11];

ΔP_2 – перепад тиску на гідроциліндрі, приймаємо

$\Delta P_2 = 12,5 \text{ МПа}$ (див. п. 3.7.1.1).

Діаметр штока гідроциліндра [7, формула 5]

$$d = D_{\text{ц}} \cdot \sqrt{\varphi - 1 / \varphi} = 60 \cdot \sqrt{1,25 - 1 / 1,25} = 28, \quad (3.154)$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня гідроциліндра; приймаємо $D_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}$ (див. п. 3.7.2.1);

φ – постійна велечина для гідроциліндрів (приймаємо по каталогу на гідроциліндри $\varphi = 1,25$ при $P_{\text{ном}} = 10 ; 16 \text{ МПа}$ [7, див. с. 12];

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7.2.2 Визначим діаметр гідроциліндра повороту кожуху по формулі 3.141

$$D_{\text{ц}} = \sqrt[3]{3846 \cdot 10^6 / 3,14 \cdot 12,5 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 20, \quad (3.155)$$

де $F_{\text{ц}}$ – зусилля на штоці гідроциліндра; приймаємо

$$F_{\text{ц}} = 1000 \text{ Н};$$

ϕ – постійна величина для гідроциліндрів (приймаємо по каталогу на гідроциліндри $\phi = 1,25$ при $P_{\text{ном}} = 10, 16 \text{ МПа}$

[7 , див.с.12];

η – гідромеханічний ККД , прийнято $\eta = 0,95 \dots 0,98$

[7, див.с.11];

ΔP_2 – перепад тиску на гідроциліндрі, приймаємо

$\Delta P_2 = 12,5 \text{ МПа}$ (див. п.3.7.2.1.).

Приймаємо стандартний гідроциліндр з $D_{\text{ц}} = 40 \text{ мм}$.

Діаметр штока гідроциліндра по формулі 3.155

$$d = D_{\text{ц}} \cdot \sqrt{\phi - 1} / \phi = 40 \cdot \sqrt{1,25 - 1} / 1,25 = 18, \quad (3.156)$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня гідроциліндра ;приймаємо $D_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}$ (див.п.3.7.2.2.);

ϕ – постійна величина для гідроциліндрів (приймаємо по каталогу на гідроциліндри $\phi = 1,25$ при $P_{\text{ном}} = 10 ; 16 \text{ МПа}$

[7 , див.с.12] ;

3.7.2.3 Визначення витрат гідроциліндрів.

Витрати робочої рідини , що споживається гідронасосами, визначаються виходячи з максимальних швидкостей.

3.7.2.3.1 Для одного гідроциліндра снігоочисного обладнан ня [7,формула 15]

$$Q_{2\text{ц}} = \pi/4 \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot v_{\text{ц}}(\phi + 1) / \phi \eta, \quad (3.157)$$

$$Q_{2\text{ц}} = \pi/4 \cdot 60^2 \cdot 0,1(1,25 + 1) / 1,25 \cdot 0,95 = 535 \text{ мм}^3/\text{с} \quad (3.158)$$

де $v = 0,1 \text{ м / с}$ – швидкість штока гідроциліндра ;

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня гідроциліндра ;приймаємо $D_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}$ (див.п.3.7.2.2.);

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ϕ – постійна величина для гідроциліндрів (приймаємо по каталогу на гідроциліндри $\phi = 1,25$ при $P_{\text{ном}} = 10 ; 16$ МПа [7 , див.с.12] ;

Тобто витрати робочої рідини, що споживається гідроциліндрами підйому снігоочисного обладнання буде рівне

$$Q_{2\text{ц}} = 5,35 \cdot 2 = 1070 \text{ мм}^3/\text{с} . \quad (3.159)$$

3.7.2.3.2. Для гідроциліндра поворота кожуха снігоочисного обладнання

$$Q_{2\text{ц}} = \pi/4 \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot v_{\text{ц}}(\phi+1) / \phi\eta , \quad (3.160)$$

$$Q_{2\text{ц}} = \pi/4 \cdot 40^2 \cdot 0,1(1,25+1) / 1,25 \cdot 0,95 = 238 \text{ мм}^3/\text{с} \quad (3.161)$$

де v – $0,1 \text{ м} / \text{с}$ – швидкість штока гідроциліндра ;

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр поршня гідроциліндра ; приймаємо $D_{\text{ц}} = 40 \text{ мм}$ (див.п.3.7.2.2.);

ϕ – постійна величина для гідроциліндрів (приймаємо по каталогу на гідроциліндри $\phi = 1,25$ при $P_{\text{ном}} = 10 ; 16$ МПа [7 , див.с.12] .

Тобто сумарні витрати робочої рідини гідроциліндрами становлять $Q_2 = 1308 \text{ мм}^3/\text{с}$.

3.7.3. Вибір гідронасоса.

Головна вимога при виборі насоса: забезпечення максимальних навантажень та швидкостей гідрообладнання. Основні параметри насоса: робочий об'єм , номінальний тиск P , частота обертання привідного вала.

Потрібний робочий об'єм гідронасоса розраховується по формулі 19[7]

$$V_1 = Q_2^{\text{max}} / n_1 \cdot \eta_{v1} , \quad (3.162)$$

$Q_2^{\text{max}} = 1308 \text{ мм}^3/\text{с}$ – максимальні витрати (див .п.3.7.2.);

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_{v1} – об'ємний ККД насосу, приймається для даної системи $\eta_{v1} = 0,96...0,98$ [7, див.с.17]

n_1 – частота обертання вала насоса (рекомендується брати номінальну по каталогу),

$$n_1 = n_{дв} / U_p, \quad (3.163)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання привідного двигуна $n_{дв} = 2100 \text{ об/хв}$

$U_p = 42$ – передаточне відношення редуктора приводу насоса

Тоді необхідний об'єм насоса буде рівний по формулі 3.162

$$V_1 = 1308 / 30 \cdot 0,98 = 46,9,$$

По робочому об'єму з каталога підбираємо найближчий типорозмір гідронасоса, вибираємо насос НШ-50 з такими характеристиками:

Робочий об'єм $V_1 = 48,8 \text{ м}^3$;

ККД не більше, об'ємний ККД $= 0,92$,

загальний ККД $= 0,83$;

Тиск номінальний $P_{ном} = 14 \text{ МПа}$

максимальний $P_{max} = 16 \text{ МПа}$.

Частота обертання номінальна – $n_{ном} = 25 \text{ об/хв}$

максимальна $n_{max} = 35 \text{ об/хв}$.

3.7.4. Вибір трубопроводів.

Типорозмір любого трубопровода характеризується діаметром умовного прохода D , що приблизно дорівнює внутрішньому діаметру труби d . При виконанні розрахунків умовний прохід трубопровода дорівнює [7, формула 27]

$$D_y = \sqrt[4]{4 \cdot Q_{ж} / \pi \cdot v_{ж}}, \quad (3.164)$$

де $Q_{ж}$ – витрати рідини в трубопроводі, що розраховується $Q_{ж} = 1380 \text{ мм}^3/\text{с}$;

$v_{ж}$ – швидкість рідини, м/с .

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкість потоку рідини $v_{ж}$, м/с , визначаємо попередньо в залежності від призначення гідролінії [7, див.с.19]

зливна гідролінія.....0,8;
всасуюча гідролінія.....1,4;
напорна гідролінія при тиску до 16 МПа 3,5.

Умовний прохід трубопровода для всмоктуючої гідролінії по формулі 3.154

$$D_{ув} = \sqrt[4]{4 \cdot 1380 / 3,14 \cdot 0,8} = 46 \text{ мм}, \quad (3.165)$$

Умовний прохід трубопровода зливної гідролінії

$$D_{ув} = \sqrt[4]{4 \cdot 1380 / 3,14 \cdot 1,4} = 35 \text{ мм}, \quad (3.166)$$

Умовний прохід трубопровода для напорної гідролінії

$$D_{ув} = \sqrt[4]{4 \cdot 1380 / 3,14 \cdot 3,5} = 13 \text{ мм}. \quad (3.167)$$

3.7.4.1. Визначення параметрів та вибір гідрообладнання

3.7.4.1.1 Вибираємо фільтр трубопровода 1.1.2525 [7, див.с.42] з такими параметрами :

Номінальна пропускна здатність л/хв 63;
Тонкість фільтрації м·кН 25;
Номінальний тиск МПа 0,63;
Втрати тиску в фільтрах МПа 0,025.

3.7.4.1.2 Ємність гідробаків назначається в 1,5...2 рази більше сумарного внутрішнього об'єму всіх елементів гідро системи, та не менше 0,3 Q_1 —хвилинної подачі насоса. Приймаємо ємність гідробака рівну 15л.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7.4.1.3 Приймаємо гідророзподільник ЗСУ–5 з електро-гідравлічним керуванням на $P=16\text{МПа}$ при вязкості робочої рідини 30 мм/с з такою характеристикою [7,див.с.36]:

Умовний прохід ,мм.....20;
 Тиск на вході ,МПа:номінальний16;
 максимальний25;
 Розхід робочої рідини,л/хв:номінальний 100;
 максимальний 125;

Перепад тиску при кількості робочих секцій – 4..0,75.

3.7.4.1.4.Вибираємо блок запобіжних клапанів непрямої дії КПП 20.20 з такою характеристикою:

Умовний прохід,мм 20;
 Номінальний тиск,МПа.....0,5-20;
 Номінальний розхід робочої рідини л/хв 80.

Даний блок клапанів може бути використаний з електро магнітною системою розгрузки гідронасоса таким чином: коли гідророзподільники знаходяться в нейтральному положенні то насос буде розгужуватись, тобто на злив,коли їх перевести в яке небуть положення насос почне робити на нагнітання.

3. 8.Перевірочний розрахунок об'ємного гідроприводу снігоочищувача

3.8.1. Фактична максимальна подача насоса.

Фактична максимальна подача насоса [7,формула 34]

$$Q_1^{\max} = V_1^{\max} \cdot n_1 \cdot \eta_{v1} = 46,9 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 0,98 , \quad (3.168)$$

$$Q_1^{\max} = 1378 \cdot 10^{-6} \quad (3.169)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $V_1^{\max} = 46,9 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3$ – робочий об'єм визначили в попередніх розрахунках;

$n_1 = 30 \text{ об / хв}$ – частота обертання вала насоса; що визначили в попередніх розрахунках.

3.8.2. Фактична максимальна швидкість руху гідроциліндрів.

Фактична максимальна подача насоса при подачі рідини в поршневу порожнину [7, формула 35]

$$V_2 = 4 \cdot Q_1^{\max} \cdot \eta_{v1} / \pi \cdot D_{\text{ц}}^2, \quad (3.170)$$

де $Q_1^{\max}$ – фактична максимальна подача насоса, приймаємо

$$Q_1^{\max} = 1378 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$D_{\text{ц}}$ – діаметр гідроциліндра підйому обладнання, приймаємо $D_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}$ (див. п. 3.7.1.2);

η – гідромеханічний ККД гідроциліндра, прийнято $\eta = 0,98$ [7, див. с. 11].

Тоді по формулі 3.170 швидкість буде дорівнювати

$$V_2 = 4 \cdot Q_1^{\max} \cdot \eta_{v1} / \pi \cdot D_{\text{ц}}^2, \quad (3.171)$$

$$V_2 = 4 \cdot 1378 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95 / 3,14 \cdot 60^2 = 0,098.$$

Отримана відповідь нашу вимогу цілком влаштовує, так як

$$V_2 \approx 1.$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.9. Висновок до розділу

На завершення кваліфікаційної роботи сформулюємо висновки.

У кваліфікаційній роботі освітнього рівня «бакалавр» спеціальності «Галузеве машинобудування» була розроблена конструкція шнеко-роторного снігоочисника на бізі машини збільшеної прохідності універсального трактора УТО – С 902 виготовляється на основі моделей всесвітньо відомої компанії FIAT має такі особливості внаслідок чого збільшилась продуктивність та дальність відкидання в порівнянні з серійними:

—метальник виконаний в вигляді диска на якому на лапах кріпляться лопасті;

—центральна завантажувальна область матального апарата виконана в формі конуса , де розміщені елементи приводу та захисний пристрій ,поверхня конуса є екраном , що відклоняє снігову масу , що поступає з живильника в сторону лопатей метальника ,таке виконання задньої стінки виключило тертя сніга об задню стінку кожуха;

—центральна завантажувальна область матального апарата , лопасті метального апарата та викидний патрубок робочого обладнання покриті хромом , що зменшує опір пересуванню снігу по патрубку та відкидання сніга з лопатей ,за рахунок чого збільшується продуктивність снігоочисника;

—викидний патрубок оснащений пристроєм для формування снігового струменя на виході з нього в вигляді поворотної ніжньої стінки яка пружиною прижимається вгору тим самим роблячи викидний струмінь снігу більш компактним , за рахунок чого збільшується дальність відкидання;

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при розробці шнеко-роторного снігоочисника ми використали традиційну схему керування з доданим чотирьох позиційним гідророзподільником (ще одна для встановлення робочого положення в плаваючому положенні) та гідроклапана з двопозиційним перемикачем а також блока запобіжних клапанів за рахунок яких відбувається розгрузка гідронасоса. Ці прості рішення забезпечують часткове довантаження переднього міста а внаслідок чого покращуються тягові характеристики рушія в цілому.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

4. Технологічний процес виготовлення вала

4.1. Вибір заготовки

Для виготовлення вала $\varnothing 90$ мм вибираємо з сортаменту заготовку – прокат $\varnothing 100$ мм, з довжиною $L=610$ мм, матеріал Сталь 40Х, $\sigma = 72$ кг/мм.

4.2. Розрахунок припусків на виготовлення вала

Розрахунок припусків проведемо дослідно-статистичним методом розрахунку переходних припусків. Цей метод широко використовується в машинобудуванні, оскільки не потребує великих затрат часу. Назначаємо припуск на операції; табл. 4.1

Припуск на чорнову операцію визначається як різниця між загальним припуском на обробку та сумою операційних припусків на чистову та обробочну операції.

Таблиця 4.1 – Визначення припусків на обробку поверхні

Маршрут обробки та визначення величини	Розмір, в мм	Допуск, в мм	Припуск, в мм
1. Розмір вала по кресленню	85	-0,87	-
2. Припуск на шліфовку	-	-	0,6
4. Розмір після чистової обробки	85,6	-	-
4. Припуск на чистову обробку	-	-	2,5
5. Розмір після чорнової обробки	88,1	-	-
6. Розмір заготовки по сортаменту	100	-	-
7. Загальний припуск	-	-	10,6
8. Припуск на чорнову обробку	-	-	7,5

4.4. Розрахунок режимів різання для токарної операції (чорнова проточка)

4.4.1. Визначаємо глибину різання i по величині загального припуску на обробку 5 мм (на сторону), з врахуванням необхідності поставлення припуску на чорнову обробку 0,75 мм, приймаємо глибину різання для 1-ої поверхні 4,25 мм.

4.4.2. Визначаємо подачу відповідно норматива по карті №1 «Подачі для чорнового наружного точіння»: для обробки сталі різцем з розміром державки 25x25 мм при точенні деталі до $\varnothing 100$ мм з глибиною різання до 5 мм рекомендується подача S від 0,7-0,9 мм/об. Приймаємо середнє значення $S = 0,8$ мм/об. Вибрану подачу співставляємо з паспортними даними станка та вибираємо найближче значення по паспорту $S = 0,78$ мм/об.

4.4.4. Перевіряємо силу подачі P_x для даних умов по таблиці нормативів «Сила подачі» знаходимо, що при обробці з $t = 5$ мм, $S = 0,78$ мм/об та різцем з кутом 45° сила подачі $P_x = 265 \div 280$ Н, тобто менше ніж допускається механічним зломом станка

4.4.4. Визначаємо швидкість різання по карті «Швидкість різання» для обробки сталі з $\sigma_B = 72$ кг/мм² з t до 8 мм; $t = 5$ мм, $S = 0,78$ мм/об, $v = 58$ м/мм при різці з $\varphi = 45^\circ$.

4.4.5. По визначеній швидкості різання визначимо кількість обертів n_0 , об/хв, шпінделя

$$n_0 = v \cdot 1000 / \pi \cdot D = 58 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 100 = 205, \quad (4.1)$$

де v – швидкість різання; прийнято при різці з кутом $\varphi = 45^\circ$, $v = 58$ м/мм;

D – діаметр заготовки; прийнято $D = 100$ мм.

Відповідно до паспортних даних станка приймаємо $n = 200$ об/хв;

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4.6. Перевіряємо підібраний режим по карті «Потужність
необхідна при різанні ». Визначаємо потужність при
обробці сталі з $\sigma_b = 72 \text{ кг/мм}^2$, $t = 4,25 \text{ мм}$, $S = 0,78 \text{ мм/об}$,
 $v = 58 \text{ м/мм}$ при різці з $\phi = 45^\circ$ по таблиці знаходимо $N = 5,8 \text{ кВт}$, а в
нас по паспорту на шпінделі при роботі з $n = 200 \text{ об/хв}$ потужність
становить $N = 8 \text{ кВт}$, тобто умови нас задовільняють .

4.4.7. Визначаємо основний (технологічний) час $t_{o.чор}$, хв,

$$t_{o.чор} = L \cdot i / n \cdot S, \quad (4.2)$$

де $L = l + l_{вр} + l_{пер}$ – довжина оброблюємої поверхні;

При проходному різці з $\phi = 90^\circ$, $l_{вр} = l_{пер} = 4 \text{ мм}$;

l – довжина заготовки ,мм;

i – кількість проходів ;

n – частота обертання шпінделя ; прийнято $n = 200 \text{ об/хв}$ (див.п.4.1.6);

S – подача ;прийнято $S = 0,78 \text{ мм/об}$ (див.п.4.1.2).

Загальний технологічний час на токарну операцію $t_{o.чор}$,хв, буде рівний

$$t_{o.чор} = 606 \cdot 4 / 200 \cdot 0,78 = 15,53 . \quad (4.3)$$

Оперативний час проведення токарних операцій рівний

$$t_{шт.чор} = t_{o.чор} + t_{дод} , \quad (4.4)$$

де $t_{дод}$ – допоміжний час , встановлюється по нормативам; прийнято $t_{дод} = 5 \%$ від $t_{o.чор}$.Приймаємо $t_{дод} = 0,78$

Тоді оперативний час на токарні операції $t_{шт.чор}$,хв,буде рівний по формулі 4.4

$$t_{шт.чор} = 15,53 + 0,78 = 16,31 . \quad (4.5)$$

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4. Визначення основного технологічного часу на проведення інших операцій

4.4.1.Відрізання заготовки дисковою пилою.

Основний технологічний час при відрізанні t_0^B ,хв, визначається по формулі

$$t_0^B = L / S_{XB} + L / S_{XB.ЗВ.Ж} , \quad (4.6)$$

$$t_0^B = 606 / 91,7 + 606 / 5000 = 6,72 , \quad (4.7)$$

де $L = 606$ мм – довжина заготовки;

$$S_{XB} = 91,7 \text{ мм / хв} [6, \text{ див. дод. 31}];$$

$$S_{XB.ЗВ.Ж} = 5000 \text{ мм / хв} [6, \text{ див. дод. 31}] .$$

Оперативний час на відрізання заготовки необхідної довжини $t_{шт}$,хв,буде розраховуватись по формулі 4.4

$$t_{шт} = t_0 + t_{bc} = 6,72 + 3,36 = 10,28 , \quad (4.8)$$

де t_{bc} – допоміжний час,встановлюється в процентному відношенні від основного часу, від 30-50% ;

$$t_{bc} = 0,5 \cdot 6,72 = 3,36 . \quad (4.9)$$

4.4.2. Підрізування торця заготовки

Основний технологічний час при заторцовці однієї сторони t_{01}^n ,хв,визначається по формулі [6, див.дод.31.]

$$t_{01}^n = \pi \cdot D^2 / 4000 \cdot V \cdot S , \quad (4.10)$$

$$3,14 \cdot 100^2 / 4000 \cdot 70 \cdot 0,41 = 0,22 , \quad (4.11)$$

де $D = 100$ мм – діаметр заготовки;

V – швидкість подачі різця; приймається $V = 70$ мм/хв

[6,див.дод.31];

S – подача різця , приймається $S = 0,41$ [6,див.дод.31].

Тоді основний час на заторцовку всієї заготовки t_0^n хв,буде рівний

$$t_0^n = t_{01}^n \cdot 2 = 0,22^2 = 0,44 , \quad (4.12)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оперативний час на заторцовку заготовки буде розраховуватись по формулі 6.4

$$t_{шт} = t_0 + t_{bc} = 0,44 + 0,22 = 0,66 , \quad (4.13)$$

де t_{bc} – допоміжний час, встановлюється в процентному відношенні від основного часу, від 30-50%; прийнято

$$t_{bc} = 0,5 \cdot 0,44 = 0,22 . \quad (4.14)$$

4.4.4. Нарізання різьби різьбонарізним різцем

Основний технологічний час при нарізанні різьби на необхідну поверхню сторони t_0^H , хв, визначається по формулі [6, див.дод.31]

$$t_0^H = \pi \cdot D \cdot L \cdot a / 1000 \cdot V \cdot S , \quad (4.15)$$

$$t_0^H = 3,14 \cdot 24 \cdot 30 \cdot 1,85 / 1000 \cdot 9,1 \cdot 2 = 0,3 , \quad (4.16)$$

де $D = 24$ мм – діаметр поверхні на яку необхідно нарізати різьбу;

де $L = 24$ мм – довжина поверхні на яку необхідно нарізати різьбу;

a – коефіцієнт ;приймається $a=1,85$ [6,див.дод.31];

V – швидкість подачі різця; приймається $V = 9,1$ [6,див.дод.31];

S – подача різця ; приймається $S = 2$ [6,див.дод.31].

Оперативний час на нарізання різьби $t_{шт}$, хв, буде розраховуватись по формулі 4.4

$$t_{шт} = t_0 + t_{bc} = 0,3 + 0,15 = 0,45 , \quad (4.17)$$

де t_{bc} – допоміжний час , встановлюється в процентному відношенні від основного часу від 30-50%; прийнято $t_{bc} = 0,5 \cdot 0,3 = 0,15$ хв.

4.4.4. Шліфування кругом поверхонь під підшипники. Основний технологічний час при шліфуванні однієї поверхні t_{01} , хв, визначається по формулі [6, див.дод.31]

$$t_{01} = L \cdot a \cdot i / S_{xb} , \quad (4.18)$$

$$t_{01} = 170 \cdot 3 \cdot 1,5 / 1070 = 0,72 , \quad (4.19)$$

$$t_{01} = 57 \cdot 3 \cdot 1,5 / 1070 = 0,24 , \quad (4.20)$$

$$t_{01} = 82 \cdot 3 \cdot 1,5 / 1070 = 0,34 , \quad (4.21)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де L – довжина оброблюваної поверхні ;

a – коефіцієнт ;приймається $a=1,5$ [6,див.дод.31];

i – коефіцієнт ;приймається $i=3$ [6,див.дод.31];

S – подача ;приймається $S = 1070$ мм /хв[6,див.дод.31].

Тоді основний час на шліфування деталі $t_{шліф}^0$,хв,буде рівний

$$t_{шліф}^0 = t_{01} + t_{02} + t_{03} = 0,72 + 0,24 + 0,34 = 1,3 , \quad (4.22)$$

Оперативний час на шліфування, $t_{шт}$,хв,поверхонь буде розраховуватись по формулі 4.4

$$t_{шт} = t_0 + t_{вс} = 1,3 + 0,65 = 1,95 , \quad (4.23)$$

де $t_{вс}$ – допоміжний час , встановлюється в процентному відношенні від основного часу, від 30-50% , прийнято

$$t_{вс} = 0,5 \cdot 1,3 = 0,65 , \quad (4.24)$$

4.4.5.Фрезерування шліців

Основний час на фрезерування шліців $t_{шліц}^0$,хв, розраховується по формулі [6,див.дод.31]

$$t_{шліц}^0 = \pi \cdot d_{\phi} \cdot L \cdot z / 1000 \cdot V \cdot S , \quad (4.25)$$

$$t_{шліц}^0 = 3,14 \cdot 100 \cdot 48 \cdot 8 / 1000 \cdot 32 \cdot 2,1 = 1,8 , \quad (4.26)$$

де d_{ϕ} – діаметр фрези, приймається $d_{\phi} = 100$ мм, [6,див.дод.31];

L – довжина шліцевої поверхні; $L = 48$ мм;

S – подача; приймається $S = 2,1$ мм/об[6,див.дод.31];

z – кількість шліців; $z = 8$;

V – швидкість; приймається $V = 32$ мм/хв [6,див.дод.31];

Оперативний час на нарізання шліців на поверхню, $t_{шт}$ хв, буде розраховуватись по формулі 4.4

$$t_{шт} = t_0 + t_{вс} = 1,8 + 0,9 = 2,7 , \quad (4.27)$$

де $t_{вс}$ – допоміжний час, встановлюється в процентному відношенні від основного часу, від 30-50% ,прийнято

$$t_{вс} = 0,5 \cdot 1,8 = 0,9 , \quad (4.28)$$

4.4.6.Нарізання шпоночних пазів.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основний технологічний час на нарізання одного шпоночного паза t_{01} , хв, буде рівний [6, див. дод. 31]

$$t_{01} = L_1 / S_{\text{хв}} = 42 / 170 = 0,25, \quad (4.29)$$

$$t_{02} = L_2 / S_{\text{хв}} = 26 / 170 = 0,15, \quad (4.30)$$

$$t_{03} = L_3 / S_{\text{хв}} = 26 / 170 = 0,15, \quad (4.31)$$

де, L_i – довжина шпоночного паза;

$S_{\text{хв}}$ – подача шпоночної фрези, приймається $S_{\text{хв}} = 170 \text{ мм/хв}$
[6, див. дод. 31]

Тоді основний технологічний час на нарізання шпоночних пазів буде рівний

$$t_{00}^{\text{шп}} = t_{01} + t_{02} + t_{03} = 0,25 + 0,15 + 0,15 = 0,55. \quad (4.32)$$

Оперативний час на нарізання шпоночних пазів на поверхні буде розраховуватись по формулі 4.4

$$t_{\text{шп}01} = t_{01} + t_{\text{вс}1} = 0,25 + 0,125 = 0,375, \quad (4.33)$$

$$t_{\text{шп}02} = t_{02} + t_{\text{вс}2} = 0,15 + 0,075 = 0,225, \quad (4.34)$$

$$t_{\text{шп}03} = t_{03} + t_{\text{вс}3} = 0,15 + 0,075 = 0,225, \quad (4.35)$$

$$t_{\text{шп}} = t_{\text{шп}01} + t_{\text{шп}02} + t_{\text{шп}03} = 0,375 + 0,225 + 0,225 = 0,825, \quad (4.36)$$

де $t_{\text{вс}}$ – допоміжний час, встановлюється в процентному відношенні від основного часу від 30-50%; прийнято

$$t_{\text{вс}1} = 0,5 \cdot 0,25 = 0,125, \quad (4.37)$$

$$t_{\text{вс}2} = 0,5 \cdot 0,15 = 0,075, \quad (4.38)$$

$$t_{\text{вс}3} = 0,5 \cdot 0,15 = 0,075. \quad (4.39)$$

4.4.7. Основний технологічний час, t_0 , хв, на проведення цих операцій рівний

$$t_0 = t^{\text{в}} + t^{\text{н}} + t^{\text{н}} + t^{\text{шлиф}} + t^{\text{шлищ}} + t^{\text{шп}}, \quad (4.40)$$

$$t_0 = 6,72 + 0,44 + 0,3 + 1,3 + 1,8 + 0,55 = 11,11. \quad (4.41)$$

4.4.8. Оперативний час на проведення цих операцій $t_{\text{ш}}$, хв, буде

$$t_{\text{ш}} = t_{\text{ш}}^{\text{в}} + t_{\text{ш}}^{\text{н}} + t_{\text{ш}}^{\text{н}} + t_{\text{ш}}^{\text{шлиф}} + t_{\text{ш}}^{\text{шлищ}} + t_{\text{ш}}^{\text{шп}}, \quad (4.42)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $t_{\text{ш}}^{\text{в}}$ – оперативний час на відрізання заготовки;

приймається $t_{\text{ш}}^{\text{в}} = 10,08$ хв(див.п.4.4.1);

$t_{\text{ш}}^{\text{н}}$ – оперативний час на підрізання торців ;

приймається $t_{\text{ш}}^{\text{н}} = 0,66$ хв(див.п.4.4.2.);

$t_{\text{ш}}^{\text{н}}$ – оперативний час на нарізання різьби;

приймається $t_{\text{ш}}^{\text{н}} = 0,45$ хв(див.п.4.4.3);

$t_{\text{ш}}^{\text{шліф}}$ – оперативний час на шліфування поверхонь;

приймається $t_{\text{ш}}^{\text{шліф}} = 1,95$ хв(див.п.4.4.4);

$t_{\text{ш}}^{\text{шліц}}$ – оперативний час на нарізання шліців;

приймається $t_{\text{ш}}^{\text{шліц}} = 2,7$ хв(див.п.4.4.5);

$t_{\text{ш}}^{\text{шп}}$ – оперативний час на нарізання шпоночних пазів;

приймається $t_{\text{ш}}^{\text{шп}} = 0,825$ хв(див.п.4.4.6).

Тоді по формулі 4.12 оперативний час на проведення цих операцій буде рівний

$$t_{\text{ш}} = 10,08 + 0,66 + 0,45 + 1,95 + 2,75 + 0,825 = 16,65 . \quad (4.43)$$

4.4.9. Основний оперативний час, $t_{\text{шв}}$, хв, на виготовлення вала дорівнює

$$t_{\text{шв}} = t_{\text{шт}}^{\text{т}} + t_{\text{шт}}^{\text{ост}} , \quad (4.44)$$

де $t_{\text{шт}}^{\text{т}}$ – оперативний час на проведення токарних операцій, приймаємо $t_{\text{шт}}^{\text{т}} = 16,31$ хв(див.4.4.7);

$t_{\text{шт}}^{\text{ост}}$ – оперативний час на проведення всіх інших операцій ,
приймаємо $t_{\text{шт}}^{\text{ост}} = 16,65$ хв(див.п.4.4.8).

Тоді по формулі 4.13 оперативний час на виготовлення вала буде рівний

$$t_{\text{шв}} = t_{\text{шт}}^{\text{т}} + t_{\text{шт}}^{\text{ост}} = 16,31 + 16,65 = 32,96 . \quad (4.45)$$

Технологічний процес виготовлення вала наведено на креслені

ШРС 26 18 01 00 ТЧ

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Розділ охорони праці

5.1. Шкідливості та небезпечності, що мають місце при експлуатації снігоочищувача.

Умови праці оператора аналізують на початковій стадії проектування. При цьому виявляють рівні потенційних шкідливостей та небезпек. В ході аналізу розглянемо такі шкідливі фактори: відхилення параметрів мікроклімату від норми (машина північного виконання пригодна для суворих кліматичних умов з можливою температурою до -60°C), проникнення на робоче місце снігу, води та вихлопних газів двигуна.

Оцінимо освітленість та обзорність площадки з кабіни, ступінь освітленості площадок в темний час доби залежить від наявності приладів для освітлення як на самій машині, так і від загального (прожекторного) освітлення території в межах якої рухається машина.

Обзорність робочої площадки з кабіни оператора машини визначається конструкцією самої кабіни, місцезнаходженням ходженням робочих органів. Гарна обзорність не викликає додаткових рухів оператора, що прискорює робочий процес. Це зменшує втому, збільшує ступінь безпеки праці та продуктивність.

Шум та вібрація погано впливають на самопочуття людини. Основним джерелом шуму та вібрації є дизельний двигун, що встановлений перед кабіною оператора. Завжди коливання (вібрація), що з'являється на робочому місці оператора, збуджується в основному двома групами джерел. Високочастотні коливання ($f > 10$ Гц) виникають

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внаслідок нерівномірної роботи двигуна та карданних передач, що знаходяться під кабіною. Віб्रोізолятори зменшують вібро швидкість високочастотних коливань в межах норми.

Низькочастотні коливання, що впливають на оператора з'являються під час руху по нерівним поверхням, гальмувань та розгонів машини та в результаті прикладання до робочих органів перемінних навантажень по часу.

Відмови в роботі гідропривода, фрикційних муфт, гальмів, що призводять до аварії спостерігаються при обриві шлангів, руйнуванні кронштейнів кріплення циліндрів внаслідок зношування деталей муфт, гальмів, клапанів та в результаті дії великих динамічних навантажень.

5.2. Віброізоляція двигуна та кабіни.

Підресорення крісла оператора.

При роботі з'являються коливання незатухаючого характеру. Впливаючи на оператора, вони погіршують його самопочуття, а в окремих випадках можуть призвести до професійного захворювання віброхвороби

Високочастотні коливання виникають (вібрація 20 Гц) через недостатню рівновагу двигуна, що розміщений за кабіною оператора та карданної передачі, що знаходиться під кабіною.

Низькочастотні коливання ($f < 10$ Гц) з'являються внаслідок руху машини по нерівній поверхні і непостійності навантажень на робочому органі. Санітарними нормами [11] обмежується допустимий рівень вібрації ($f > 20$ Гц) на робочих місцях.

Щоб зменшити вплив вібрації на оператора і на саму машину необхідно передбачити віброізоляцію між рамою та двигуном. Жорсткість віброізоляторів вибирають в діапазоні, що дозволяє виключити коливання агрегата в резонансному режимі. Частота власних коливань (двигуна, кабіни) повинна бути в 2-3 рази вище максимальної частоти коливання остова та в 1,5–2 рази менше

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частоти вимуше них коливань агрегата. Для дизельних двигунів справедлива формула:

$$12 \leq f_{\text{вл}} \leq 20 \text{ Гц}, \quad (5.1)$$

Значення $f_{\text{вл}}$ залежить від маси агрегата, жорсткості віброізоляторів та координат їх встановлення відносно центра ваги системи. При орієнтовних розрахунках необхідно встановити лінійну жорсткість віброізоляторів. Розрахуємо віброізолятори на двигун, кабіну та на піднесення сидіння оператора. Для цього необхідні такі данні:

$m_{\text{дв}} = 1130 \text{ кг}$ – маса двигуна (див.п.3.1);

$f_{\text{влд}} = 20 \text{ Гц}$ – допустиме значення частоти власних коливань двигуна;

$m_{\text{каб}} = 470 \text{ кг}$ маса кабіни керування трактора УТО-С902;

$f_{\text{влк}} = 13,3 \text{ Гц}$ допустиме значення частоти власних коливань кабіни керування;

5.2.1 Сумарна жорсткість

Вздовж напрямку однієї з координатних осей $\sum C_{\text{д}}$, Н/см визначається для віброізоляторів двигуна наступною формулою, [9, див.с.213]

$$\sum C_{\text{д}} = 4\pi^2 \cdot f_{\text{вл}}^2 \cdot m, \quad (5.2)$$

$$\sum C_{\text{д}} = 4 \cdot 3,14^2 \cdot 20^2 \cdot 1130 = 891307,8, \quad (5.3)$$

де $f_{\text{вл}}$ – допустиме значення частоти власних коливань; приймаємо $f_{\text{вл}} = 20 \text{ Гц}$;

m – маса ізолюємого агрегата; прийнято $m = 1130 \text{ кг}$ (див.п.3.1).

Якщо всі віброізолятори однотипні, то жорсткість C_1 , Н /см , кожного з них буде рівна [9, див.с.213]

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_1 = \sum C_d / Z , \quad (5.4)$$

$$C_1 = 891307,8 / 4 = 222826,9 , \quad (5.1.5)$$

де Z – кількість віброізоляторів, приймається $Z = 4$.

Крім регламентованої жорсткості віброізолятори повинні мати необхідну міцність. Виходячи з цього розміри резинових віброізоляторів можна визначити таким чином; площа поперечного перерізу F , віброізолятора [9, див. с. 213]

$$F = R / [\sigma] = 2850 / 0,2 \cdot 10^6 = 0,014125 , \quad (5.6)$$

де R – статичне навантаження, що сприймається одним віброізолятором; приймається $R = 11300 / 4 = 2825$ Н;

$[\sigma]$ – допустиме навантаження; приймається рівним для середніх резин $[\sigma] = 0,2 \cdot 10^6$ Па.

Робоча висота віброізолятора H_p , см, для двигуна розраховується таким чином [9, див. с. 213],

$$H_p = E_d \cdot F / C_1 \quad (5.7)$$

$$H_p = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,014 / 2228,27 = 1,98 , \quad (5.8)$$

де E_d – динамічний модуль пружності; прийнято для марки резини 3311 $E_d = 2,5 \cdot 10^6$ Па;

F – площа поперечного перерізу віброізолятора; приймаємо $F = 0,014$ м² (див. п. 5.2.1);

C_1 – жорсткість одного віброізолятора; приймається $C_1 = 2228,27$ Н / см (див. п. 5.2.1).

Повна висота віброізолятора H_n , см, для двигуна буде рівна [9, див. с. 213]

$$H_n = (1,125 \dots 1,19) \cdot H_p = 1,19 \cdot 1,98 = 2,34 , \quad (5.9)$$

Сумарна жорсткість $\sum C_k$, Н / см, вздовж напрямку однієї з координатних осей для кабіни автомобіля визначається по формулі 5.2

$$\sum C_k = 4\pi^2 \cdot f_{вл}^2 \cdot m , \quad (5.10)$$

$$\sum C_k = 4 \cdot 3,14^2 \cdot 13,3^2 \cdot 470 = 1185963,9 , \quad (5.11)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $f_{вл}$ – допустиме значення частоти власних коливань кабіни;

приймаємо $f_{вл} = 13,3$ Гц;

m – маса ізолюємого агрегата – кабіни; прийнято $m=470$ кг.

Якщо всі віброізолятори однотипні, то жорсткість кож ного з них буде рівна по формулі 5.1.

$$C_1 = \sum C / Z = 3278841,4 / 4 = 819710,3 , \quad (5.12)$$

де Z – кількість віброізоляторів, приймається $Z = 4$.

Площа поперечного перерізу F , m^2 , віброізолятора виз начається по формулі 5.1.4

$$F = R / [\sigma] = 2350 / 0,2 \cdot 10^6 = 0,01175 , \quad (5.13)$$

де R – статичне навантаження , що сприймається одним віброізолятором; приймається $R = 4700/2=2350$ Н;

$[\sigma]$ – допустиме навантаження; приймається рівним для середніх резин $[\sigma] = 0,2 \cdot 10^6$ Па.

Робоча висота віброізолятора, H_p ,см, для кабіни розраховується по формулі 5.5

$$H_p = E_d \cdot F / C_1 , \quad (5.14)$$

$$H_p = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,01175 / 8197,1 = 3,58 , \quad (5.15)$$

де E_d – динамічний модуль пружності; прийнято для марки резини 3311 $E_d = 2,5 \cdot 10^6$ Па;

F – площа поперечного перерізу віброізолятора; приймаємо $F = 0,01175$ m^2 ;

C_1 – жорсткість одного віброізолятора;

приймається $C_1 = 8197,1$ Н / см

Повна висота віброізолятора $H_{п}$,см,для кабіни буде рівна по формулі 5.6

$$H_{п} = (1,125...1,19) \cdot H_p = 1,125 \cdot 3,58 = 4,0275 . \quad (5.16)$$

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3 Ефективність віброзахисту робочого місця оператора

Визначивши параметри віброізоляторів оцінюють ефективність віброзахисту робочого місця оператора (поїдлога кабіни). Коефіцієнт віброізоляції, розраховується

$$\mu = 1 / (f_{\text{дв}} / f_{\text{вл}})^2 - 1, \quad (5.17)$$

$$\mu = 1 / (40 / 20)^2 - 1 = 0,33, \quad (5.18)$$

$f_{\text{дв}} = 40 \text{ Гц}$ – вимушені коливання двигуна ;

$f_{\text{вл}} = 20 \text{ Гц}$ – власна частота коливання двигуна.

Підресорення крісла оператора в цілях збільшення комфорту в керуванні машною крісло оператора необхідно підресорити. Параметри пружної підвіски призначають такі, щоб на оператора діяли тільки допустимі вертикальні прискорення при русі автомобіля по нерівностям.

Межа комфорту відповідає середньоквадратичному прискоренню рівному $0,1 \text{ g}$, де g – прискорення вільного падіння. Межа зручної їзди відповідає значенню $0,25 \text{ g}$, при короткочасному впливі допустиме прискорення $0,72 \text{ g}$. Система підресорення крісла оператора повинна задовільняти тільки вертикальне переміщення. Розрізняють еластичне та жорстке підресорення. Еластичне виконують в тих випадках коли частота низькочастотних коливань остова не менше 2 Гц . На нашому тракторі використаємо еластичне підресорення. Жорсткість системи еластичного підресорення крісла $C_{\text{ел}}$, Н / см , буде рівна [9, див. с. 215]

$$C_{\text{ел}} = (90 \dots 120) \cdot m_{\text{кр}}, \quad (5.19)$$

$$C_{\text{ел}} = 120 \cdot 90 = 10800, \quad (5.20)$$

де $m_{\text{кр}} = 90 \text{ кг}$ – маса оператора та рухомої частини крісла.

Визначаємо жорсткість одного віброізолятора C_1 , Н/см , вона буде рівна по формулі 5.6

$$C_1 = \sum C / Z = 10800 / 2 = 5400, \quad (5.21)$$

де Z – кількість віброізоляторів, приймається $Z = 2$.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо розміри резинових віброізоляторів, $F \text{ м}^3$ по формулі 5.4; Площа поперечного перерізу віброізолятора

$$F = R / [\sigma] = 450 / 0,2 \cdot 10^6 = 0,00225 , \quad (5.22)$$

де R – статичне навантаження, що сприймається одним віброізолятором; приймається $R = 900 / 2 = 450 \text{ Н}$;

$[\sigma]$ – допустиме навантаження; приймається рівним для середніх резин $[\sigma] = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Визначаємо робочу висоту віброізолятора H_p , см, по формулі

$$H_p = E_d \cdot F / C_1 , \quad (5.23)$$

$$H_p = 2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,00225 / 5400 = 1,042 , \quad (5.24)$$

де E_d – динамічний модуль пружності; прийнято для марки резини 3311 $E_d = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$;

F – площа поперечного перерізу віброізолятора; приймаємо $F = 0,00225 \text{ м}^2$ (див. п. 5.2);

C_1 – жорсткість одного віброізолятора; приймається

$$C_1 = 5400 \text{ Н / см (див. п. 5.2)}.$$

Повна висота віброізолятора, H_n , см, для крісла оператора буде рівна по формулі

$$H_n = (1,125 \dots 1,19) \cdot H_p = 1,19 \cdot 1,042 = 1,244 , \quad (5.25)$$

5.4. Стійкість снігоочисника

В процесі роботи втрата стійкості та перекидання снігоочисника може виникнути при його русі під уклін та при зустрічі робочого обладнання з перешкодою. Зіткнення веде до стопорювання трактора. За рахунок запаса кінетичної енергії машини деформуються перешкода та робоче обладнання, машина відривається від опірної поверхні і центр ваги машини зміщується вгору і вперед. При закритому положенні гідروциліндрів снігоочисник перекидається відносно кромки робочого органа.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вважаємо, що деформування робочого обладнання незначне в порівнянні з зміщенням центру ваги машини.

Знаходимо кут нахилу поверхні, рух снігоочисника при якому може відбутися перекидання снігоочисника [9, див. с. 228]

$$G_c \cdot v^2 / (2g) = G_c \cdot \Delta h, \quad (5.26)$$

при

$$R = \sqrt{l_0^2 + h_{\text{ц}}^2} = \sqrt{3,28^2 + 1,3^2} = 3,52, \quad (5.27)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = h_{\text{ц}} / l_0 = 1,3 / 3,28 = 24^{\circ}24', \quad (5.28)$$

$$\alpha = \arcsin [1 - v^2 / (2 \cdot g \cdot R)] - \alpha_0, \quad (5.29)$$

$$\alpha = \arcsin [1 - 1,65^2 / (2 \cdot 9,81 \cdot 3,52)] - 24^{\circ}24' = 54^{\circ}8',$$

де G_c – сила тяжіння снігоочисника; $G_c = 10800 = 108 \text{ кН}$;

v – швидкість руху снігоочисника до моменту зіткнення робочого органа з перешкодою $v = 1,65 \text{ м / с}$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$h_{\text{ц}}$ – координата центра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $h_{\text{ц}} = 1,3 \text{ м}$;

l_0 – координата центра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $l_0 = 3,28 \text{ м}$.

Допустимий кут нахилу поверхні руху снігоочисника встановлюють з врахуванням коефіцієнта запаса, що рівний 1,2.

Допустимі кути нахилу поверхонь руху в транспортному режимі визначають з умов стійкості, сповзання та використання 100% потужності двигуна.

При пересуванні переднім ходом під уклін з одночасним гальмуванням може відбутися відрив задньої частини рушія з опорною поверхнею.

Перекидання відбувається відносно точки О. В гіршому випадку сила взаємодії $P_{\text{тр}}, K_{\text{н}}$, рушія з опорною поверхнею буде рівна [9, див. с. 229]

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{т.р} = \varphi \cdot G_c \cdot \cos \alpha , \quad (5.30)$$

$$P_{т.р} = 0,98 \cdot 108 \cdot \cos 54^08 = 50,112 , \quad (5.31)$$

де G_c —сила тяжіння снігоочисника; $G_c = 10800 = 108кН$;

φ – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею; приймаємо для гусеничного рушія $\varphi = 0,98$ [9 ,див.с.99];

α – кут нахилу поверхні руху снігоочисника при якому може відбутися перекидання $\alpha = 54^08$.

Із умови $\sum P_x = 0$ сила інерції, що прикладається до центра ваги снігоочисника

$$P_i = G_c \cdot (\varphi \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (5.32)$$

$$P_i = 108 \cdot (0,98 \cdot \cos 54^08 - \sin 54^08) = 15,12 \quad (5.33)$$

Перекидання снігоочисника буде можливе , якщо

$$l_{ц} \cdot G_c \cos \alpha = (P_i + G_c \sin \alpha) \cdot h_{ц} , \quad (5.34)$$

Звідки отримуємо

$$l_{ц} = \varphi \cdot h_{ц} , \quad (5.35)$$

де $h_{ц}$ –координата ценра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $h_{ц} = 1,3$ м;

$l_{ц}$ – координата ценра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо; $l_{ц} = 1,28$ м.

З останнього рівняння видно ,що при гальмуванні, при $l_{ц} \geq \varphi \cdot h_{ц}$ отримаємо $1,28 \geq 0,98 \cdot 1,3$ перекидання снігоочисника неможливе. Але можливе його сповзання по похилій поверхні ,коли

$$l_{ц} / h_{ц} = \operatorname{tg} \alpha = \varphi , \quad (5.36)$$

З врахуванням коефіцієнта запаса стійкості,рівного 1,2 для снігоочисника граничний кут нахилу , $\operatorname{tg} \alpha_y$ знаходиться

$$\operatorname{tg} \alpha_y = \varphi / h_{ц} = 0,98 / 1,2 = 33^0 , \quad (5.37)$$

При русі снігоочисника на підйом можливе його переки дання відносно задніх опор або сповзання юзом назад. Крім того ще треба врахувати, що кут підйому обмежений запасом потужності двигуна.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Граничний кут підйому по умові перекидання снігоочисника при його русі переднім ходом вираховується за допомогою співвідношення [9, формула 5.13]

$$\operatorname{tg} \alpha = L - l_{\text{ц}} / 1,2 h_{\text{ц}}, \quad (5.38)$$

де $h_{\text{ц}}$ – координата центра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $h_{\text{ц}} = 1,3 \text{ м}$;

$l_{\text{ц}}$ – координата центра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $l_{\text{ц}} = 1,28 \text{ м}$;

L – відстань від центру ваги трактора до задньої осі; приймається $L = 3,97 \text{ м}$;

Підйоми, що долає снігоочисник по умові зчеплення рушія, визначають по такій формулі:

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi - f = 0,98 - 0,18 = 42^{\circ}, \quad (5.39)$$

φ – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею; $\varphi = 0,98$

f – коефіцієнт опору пересування; приймається $f = 0,18$;

Граничний кут підйому $\sin \alpha_{\text{т}}$, що долається снігоочисником на 100% використанні потужності двигуна, знаходиться з рівняння тягового балансу

$$\sin \alpha_{\text{т}} = N \cdot \eta / G_{\text{с}} \cdot v(1 + f^2) - f, \quad (5.40)$$

$$\sin \alpha_{\text{т}} = 206 \cdot 0,85 / 108 \cdot 1,54(1 + 0,18^2) - 0,18 = 36^{\circ} \quad (5.41)$$

де N – потужність двигуна ;приймається $N = 206 \text{ кВт}$ (див.п.3.1);

v – швидкість руху снігоочисника на низшій передачі; приймається $v = 1,54 \text{ м / с}$ [2,див.с.125];

η – К.К.Д. трансмісії та ходового обладнання ;приймається для механічних трансмісій $\eta = 0,85$ [9,див.с.99];

f – коефіцієнт опору пересування; $f = 0,18$.

$G_{\text{с}}$ – сила тяжіння снігоочисника; $G_{\text{с}} = 10800 \text{ кг} = 108 \text{ Кн}$;

Поперечна стійкість снігоочисника оцінюється по умовам перекидання по похилій поверхні або при русі по закруглених ділянках дороги , а також виходячи з втрати зчеплення рушія з дорогою.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Допустимий кут поперечного нахилу по умові перевертання визначають з рівняння [9,формула 5.18]

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,5B / 1,2 h_{\text{ц}}, \quad (5.42)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 1,82 / 1,2 \cdot 1,3 = 30^{\circ} 12', \quad (5.43)$$

де B – колія снігоочисника; приймається $B = 1,82\text{м}$ (див.п.3.1);

$h_{\text{ц}}$ – висота центра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $h_{\text{ц}} = 1,3\text{м}$;

Допустимий кут поперечного нахилу по умові зчеплення рушія з дорогою визначають за допомогою рівняння

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,8 \cdot \varphi / 1,2 \quad (5.44)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,8 \cdot 0,98 / 1,2 = 28^{\circ} 6', \quad (5.45)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею; приймається $\varphi = 0,98$.

Коефіцієнт запаса стійкості при робочому русі на закругленнях дороги по умові перекидання [9,формула5.20]

$$K_{\text{стр}} = 0,5B \cdot \rho \cdot g / h_{\text{ц}} \cdot v_p, \quad (5.46)$$

$$K_{\text{стр}} = 0,5 \cdot 1,82 \cdot 20 \cdot 9,81 / 1,3 \cdot 1,65^2 = 50,9 \quad (5.47)$$

де B – колія снігоочисника;приймається $B = 1,82\text{м}$;

$h_{\text{ц}}$ – висота центра ваги снігоочисника відносно ребра перекидання; приймаємо $h_{\text{ц}} = 1,3\text{м}$;

ρ – радіус закруглення дороги; приймаємо $\rho = 20\text{м}$;

g – прискорення вільного падіння; $g = 9,81 \text{ м / с}^2$;

v – швидкість робочого руху снігоочисника; приймаємо $v = 1,65 \text{ м / с}$

Коефіцієнт запаса стійкості при транспортному русі на закругленнях дороги по умові перекидання [9,формула5.20]

$$K_{\text{стт}} = 0,5B \cdot \rho \cdot g / h_{\text{ц}} \cdot v_{\text{т}} \quad (5.48)$$

$$K_{\text{стт}} = 0,5 \cdot 1,82 \cdot 20 \cdot 9,81 / 1,3 \cdot 7,8^2 = 2,24, \quad (5.49)$$

де v – швидкість транспортного руху снігоочисника; приймаємо $v = 7,8\text{м / с}$;

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт запасу поперечної стійкості при робочому русі на закруглених ділянках дороги по умові перекидання [9,формула5.21]

$$K_{\text{ст.р.п}} = 0,8 \cdot \varphi / v_p^2 \cdot \rho \cdot g \quad (5.50)$$

$$K_{\text{ст.р.п}} = 0,8 \cdot 0,98 / 1,65 \cdot 20 \cdot 9,81 = 1,45 , \quad (5.51)$$

де ρ – радіус закруглення дороги; приймаємо $\rho = 20\text{м}$;

g – прискорення вільного падіння; $g = 9,81 \text{ м / с}^2$;

v – швидкість робочого руху снігоочисника; приймаємо

$$v = 1,65 \text{ м / с.}$$

де φ – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею; приймається $\varphi = 0,98$.

Коефіцієнт запасу поперечної стійкості при транспортному русі на закруглених ділянках дороги по умові перекидання [9,формула5.21]

$$K_{\text{ст.т.п}} = 0,8 \cdot \varphi / v_t^2 \cdot \rho \cdot g \quad (5.52)$$

$$K_{\text{ст.т.п}} = 0,8 \cdot 0,98 / 7,8^2 \cdot 20 \cdot 9,81 = 2,08 , \quad (5.53)$$

v – швидкість транспортного руху снігоочисника; приймаємо

$$v = 7,8 \text{ м / с.}$$

5.5 Техніка безпеки для машиніста снігоочишувача

5.5.1 Загальні положення.

– До роботи по управлінню автомобільним снігоочишувачем допускаються особи, які мають посвідчення водія до керування транспортними засобами відповідної категорії, а снігоочишувачем, змонтованим на базі тракторів – особи, що мають посвідчення на право управління ним та визнані придатними для даної роботи медичною комісією.

– Машиніст, який приймається на роботу, повинен пройти вступний інструктаж з охорони праці, виробничої санітарії, пожежної безпеки, прийомів та способів надання лікарської допомоги потерпілим, бути ознайомленим під розпис з умовами праці, правами та пільгами за роботу в

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шкідливих та небезпечних умовах праці, про правила поведінки при виникненні аварій.

До початку роботи безпосередньо на робочому місці машиніст повинен пройти первинний інструктаж з безпечних прийомів виконання робіт.

Про проведення вступного інструктажу та інструктажу на робочому місці робляться відповідні записи в журналі реєстрації вступного інструктажу з питань охорони праці і журналі реєстрації інструктажів з питань охорони праці. При цьому обов'язкові підписи, як того кого інструктували, так і того хто інструктував.

– Машиніст снігоочисника після первинного інструктажу на робочому місці має протягом 2–15 змін (залежно від стажу, досвіду і характеру роботи) пройти стажування під керівництвом досвідченого кваліфікованого машиніста снігоочисника, який призначається наказом (розпорядженням) по підприємству.

– Повторний інструктаж з правил і прийомів безпечного ведення робіт і охорони праці машиніст снігоочисника повинен проходити:

- періодично не рідше одного разу на квартал;
- при незадовільних знаннях з охорони праці не пізніше місячного строку;
- у зв'язку з допущенням випадку травматизму або порушенням вимог охорони праці, що не призвели до травми.

– Машиніст снігоочисника повинен працювати в спецодязі і спецвзутті, передбачених типовими галузевими нормами – комбінезони бавовняному, рукавицях комбінованих двопалих.

Крім того, на зовнішніх роботах взимку – у куртці і брюках бавовняних на утеплювальній прокладці та сигнальному желеті.

– Інструмент і пристрої необхідно використовувати тільки за призначенням.

– Машиністу забороняється виконувати роботу в нетверезому стані.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– При нещасних випадках машиніст повинен вміти надати потерпілому першу медичну допомогу, а при невідкладних випадках – викликати швидку медичну допомогу.

– Снігоочисники всіх типів повині мати вдень червоні прапорці, встановлені на капоті або задньому борту кузова, вночі прожектор на кабіні і червоний ліхтар на лівому верхньому кутку заднього борту або на капоті автономного двигуна.

– Снігоочисник повинен бути у справному стані мати діючий сигнальний пристрій, гальма, протипожежні засоби, освітлення, комплект справного інструменту, обладнання і пристроїв для роботи (підйомники, башмаки, упори тощо).

Забороняється робота на несправних машинах.

– Обтиральні матеріали слід зберігати у закритих металевих ящиках.

Забороняється зберігання на машині бензину та інших легкозаймистих речовин.

– При несправності паливної системи машиністу забороняється у всіх випадках заливати бензин в карбюратор шлангом безпосередньо із ємності або іншим способом.

– Під час роботи на автодорозі машиніст повинен виконувати вимоги "Правил дорожнього руху України", вживати всіх можливих заходів щодо запобігання і усунення аварійних ситуацій.

– Для полегшення запуску двигуна в зимовий період в систему охолодження слід використовувати рідини з низькою температурою замерзання (антифриз).

5.5.2 Вимоги безпеки перед початком роботи

– Перед виїздом на лінію машиніст повинен перевірити технічний стан снігоочисника, який повинен гарантувати безпеку руху та безперебійну роботу, звернувши особливу увагу на:

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- справний стан гальм, рульове управління, приладів освітлення;
 - заправку паливом, мастилом, водою;
 - кріплення редуктора і коробки відбору потужності;
 - кріплення картера і наявність у ньому мастила;
 - роботу щітки і спрацювання її ворсу;
 - дію системи гідравлічного управління;
 - стан пружин штовхаючих штанг.
- Заправляти машину паливом необхідно при непрацюючому двигуні.

При заправці забороняється палити і користуватись відкритим вогнем.

– Перед пуском двигуна машину необхідно загальмувати при цьому важіль коробки передач повинен бути в нейтральному положенні.

– Пускати двигун слід за допомогою стартера.

– При пуску двигуна пусковим держакон необхідно дотримуватись таких правил:

- пусковий держак повертати знизу вгору;
- не брати держак в обхват;
- не застосовувати ніяких важелів і підсилювачів, що діють на пусковий держак або храповик колінвала.

– При випробуванні гальм на ходу снігоочисника необхідно виконувати такі вимоги:

- площадка повина бути рівна, з твердим покриттям, без вибоїн та схилів;
- розміри площадки повині виключати можливість наїзду машини в разі несправності гальм на людей, будівлі, тощо;
- перебування сторонніх осіб в кабіні трактора, на підніжжі забороняється.

– Приступаючи до роботи машиніст повинен:

- одержати подорожній лист, перевірити правильність його заповнення і розписатись в ньому;
- одержати потрібний інвентар відповідно до умов наступної роботи;

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ознайомитись з характером наступної роботи і дорожніми умовами;
- якщо маршрут незнайомий, одержати потрібні роз'яснення.

5.5.3 Вимоги безпеки під час виконання роботи

- При роботі на лінії машиніст снігоочисника повинен:
 - вибрати швидкість руху з урахуванням дорожніх умов, вид имості, оглядовості, інтенсивності і характеру руху транспортних засобів і пішоходів;
 - наближаючись до перехрестя, переїзду та інших перешкод, а також при їзді під час ожеледі або по мокрій і слизькій дорозі, різко не гальмувати, щоб уникнути занесення.
- При ремонті снігоочисника на лінії необхідно дотримуватись застережливих заходів: з'їхати на обочину дороги, при поганій видимості включити заднє світло, виключити двигун, загальмувати машину ручним гальмом, підкласти під колеса упори.
- При роботі і обслуговуванні снігоочисника забороняється:
 - працювати на машині без захисного кожуха ланцюга привода щітки і змащувати приводний ланцюг при обертанні щітки;
 - очищати ворс руками без рукавиць;
- Роботи по регулюванню щітки дозволяється при непрацюючій щітці, відключеній трансмісії та виключеному двигуні.
- Під час руху снігоочисників в одному напрямі відстань між ними має бути не менше 15 м.
- Машиніст при роботі в сонячну погоду повинен користувати ся світлозахисними окулярами.
- На роторному снігоочиснику при русі під час снігоочищення необхідно дотримуватись відстані до бровки земляного полотна або елементів обстановки дороги не менше 1 м.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Несправні машини дозволяється буксирувати тільки машинами технічної допомоги, обладнаними буксирними пристроями.
- Снігоочисники, які направляють на пости технічного обслуговування або ремонту, необхідно очистити від бруду, снігу і вимити.
- Технічне обслуговування і ремонт слід проводити в призначених місцях, обладнаних потрібними пристроями (оглядовою ямою, підйомником, естакадою, поворотним стендом та ін.), а також приладами, пристроями, інвентарем та інструментом.
- Забороняється виконувати технічне обслуговування і ремонт снігоочисника при працюючому двигуні крім регулювання двигуна і гальм.
- Якщо зняття окремих агрегатів і деталей зв'язане з великим фізичним напруженням або незручностями для роботи, слід застосовувати пристрої, які гарантують безпеку цієї роботи.
- Знімати, транспортувати і встановлювати окремі агрегати машини (двигун, коробку передач, задній міст, то що) слід за допомогою підйомно-транспортних механізмів, обладнаних пристроями (захватами) ,які гарантують повну безпеку роботи.
- Забороняється користуватись несправним інструментом та пристроями.

					ШПС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок

Розроблена конструкція шнеко-роторного снігоочисника на бізі машини збільшеної прохідності універсального трактора УТО – С 902 виготовляється на основі моделей всесвітньо відомої компанії FIAT на заводі First Tractor Co. LTD (УТО), має такі особливості внаслідок чого збільшилась продуктивність та дальність відкидання в порівнянні з серійними:

–метальник виконаний в вигляді диска на якому на лапах кріпляться лопасті ;

–центральна завантажувальна область матального апарата виконана в формі конуса , де розміщені елементи приводу та захисний пристрій ,поверхня конуса є екраном , що відклоняє снігову масу , що поступає з живильника в сторону лопастей метальника ,таке виконання задньої стінки виключило тертя сніга об задню стінку кожуха;

–центральна завантажувальна область матального апарата , лопасті метального апарата та викидний патрубок робочого обладнання покриті хромом , що зменшує опір пересуванню снігу по патрубку та відкидання сніга з лопастей ,за рахунок чого збільшується продуктивність снігоочисника;

–викидний патрубок оснащений пристроєм для формування снігового струменя на виході з нього в вигляді поворотної ніжньої стінки яка пружиною прижимається вгору тим самим роблячи викидний струмінь снігу більш компактным , за рахунок чого збільшується дальність відкидання

при розробці шнеко-роторного снігоочисника ми використали традиційну схему керування з додавленим чотирьох позиційного гідророзподільника (ще одна для встановлення робочого положення в плаваючом положенні) та гідроклапана з двопозиційним перемикачем а також блока запобіжних клапанів за рахунок яких відбувається розгрузка гідронасоса. Ці прості рішення забезпечують частичну догрузку

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

переднього міста а внаслідок чого покращуються тягові характеристики рушія в цілому.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література.

1. Баладінський В.Л. Будівельна техніка: підручник / В.Л. Баладінський, І.І Назаренко, О.Г. Онищенко. – КиївПолтава: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с., іл.
2. Шалман В.Н. Снігоочисники, конструкція , розрахунки.- М.:Будіздат, 1973,-250с.
3. Сукач М.К. Будівельна техніка: навчальний посібник / М.К. Сукач, І.В. Ніколенко, О.Ю. Вольтерс. – КиївСімферополь: КНУБА – НАПКС, 2010. – 296 с.
4. Русан І.В. Механізми і устаткування транспортуючих машин: Навчальний посібник. / І.В. Русан, О.М. Гаркавенко, О.Ю. Вольтерс. – К.: КНУБА, 2007. – 240 с.
5. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с
6. Киркач Н.Ф.,Баласанян Р.А.Розрахунок та проектування деталей машин: Навч.посібник.-Х. Юснова, 1991 .-276с.
7. Гідропривод : навч.посіб. / О. Олійник, Р. Рязанцев, Н. Пенкіна. – Київ : Науково-методичний центр ВФПО, 2024. – 212 с.
8. Технологія машинобудування : навчальний посібник для студ. спец. : 133 “Галузеве машинобудування”, 015 «Професійна освіта (машинобудування)» та 131 «Прикладна механіка» / І. І. Назаренко, М. М. Ручинський, О. П. Дєдов, Є. О. Міщук. - Київ : Ямчинський О. В., 2024. - 164 с. –
- 9.Токаренко В .М.Технологія автожорожного машинобудування і ремонт машин:Курсове проектування :Навч.посібник.-К.:Вища школа.,1992.-127с.
10. Онищенко О.Г. Охорона праці при експлуатації будівельної техніки: довід. / О.Г. Онищенко, М.М. Рябов. – К.: Урожай, 1992. – 208 с

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Інженерні рішення з охорони праці при розробці дипломних проектів інженерно-будівельних спеціальностей / За ред. В. В. Сафонова.– Київ: Основа, 2020.– 480 с.
12. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ.....	
1.Призначення та галузі використання снігоочисника	
2. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи, огляд науково-технічної та патентної інформації.....	
2.1. Аналіз існуючих конструкцій робочих органів.....	
2.2.Методи інтенсифікації робочого процесу лопатних металевих апаратів.....	
2.3. Напрямки інтенсифікації робочого процесу живильників та обґрунтування конструкції живильника, що проектується.....	
2.4. Обґрунтування кінематичної схеми шнекороторного снігоочищувача.....	
3. Розрахунковий розділ	
3.1 Попередній розрахунок необхідної потужності для роботи шнеко роторного снігоочисника.....	
3.2 Розрахунок балансу потужності, що витрачається на роботу живильника.....	
3.3. Визначення параметрів роторного металевика.....	
3.4 Тяговий розрахунок шнеко роторного снігоочисника.....	
3.5 Розрахунок зубчастої передачі робочого органа.....	
4 Технологічний процес виготовлення вала	
4.1 Вибір заготовки.....	
4.2 Розрахунок припусків на виготовлення вала	
4.3 Розрахунок режимів різання для токарної операції	
4.4 Визначення основного технологічного часу на проведення інших операцій.....	

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розділ охорони праці.....	
5.1.Віброізоляція двигуна та кабіни. Підресорення крісла оператора.....	
5.2 Ефективність віброзахисту робочого місця оператора.....	
5.3 Стійкість снігоочищувача.....	
5.4 Техніка безпеки при роботі з снігоочищувачем.....	
Висновок.....	
Література.....	

					ШРС 26 00 00 00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі освітнього рівня «бакалавр» спеціальності «Галузеве машинобудування» була розроблена конструкція шнеко-роторного снігоочисника на бізі машини збільшеної прохідності має такі особливості внаслідок чого збільшилась продуктивність та дальність відкидання в порівнянні з серійними:

- метальник виконаний в вигляді диска на якому на лапах кріпляться лопасті;

- центральна завантажувальна область матального апарата виконана в формі конуса , де розміщені елементи приводу та захисний пристрій ,поверхня конуса є екраном , що відклоняє снігову масу , що поступає з живильника в сторону лопатей метальника ,таке виконання задньої стінки виключило тертя сніга об задню стінку кожуха;

- викидний патрубок оснащений пристроєм для формування снігового струменя на виході з нього в вигляді поворотної ніжньої стінки яка пружиною прижимається вгору тим самим роблячи викидний струмінь снігу більш компактним , за рахунок чого збільшується дальність відкидання.

При розробці шнеко-роторного снігоочисника використана традиційна схема керування з додаванням чотирьох позиційного гідророзподільника (ще одна для встановлення робочого положення в плаваючому положенні) та гідроклапана з двопозиційним перемикачем а також блока запобіжних клапанів за рахунок яких відбувається розгрузка гідронасоса. Ці прості рішення забезпечують часткове довантаження переднього міста а внаслідок чого покращуються тягові характеристики рушія в цілому.

Кваліфікаційна робота включає пояснювальну записку обсягом 105 аркушів та графічну частину, яка складається з 7 аркушів формату А1, 2 аркушів формату А2, 3 аркушів формату А3 та альбому специфікацій.

ABSTRACT

In the qualification work of the educational level "bachelor" in the specialty "Industrial Mechanical Engineering", the design of a screw-rotor snow blower on the basis of a machine with increased cross-country ability was developed, which has the following features, as a result of which the productivity and throwing range have increased compared to serial ones: –the thrower is made in the form of a disk on which blades are attached to the paws; –the central loading area of the throwing device is made in the form of a cone, where the drive elements and a protective device are located, the surface of the cone is a screen that deflects the snow mass coming from the feeder towards the thrower blades, such a design of the rear wall eliminated the friction of the snow against the rear wall of the casing;

The discharge pipe is equipped with a device for forming a snow jet at the outlet in the form of a rotating lower wall that is pressed upwards by a spring, thereby making the discharge jet of snow more compact, due to which the throwing range increases. When developing the auger-rotor snow blower, a traditional control scheme was used with the addition of a four-position hydraulic distributor (another one for setting the working position in the floating position) and a hydraulic valve with a two-position switch, as well as a block of safety valves, due to which the hydraulic pump is unloaded.

These simple solutions provide partial loading of the front city, and as a result, the traction characteristics of the engine as a whole are improved. The qualification work includes an explanatory note of 105 sheets and a graphic part, which consists of 7 sheets of A1 format, 2 sheets of A2 format, 3 sheets of A3 format and an album of specifications.

