

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
(ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ)

на тему: «Розробка циклічного гравітаційного вібраційного бетонозмішувача з динамічним балансуванням незрівноважених мас»

студента: Берегового Михайла Андрійовича
(Прізвище, ім'я, по-батькові)

група: БМО – 42

факультет: автоматизації і інформаційних технологій

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

Керівник проекту: _____ (доцент Клименко М.О.)
(Посада, прізвище, ініціали)

Київ-2022 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

Допустити до захисту в ДЕК

Зав.кафедри _____ проф. Назаренко І.І.

« ____ » _____ 2022 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
(ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ)

на тему: «Розробка циклічного гравітаційного вібраційного бетонозмішувача з динамічним балансуванням незрівноважених мас»

студента: Берегового Михайла Андрійовича
(Прізвище, ім'я, по-батькові)

група: БМО – 42

факультет: автоматизації і інформаційних технологій

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

Керівник проекту: _____ (доцент Клименко М.О.)
(Посада, прізвище, ініціали)

Київ-2022 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. Огляд конструкцій гравітаційних вібраційних бетонозмішувачів	8
1.1 Основні відомості про процес змішування.	8
1.2 Конструкції гравітаційних бетонозмішувачів	13
1.3 Конструкції вібраційних бетонозмішувачів	18
1.4 Перспективні конструкції вібраційних змішувачів	23
2. Загальні розрахунки машини	35
2.1 Будова та принцип роботи змішувача, що проектується	35
2.2 Вибір геометричних параметрів барабана вібраційного бетонозмішувача.	37
2.3 Визначення частоти обертання барабана.....	39
2.4 Розрахунок потужності віброзбудника	40
2.5 Визначення потужності приводу барабана	41
2.6 Розрахунок віброзбудника.	42
2.7 Вибір противагів	44
3. Розрахунки на міцність.....	46
3.1 Кінематичний розрахунок приводу обертання барабана	46
3.1.1 Вибір двигуна.....	46
3.2 Розрахунок закритої конічної зубчастої передачі.....	46
3.2.1 Геометричні та кінематичні параметри передачі	46
3.3 Розрахунок клинопасової передачі	53
3.4 Попередній розрахунок вала приводу обертання барабана	57
3.5 Перевірка довговічності підшипників	58
3.5.1 Вал приводу обертання барабана	58

Дипломний проект								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розробка циклічного гравітаційного вібраційного бетонозмішувача з динамічним балансуванням незрівноважених мас	Літ.	Лист	Листів
		Береговий					3	81
		Клименко						
		Назаренко						
						КНУБА, каф.МОТП БМО-42		

3.6 Підбір і перевірка шпонкових з'єднань	59
3.7 Уточнений розрахунок валів	60
3.7.1 Вал приводу обертання барабана	60
3.8 Розрахунок муфти пружної втулко-пальцевої	62
3.8.1 Розрахунковий обертальний момент	62
3.8.2 Основні розміри муфти	63
3.8.3 Перевірка міцності гумових втулок	63
3.8.4 Перевірка міцності пальця	63
4. Технологічна частина	65
4.1 Вибір матеріалу та заготовки	65
4.2 Призначення припусків на обробку	65
4.3 Підбір верстатів та обладнання	67
4.3.1 Визначення глибини різання	68
4.3.2 Визначення величини подачі	68
4.3.3 Визначення швидкості різання	68
4.3.4 Визначення сили подачі	68
4.3.5 Визначення числа обертів шпинделя	68
4.3.6 Перевірка вибраного режиму різання по потужності	69
4.3.7 Визначення основного часу	69
4.4 Визначення величини основного часу для окремих операцій	70
4.4.1 Норма часу на відрізування дисковою пилкою	70
4.4.2 Час на підрізання торців, хв.:	70
4.4.3 Час на центрувальну операцію, хв.:	70
4.4.4 Час на токарні операції, хв.:	71
4.4.5 Час на нарізання шпонкових пазів	72
4.4.6 Час на нарізання різьби різьбонарізним різцем	73
4.4.7 Час на шліфувальну операцію, хв.:	74
4.4.8 Основний оперативний час, хв.:	74
5. Техногенна безпека	75

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що виникають при роботі устаткування	75
5.2 Розрахунок фундаменту під віброзмішувач.....	76
5.3 Електробезпека роботи віброзмішувача з електричним приводом	77
Перелік посилань.....	80
Додатки	81

Для внутрішнього користування КНУБА

ВСТУП

Бетонами називають штучні кам'яні матеріали, одержувані в результаті затвердіння ретельно перемішаної та ущільненої суміші з мінеральної або органічної речовини з в'язучою з водою, дрібного або великого заповнювачів, взятих у певних пропорціях. До затвердіння цю суміш називають бетонним розчином.

У будівництві широко використовують бетони, приготовані на цементі або інших неорганічних в'язких речовинах. Ці бетони зазвичай зачиняють водою. Цемент і вода є активними складовими бетону, в результаті взаємодії (реакції) між ними утворюється цементний камінь, що скріплює зерна заповнювачів в єдиний моноліт.

Між цементом та заповнювачем не відбувається хімічної взаємодії, тому заповнювачі часто називають інертними матеріалами. Однак вони суттєво впливають на структуру та властивості бетону, змінюючи його пористість, терміни затвердіння, поведінку при впливі зовнішнього навантаження та середовища. Заповнювачі значно зменшують деформації бетону при твердінні і тим самим забезпечують отримання більших виробів і конструкцій. Як заповнювачів використовують місцеві гірські породи та відходи виробництва (шлаки та ін.). Застосування цих дешевих заповнювачів знижує вартість бетону, оскільки заповнювачі та вода становлять 85...90%, а цемент - 10...15% від маси бетону.

Останніми роками у будівництві широко використовують легкі бетони, які отримують на штучних пористих заповнювачах. Пористі заповнювачі знижують щільність бетону, покращують його теплотехнічні властивості. Для регулювання властивостей бетону та бетонної суміші до складу вводять додаткові хімічні добавки, які прискорюють або уповільнюють схоплення бетонної суміші. Роблять її більш пластичною і зручною, прискорюють твердіння бетону, підвищують його міцність і морозостійкість, а також при необхідності змінюють і інші властивості бетону.

Бетони на мінеральних в'язучих речовинах є капілярнопористими тілами,

на структуру та властивості яких помітний вплив має як внутрішні процеси взаємодії складових бетону, так і вплив навколишнього середовища.

Протягом тривалого часу в бетонах відбувається зміна порової структури, спостерігається протікання структуроутворювальних, а іноді і деструктивних процесів і як результат – зміна властивостей матеріалу. Зі збільшенням віку бетону підвищуються його міцність, щільність, стійкість до дії довкілля. Властивості бетону визначаються не тільки його складом та якістю вихідних матеріалів, але й технологією приготування та укладання бетонної суміші в конструкцію, умовами твердіння бетону. Всі ці фактори враховують при проектуванні складу бетону та виробництва конструкцій на його основі.

На органічних речовинах (бітум, синтетичні смоли та ін.) бетонну суміш одержують без введення води, що забезпечує високу щільність та непроникність бетону. Різноманітність в'язучих речовин, наповнювачів, добавок та технологічних прийомів дозволяє отримувати бетони з найрізноманітнішими властивостями.

Бетон є крихким матеріалом: його міцність при стисканні в кілька разів вища за міцність при розтягуванні. Для сприйняття розтягуючих напружень бетон армують сталевими стрижнями, отримуючи залізобетон. У залізобетоні арматуру розташовують так, щоб вона сприймала розтягувальні напруги, а стискаючі напруги передавалися на бетон. Спільна робота арматури та бетону обумовлюється хорошим зчепленням між ними та приблизно однаковими коефіцієнтами лінійного розширення. Бетон захищає арматуру від корозії.

Бетонні та залізобетонні конструкції виготовляють або безпосередньо на місці будівництва – монолітний бетон та залізобетон, або на заводах з подальшим монтажем на будівельному майданчику – збірний бетон та залізобетон..

1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ГРАВІТАЦІЙНИХ ВІБРАЦІЙНИХ БЕТНОЗМІШУВАЧІВ

1.1 Основні відомості про процес змішування.

Процес змішування матеріалів являє собою механічний процес, в результаті якого компоненти мінеральних матеріалів і в'язучого рівномірно розподіляються в об'ємі, що змішується, утворюючи однорідну суміш. На основі розвинених уявлень розрізняють такі види змішування:

- конвективне - переміщення груп частинок з одного положення в інше переносом, використанням, ковзанням шарів, деформацією та стиранням порції шару в результаті механічного руху робочих органів змішувачів.

- дифузійне - поступове перерозподіл частинок різних компонентів через межу фаз.

Конвективне змішування відноситься до процесу макрозмішування, а дифузійне - мікросмішування. Одночасно з процесом змішування у змішувачі йде процес сепарації – поділ частинок компонентів та зосередження їх в окремих місцях корпусу змішувача під дією гравітаційних, відцентрових та інерційних сил. Реальний процес сумішоутворення зазвичай полягає у накладенні процесів змішування та сепарації. Якість суміші характеризується ступенем наближення до матеріалу з деяким ідеальним порядком розподілу окремих компонентів. Так, якщо змішуються три компоненти маси яких відносяться як цілі числа А, В, С, то в будь-якому малому обсязі, взятому в довільній точці, маси після ідеального змішування повинні мати теж співвідношення. Для кількісної оцінки якості змішування користуються коефіцієнтом мінливості V (коефіцієнт варіації, %).

Досягнення мінімальних енергетичних витрат при отриманні різних сумішей з високою якістю є в даний час актуальним завданням і можливе за рахунок вирішення питань у підсистемі формування складу та стабілізації модифікованих сухих будівельних сумішей, а також вдосконалення змішувального обладнання з можливістю використання найефективніших принципів змішування [4-7].

Відомо [2], що найбільшого поширення в якості критерію оцінки якості змішування сухих сумішей отримав коефіцієнт неоднорідності (варіації), рівний:

$$V_c = \frac{S \cdot 100}{\bar{m}} = \frac{100}{\bar{m}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{m})^2}, \%$$

де x_i - значення випадкової величини X в i -му досліді (вміст ключового компонента в i -й пробі); \bar{m} - середнє арифметичне спостережуваних значень величини X (середнє арифметичне вмісту ключового компонента у всіх пробах); n - загальна кількість відібраних проб.

Відповідно до досліджень [3] оцінювальна шкала якості змішування для переважної більшості будівельних сумішей може бути подана наступним чином: $V_c < 3\%$ - відмінне перемішування; $V_c = 4-6\%$ - хороше перемішування; $V_c = 7-15\%$ - задовільне перемішування; $V_c > 15\%$ - незадовільне перемішування.

Для вирішення задачі отримання однорідних сумішей необхідно вивчення процесу сумішоутворення, тобто вивчення характеру руху частинок у корпусі змішувача у часі та просторі. Процес сумішоутворення у загальному вигляді можна уявити графіком (рис. 1.1).

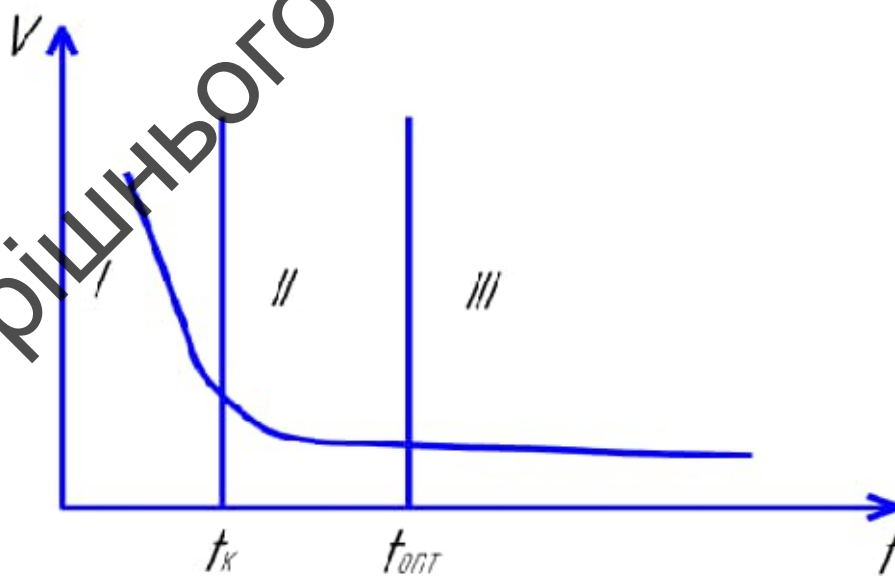


Рис. 1.1. Кінетика процесу змішування

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

У початковий період роботи змішувача якість змішування, що оцінюється коефіцієнтом мінливості V , підвищується в основному за рахунок конвективного перенесення компонентів (I ділянку кривої). У цей час процес змішування йде лише на рівні макрооб'ємів. Поверхня розділу фаз між компонентами ще велика, тому мала і частка дифузійного змішування.

Мало також вплив сепарації. Швидкість процесу у цей час залежить від характеру руху потоків частинок у змішувачі. Після того як компоненти в основному будуть розподілені по робочому об'єму змішувача t_k , процеси конвективного і дифузійного змішування стають порівнянними за їх впливом на загальний процес. Перерозподіл мінеральних компонентів та в'язучого йде вже на рівні мікрооб'ємів. Починаючи з деякого моменту, процес дифузійного змішування стає переважним (II ділянку кривої). Помітний вплив у цей час починає надавати процес сепарації. У певний момент часу t_{opt} два протилежні процеси - сепарації та змішування - врівноважуються. Після цього подальше змішування немає сенсу, оскільки якість суміші залишається постійним (III ділянку кривої).

Швидкість перерозподілу окремих частинок на ділянках II та III залежить не тільки від характеру руху матеріалу, а й від його структурно-реологічних властивостей: розміру частинок, величини міжфазної поверхні, сил зчеплення тощо.

Конвективне змішування М.В. Буніним запропоновано класифікувати характером руху окремих обсягів (макрооб'ємів) змішуваної маси всередині корпусу змішувача. Відомо, що довільний рух тіла в нерухомій системі координат у будь-який момент часу може бути визначено шістьма векторами швидкості, що визначають поступальний рух: V_x, V_y, V_z , і обертальний: V_{xy}, V_{yz}, V_{zx} .

Отже, за складністю руху маси способи змішування можна поділити на шість класів. Першому класу відповідає лише поступальний рух змішуваних матеріалів, що збігається з якоюсь координатною віссю, або тільки обертальне, що відбувається тільки в одній координатній площині. Шостому класу відповідає довільний рух матеріалів, що змішуються в просторі, що поєднує в собі всі види

поступального і обертального рухів.

У існуючих типах змішувачів процеси змішування за даною класифікацією відповідають переважно II-IV класам. У змішувачах вільного (гравітаційного) перемішування в основному виявляються такі види конвективного змішування, як переміщення груп частинок з одного положення в інше, використання та ковзання шарів; при примусовому змішуванні до них додаються деформація та стирання порції шару внаслідок механічного руху робочих органів. Основним недоліком змішувачів вільного та примусового перемішування будівельних матеріалів, незважаючи на їх широке застосування, є дуже слабе перебіг дифузійних процесів змішування на рівні мікрооб'ємів.

Це зумовлює при формуванні виробів із сумішей, приготованих у подібних змішувачах, поява дефектів, концентраторів напруг тощо які знижують їх фізико-механічні властивості.

Будівельні суміші відносяться до полідисперсних гетерогенних систем, на формування яких впливають поверхневі явища, що відбуваються на межі розділу фаз. Для процесів перемішування найважливішими є адсорбційно-дифузійні, швидкість протікання яких залежить від рухливості частинок мінеральних компонентів, величини активної міжфазної поверхні, дисперсності в'язучого, технологічних особливостей процесу та інших факторів.

Відомо, що аналізовані суміші відносяться до коагуляційних структур, у яких зчеплення частинок дисперсної фази відбувається через тонкі прошарки сольватних (гідратних) оболонок, що утворюються з молекул дисперсійного середовища. Формування сольватних (гідратних) оболонок призводить до утворення просторових структур, що мають структурно-реологічні властивості з високими значеннями зсувної міцності, в'язкості, модуля пружності, часу релаксації. Перші два суттєво ускладнюють процес перемішування, метою якого є рівномірний розподіл мінеральних компонентів та в'язучого за обсягом замісу.

Природно припустити, що максимальна міцність коагуляційної структури буде отримана в тому випадку, коли навколо кожної частки існуватиме сольватна

(гідратна) оболонка, з одного боку, і всі частинки будуть рівномірно розподілені в суміші, з іншого. Ці завдання вирішуються при двостадійному перемішуванні, запропонованому ще 30-ті роки В.А. Бауманом:

- Змішування сухих компонентів;
- змішування напівфабрикату суміші з терпким.

Необхідність двох стадійного змішування є доцільною з наступних причин. Будівельні суміші, як відомо, складаються з частинок, розміри яких коливаються від 0,001 до 20 мм. Рівномірний розподіл дрібних частинок за обсягом можливий лише в сухому стані, коли сили зчеплення між ними мінімальні. У той же час ці частинки забезпечують високу міцність структури за рахунок великої сумарної поверхні, що досягає 80% від усієї сумарної поверхні, що входять до суміші заповнювачів. Якщо ці частинки не будуть рівномірно розподілені в суміші, то утворюються мікро- та мікродфекти, які погіршують фізико-механічні властивості виробів.

Цей метод знайшов широке застосування за кордоном шляхом приготування сухих сумішей, наприклад піску з цементом, які при додаванні води на будівельних майданчиках перетворюються на високоякісні будівельні розчини. До сучасних способів інтенсифікації процесів змішування можна зарахувати застосування вібрації.

Типова залежність структурної в'язкості середовищ від параметрів вібрації, представлена на рис. 1.2, поділяється на три ділянки.

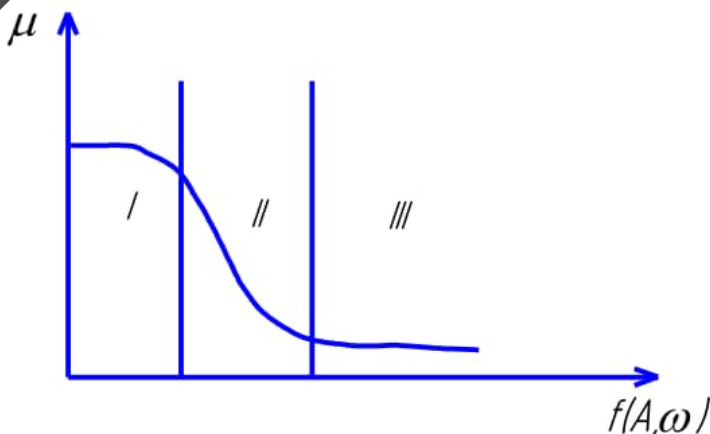


Рис. 1.2. Залежність ефективного в'язкості від поєднання параметрів вібрації.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Перший характеризує в'язкість непорушеної структури, коли поєднання амплітуди та частоти коливань не спричиняє відчутного зменшення сил взаємодії між частинками. Другий - спадаюча крива - вказує на те, що вплив вібрації певної інтенсивності забезпечує тиксотропне руйнування структури суміші, пов'язане зі значним зменшенням ефективної в'язкості. Третя ділянка асимптотично наближається до значення, що дорівнює в'язкості гранично зруйнованої структури.

Зменшення в'язкості системи обумовлює інтенсифікацію дифузійних процесів змішування, з одного боку, та сприяє появі нових видів змішування, з іншого: - у віброкиплячому шарі, що характеризується переміщенням частинок по замкнутих траєкторіях, обумовлене значним збільшенням відстані між ними та рухом; - гравітаційне, обумовлене прагненням частинок переміщатися у напрямку сили тяжіння

1.2 Конструкції гравітаційних бетонозмішувачів

Гравітаційний бетонозмішувач являє собою барабан, що обертається, до внутрішніх стінок якого прикріплені під певними кутами лопаті. При обертанні барабана матеріал силами тертя, а також лопатями піднімається на деяку висоту, а потім вільно падає вниз. При цьому утворюються певні осьові та радіальні потоки руху суміші, в яких різні частинки матеріалу зіштовхуються між собою та рівномірно розподіляються за обсягом замісу. У гравітаційних бетонозмішувачах використовуються в основному три види потокоутворення: змінний, радіальний та перехресний. Однорідність суміші забезпечується при 30 - 40 циклах підйому та скидання. Для вільного переміщення суміші в барабані його об'єм повинен у 2,5 – 3 рази перевищувати об'єм суміші. Частота обертання барабана невисока, тому що інакше відцентрові сили перешкоджатимуть вільному переміщенню ділянок суміші. Бетонозмішувачі виготовляють з нахиленими і стаціонарними барабанами. Змішувальні барабани можуть бути грушоподібної, конусної та циліндричної форми. Гравітаційні бетонозмішувачі мають порівняно просту кінематику та конструктивне виконання, відрізняються малою енергоємністю,

простотою обслуговування та експлуатації, порівняно малим зношуванням робочих елементів, забезпечують можливість роботи з великими заповнювачами (до 150 міліметрів). Оптимальний час змішування становить 60 - 90 секунд, а повний цикл приготування замісу, включаючи повернення у вихідне положення, до 200 секунд.

Недоліком гравітаційних бетонозмішувачів є їхня неекономічність і погане змішування матеріалів при приготуванні малорухливих жорстких бетонних сумішей.

Всі гравітаційні циклічні бетонозмішувачі за способом розвантаження можуть бути підрозділені на перекидні, не перекидні реверсивні і не перекидні з розвантажувальним лотком з горизонтальною і похилою віссю обертання. Барабани перекидного типу характеризуються швидкістю вивантаження, проте для їх перекидання потрібні спеціальні пристрої.

Бетонозмішувачі з грушоподібним барабаном випускаються пересувними для приготування бетонної суміші на будівельних майданчиках при малих обсягах роботи та стаціонарними, що використовуються переважно в умовах заводського приготування бетонної суміші. У цих бетонозмішувачах завантаження та вивантаження здійснюється з одного боку. Конструкція бетонозмішувача забезпечує можливість обертання барабана навколо його осі при змішуванні матеріалів та перекидання при розвантаженні готової суміші. Сучасні перекидні гравітаційні бетонозмішувачі з грушоподібним барабаном випускають з об'ємом готового замісу 65, 165, 330, 500, 1000, 2000 літрів. Бетонозмішувачі з грушоподібним барабаном при об'ємі готового замісу 65 літрів виконують на колісному ході. Вони складаються із змішувального барабана 1 з трьома лопатями 2, редуктора 3, поворотного штурвалу з гальмом 4, фіксуючим барабан в положенні завантаження і перемішування, рами 5 з ходовими колесами 7. Обертання змішувального барабана забезпечується від двигуна внутрішнього згорання або електродвигуна згорання або електродвигуна 6 через клинопасову передачу.

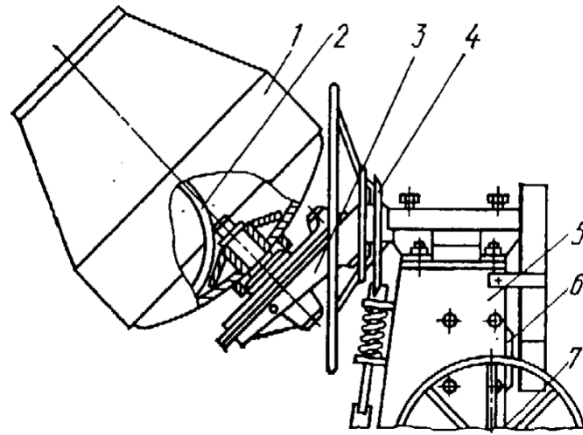


Рис. 1.3. Бетонозмішувач з грушоподібним барабаном з об'ємом готового замісу 65 літрів

Бетонозмішувачі з об'ємом готового замісу 165 і 330 літрів (рис. 1.4) монтують на рамах, нижня частина яких є полозами. Завантаження змішувальних барабанів 4 цих бетонозмішувачів здійснюється завантажувальними ковшами 2, а перекидання на розвантаження – вручну поворотним штурвалом або гідроциліндрами, розташованими в одній із стійок рами 1. Ці бетонозмішувачі можуть бути використані не тільки як пересувні на будівельних майданчиках, але і як обладнання заводів збірного та товарного бетону.

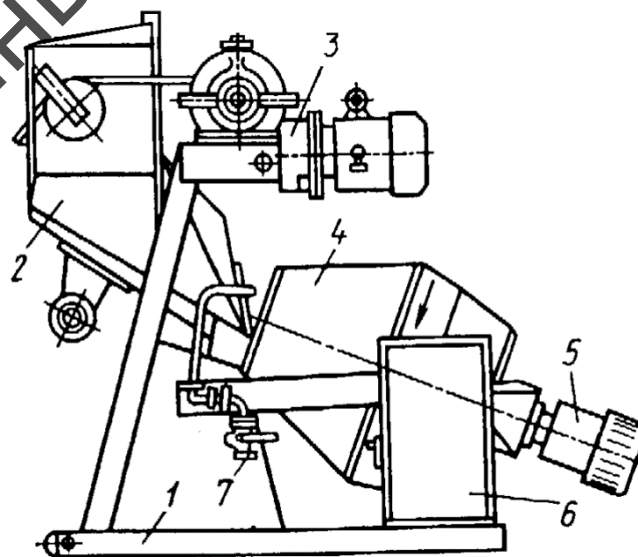
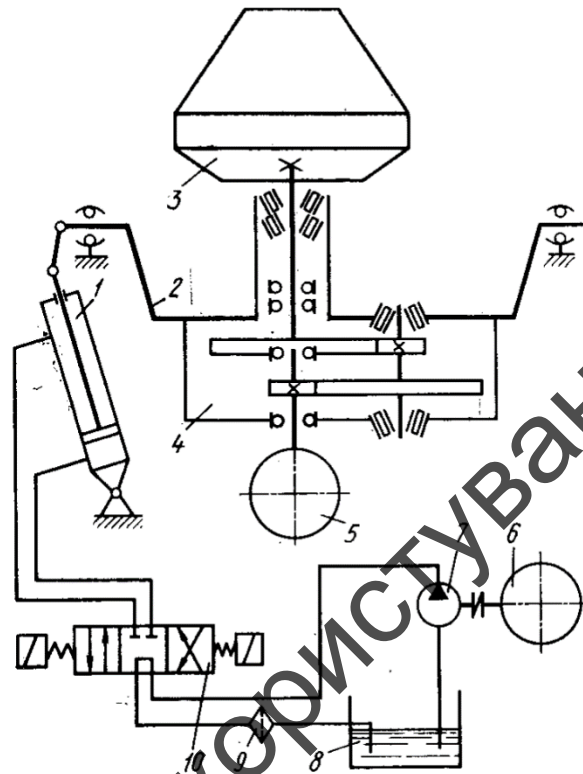


Рис. 1.4. Бетонозмішувач СБ – 16Б

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Обертання змішувального барабана бетонозмішувачів з об'ємом готового замісу 500 і 1000 літрів здійснюється через консольний вихідний вал редуктора, розташованого в траверсі (рис. 1.5), а бетонозмішувача з об'ємом готового замісу 2000 літрів - через зубчастий вінець, закріплений на змішувальному барабані.



1 - гідроциліндр; 2 – траверса; 3 – змішувальний барабан; 4 – редуктор; 5.6 – двигун; 7 – насос; 8 – бак; 9 – фільтр; 10 – розподільник.

Рис. 1.5. Кінематична схема бетонозмішувача.

Автобетонозмішувач застосовують як для транспортування готової бетонної суміші, одержуваної на заводах та установках товарного бетону, так і для приготування бетонної суміші із сухих компонентів, що завантажуються в його барабан. Застосування автобетонозмішувачів значно збільшує відстані транспортування бетонної суміші, дозволяє доставляти споживачеві якісну свіжоприготовлену суміш незалежно від погодних умов та стану дороги, а також знижує вартість бетону та покращує його якість. Автобетонозмішувачі випускаються на шасі вантажного автомобіля (рис. 1.6), на якому монтують змішувальний барабан з його приводом, систему подачі води, завантажувальний пристрій, розвантажувальний пристрій та важелі управління змішувальним

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

барабаном. Змішувальний барабан має три точки опори: у передній частині він через цапфу спирається на головний опорний підшипник, а в задній частині через бандаж на два опорні ролики. Дві гвинтові лопаті забезпечують захоплення компонентів з горловини і подачу їх усередину барабана, гравітаційне змішування та видачу готової суміші через лоток на стрічковий конвеєр або бетононасос, або в бадью, або безпосередньо до місця укладання. Розвантаження барабана автобетонозмішувача проводиться при зворотному обертанні барабана. Встановлено, що економічно вигідними є автобетонозмішувачі обсягом готового замісу 3...10 м. куб. Потужність двигуна приводу барабана 6-7 кВт на 1 м. куб. замісу, частота обертання барабана 3 – 18 об/хв.

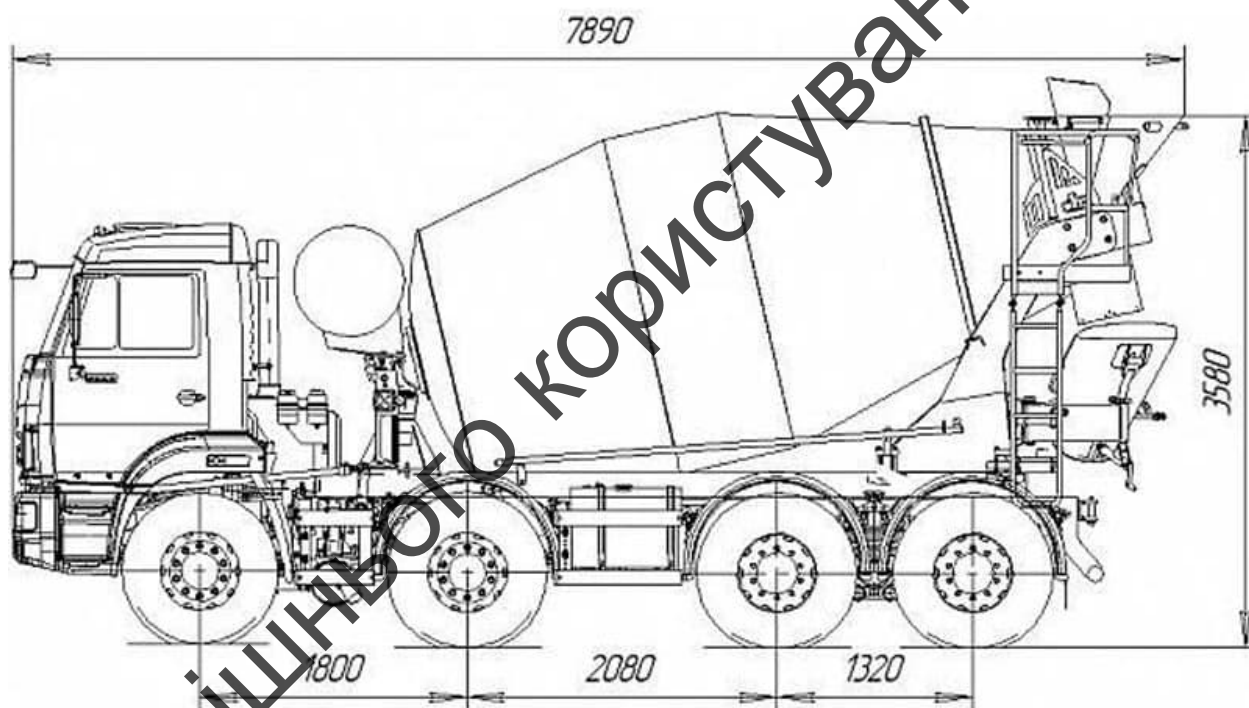


Рис. 1.6. Кінематична схема бетонозмішувача.

Гравітаційні бетонозмішувачі безперервної дії зазвичай мають циліндричний барабан із горизонтально розташованою віссю. Бетонозмішувачі безперервно завантажують зверху через завантажувальну вирву, готова суміш також безперервно вивантажується з протилежного кінця (рис. 1.7). Продуктивність регулюють, змінюючи продуктивність дозаторів. Такі

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

бетонозмішувачі добре зарекомендували себе під час приготування суміші однорідної марки. При приготуванні бетонних сумішей різних марок ці бетонозмішувачі за якістю перемішування та трудомісткості переналагодження на нову марку бетонної суміші поступаються змішувачам циклічної дії.

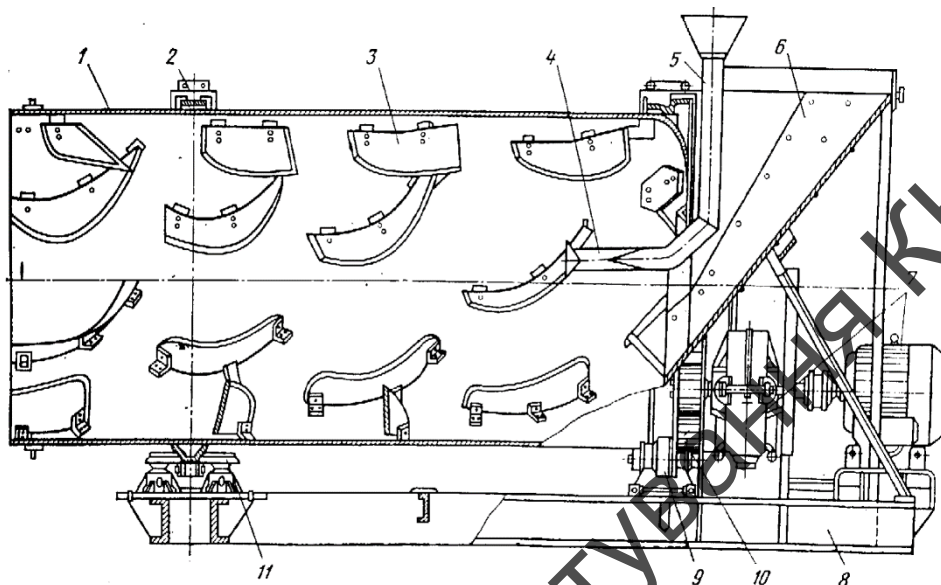


Рис. 1.7. Схема гравітаційного бетонозмішувача безперервної дії.

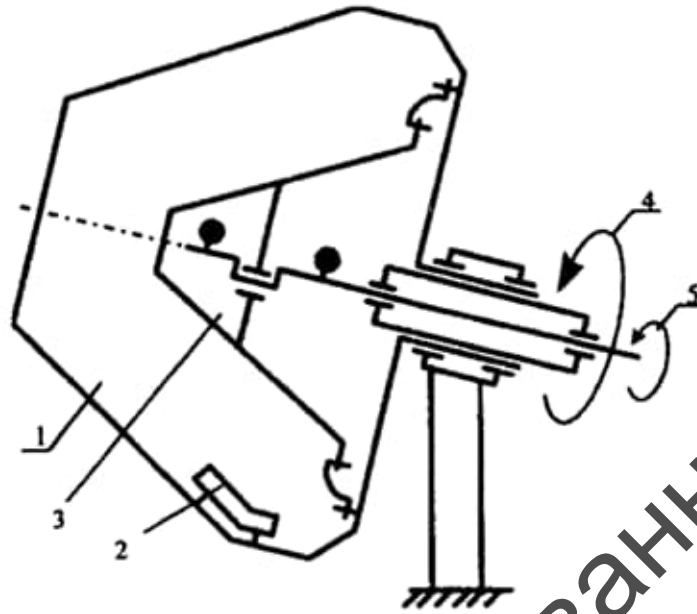
1.3 Конструкції вібраційних бетонозмішувачів

Одним із способів перемішування жорстких бетонних сумішей є вібрування. При вібруванні руйнуються структурні зв'язки суміші, і вона стає більш плинною. При цьому поліпшується також використання в'язучих властивостей цементу, так як при зіткненні частинок з них видаляються продукти гідратації і вступають в реакцію нові поверхні. Однак деякими дослідженнями встановлено, що застосування вібрації для перемішування сумішей, що містять велику кількість води, суттєво не збільшує міцність бетону, тоді як енерговитрати при віброперемішуванні збільшуються у 1,5 – 2 рази.

Таким чином, віброперемішування економічно вигідно застосовувати для приготування жорстких бетонних сумішей з дрібнозернистими заповнювачами. Для цих сумішей відзначається підвищення міцності бетону в ранньому віці (до 7 днів) на 25-30% і кінцевої міцності на 10-15%. Вібрація може передаватися суміші

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

через корпус змішувача, через лопаті або віброзбудником розміщеним у камері змішування (рис. 1.8).



1 – барабан; 2 – перемішуючий орган; 3 – віброзбудник; 4 – привід барабана; 5 – привід віброзбудника

Рис. 1.8 Схема віброзмішувача з віброзбудником, розміщеним у камері змішування

Велике значення має правильно вибраний режим вібрування кожного складу суміші. Зважаючи на те, що суміш складається з зерен різної маси, певний ефект дає багаточастотне вібрування. Двочастотний віброзмішувач (рис. 1.9) являє собою барабан 3, встановлений на рамі 1 за допомогою пружин 2. У корпусі проходить трубчастий вал 4, на якому укріплені лопаті 6. У середині порожнього валу обертається з великою швидкістю (314 рад/с) дебалансний вал 5, що збуджує коливання, які через лопаті передаються суміші. Крім того, на спеціальному склянці 7, прикріпленому до корпусу болтами, встановлений шків 8 з дебалансом 9, що приводиться у обертання від швидкохідного валу редуктора приводу лопатей. Цей віброелемент має швидкість 150 рад/с. Таким чином суміші повідомляються двочастотні коливання.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

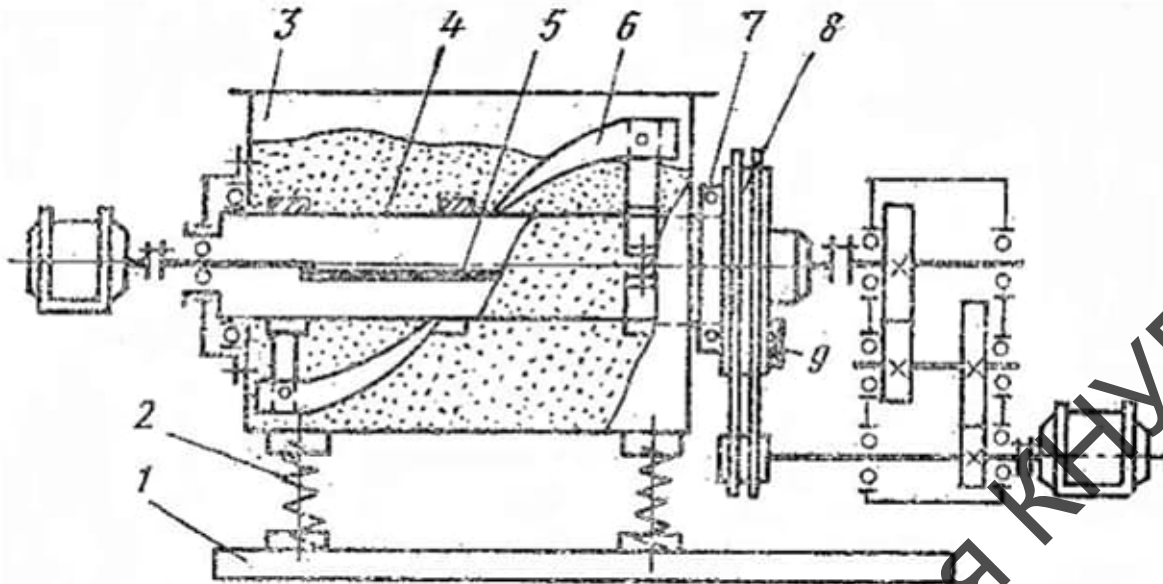
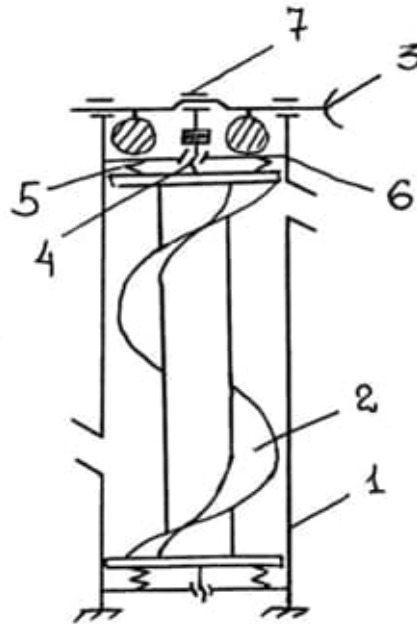


Рис.1.9. Схема двочастотного віброзмішувача

Віброшнековий вертикальний змішувач (рис. 1.10) складається з рами 1, амортизаторів 5, робочого органу 2, виконаного у вигляді труби з гвинтовим жолобом і встановленого верхньою та нижньою частиною на багатогодові гвинтові пари 4 з кутами підйому 60...80 градусів таким чином, що один її елемент, наприклад, гвинт, кріпиться на робочому органі, а інший елемент на рамі. Гвинтовий коливальний рух робочого органу здійснюється за допомогою кривошипно-шатунного механізму 7, з'єднаного з робочим органом гумометалевим амортизатором 6. За допомогою противагів проводиться динамічне балансування неврівноважених мас.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

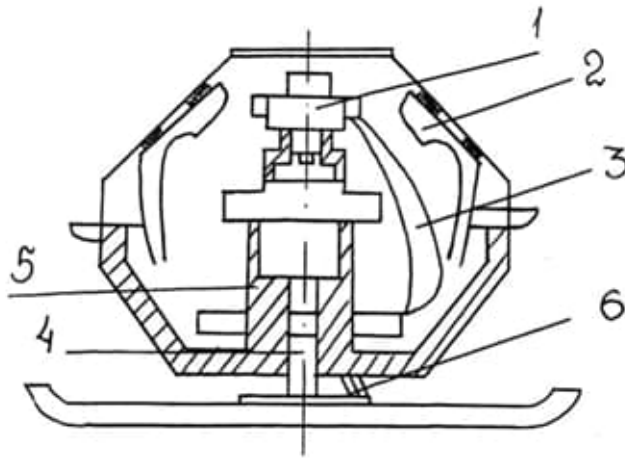


1 – рама; 2 – робочий орган; 3 – привід; 4 – гвинтова пара; 5 – амортизатори; 6 – гумометалеві амортизатори; 7 – кривошипно-шатунний механізм

Рис. 1.10. Віброшнековий вертикальний змішувач.

Процес змішування в такому змішувачі і транспортування матеріалу здійснюється наступним чином, при повороті несучого приводного валу, шатун переміщаючись, наприклад, вгору, передає тягове зусилля робочому органу через гумометалевий амортизатор. Так як робочий орган у верхній і нижній частині скріплений гвинтами, встановленими в нерухомих гайках, переміщення його за шатуном можливе тільки при одночасному обертанні валу навколо поздовжньої осі. Отже, при швидкому обертанні валу робочий орган здійснюватиме гвинтовий коливальний рух, в результаті якого напрям сумарної збудливої сили створює умову для змішування та транспортування матеріалу вгору похилою площиною. Така конструкція дозволяє отримати якісну суміш.

На малюнку 1.11 показаний віброзмішувач, який працює наступним чином. На нерухомій осі 4 барабана, що обертається, з лопатками 3 монтується невеликий віброуючий механізм 1, з привареними до нього чотирма лопатями 2.

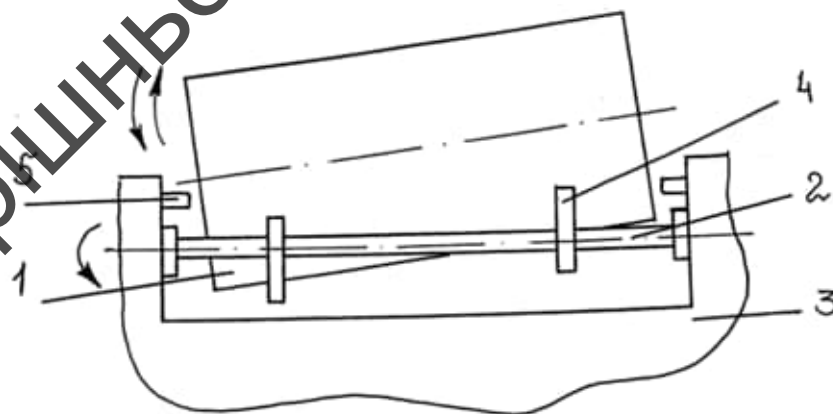


1 - вібруючий механізм; 2 – лопаті; 3 – лопатки; 4 – нерухома вісь; 5 – кильця; 6 - щітки

Рис. 1.11. Вібромішувач

Вібруючий механізм з'єднується з віссю за допомогою пружного шарніра, що забезпечує можливість коливань і запобігає повороту при обертанні барабана вібромішувача. Вібромеханізм є електромотором з ексцентриком на осі ротора у верхній частині. Лопаті 2 механізму, крім перемішування в нижній частині барабана, переводять, внаслідок вібрації їх, суміш рідкий стан, і цим полегшують перемішування. Завдяки використанню вібромішувача цього типу виходить рівномірне перемішування суміші та зменшується термін перемішування.

На малюнку 1.12 представлений гравітаційний бетонозмішувач безперервної дії.



1 – циліндрична ємність; 2 – вали опорні; 3 – привід; 4 – диски ексцентричні; 5 – підшипникова обойма

Рис. 1.12. Гравітаційний бетонозмішувач безперервної дії.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Вібромішувач працює наступним чином: при включенні приводу 3 починають обертатися опорні вали 2 і разом з ними диски 4, під впливом яких ємність 1 здійснює як обертальний рух зі змінною швидкістю навколо своєї поздовжньої осі (за рахунок ексцентрично закріплених дисків), так і коливальний рух відносно її поперечної осі (за рахунок протилежно спрямованих ексцентриситетів суміжних дисків та взаємно перпендикулярних напрямків ексцентриситетів протилежних дисків). Диски 4, фрикційно пов'язані з ємністю 1 є приводними. Диски, виконані з підшипниковими обоймами, є для отримання коливального руху, а також усунення пробуксовування одного з суміжних дисків на кожному валу. Залежно від положення ексцентриситетів приводних дисків 4, підшипникова обойма 5 диска отримуватиме через ємність 1 позитивне або негативне прискорення по відношенню до самого диска. Таким чином, при роботі змішувача на матеріал впливають позитивні і негативні прискорення, що чергуються, в результаті змінної швидкості обертання ємності і одночасно негативні прискорення в результаті коливальних рухів, що інтенсифікує процес перемішування. Дана конструкція дозволяє підвищити надійність змішувача загалом.

1.4 Перспективні конструкції вібраційних змішувачів

Загальний аналіз патентно-інформаційного та літературного дослідження показує, що починаючи з 1937 року, року появи вібробетонозмішувача конструкції А.Є. Десова (рис. 1.13), який першим запропонував метод вібраційного перемішування для приготування жорстких бетонних сумішей як найбільш ефективний спосіб сумішоутворення, автори різних конструкцій вібробетонозмішувачів, з одного боку, ставили своїм завданням максимально використовувати вібраційні дії на суміш, а з іншого боку, знизити рівень впливу вібрації на людину та зовнішнє середовище. В даний час, дотримуючись даних критеріїв, найбільш досконалу конструкцію (рис. 1.14), яка дозволяє ефективно та якісно інтенсифікувати процес змішування та відноситься до змішувачів

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

примусового перемішування з інерційним вібробудником, запропонували японські конструктори.

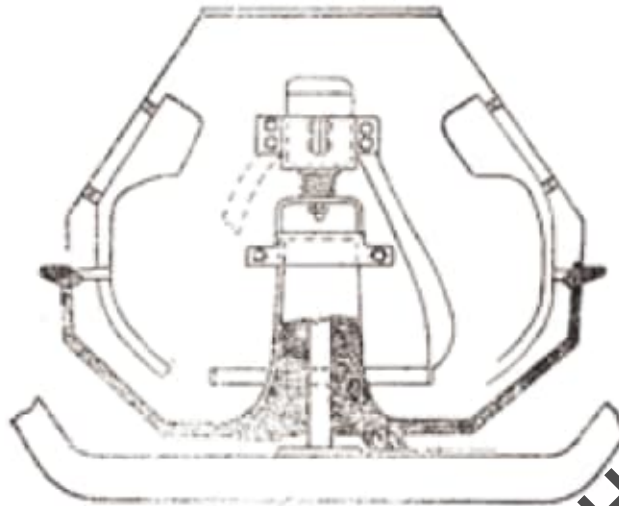


Рис. 1.13. Віробетонозмішувач конструкції А.С. Десова (СРСР, 1937).

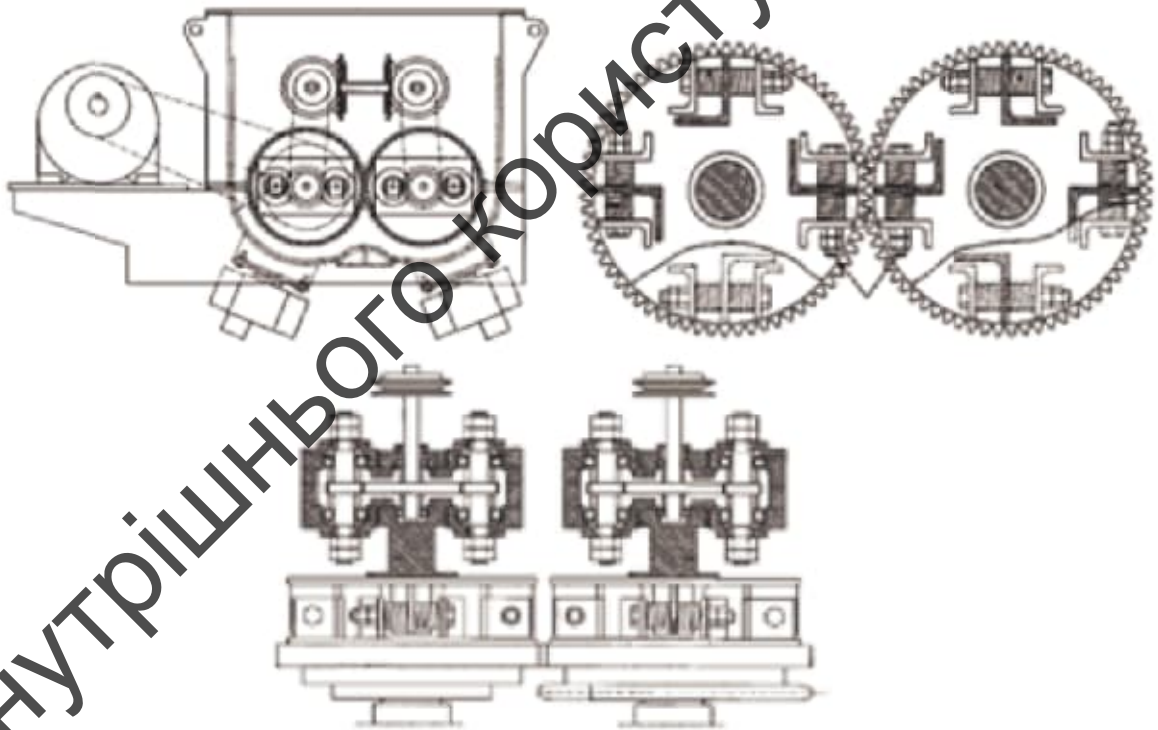


Рис. 1.14. Віробетонозмішувач конструкції Йошида Мотоакі та ін.

(Японія, 2007 р.)..

При цьому патентний аналіз дозволив виявити малопомітну з першого погляду конструктивну особливість деяких віробетонозмішувачів на два ознаки

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

розділити вібробетонозмішувачі на два оболонкові. Патентне дослідження дозволило дати розширене уявлення про історію створення, появи та конструкції оболочних вібростмішувачів. Так, наприклад, однією з перших конструкцій оболочкових вібробетонозмішувачів є вібраційний змішувач К.О. Єгера та інших (рис. 1.15), корпус якого має пружне дно, виготовлене з еластичного матеріалу. Не менший інтерес має гравітаційний вібраційний змішувач конструкції Герхарда Хаделмайера (рис. 1.16), вібратор якого виконаний у вигляді оболонки з восьми пружних пластин і має гідравлічний привід.

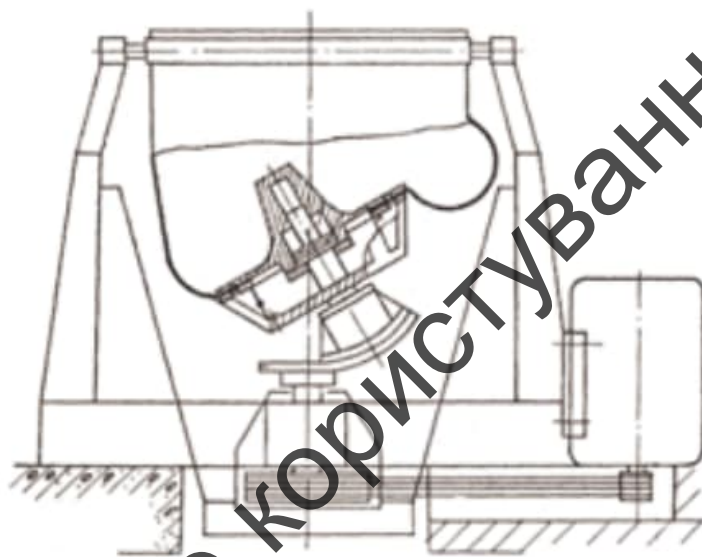


Рис. 1.15. Вібростмішувач конструкції К.О. Єгера та ін. (СРСР, 1978 р.).

З усієї кількості знайдених оболочкових вібростмішувачів найбільший інтерес становлять три конструкції вібробетонозмішувачів останнього покоління з різними системами вібростбудження (рис. 13 – 15), розроблені нині у Братському державному університеті на кафедрі «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання», які відносяться до змішувачів періодичної дії і можуть бути використані в промисловості будівельних матеріалів, у будівництві та інших галузях будівельної індустрії для виробництва полідисперсних матеріалів. У конструкції першого з них є гофрована осесиметрична оболонка – сільфон (рис. 13), у другому оболонка вібратора, що коливається, виконана у вигляді набору

тарілчастих пружин з гумовими амортизаторами (рис. 1.17), в третьому присутня товстостінна циліндрична оболонка, виконана високочастотні коливання (рис. 1.18).

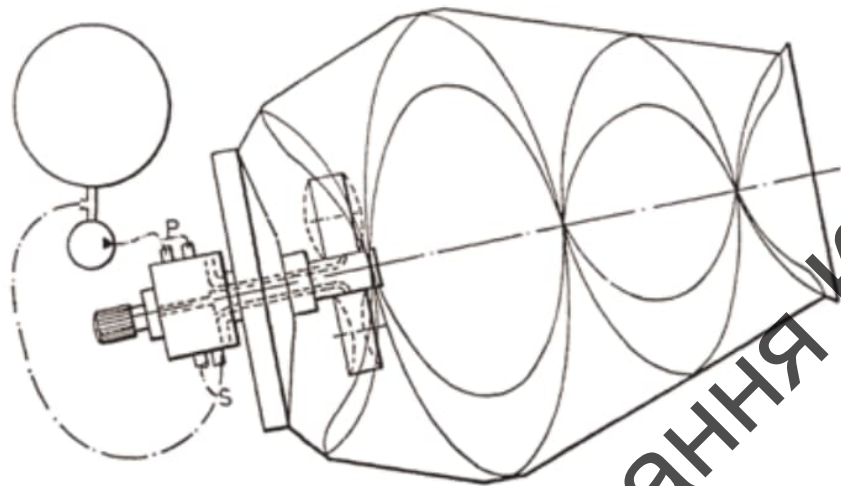


Рис. 1.16. Вібробетонозмішувач конотрукції Герхарда Хаделмайера (ФРН, 1984 р.)

Цікавим є також вібробетонозмішувач запропонований у Японії (рис. 1.17), який за конструктивними ознаками близький до вібраційного змішувача К.О. Єгера (рис. 1.15).

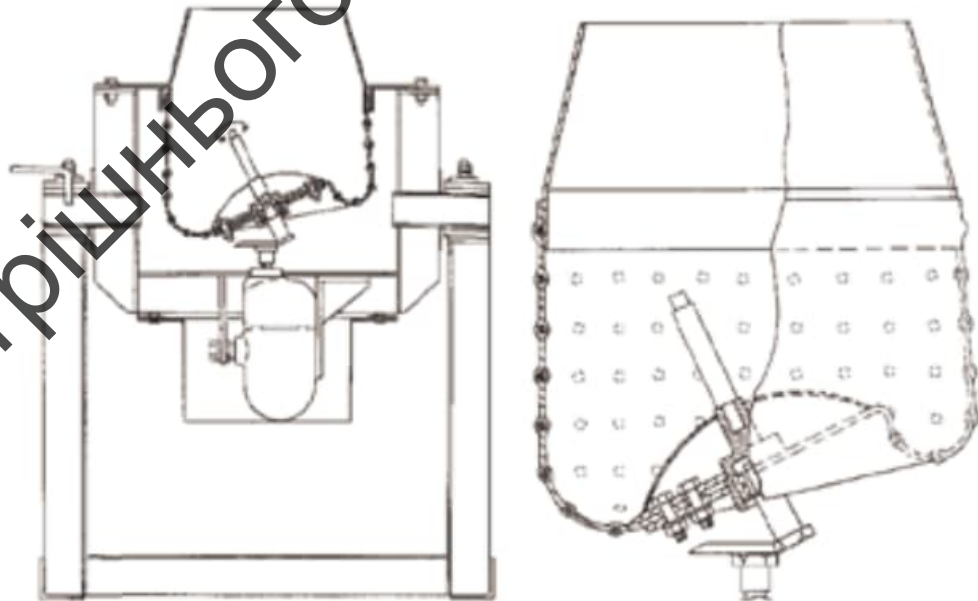


Рис. 1.17. Віброзмішувач конструкції Масамі Кувана (Японія, 1997).

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Проектування віброзмішувачів доцільно здійснювати за двома напрямками:

- віброзмішувачі, в яких процеси конвективного та дифузійного змішування здійснюються за рахунок складного просторового руху органу, що перемішує, поєднує обертання навколо поздовжньої осі та вібрацію;

- вибросмесители, у яких процес конвективного змішування здійснюється з допомогою обертання перемішуючого органу чи камери змішування, а дифузійного - з допомогою вбудованого вибровозбудителя.

Віброзмішувачі з вібруючим змішувальним органом доцільно проектувати одновальними, так як в цьому випадку відсутній механізм синхронізації обертання валів, присутній у двовальних змішувачах. На рис. 1.13 а, б представлені схеми віброзмішувачів безперервної та циклічної дії. Віброзмішувачі складаються з рами 1, виконаної спільно з камерою змішування 2, на яку через корінні підшипники 3 спирається приводний вал 4. Перемішуючий орган 5 встановлюється на приводному валу за допомогою шатунних підшипників 6 і 7. Є приводи обертання 8 вала і 9 перемішування. Динамічна балаксування здійснюється противагами 10.

Залежно від схеми приводу обертання органу, що перемішує, можуть бути реалізовані дві схеми його установки: прецесійна і плоскопаралельна. Прецесійна (рис.1.13. а, б) застосовується при індивідуальному приводі вібровбудника і органу, що перемішує, і здійснюється за рахунок установки шатунних підшипників на втулки, одна з яких має заданий ексцентриситет “ e ”, інша концентрична. Привідний елемент обертання органу, що перемішує, розміщується на шатунному підшипнику з концентричною втулкою, при спільному приводі з використанням передачі ексцентрикового типу.

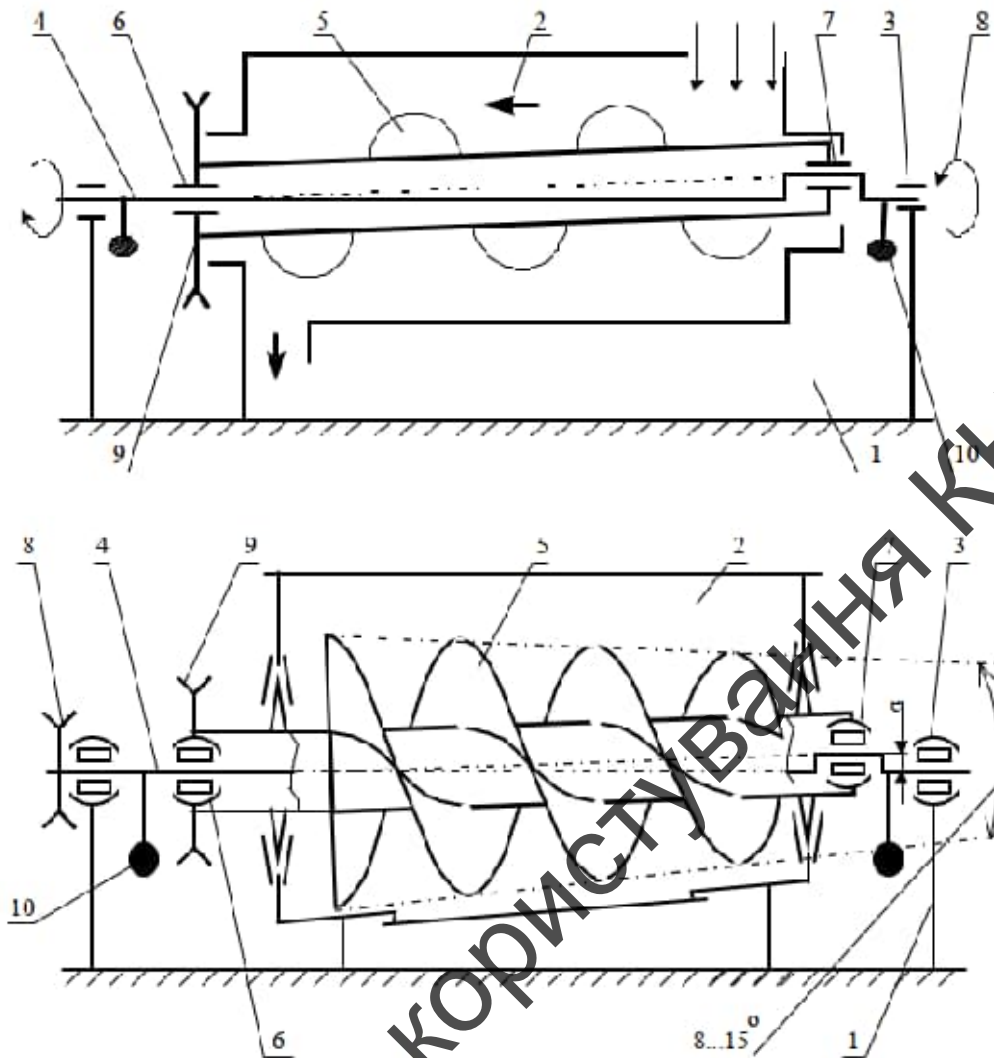


Рис.1.13. Схеми віброзмішувачів

Загальною конструктивною особливістю змішувачів є кінематичне збудження коливань з динамічним балансуванням нерівноважених мас, що коливаються. Процес змішування і переміщення здійснюється за рахунок вібрації та повільного обертання органу, що перемішує.

Типовими представниками віброзмішувачів другого напрямку можуть бути відомі змішувачі примусової та гравітаційної дії, в яких усередині камери змішування розміщено віброзбудник. Встановлювати віброзбудник доцільно у “мертвих” зонах, розташованих уздовж геометричної осі камери змішування, де інтенсивність процесу змішування мала. На рис.1.14. а, б представлені можливі конструкції. Основними конструктивними елементами для них є камера змішування (барaban) 1, орган, що перемішує 2, віброзбудник 3, приводи

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

перемішуючого органу (барабана) 4 і вібробудника 5.

Доцільність модернізації відомих змішувачів полягає в наступному:

- підвищення універсальності за рахунок можливості приготування високов'язких дрібнодисперсних сумішей;
- зниження питомої енергоємності процесу змішування.

Розробка методів проектування віброзмішувачів вимагає вирішення наступних завдань:

- вивчення зміни структурно-реологічних властивостей сумішей під дією вібрації в умовах наближених до процесів змішування;
- вивчення закономірностей протікання процесів віброзмішування;
- визначення раціональних геометричних параметрів камери змішування, що перемішують органів та вібробудників;
- визначення раціональних кінематичних параметрів, що забезпечують високоефективний процес змішування;
- вивчення теплових режимів роботи вібробудників, результати яких дозволяють проектувати надійні та довговічні конструкції;
- розробка методів розрахунку елементів конструкцій на міцність, витривалість та вібростійкість.

Для внутрішнього користування КНУБА

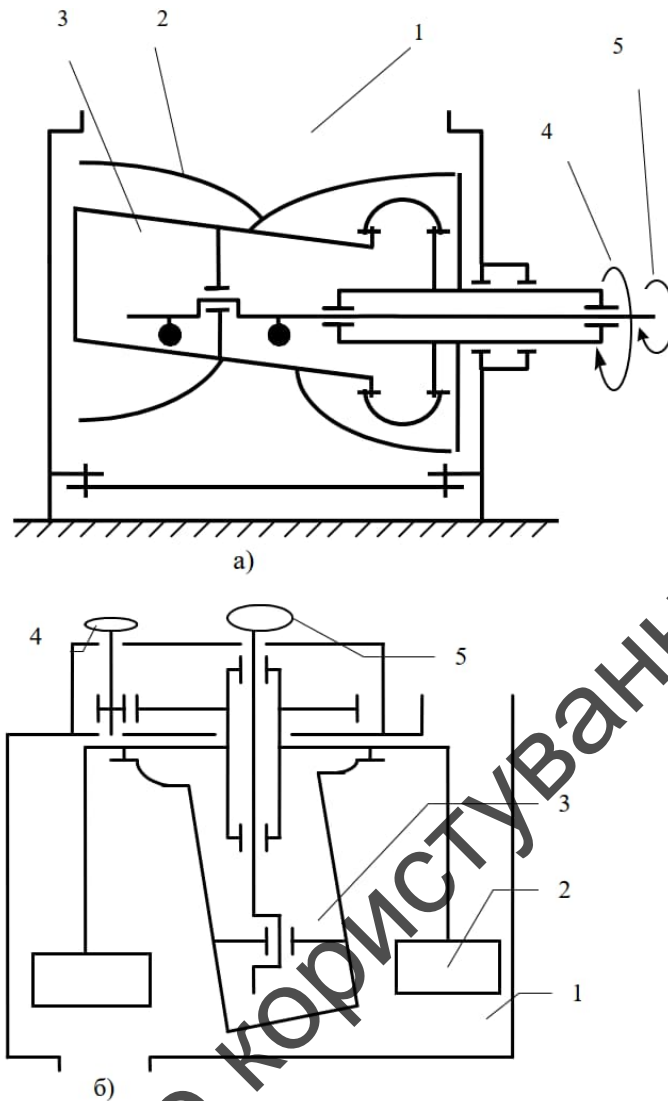


Рис. 1.14. Схеми віброзмішувачів

Зменшення енергоємності процесу перемішування та підвищення однорідності бетонних сумішей можна досягти на одновальних бетонозмішувачах в результаті використання: а) віброімпульсного приводу перемішувачів, що здійснюють крутильні коливання та дозволяють зменшити чинні на лопатки сили опору перемішування суміші; б) поєднання механічного перемішування з вібраційною дією, що передається бетонній суміші вібраційними пристроями, вмонтованими в корпус змішувача; в) вібраційного приводу, що генерує осцилюючі коливання корпусу змішувача. У цих змішувачах при приготуванні різних сумішей змішувані компоненти можуть мати до шести складових рухів, тобто. змішування здійснюється одночасно поступальними та

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

обертальними, довільно мінливими у часі, рухами компонентів суміші. При цьому змішуються компоненти отримують найбільшу кількість впливів в одиницю часу з боку механізму змішування. При вібраційному вплив значно зменшує в'язкість сумішей, що і обумовлює інтенсифікацію дифузійних процесів змішування. При використанні вібрації також покращується якість бетонної суміші за рахунок активації поверхні мінеральних частинок та покращення обмазування поверхні мінеральних частинок в'язким. Тому створення бетонозмішувачів примусової дії, що поєднують у собі високі показники продуктивності та якості суміші з його простотою конструкції та порівняно малими значеннями металоемності та енергоемності, є важливим завданням.

Одновальні вібраційні бетонозмішувачі з одноконтурним віброімпульсним приводом

На рис. 1.15 представлений пропонуваний одновальний вібраційний лопатевий змішувач зі змінними формами лопатей, з одноконтурним віброімпульсним збудником коливань. Одновальний лопатевий вібраційний змішувач включає корпус 1 із завантажувальним 2 і вивантажувальним, закритим заслінкою 3, отворами та центральний лопатевий вал 4, змонтований у підшипникових опорах 5, вивнесених за межі області перемішування. Центральний лопатевий вал 4 забезпечений периферійними лопатями, виконаними у вигляді закріплених на стійках 6 периферійних лопаток 7, і внутрішніми лопатями, виконаними у вигляді закріплених на стійках 8 внутрішніх лопаток 9. і розгорнуті щодо осі обертання одна від одної на кут 180° при цьому робочі поверхні периферійних лопаток нахилені під кутом $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ до площини, паралельної осі валу, і утворюють переривчасту гвинтову лінію в прямому напрямку, а робочі поверхні внутрішніх лопаток під кутом $\beta = 120 \dots 130^\circ$ до площини, паралельної осі валу, і утворюють уривчасту гвинтову лінію у зворотному напрямку.

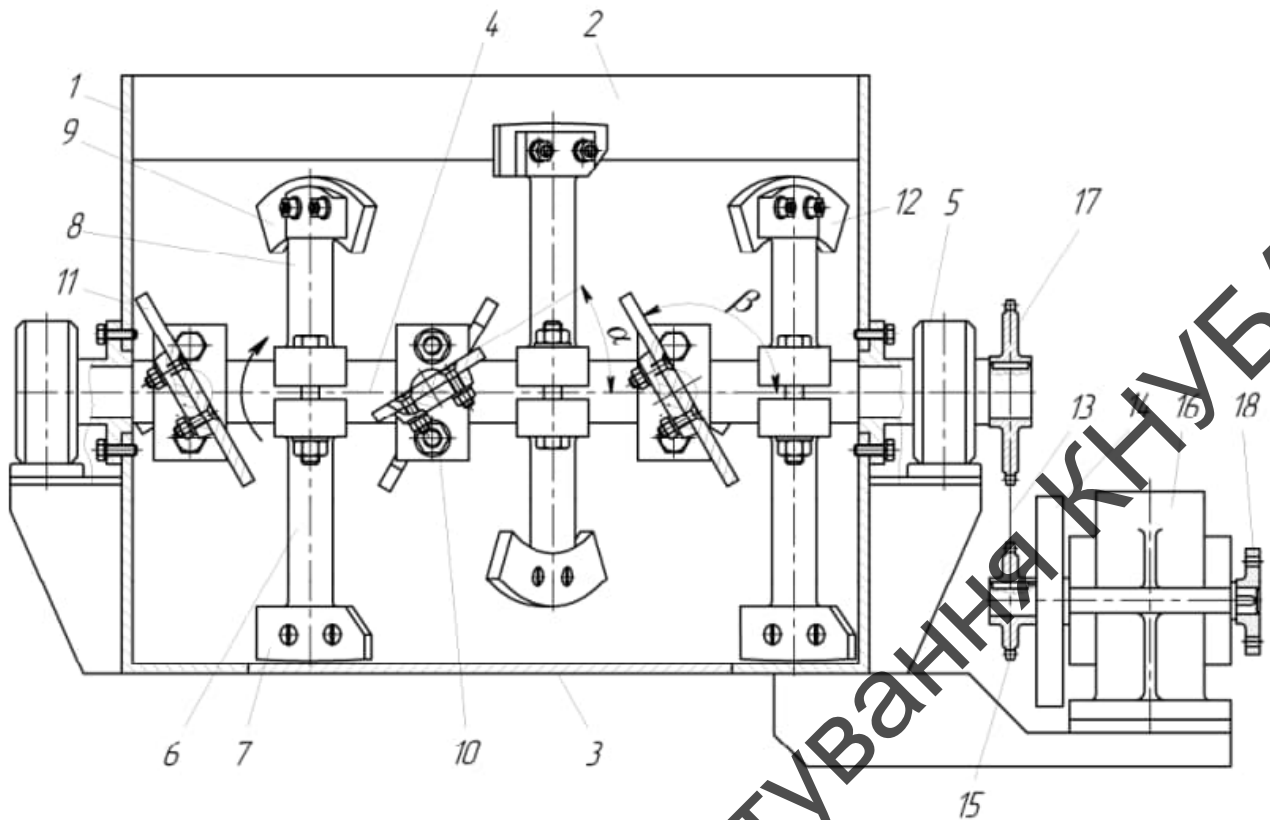


Рис. 1.15. Загальний вигляд одновального віброімпульсного бетонозмішувача примусової дії зі змінними формами лопатей

Осі суміжних лопатей однойменного напрямку гвинтової лінії розташовані одна відносно іншої під кутом 90° . По ходу закручування кожної переривчастої гвинтової лінії у торців корпусу 1 змішувача встановлені відбійні лопатки 11 і 12, що мають ті ж геометричні параметри, що і основні лопатки кут 180° . Змішувач забезпечений вібраційним збудником крутильних коливань, який складається з ланцюгової передачі 13 і маховика 14. При цьому провідна зірочка 15 ланцюгової передачі 13 разом з маховиком 14 змонтована на вихідному валу редуктора 16, а ведена ного валу 4.

Одновальний лопатевий вібраційний змішувач працює наступним чином.

Привідний двигун через редуктор 16 і ланцюгову передачу 13 обертає лопатевий вал 4. При цьому, через нерівномірності руху веденої зірочки 17 ланцюгової передачі 13, лопатевий вал одночасно з обертальним рухом піддається

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

дії крутильних коливань 0000000. Таким чином лопатевий вал відчуває складний рух: обертається і одночасно здійснює крутильні (кутові) коливання. Після включення приводу через завантажувальний отвір 2 у корпус 1 подають попередньо віддозовані мінеральні матеріали і воду. При обертанні валу за стрілкою, вказаною на рис. 1, лопаті інтенсивно перемішують суміш, одночасно переміщуючи її по двох протилежно спрямованих потоках: у центральній частині і по периферії. Під дією внутрішніх лопаток 9 суміш переводиться у зважений стан і утворюється центральний потік, який переміщається в поздовжньому напрямку до задньої торцевої стінки корпусу, і одночасно закручується навколо поздовжньої осі. Під дією периферійних лопаток 7 утворюється кільцевий периферійний потік, що обертається навколо поздовжньої осі і одночасно переміщається в поздовжньому напрямку до передньої торцевої стінки корпусу. При цьому кожна частка відчуває вихрові рухи і періодично переміщається з одного потоку в інший, тим самим забезпечуючи інтенсивний масообмін. Одночасно під дією вібраційного впливу з боку лопатевого валу, що вібрує, в цементобетонній суміші інтенсивно руйнуються агрегати, що складаються з злиплих частинок цементу, покритих водною плівкою. Суміш стає більш рухомою, зменшуються сили тертя та зчеплення в суміші, прискорюється процес обволікання мінеральних частинок в'язким. В результаті скорочується тривалість перемішування та утворюється однорідна якісна суміш. Застосування вібраційного впливу дозволяє знизити сили опору на лопаті, що виникають при перемішуванні суміші, і відповідно зменшити потужність приводу. Використання відбійних лопаток 11 та 12, усуває утворення застійних зон у змішувачі. Установка маховика 14 на одному валу з провідною зірочкою 15 ланцюгової передачі дозволяє 13 отримати стійкий рух крутильних коливань і не допустити явища розкриття стиків в зубчастих передачах редуктора. При відкритті заслінки 3 суміш вивантажується транспортний засіб. Основною відмінністю роботи одноконтурного ланцюгового віброімпульсного збудника коливань є те, що при огинанні приводної зірочки 15 ланцюгом 13 її швидкість не залишається постійною. Це пояснюється тим, що приводний елемент є

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

багатогранником і ланкою ланцюга при набіганні на нього розташовується по хорді, а не по колу, яке описує зуб зірочки. Тому при постійній кутовій швидкості зірочки швидкість ланцюга у напрямку руху не залишається постійною.

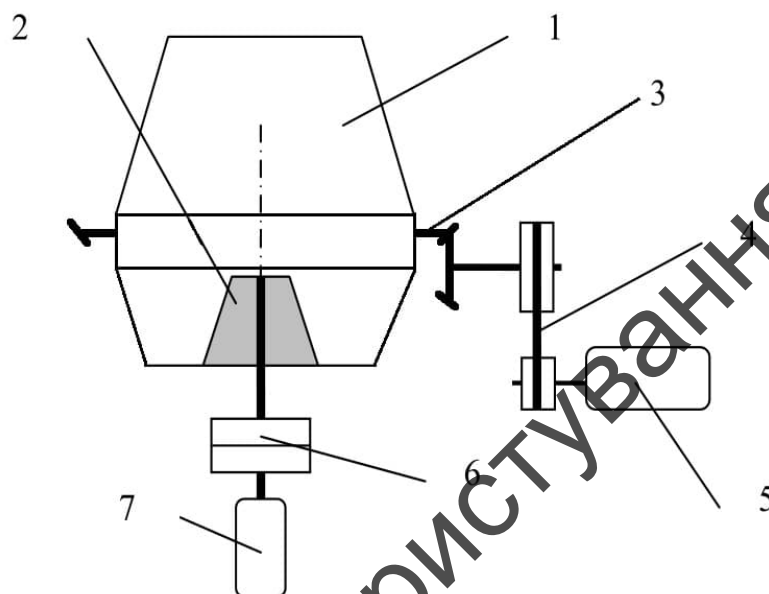
Для внутрішнього користування КНУБА

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

2. ЗАГАЛЬНІ РОЗРАХУНКИ МАШИНИ

2.1 Будова та принцип роботи змішувача, що проектується

Для дослідження впливу полічастотного вібраційного впливу на якість перемішування жорстких бетонних сумішей використана схема гравітаційного віброзмішувача, неведена на рис. 2.1.



1 – барабан, 2 – фланець підшипників, 3 – відкрита конічна зубчаста передача, 4 – пасова передача, 5 – електродвигун обертання барабана, 6 – втулково-пальцевої муфти, 7 – електродвигун вібратора

Рис. 2.1. Схема лабораторного вібраційного бетонозмішувача

Загальний вид вібраційного бетонозмішувача представлено на рис. 2.2.

Вібраційний бетонозмішувач складається з рами 1, на яку за допомогою підшипникових опор встановлена траверса 2 з барабаном 3. Привід обертання барабана 4 складається з електродвигуна, зубчастої ремінної передачі, встановлених в кожусі, і відкритої конічної зубчастої передачі 5. Вздовж геометричної осі барабана розміщений віброзбуджувач з індивідуальним приводом обертання від електродвигуна за допомогою втулково-пальцевої муфти. Поворот з робочого стану положення вивантаження здійснюється за допомогою рукоятки 6.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

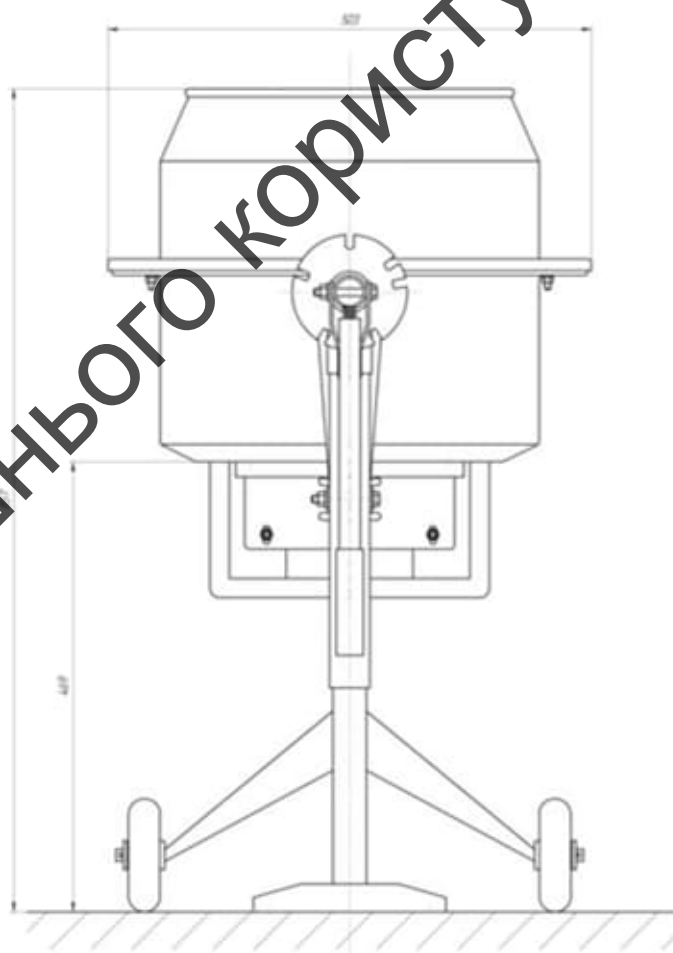
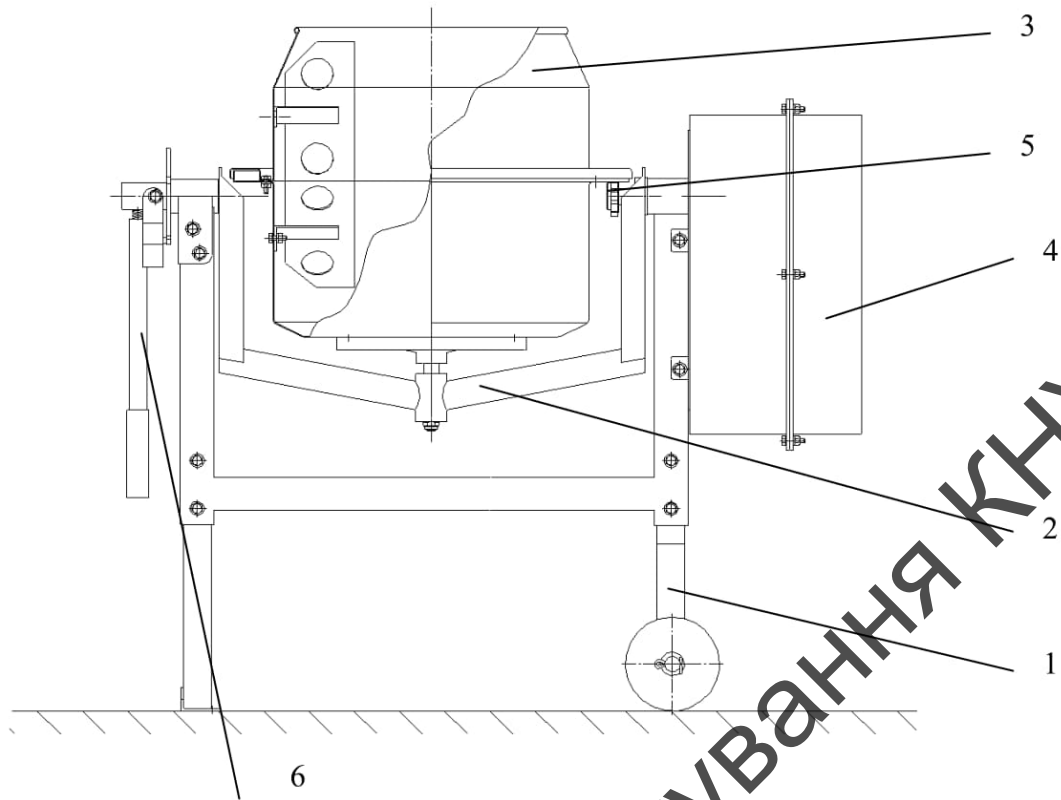


Рис.2.2. Загальний вид віброзмішувача.

Для внутрішнього користування КНУБА

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

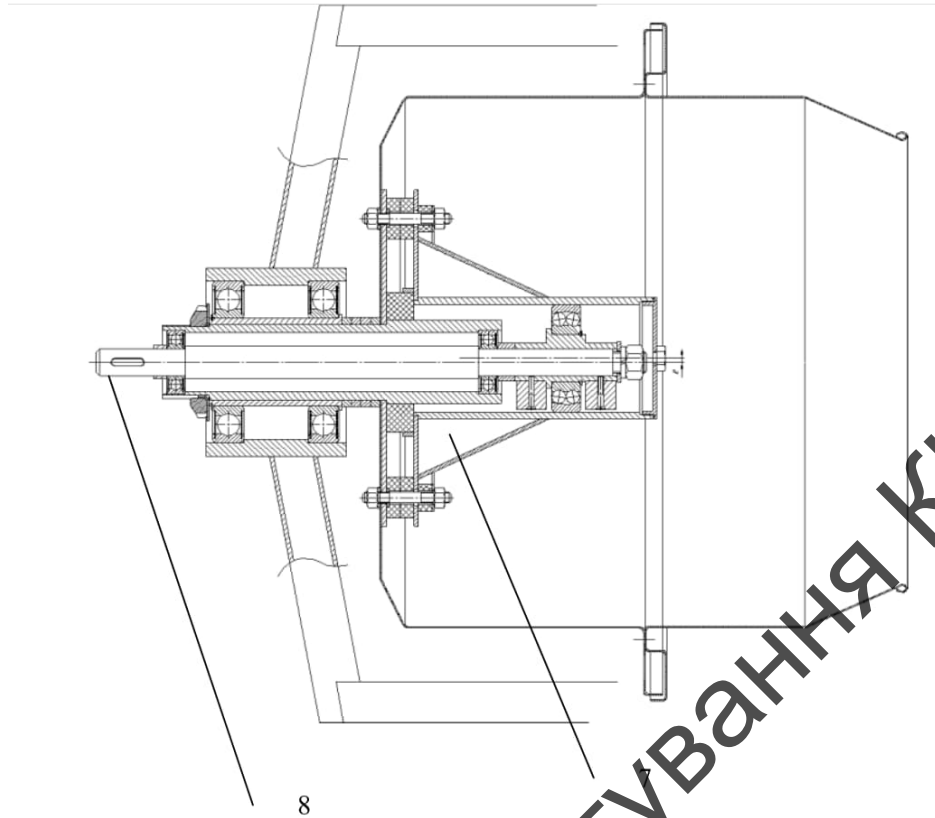


Рис.2.3. Вібратор віброзмішувача.

Працює вібраційний бетонозмішувач у такий спосіб. Компоненти суміші завантажуються в барабан, встановлений у робоче положення, у якому його геометрична вісь становить горизонтом 25...30 градусів. Включаються приводи обертання барабана, віброзбудника і проводиться перемішування до отримання однорідної сухої суміші. Потім додається вода і продовжується процес змішування. Залежно від складу змішуваних матеріалів час змішування становить 60...120 с.

2.2. Вибір геометричних параметрів барабана вібраційного бетонозмішувача.

Головним параметром гравітаційних змішувачів періодичної дії є об'єм готового замісу V , який відповідно до діючих в Україні національних стандартів може бути представлений наступним рядом: 65, 165, 330, 500, 800, 1000 літрів. Між

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

об'ємом V готового замісу та об'ємом сухих компонентів $V_{зав}$, що завантажуються в барабан, існує залежність:

$$V = k V_{зав},$$

де k - коефіцієнт виходу готової суміші;

$$k = 0,65 \dots 0,7 \text{ для бетонних сумішей,}$$

$$k = 0,85 \dots 0,95 \text{ для розчинів.}$$

Геометричний об'єм барабана V_T приймається в 2...3 рази більше за об'єм готового замісу V .

Проектований віброзмішувач призначений для приготування розчинів, шпаклівок, сухих сумішей та інших висококонцентрованих сумішей, що застосовуються в будівництві.

Отже, вихідними даними є об'єм готового замісу $0,080 \text{ м}^3$. Геометричні параметри барабана змішувача, представленого на рис 3.1, які визначаються за нижченаведеними залежностями.

Геометричну форму барабана, представлену на рис. 3.1, рекомендується визначати відповідно до нижченаведених інваріантів геометричної подібності:

$$D_1 = 0,8D; H = 0,75D; H_1 = 0,1D; H_2 = 0,2D; d = 0,6D; d_1 = 0,1D; h = 0,3D$$

$$D_1 = 0,32\text{м}; H = 0,3\text{м}; H_1 = 0,04\text{м}; H_2 = 0,08\text{м}; d = 0,24\text{м}; d_1 = 0,04\text{м}; h = 0,12\text{м}$$

Геометричний об'єм барабана визначається за формулою:

$$V_s = \frac{\pi D^2 H}{4} - \frac{\pi h}{12} (d^2 + d \cdot d_1 + d_1^2) = 0,0358 \text{ м}^3.$$

Приймаємо, що $V_T = 2 \cdot V$.

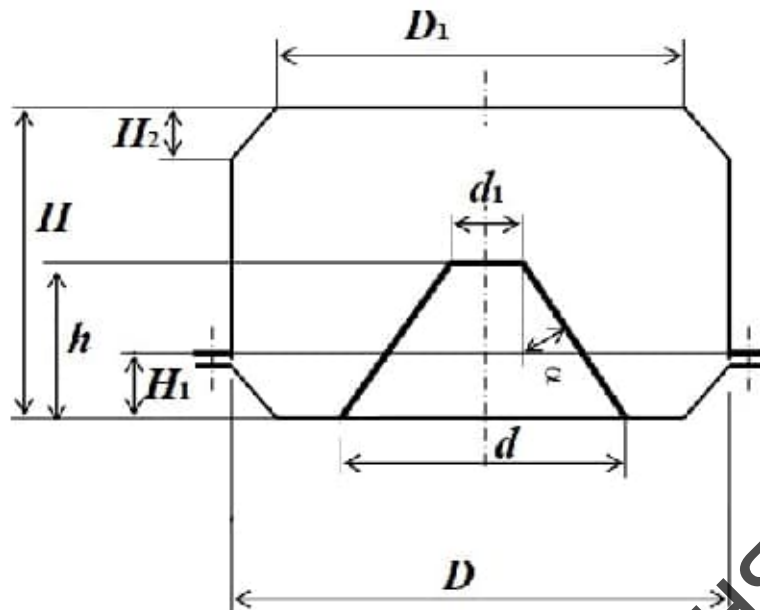


Рис. 2.4. Схема до визначення геометричних розмірів барабана вібраційного бетонозмішувача

Площа бічної поверхні віброзбудника, тобто, площа передачі вібрації, визначається за такою формулою:

$$S = \frac{\pi}{2 \cos \alpha} h(d + d_1) = 0,0694 \text{ м}^2; \alpha = \arctg \frac{d - d_1}{2h} = 39,8^\circ$$

Форма лопатей плоска, кут встановлення лопаті до поздовжньої осі барабана від 20 до 40 градусів. Приймаємо кут, що дорівнює 39,8 градусам. Висота лопаті 0,15...0,25 0,08 л

$$h_{\text{л}} = (0,15 \dots 0,25) \cdot D = 0,08 \text{ м},$$

де D – діаметр барабана.

Зазор між лопатями та корпусом барабана становить 10...20 мм.

2.3 Визначення частоти обертання барабана

Частота обертання барабана визначається з умови впливу відцентрових сил, що притискають суміш до стінок барабана. Для наближених розрахунків можна використати наступну формулу:

$$\omega_0 = \frac{k}{\sqrt{D}} = \frac{2,5}{\sqrt{0,4}} = 3,96 \text{ рад/с.}$$

де ω_0 - частота обертання барабана, рад/с; D – діаметр барабана, м; $k = 2...3$ – більші значення коефіцієнта приймаються для менших діаметрів.

Критична частота обертання барабана визначається відсутністю негативного впливу відцентрових сил, що притискають частинки компонентів, що змішуються до стінок барабана, що істотно впливає на процес змішування. Вона визначається з рівняння рівноваги частки, що знаходиться на поверхні лопати:

$$mg \sin \alpha = mg \cos \alpha + m\omega^2 R.$$

Після перетворення маємо:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g(\sin \alpha - \mu \cos \alpha)}{R}}.$$

При цьому має виконуватися умова $\omega_0 \leq \omega_{кр}$.

Приймаємо $\omega_0 = 3 \text{ рад/с}$.

2.4 Розрахунок потужності віброзбудника

Потужність N , споживана глибинним віброзбудником, визначається за формулою:

$$N_1 \cong k_3 \rho \omega^3 A^5 \left(\frac{g}{A\omega^2} \right)^{0,3} \left(\frac{V_{см}}{FA} \right)^{0,6} \left(\frac{L}{A} \right)^{2,3} + R^* \omega r f = 0,292 \text{ кВт}$$

Тут $V_{см}$, F , L – відповідно обсяг суміші, площа бічної поверхні корпусу віброзбудника і відстань від точки O до центру шатунного підшипника.

Врахуємо рекомендовані параметри вібрації:

$A = 0,002...0,004$ м – максимальна амплітуда коливань - ексцентриситет e ексцентрикової втулки;

$\omega = 150...250$ рад/с – кутова частота коливань;

$A\omega^2 = 100...200$ м/с² – максимальне прискорення коливань.

У міру збільшення геометричних розмірів віброзбудників рекомендується призначати менші значення прискорень коливань.

Потужність електродвигуна з урахуванням кінематичної схеми приводу. У нашому випадку двигун з'єднаний з валом вібробудника за допомогою втулково-пальцевої муфти.

$$N_{дв}^I = \frac{N_1}{\eta} = \frac{0,292}{0,96} = 0,304 \text{ кВт},$$

Зі стандартних електродвигунів вибираємо трифазний асинхронний 4А з характеристиками:

$$N_{дв}^{I*} = 0,37 \text{ кВт}; n_{дв}^{I*} = 3000 \text{ об / мин}; \omega_{дв}^{I*} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ рад / с}; M_{дв}^{I*} = \text{Нм}.$$

2.5 Визначення потужності приводу барабана

Потужність приводу змішувального барабана з вільним перемішуванням витрачається на подолання сил опору, створюваних всузом матеріалу, та сил опору в опорах. Схема визначення потужності приводу барабана представлена на рис. 2.5.

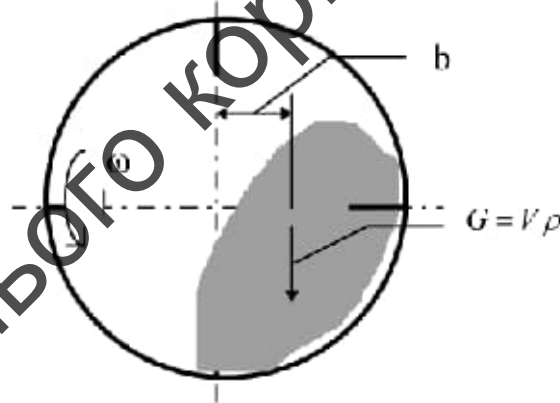


Рис. 2.5. Схема до визначення потужності приводу обертання змішувального барабана

Потужність N_2 , що йде на перемішування матеріалу:

$$N_2 = V \cdot g \cdot \rho \cdot b \cdot \omega_0 = 0,08 \cdot 10 \cdot 2000 \cdot 0,5 \cdot 3 = 2400 \text{ Вт}$$

де $V = 0,080 \text{ м}^3$ – об'єм за завантаженням;

$\rho = 2000 \text{ кг/м}^3$ – щільність матеріалу, що змішується;

$\omega_0 = 3 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість обертання барабана;

$b = (0.4 \dots 0.6)R$ – плече дії сили тяжіння зміщеного матеріалу,

$R = 0,5 \text{ м}$ – радіус змішувального барабана.

Потужність електродвигуна з урахуванням кінематичної схеми приводу.

$$N_{дв}^2 = \frac{N_2}{\eta_{пр} \cdot \eta_{кп}} = \frac{2400}{0,93 \cdot 0,75} = 3440 \text{ Вт},$$

де $\eta_{пр} = 0.9 \dots 0.96$ – ККД клинопасової передачі, або зубчасто-ремінної передачі

$\eta_{кп} = 0.7 \dots 0.8$ – ККД конічної відкритої передачі.

Зі стандартних електродвигунів вибираємо трифазний асинхронний 4А з характеристиками:

$$N_{дв}^{2*} = 3,5 \text{ кВт}; \quad \omega_{дв}^{2*} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 710}{30} = 74 \text{ рад/с}; \quad M_{дв}^{2*} = 50 \text{ Нм}.$$

2.6 Розрахунок віброзбудника.

Консольний триопорний віброзбудник представлений на рис. 2.6. Він складається з несучого приводного валу 1, корінних підшипників 2, корпусу в зборі 3, шатунного підшипника 4, противагів 5 і муфти 6.

Далі визначаємо наведену масу M_p (маса неврівноважених елементів корпусу віброзбудника в зборі, зведена в точку прикладення рівнодійної відцентрових сил) за формулою:

$$M_p = \frac{Q_{\Sigma}}{\omega^2 L_{\Sigma} \text{tg} \beta} = \frac{\omega^2 \text{tg} \beta (0,03161)}{L_{\Sigma} \omega^2 \text{tg} \beta} = \frac{0,0204}{0,03161} = 0,6454$$

Сумарна маса вузла шатунного підшипника дорівнює:

$$M_n = m_1 + m_2 = 0,012 + 0,062 = 0,074,$$

де m_1, m_2 – відповідно маси ексцентрикової втулки та підшипника.

При визначенні маси втулки ексцентрикової враховується тільки маса, розташована ексцентрично щодо осі несучого приводного валу.

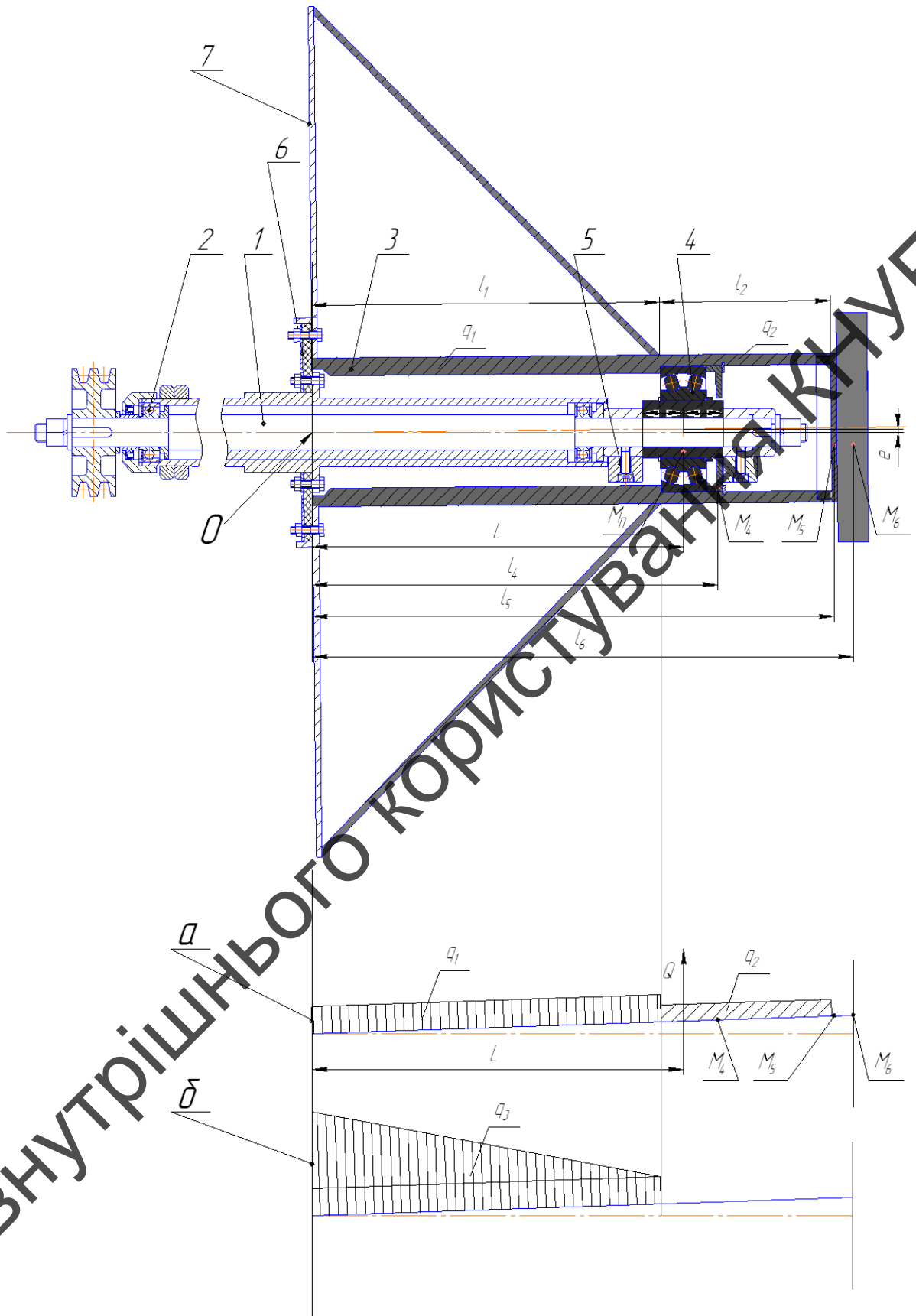


Рис.2.6. Розрахункова схема розподілених та зосереджених навантажень елементів конструкції

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Сумарна наведена маса дорівнює:

$$M_{\Sigma} = M_p + M_n = 0,6454 + 0,0741 = 0,7195$$

Вузол шатунного підшипника розміщується в точці розташування рівнодіючої відцентрових сил.

2.7 Вибір противагів

Динамічна балансування здійснюється відповідно до розрахункової схеми, представленої на рис.2.7.

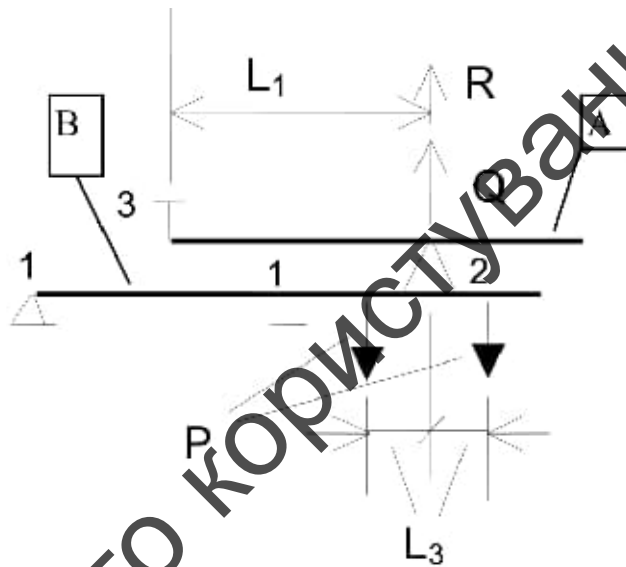


Рис.2.7. Розрахункова схема противагів

При геометричній формі противаги відповідно рис.2.7 основні розрахункові параметри його визначаються за такими формулами:

$$y = \frac{2}{3\pi} \frac{D^2 + Dd + d^2}{D + d} = \frac{2}{3 \cdot 3,14} \cdot \frac{0,06^2 + 0,06 \cdot 0,03 + 0,03^2}{0,06 + 0,03} = 0,0148;$$

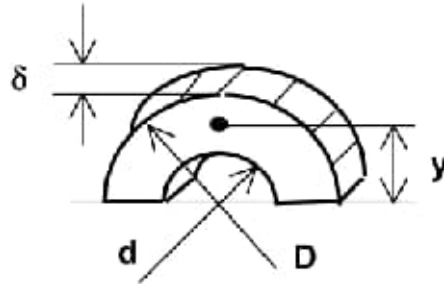
$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{8} = \frac{3,14(0,06^2 - 0,03^2)}{8} = 0,00106 \text{ м}^2;$$

$$m^* = \Sigma M \cdot e / y = 1,557 \cdot 0,003 / 0,01486 = 0,314$$

$$\delta = \frac{m^*}{F \rho} = \frac{0,314}{0,0148 \cdot 7800} = 0,038 \text{ м}$$

Тут F - площа поперечного перерізу противагів.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата



D – зовнішній діаметр, d – внутрішній діаметр, δ -товщина, y – центр тяжіння

Рис.2.8. Противаги

Умова динамічної врівноваженості вібробудника має вигляд:

$$M_{\Sigma} \cdot e = m^* \cdot y,$$

де e – величина ексцентриситету ексцентрикової втулки (амплітуда коливань),
 m^* - маса противаги.

Встановлюються дві противаги завтовшки $\frac{\delta}{2} = 0,019\text{ м}$ розташовані симетрично відносно точки прикладення рівнодійної відцентрових сил.

Для внутрішнього користування КНУБА

3. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

3.1 Кінематичний розрахунок привода обертання барабана

Кінематичні розрахунки проводяться згідно методики, викладеної у [5].

3.1.1 Вибір двигуна

Потужність приводу:

$$N = \frac{4 \cdot \pi^3 \cdot n^3 \cdot m_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot d_{\delta} \cdot f}{\eta_y} = \frac{4 \cdot 3,14^3 \cdot 10^3 \cdot 0,022 \cdot 0,25 \cdot 0,16 \cdot 0,01}{0,8} = 1,375 \text{ кВт},$$

де η_y – ККД урухомника, $\eta_y = 0,8$; f – приведений коефіцієнт тертя, $f = 0,01$; d_{δ} – діаметр вала в місці встановлення підшипників, $d_{\delta} = 0,16 \text{ м}$.

Обираємо двигун 4A160S4УЗ, асинхронний.

Потужність $N_{\delta} = 1,5 \text{ кВт}$.

Частота обертів $n_{\delta} = 935 \text{ хв.}^{-1}$

3.2 Розрахунок закритої конічної зубчастої передачі

3.2.1 Геометричні та кінематичні параметри передачі

Зовнішній діаметр колеса передачі

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{((K_{H\beta} \cdot u \cdot T_2 \cdot 10^3) / (V_H \cdot [\sigma]_H^2))}, \text{ мм};$$

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{((1,17 \cdot 4 \cdot 56,22 \cdot 10^3) / (0,85 \cdot 514,3^2))} = 173,9 \text{ мм},$$

приймаємо 170 мм,

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку за контактною міцністю;

u – передаточне число передачі;

T_2 – крутний момент в перерізі веденого вала передачі, Н·м;

$V_H = 0,85$ – коефіцієнт навантажувальної здатності конічної передачі в порівнянні з циліндричною.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Коефіцієнт $K_{H\beta}$

При $HV \leq 350$:

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + (0,255 \cdot \Psi_d)}$$

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + (0,255 \cdot 0,68)} = 1,17,$$

де Ψ_d - ширини зубчастого вінця в частках діаметра шестерні.

Коефіцієнт Ψ_d

$$\Psi_d = 0,166 \cdot \sqrt{uu^2 + 1};$$

$$\Psi_d = 0,166 \cdot \sqrt{4^2 + 1} = 0,68,$$

де u – передаточне число передачі.

Число зубців колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u;$$

$$z_2 = 23 \cdot 4 = 92,$$

де z_1 - число зубців шестерні ($I = 23$);

u - передаточне число передачі.

Фактичне передаточне число передачі

$$u_f = z_2 / z_1;$$

$$u_f = 92 / 23 = 4,$$

де z_2, z_1 - число зубців колеса та шестерні.

Відхилення від заданого передаточного числа

$$\Delta u = |(u_f - u) / u| \cdot 100\%;$$

$$\Delta u = |(4 - 4) / 4| \cdot 100 = 0\%;$$

де u_f, u – фактичне та задане передаточні числа.

Зовнішній модуль m_e для прямозубої передачі

$$m_e = d_{e2} / z_2, \text{ мм};$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

$$m_e = 170/92 = 1,84 \text{ мм};$$

Приймаємо $m_e = 2 \text{ мм}$,

де d_{e2} – зовнішній ділительний діаметр колеса передачі, мм;

z_2 – число зубців колеса.

Кути при вершинах ділительних конусів шестерні та колеса

$$\beta_2 = \tan^{-1} u_{\phi}, \text{ град};$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} 4 = 75,9637 \text{ град};$$

$$\beta_1 = 90^\circ - \beta_2, \text{ град};$$

$$\beta_1 = 90^\circ - 75,9637 = 14,0362 \text{ град}.$$

де u_{ϕ} – фактичне передаточне число передачі.

Зовнішні ділительні діаметри шестерні та колеса без корекції

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1;$$

$$d_{e1} = 2 \cdot 23 = 46 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$

$$d_{e2} = 2 \cdot 92 = 484 \text{ мм},$$

де m_e – зовнішній модуль передачі, мм;

z_1, z_2 – число зубців шестерні та колеса.

Конусна відстань передачі

$$R_e = (d_{e2} / (2 \cdot \sin \beta_2)), \text{ мм};$$

$$R_e = (484 / (2 \cdot \sin 75,9637)) = 95 \text{ мм},$$

де d_{e2} – зовнішній ділительний діаметр колеса передачі, мм;

β_2 – кут при вершині ділительного конуса колеса, град.

Ширина вінця колеса

$$b = 0,285 \cdot R_e, \text{ мм};$$

$$b = 0,285 \cdot 95 = 27 \text{ мм},$$

де R_e – конусна відстань передачі, мм.

Зовнішні діаметри коліс з прямим зубцем

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + X_{e1}) \cdot m_e \cdot \cos \beta_1, \text{ мм};$$

$$d_{ae1} = 46 + 2 \cdot (1 + 0,38) \cdot 2 \cdot \cos 14,0362^\circ = 51,4 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + X_{e2}) \cdot m_e \cdot \cos \beta_2, \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = 184 + 2 \cdot (1 - 0,38) \cdot 2 \cdot \cos 75,9637^\circ = 484,6, \text{ мм};$$

де d_{e1}, d_{e2} – зовнішні ділительні діаметри шестерні та колеса, мм;

m_e – зовнішній модуль передачі, мм;

X_{e1}, X_{e2} – коефіцієнти корекції передачі;

β_1, β_2 – кути при вершинах ділительних конусів шестерні та колеса, град.

Коефіцієнти корекції передачі

$$X_{e1} = 2,6 \cdot u_\phi^{0,14} \cdot z_1^{-0,67};$$

$$X_{e1} = 2,6 \cdot 4^{0,14} \cdot 23^{-0,67} = 0,38;$$

$$X_{e2} = -X_{e1} = -0,38;$$

де u_ϕ – фактичне передаточне число передачі;

z_1 – число зубців шестерні;

Середній ділительний діаметр колеса

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2}, \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 0,857 \cdot 184 = 157,69 \text{ мм},$$

де d_{e2} – зовнішній ділительний діаметр колеса, мм.

Частота обертання та кутова швидкість веденого вала

$$n_2 = n_1 / u_\phi, \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = 700 / 4 = 175 \text{ об/хв.};$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_\phi, \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = 73,27 / 4 = 18,32 \text{ рад/с},$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

де n_1 - частота обертання ведучого вала, об/хв.;
 u_f - фактичне передаточне число передачі;
 ω_1 - кутова швидкість ведучого вала, рад/с.

Колова швидкість передачі

$$V = \omega_2 \cdot (d_{m2}/2 \cdot 10^3), \text{ м/с};$$

$$V = 18,32 \cdot (157,69/2 \cdot 10^3) = 1,44 \text{ м/с},$$

де ω_2 - кутова швидкість веденого вала, рад/с;
 d_{m2} - середній дільний діаметр колеса, мм.

3.2.2 Силі залежності передачі та перевірка зубців на контактну та згинальну втому

Колова сила в зачепленні

$$F_t = (2 \cdot T_2 \cdot 10^3) / d_{m2}, \text{ Н};$$

$$F_t = (2 \cdot 56,22 \cdot 10^3) / 157,69 = 713,04 \text{ Н},$$

де T_2 - крутний момент в перерізі веденого вала передачі, Н·м;
 d_{m2} - середній дільний діаметр колеса, мм.

Осьова сила на шестерні прямозубої передачі

$$F_{a1} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \beta_1, \text{ Н};$$

$$F_{a1} = 713,04 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 14,0362 = 62,94 \text{ Н};$$

де F_t - колова сила в зачепленні, Н;
 $\alpha=20^\circ$ - кут зачеплення;
 β_1 - кут при вершині дільного конуса шестерні, град.;

Радіальна сила на шестерні прямозубої передачі

$$F_{r1} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \beta_1, \text{ Н};$$

$$F_{r1} = 713,04 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 14,0362 = 251,77 \text{ Н},$$

де F_t - колова сила в зачепленні, Н;
 $\alpha=20^\circ$ - кут зачеплення;

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

β_1 - кут при вершині ділильного конуса шестерні, град.

Осьова сила на колесі передачі

$$F_{a2} = F_{r1} = 251,77 \text{ Н,}$$

де F_{r1} – радіальна сила на шестерні прямозубої передачі.

Радіальна сила на колесі прямозубої передачі

$$F_{r2} = F_{a1} = 62,94 \text{ Н,}$$

де F_{a1} - осьова сила на шестерні передачі, Н.

Напруження згину в основі зубця

$$\sigma_{F2} = F_t / (b \cdot m_e \cdot V_F) \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2}, \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{F2} = 713,04 / (27 \cdot 2 \cdot 0,85) \cdot 1,17 \cdot 1,4 \cdot 3,6 = 91,6 \text{ МПа}$$

де F_t – колова сила в зачепленні, Н;

b - ширина вінця колеса, мм;

m_e - модуль передачі, мм;

$V_F = 0,85$ – коефіцієнт навантажувальної здатності конічної передачі порівняно з циліндричною за згином.

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку за згином;

$K_{FV} = 1,4$ – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження при розрахунку за згином;

$Y_{F2} = 3,67$ – коефіцієнт форми зубця колеса;

При $HV \leq 350$

$$K_{F\beta} = \sqrt{1 + 0,53 \cdot \Psi_d};$$

$$K_{F\beta} = \sqrt{1 + 0,53 \cdot 0,68} = 1,17,$$

де Ψ_d - коефіцієнт ширини зубчастого вінця в частках діаметра шестерні.

Приведене число зубців шестерні та колеса

$$z_{V1} = z_1 / (\cos^3 \beta_m \cdot \cos \beta_1);$$

$$z_{V1} = 23 / (\cos^3 35 \cdot \cos 14,0362^\circ) = 43,13;$$

$$z_{V2} = z_2 / (\cos^3 \beta_m \cdot \cos \beta_2);$$

$$z_{V2} = 92 / (\cos^3 35 \cdot \cos 75,9637^\circ) = 690,1;$$

де z_1, z_2 - число зубців шестерні та колеса;

β_m - кут нахилу лінії зубця, град.;

β_1, β_2 - кути при вершинах ділільних конусів шестерні та колеса, град.

Коефіцієнт форми зубця

$$Y_{F1} = 3,49;$$

$$Y_{F2} = 3,6.$$

Напруження згину в основі зубця шестерні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot (Y_{F1} / Y_{F2});$$

$$\sigma_{F1} = 91,6 \cdot (3,49 / 3,6) = 88,8 \text{ МПа},$$

де σ_{F2} - напруження згину в основі зубця колеса, МПа;

Y_{F1}, Y_{F2} - коефіцієнт форми зубця.

Умова згинальної міцності зубців

$$\sigma_{F1} \leq 1,1 \cdot [\sigma]_{F1};$$

$$\sigma_{F1} \leq 1,1 \cdot 255,95 = 281,54 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} \leq 1,1 \cdot [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F2} \leq 1,1 \cdot 255,95 = 281,54 \text{ МПа},$$

де $[\sigma]_{F1}, [\sigma]_{F2}$ - допустимі напруження згину шестерні або колеса, МПа.

Перевірка зубців на контактну втому

$$\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{K_{H\beta} \cdot u_\Phi \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{e2}^3 \cdot V_H}}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{1,17 \cdot 4 \cdot 56,22 \cdot 10^3}{184^3 \cdot 0,85}} = 472,57 \text{ МПа},$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

де $K_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця;

u_{ϕ} - фактичне передаточне число передачі;

T_2 - крутний момент в перерізі веденого вала передачі, Н·м;

d_{e2} - зовнішній ділительний діаметр колеса передачі, мм;

V_H - коефіцієнт навантажувальної здатності конічної передачі порівняно з циліндричною.

Умова контактної міцності зубців

$$\sigma_H \leq (0,9 \dots 1,09) \cdot [\sigma]_H, \text{ МПа};$$

де $[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження шестерні та колеса, МПа.

$$\sigma_H \leq (1,09 \cdot 514,3 = 560,59 \text{ МПа}).$$

3.3 Розрахунок клинопасової передачі

Передаточне число пасової передачі.

$$u = \frac{n_{\delta}}{n} = \frac{935}{600} = 1,6.$$

Потужність на веденому шківу:

$$N_{шк.} = N_{\delta} \cdot \eta_y = 1,5 \cdot 0,8 = 1,2 \text{ кВт}.$$

Крутний момент на валу електродвигуна:

$$T_{\delta} = 9550 \cdot \frac{N_{\delta}}{n_{\delta}} = 9550 \cdot \frac{1,5}{935} = 15,32 \text{ Н·м}.$$

Крутний момент на валу веденого шківа:

$$T_{шк.} = T_{\delta} \cdot \eta_y \cdot u = 15,32 \cdot 0,8 \cdot 1,6 = 19,1 \text{ Н·м}.$$

Вибираємо переріз паса за номограмою ГОСТ 1284.3-80 залежно від споживчої потужності на валу ведучого шківа і частоти його обертання категорії Б.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

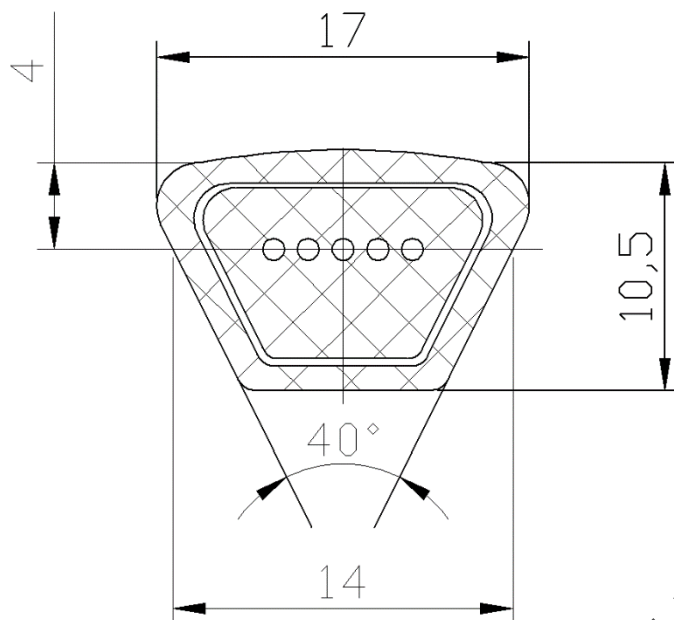


Рис. 4.1. Переріз клинового паса категорії Б

Для прийнятого перерізу паса визначаємо діаметр d_1 ведучого шківа. При цьому користуємось рекомендацією $d_1 \geq d_{1\min}$ з метою підвищення строку служби паса. Приймаємо $d_1 = 250$ мм.

Визначаємо колову швидкість (м/с) та порівнюємо її з допустимою для цього типу паса

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 935}{1000 \cdot 60} = 12,24 < [V] = 30,$$

де d_1 – діаметр ведучого шківа, мм; n – частота обертання ведучого шківа, хв.⁻¹

Визначаємо діаметр веденого шківа d_2 (коефіцієнтом пружного ковзання паса нехтуємо в міру його малої величини, яка не впливає суттєво на знаходження діаметра веденого шківа):

$$d_2 = d_1 \cdot u = 250 \cdot 1,6 = 400 \text{ мм},$$

де d_2 – діаметр веденого шківа.

Визначаємо орієнтовну міжосьову відстань:

$$a' = k \cdot d_2 = 1,4 \cdot 400 = 560 \text{ мм},$$

де k – коефіцієнт, що залежить від передаточного числа.

Визначаємо розрахункову довжину паса:

$$L_p = 2 \cdot a' + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} = 2 \cdot 560 + \frac{\pi \cdot (400 + 250)}{2} + \frac{(400 - 250)^2}{4 \cdot 560} = 2151 \text{ мм.}$$

Розраховане значення округляємо до найближчого стандартного L згідно з ГОСТ 1284.1-89: $L = 2240$ мм.

Визначаємо число пробігів паса:

$$U = \frac{V}{L} = \frac{12,24}{2,24} = 5,464 \text{ с}^{-1} \leq [U] = 15 \text{ с}^{-1}.$$

Уточнюємо міжосьову відстань відповідно до прийнятої довжини паса:

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} =$$

$$0,125 \cdot \left\{ 2 \cdot 2240 - \pi \cdot (400 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 2240 - \pi \cdot (400 + 250)]^2 - 8 \cdot (400 - 250)^2} \right\} = 604,84 \text{ мм.}$$

Визначаємо кут обхвату ведучого шківів:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{400 - 250}{604,84} = 165,8^\circ \geq [\alpha_{\min}] = 120^\circ.$$

Визначаємо потрібну кількість пасів:

$$z' = \frac{N_1}{N_0 \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z} \leq 6(8),$$

де N_1 – потужність на ведучому шківі, $N_1 = N_d = 1,5$ кВт; P_0 – допустима потужність для одного клинового паса залежно від перерізу, діаметра ведучого шківів d_1 та V ; C_p – коефіцієнт динамічності, $C_p = 0,67$; C_α – коефіцієнт кута обхвату, $C_\alpha = 1,37 \cdot (1 - e^{-\alpha/135}) = 1,37 \cdot (1 - e^{-165,8/135}) = 0,907$; C_L – коефіцієнт, що враховує вплив на довговічність довжини паса залежно від відношення розрахункової довжини паса L до базової L_0 :

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{2240}{2240}} = 1;$$

де C_z – коефіцієнт, що враховує кількість пасів у комплекті клинопасової передачі, $C_z = 0,95$.

$$z' = \frac{1,5}{5 \cdot 0,67 \cdot 0,907 \cdot 1 \cdot 0,95} = 0,52,$$

Приймаємо $z = 2$.

Визначаємо колову силу:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot N_d}{V} = \frac{10^3 \cdot 1,5}{12,24} = 122,56 \text{ Н},$$

де N_d – потужність, передавана шківом, кВт; V – швидкість паса, м/с.

Визначаємо силу початкового натягу одного паса:

$$F_0 = \frac{780 \cdot N_d}{V \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot z} + q \cdot V^2 = \frac{780 \cdot 1,5}{12,24 \cdot 0,67 \cdot 0,907 \cdot 2} + 0,18 \cdot 12,24^2 = 66,27 \text{ Н},$$

де q – маса одного метра паса, кг/м.

Знаходимо сили, що діють на вал та підшипники:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 66,27 \cdot 2 \cdot \sin \frac{165,8^\circ}{2} = 526,11 \text{ Н}$$

Визначаємо напруження у ведучій гілці паса:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A},$$

де σ_0 – напруження від початкового натягу паса; для клинових пасів беруть середнє значення $\sigma_0 = 1,2$ МПа; z – прийнята кількість пасів; A – площа перерізу паса.

$$\sigma_1 = 1,2 + \frac{122,56}{2 \cdot 2 \cdot 138} = 1,311 \text{ МПа}.$$

Визначають напруження згину у пасі на дузі обхвату ведучого шківа:

$$\sigma_{3z} = E_k \cdot \frac{2 \cdot y_0}{d_1},$$

де E_k – модуль пружності для кордотканевих пасів, беремо $E_k = 65$ МПа; y_0 – відстань від нейтральної лінії до найбільш напружених волокон.

$$\sigma_{3z} = 65 \cdot \frac{2 \cdot 4}{250} = 2,08 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо напруження, які виникають у пасі від дії відцентрових сил:

$$\sigma_v = \rho_n \cdot V^2 \cdot 10^{-6},$$

де ρ_n – питома маса паса, беремо $\rho_n = 1325$ кг/м³; V – швидкість паса, м/с.

$$\sigma_v = 1325 \cdot 12,24^2 \cdot 10^{-6} = 0,198 \text{ МПа.}$$

Знаходимо максимальні напруження у перерізі ведучої гілки паса в місці набігання його на ведучий шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\kappa} + \sigma_v = 1,311 + 2,08 + 0,198 = 3,589 \text{ МПа.}$$

Розрахункова довговічність:

$$T = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{2 \cdot 3600 \cdot U},$$

де σ_y – границя витривалості, беремо $\sigma_y = 9,6$ МПа; m – показник ступеня (для клинових пасів $m = 8$); C_u – коефіцієнт, що враховує вплив передатного числа, для $u = 1,6$ $C_u = 1,4$; C_H – коефіцієнт, що враховує непостійність навантаження, $C_H = 1$; U – число пробігів паса за секунду.

$$T = \left(\frac{9,6}{4,3} \right)^8 \cdot \frac{10^7 \cdot 1,4 \cdot 1}{2 \cdot 3600 \cdot 9,6} = 932 \text{ тис. год.}$$

3.4 Попередній розрахунок вала привода обертання барабана

Діаметр вихідного кінця при допустимому напруженні $[\tau_{кр}] = 25$ МПа.

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{15,15 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 14,47 \text{ мм.}$$

Так, як вал привода з'єднаний клинопасовою передачею з валом електродвигуна, то необхідно узгодити діаметри ротора $d_{дв}$ та вала $d_{в1}$. Приймаємо $d_{дв} = d_{в1} = 28$ мм, а підшипник $d_{п} = 35$ мм.

З конструктивних міркувань швидкохідний вал і конічну шестерню приймаємо як одну деталь: вал-шестерню.

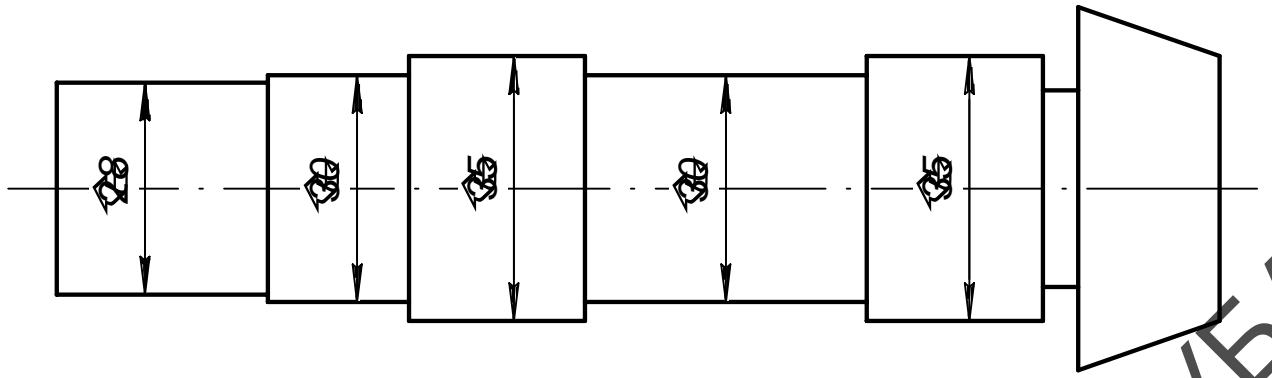


Рисунок 3.1 – Ведучий вал

3.5 Перевірка довговічності підшипників

3.5.1 Вал приводу обертання барабана

Сили, які діють в зачепленні:

$$F_t = 713.04 \text{ Н}, F_{r1} = F_{a2} = 251.77 \text{ Н},$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 62.94 \text{ Н}.$$

З першого етапу компоновки маємо:

$$f_1 = 43.22 \text{ мм}, c_1 = 70 \text{ мм}.$$

Реакції опор:

в площині XZ:

$$R_{x2} = F_t \frac{f_1}{c_1} = 713.04 \cdot \frac{43.22}{70} = 440.25 \text{ Н};$$

$$R_{x1} = F_t \frac{c_1 + f_1}{c_1} = 713.04 \cdot \frac{70 + 43.22}{70} = 1153.3 \text{ Н};$$

в площині YZ:

$$R_{y2} = \frac{F_r \cdot f_1 - F_a \frac{d_1}{2}}{c_1} = \frac{251.77 \cdot 43.22 - 62.94 \cdot \frac{39.87}{2}}{70} = 137.5 \text{ Н};$$

$$R_{y1} = \frac{F_r \cdot (f_1 + c_1) - F_a \frac{d_1}{2}}{c_1} = \frac{251.77 \cdot (43.22 + 70) - 62.94 \cdot \frac{39.87}{2}}{70} = 389.3 \text{ Н}.$$

Сумарні реакції в опорах становлять:

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1153.3^2 + 389.3^2} = 1217.23 \text{ Н};$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{440.25^2 + 137.5^2} = 461.22 \text{ Н.}$$

Вибираємо роликовий конічний підшипник 2007107, що має: D=62 мм; B=17 мм; C₀=23 кН; C=25,6 кН.

Осьові складові радіальних реакцій конічних підшипників:

$$S_2 = 0.83 \cdot e \cdot R_2 = 0.83 \cdot 0.27 \cdot 461.22 = 103.36 \text{ Н;}$$

$$S_1 = 0.83 \cdot e \cdot R_1 = 0.83 \cdot 0.27 \cdot 1217.23 = 272.78 \text{ Н.}$$

В цьому випадку S₁ > S₂; F_a > 0;

тоді P_{a1} = S₁ = 272.78 Н; P_{a2} = S₁ + F_a = 272.78 + 62.94 = 335.72 Н.

Відношення P_{a2}/R₂ = 335.72/461.22 = 0.72 > e, тому слід враховувати це навантаження.

Розрахункове еквівалентне навантаження:

$$R = (x \cdot V \cdot R_2 + Y \cdot P_{a2}) \cdot k \cdot k_T = \\ = (0.4 \cdot 1 \cdot 461.22 \cdot 1.565 \cdot 335.72) \cdot 1 \cdot 1 = 709.9 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{R}\right)^3 = \left(\frac{25600}{709.9}\right)^3 = 46895 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічність, год.:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{46895 \cdot 10^6}{60 \cdot 700} = 1116 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

Отримане значення є дещо більше від довговічності передачі та задовольняє вимоги щодо довговічності підшипників.

3.6 Підбір і перевірка шпонкових з'єднань

Вибираємо шпонки призматичні з округленим торцем. Розміри перерізів шпонок, пазів і довжин шпонок вибираємо за ГОСТ 23360-78. Матеріал шпонок – сталь 45 – нормалізована.

Напруження зминання і умову міцності визначаємо за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{зм},$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

де $[\sigma]_{зм}$ - допустиме напруження зминання, при сталій ступиці, $[\sigma]_{зм}=100-120$ МПа;

T – крутний момент, Н·м;

d – діаметр вала, мм;

h – висота шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

t_1 – глибина паза в валі, мм;

l – довжина шпонки, мм.

Шпонка під шків

$d=28$ мм, $b \times h = 8 \times 7$ мм; $t_1 = 4$ мм. Приймаємо довжину шпонки $l = 18$ мм.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 15,15 \cdot 10^3}{28(7-4)(18-8)} = 36,07 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм}.$$

3.7 Уточнений розрахунок валів

3.7.1 Вал приводу обертання барабана

Границі витривалості:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 570 = 246 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 246 = 142 \text{ МПа}.$$

Згинальний момент в двох взаємно перпендикулярних площинах:

$$M_y = R_{x2} \cdot C_1 = 440,25 \cdot 70 = 30,82 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_x = R_{y2} \cdot C_1 = 137,5 \cdot 70 = 9,63 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Сумарний згинальний момент:

$$M = \sqrt{(M_y)^2 + (M_x)^2}, \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M = \sqrt{(30,82 \cdot 10^3)^2 + (9,63 \cdot 10^3)^2} = 32,29 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент опору перерізу:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ мм}^3$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

$$W = \frac{3,14 \cdot 35^3}{32} = 4,2 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда нормальних навантажень:

$$\sigma_V = \sigma_{max} = \frac{32,29 \cdot 10^3}{4,2 \cdot 10^3} = 7,69 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальним навантаженням:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_V},$$

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \approx 2,65, \text{ отже } S_\sigma = \frac{246}{2,65 \cdot 7,69} = 12.$$

Полярний момент опору:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 2 \cdot W, \text{ мм}^3$$

$$W_p = 2 \cdot 4,2 \cdot 10^3 = 8,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда і середнє навантаження циклу дотичних навантажень:

$$\tau_V = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_1}{W_p}, \text{ МПа.}$$

$$\tau_V = \tau_m = \frac{15,15 \cdot 10^3}{2 \cdot 8,4 \cdot 10^3} = 0,902 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними навантаженнями:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_V + \Psi_\tau \cdot \tau_m}{\varepsilon_\tau}},$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4,$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot 2,65 + 0,4 = 1,99.$$

$$\Psi_\tau = 0,1.$$

$$S_\tau = \frac{142}{1,99 \cdot 0,902 + 0,1 \cdot 0,902} = 75,32.$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

$$S = \frac{12 \cdot 75,32}{\sqrt{12^2 + 75,32^2}} = 11,58.$$

Враховуючи потреби жорсткості, рекомендують $[S] = 2,5 \div 3,0$. Отримане значення є дещо більше.

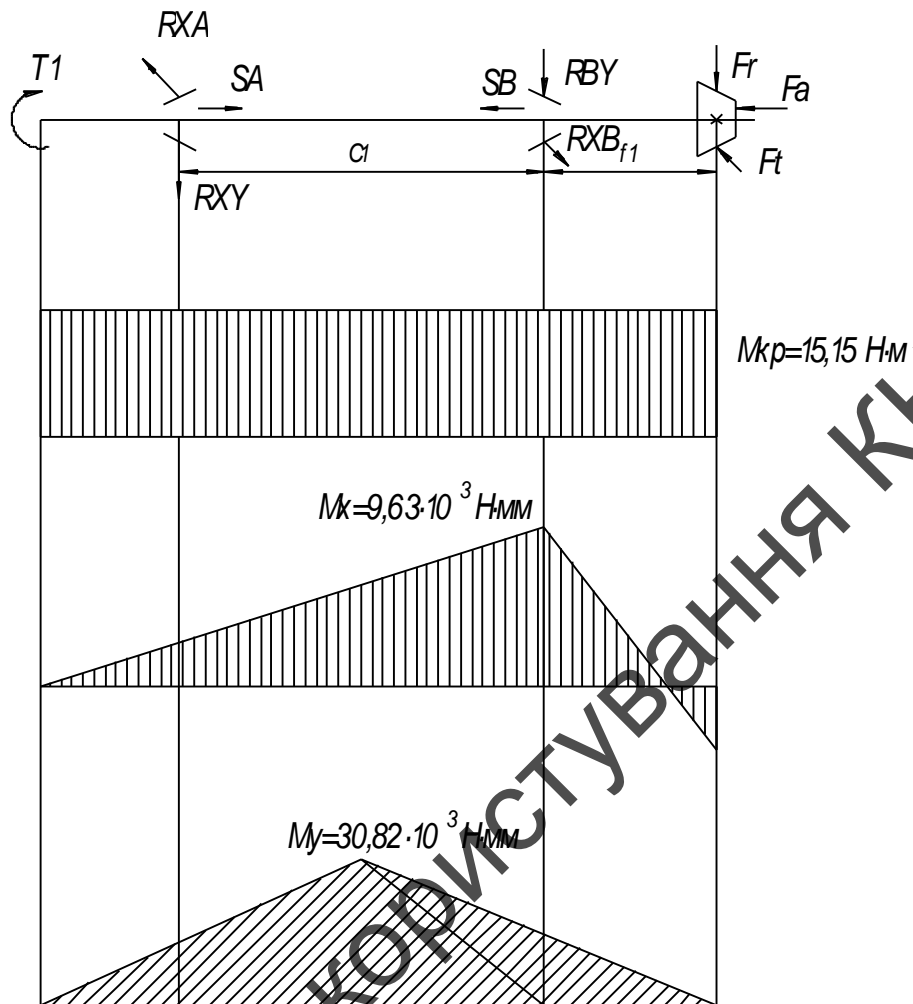


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема ведучого вала

3.8 Розрахунок муфти пружної втулко-пальцевої

Вихідні параметри:

$$T = 15,15 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$d = 28 \text{ мм};$$

$$k_{\text{п}} = 1,5.$$

3.8.1 Розрахунковий обертальний момент

$$T_{\text{р}} = k_{\text{п}} \cdot T_1 = 1,5 \cdot 15,15 = 22,725 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

3.8.2 Основні розміри муфти

За розрахунковим моментом T_p і діаметром вала d вибираю муфту МПВП 1-28, що має:

$$T_{\max} = 130 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\omega_{\max} = 497 \text{ рад/с}; z = 4;$$

$$D = 120 \text{ мм}; \quad L = 125 \text{ мм};$$

$$D_1 = 84 \text{ мм}; \quad l_b = 5 \text{ мм};$$

$$l_1 = 33 \text{ мм}; \quad d_1 = 14 \text{ мм}.$$

3.8.3 Перевірка міцності гумових втулок

$$p = \frac{F_{t1}}{A} \leq [p],$$

де $F_{t1} = \frac{2T_p}{D_1 z}$ - колова сила, з якою палець тисне на поверхню втулки;

$A = d_1 \cdot l_1$ - зведена площа робочої поверхні втулки;

$$[p] = 2-2,5 \text{ МПа}.$$

Приймаємо $[p] = 2$.

Тоді

$$p = \frac{2T_p}{D_1 \cdot z \cdot d_1 \cdot l_1} = \frac{2 \cdot 22.725 \cdot 10^3}{84 \cdot 4 \cdot 33} = 0.29 \text{ МПа}.$$

Міцність втулки забезпечено, оскільки $p = 0,29 < [p]$.

3.8.4 Перевірка міцності пальця

Максимальний згинальний момент:

$$M_{зг \max} = F_{t1} (l_b + 0.5l_1).$$

Осьовий момент опору перерізу пальця:

$$W_0 = \frac{\pi d_1^3}{32}.$$

Умова міцності на згин пальців:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг \max}}{W_0} = \frac{64T_p(l_b + 0.5l_1)}{D_1 z \pi d_1^3}.$$

$$\sigma_{зг} = \frac{64 \cdot 22.725 \cdot (5 + 0.5 \cdot 33) \cdot 10^3}{84 \cdot 4 \cdot 3.14 \cdot 14^3} = 8.29 \text{ МПа.}$$

Міцність пальців забезпечено, оскільки $\sigma_{зг} = 8,29 \text{ МПа} < [\sigma]_{зг}$.

Для внутрішнього користування КНУБА

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Дипломний проект

Лист

64

4. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Вибір матеріалу та заготовки

Згідно з конструктивними особливостями вала, застосовуємо сталь 45 (ГОСТ 1050-88) гарячекатану круглу нормальної точності за ГОСТ 2590-88. Орієнтуючись на конструктивні розміри вала (рис. 4.1), вибираємо таку заготовку (рис. 4.2)

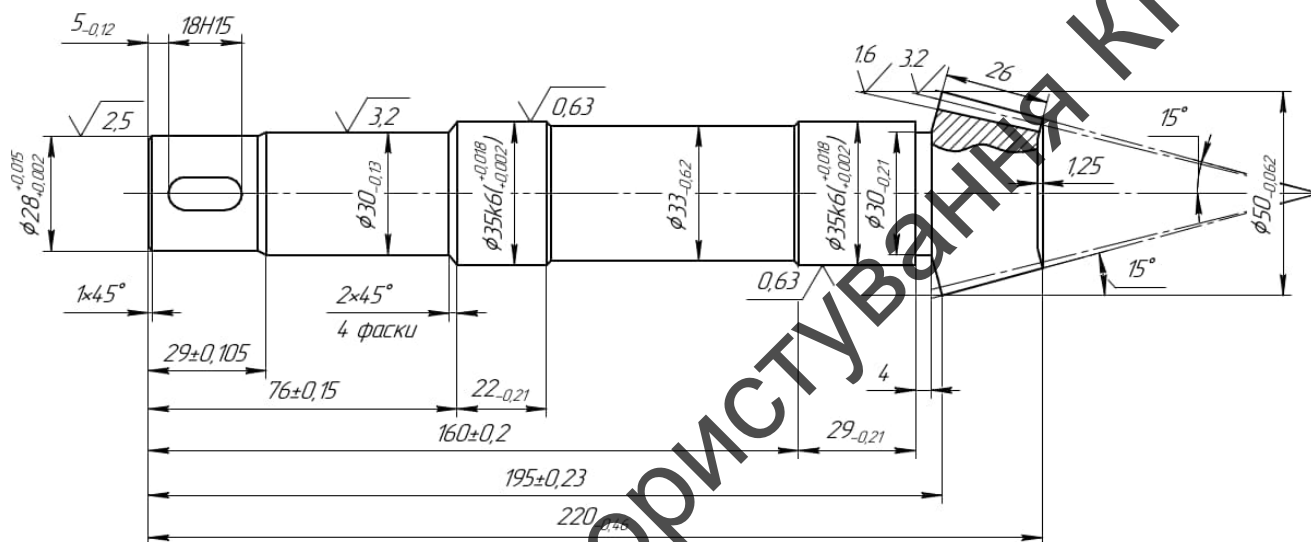


Рис. 4.1. Вал

4.2 Призначення припусків на обробку

Припуск на обробку поверхні деталей може бути визначений по відповідних довідкових таблицях, або на основі розрахунково-аналітичного методу.

Таблиці дозволяють призначати припуски незалежно від технологічного процесу обробки деталі й умов його здійснення і тому в загальному випадку є завищеними, містять в собі резерви зниження витрати матеріалу і трудомісткості роботи.

Розрахунково-аналітичний метод визначення припусків на обробку (РАМВП), розроблений професором В.М. Кованом базується на аналізі показників, що впливають на припуски попередніх і виконуваного переходів технологічного процесу обробки поверхні. Значення припуску визначається методом

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

диференційованого розрахунку за елементами, що складають припуск. РАМВП передбачає розрахунок припусків за усіма послідовно виконаними технологічними переходами обробки даної поверхні деталі (проміжні припуски), їхнє підсумування для визначення загального припуску на обробку поверхні і розрахунок проміжних розмірів, що визначають становище поверхні, і розміри заготовки. Розрахунковим розміром є мінімальний припуск на обробку, достатній для усунення на виконуваному переході похибок обробки і дефектів поверхневого прошарку, отриманих на попередньому переході, і компенсації похибок, що виникають на виконуваному переході.

Застосування РАМВП скорочує в середньому відхід металу в стружку в порівнянні з табличними значеннями, створює єдину систему визначення припусків на обробку і розміри деталі за технологічними переходами і заготівель, сприяє підвищенню культури виробництва. Але використаємо, більш доступний, дослідно-статистичний метод розрахунку перехідних припусків, що не потребує великих затрат часу та широкого використовується в машинобудівному та ремонтному виробництві. Недоліком даного метода є деяке завищення величини припусків на обробку.

При цьому методі використовуються вже розроблені таблиці перехідних припусків та допусків. Складемо таблицю результатів по припускам (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Припуски на обробку

№ п/п	Найменування	Припуск, мм
1.	Чорнова обробка	7
2.	Чистова обробка	2,5
3.	Шліфування	0,6

Таблиця 4.2 – Проміжних та загального припуску і допусків

Маршрут обробки та розміри, що визначаються	Розмір, мм	Допуск, мм	Припуск, мм
Розмір вала за кресленням	50	- 0,071	-
Припуск на шліфування	-	-	0,6
Розмір після чистового обточування	50,5	- 0,14	-
Припуск на чистове обточування	-	-	2,5
Розмір після чорнового обточування	52	- 0,52	-
Припуск на чорнове обточування	-	-	7
Загальний припуск	-	-	10,1
Розмір заготовки	55	-	-

Приймаємо заготовку $\varnothing 55 \times 225$ (рисунок 4.2)



Рис. 4.2. Заготовка вала

4.3 Підбір верстатів та обладнання

Для виконання даних операцій прийmemo верстат 16К20. Для якого виписуемо паспортні дані:

- Число обертів шпинделя, об/хв. - до 1800;
- Потужність електродвигуна, кВт -11;
- Ріжучий інструмент: різці прохідні Т5К10, державка 25x25 кут у плані $\psi = 45^\circ$;
- Пристосування – центра; патрон.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Визначення режимів різання виконуємо у відповідності з "Нормативами режимів різання для технічного формування робіт на металоріжучих верстатах».

4.3.1 *Визначення глибини різання*

По величині загального припуску на обробку приймаємо глибину різання до 5мм.

4.3.2 *Визначення величини подачі*

Згідно нормативів по карті №1 "Подачі для чорного точення" визначаємо подачу для обробки сталі різцем T5K10 при обточці деталей до 600мм (по діаметру), глибиною різання до 5 мм рекомендована подача $S = 1.0-1.2$ мм/об.

4.3.3 *Визначення швидкості різання*

По карті "скорость резания" для обробки сталі з межею міцності $\sigma - 600$ МПа та глибиною різання до 5мм- швидкість різання $v=51$ м/хв.

4.3.4 *Визначення сили подачі*

По таблиці нормативів "сила подачі", знаходимо, що при $v = 51$ м/хв та глибиною до 5мм з різцем E5K10 $\varphi=45^\circ$ сила подачі $PX=2.65$ кН.

4.3.5 *Визначення числа обертів шпинделя*

По встановленій швидкості різання визначаємо число обертів шпинделя стакана, об/хв

$$n = v \cdot 1000 / \pi \cdot D, \quad (4.1)$$

де v - швидкість різання, $v = 51$ м/хв

D - діаметр вала, що точиться, $D = 250$ мм

Тоді

$$n = 51 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 85 = 151. \quad (4.2)$$

Згідно з паспортними даними станка призначаємо число обертів шпинделя :

$n = 160$ об/хв.

4.3.6 Перевірка вибраного режиму різання по потужності

Перевіряємо підібраний режим різання по карті "мощность, нужная на резание" визначаємо, що потужність, яка використовується $N = 5,8$ кВт , тобто менша за максимальну для станка, тобто вибраний режим різання по потужності прийнятний.

4.3.7 Визначення основного часу

Величину основного часу на чернові операції, хв. визначаємо за формулою

$$t_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot S}$$

де $L = L_1 + L_2$ – шлях проходу різця,

L_1 – повна довжина проходу врізання,

L_2 – повна довжина на перебіг,

для різця з $\varphi = 45^\circ$ $L_2 = 8$ мм;

i – кількість проходів різця.

$$t_0 = \frac{2240 \cdot 8}{1 \cdot 160} = 76,5$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{в.с.} = 5$ хв.

$$t_u = t_0 + t_{в.с.} = 76,5 + 5 = 81,5$$

4.4 Визначення величини основного часу для окремих операцій

4.4.1 Норма часу на відрізування дисковою пилкою

$$t_0 = \frac{L}{S_{XB}} + \frac{L}{S_{XB.З.В.Х}},$$

де S_{XB} – хвилинна подача, $S_{XB} = 91,7$ мм/хв.;

$S_{XB.З.В.Х}$ – хвилинна подача зворотного ходу, приймаємо $S_{XB.З.В.Х} = 5000$ мм/хв.;

L – довжина проходу; $L = 85$ мм.

$$t_0 = \frac{85}{91,7} + \frac{85}{5000} = 0,94$$

$$t_{ш} = t_0 + t_{B.C.} = 0,94 + 5 = 5,94$$

4.4.2 Час на підрізання торців, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4000 \cdot v \cdot S},$$

де D – діаметр обточуваної поверхні, мм;

S – подача ($S = 0,05$ мм/об);

v – швидкість різання ($v = 70$ м/хв).

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 85^2}{4000 \cdot 70 \cdot 0,05} = 1,62$$

4.4.3 Час на центрувальну операцію, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{1000 \cdot v \cdot S},$$

де L – довжина проходу, мм;

D – діаметр отвору, $D = 5$ мм;

S – подача;

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

v – швидкість різання.

Тоді:

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 10}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 0,0052$$

$$t_{ш} = t_0 + t_{B.C.} = 0,0052 + 5 = 5,0052.$$

Оскільки ця операція виконується двічі то час на її виконання збільшується вдвічі $t=10,01$ хв.

4.4.4 Час на токарні операції, хв.:

Розрахунок ведемо по основній формулі, лише міняємо швидкість різання та подачу: для чорнового точіння - $v=105$ м/хв; $S = 0,4$ мм/об ; для чистового точіння - $v=120$ м/хв; $S = 0,15$ мм/об;

Для точіння проточок- $v = 105$ м/хв; $S = 0,4$ мм/об ; такі ж значення і для точіння фасок.

Точіння поверхні 5. $D = 74$ мм, $L = 1530$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 74 \cdot 1530}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 11,85$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилини.

Загальний час, хв.

$$t_{ш} = t_0 + t_{B.C.} = 11,85 + 5 = 16,85$$

Точіння поверхні 2,3,4,6,7. $D = 60$ мм, $L = 112+45+235=392$ мм. Чистове точіння .

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 392}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 2,46$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилини.

Загальний час, хв.

$$t_{ш} = t_0 + t_{B.C.} = 2,46 + 5 = 7,46$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Точіння поверхні 2,3,7. $D = 55$ мм, $L = 112 + 180 = 292$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 55 \cdot 292}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 1,68$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_u = t_0 + t_{B.C.} = 1,68 + 5 = 6,68$$

Точіння поверхні 2. $D = 50$ мм, $L = 75$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 75}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 0,39$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_u = t_0 + t_{B.C.} = 0,39 + 5 = 5,39$$

Загальний час на токарну обробку, хв.

$$t_u = \sum t_0 = 16,85 + 7,46 + 6,68 + 5,39 = 36,38$$

4.4.5 Час на нарізання шпонкових пазів

Основний технологічний час на нарізання одного шпонкового паза t_{01} , хв, буде рівний [6]

$$t_0 = L_i / S_{хв},$$

де L_i – довжина шпонкового паза;

$S_{хв}$ – подача шпонкової фрези, приймається $S_{хв} = 170$ мм/хв.

Нарізання шпонкового паза 19,20:

$$t_{01} = 32 / 170 = 0,188,$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

$$t_{01} = t_0 + t_{B.C.} = 0,188 + 5 = 5,188$$

Загальний час на проточку паза множимо на два паза, хв.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

$$t_{01,02} = t_{01} \cdot 2 = 5,188 \cdot 2 = 10,376$$

Нарізання шпонкового паза 18:

$$t_{03} = L_3 / S_{\text{хв}} = 49 / 170 = 0,28.$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{в.с.}}=5$ хвилин.

$$t_{01} = t_0 + t_{\text{в.с.}} = 0,28 + 5 = 5,28$$

Тоді основний технологічний час на нарізання шпонкових пазів буде рівний

$$t_{\text{шт0}} = t_{01,02} + t_{03} = 10,376 + 5,28 = 15,65 .$$

4.4.6 Час на нарізання різьби різьбонарізним різцем

Нарізання різьби різьбонарізним різцем

Основний технологічний час при нарізанні різьби на необхідну поверхню сторони 1,8, $t_{\text{н0}}$, хв, визначається по формулі

$$t_{\text{н0}} = \pi \cdot D \cdot L \cdot a / 1000 \cdot V \cdot S$$

де $D = 10$ мм – діаметр отвору в якому необхідно нарізати різьбу;

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

a – коефіцієнт, приймається $a=1,85$ [6];

V – швидкість подачі різця, приймається $V = 9,1$ [6];

S – подача різця; приймається $S = 2$ [6].

$$t_{\text{н0}} = 3,14 \cdot 10 \cdot 24 \cdot 1,85 / 1000 \cdot 9,1 \cdot 2 = 0,07.$$

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

$$t_{\text{шт}} = t_0 + t_{\text{вс}} = 0,07 + 0,035 = 0,64,$$

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

$$t_{\text{вс}} = 0,5 \cdot 0,07 = 0,035.$$

Так як у нас дві різьби, множимо на 2.

$$t_{\text{шт}} = 0,64 \cdot 2 = 1,28$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

4.4.7 Час на шліфувальну операцію, хв.:

$$t_0 = \pi D L f / 1000 v S t,$$

де S - повздовжня подача ($S=10$ мм/об)

v - швидкість різання ($v = 30$ м/хв)

h - товщина металу, що знімається ($h = 0,1$)

t - поперечна передача ($t = 0,008$ мм/позд. хід)

f - коефіцієнт, що враховує зернистість круга ($f = 1,4$)

Шліфувати поверхні 2,5. $D = 55$ мм, $L = 45+55=100$ мм

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 55 \cdot 100 \cdot 0,6 \cdot 1,4}{1000 \cdot 30 \cdot 10 \cdot 0,008} = 6,04$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{ш} = t_0 + t_{B.C.} = 6,04 + 5 = 11,04$$

4.4.8 Основний оперативний час, хв.:

Основний оперативний час на виготовлення вала дорівнює

$$t_{шв} = 81,5 + 5,94 + 1,62 + 5,0052 + 36,38 + 11,04 + 15,65 + 1,28 + 11,04 = 169,45$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

5. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що виникають при роботі устаткування

При роботі вібраційного змішувального устаткування найбільш небезпечними є вібрація, шум і можливість ураження електричним струмом.

Вібраційні змішувачі через свою функціональну особливість є джерелом вібрації і шуму. Шум призводить до швидкого втомлення, сприяє виникненню хвороб і знижує продуктивність праці.

Коливання можуть передаватись на фундамент, опорну конструкцію і на людину. Вони особливо шкідливі для сприймаючої вібрацію людини.

ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования», якого потрібно притримуватись при створенні віброізольованих пристроїв, що захищають людину на робочому місці, а нормами ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности» встановлюють допустимі рівні звукового тиску.

З метою попередження виробничого травматизму, професійних захворювань, аварій проведемо аналіз причин, що викликають нещасні випадки і відмітимо шляхи їх рішення.

При експлуатації вібраційного змішувального обладнання можна передбачити дію наступних небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які зведені в таблицю 5.1.

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		75

Таблиця 5.1 – Перелік небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Фактори	Джерело виникнення	Якісна оцінка	Документи
Вібрація	Вібросмішувач	$A=1,5 \cdot 10^{-3}$ м	ГОСТ 12.1.012-90
Електричний струм	Привод	$U = 380$ В	ГОСТ 12.2.020-83
Шум	Шум при роботі змішувача	$F = 50$ Гц $A = 85$ дБл	ГОСТ 12.1.003-83
Вологість повітря	Система обігріву бетонна суміш		
Травматизм	Елементи, що обертаються		

5.2 Розрахунок фундаменту під вібросмішувач

Для ізоляції від шкідливої вібрації робочого місця фундамент, на якому стоїть вібросмішувач повинен бути розрахований з врахуванням віброзахисту.

Найменша вага фундаменту, при якому амплітуда коливань не перевищує допустимої величини (a_{ϕ}) визначається по формулі:

$$G_{\phi} = \frac{8}{\omega_0^2} \left(K_V + \left[\frac{a_n}{a_{\phi}} \right] \cdot K_n \right) - G_{nm},$$

де – $K_V = F_{\phi} \cdot C_Z = 8 \cdot 4472 = 35777$ кг / м.

F_{ϕ} – площа підшви фундаменту 8 м

C_Z – коефіцієнт пружного рівномірного стискання для основи з ґрунтом, розрахункові опори котрого $K = 2$ кг/см² і площею підшви $F < 10$ м²

$$C_Z = 4000 \sqrt{\frac{10}{8}} = 4472.12 \text{ кг / м}^2$$

ω_0 – найменша частота вібрації, на яку розрахований вібросмішувач.

$$\omega_0 = 2\pi f_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157 \text{ Гц}$$

$a_{\text{п}}$ – найбільша амплітуда коливань віброзмішувача в робочому режимі з загального розрахунку $1 \cdot 10^{-3}$ м.

$a_{\text{ф}}$ – допустима амплітуда коливань фундаменту, яка за ГОСТ 12.1.012-90 дорівнює $9 \cdot 10^{-5}$ м.

$$[a_{\text{ф}}] = \alpha [a_{\text{р}}] = 0,5 \cdot 0,04 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

де $a_{\text{п}} = 0,04$ м – допустима амплітуда загальних вібрацій на робочому місці при $f_0 = 10$ Гц, $\alpha = 0,5$ для $f_0 < 25$ Гц.

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт жорсткості віброізолятора в вертикальному напрямку (з загального розрахунку), рівний $9,94 \cdot 10^6$ Н/м.

$G_{\text{нл}}$ – вага нерухомих частин віброзмішувача, рівна 200 кг.

$$G_{\text{ф}} = \frac{9,81}{157} \left(35777 + \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 9,94 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^{-5}} \right) - 2000 = 263641,2 \text{ кг} \approx 236 \text{ кг} - \text{найменша вага}$$

фундаменту під віброзмішувачем повинна складати 236 кг.

5.3 Електробезпека роботи віброзмішувача з електричним приводом

Для безпеки роботи віброзмішувача з електричним приводом, що живиться від мережі з напругою 380 В, необхідно виключити будь-яку можливість ураження обслуговуючого персоналу електричним струмом.

Для цього необхідно вірно заземлити машину.

Захисне заземлення – це навмисне електричне з'єднання з землею металічних неструмовідних частин, які можуть статись під напругою.

Принцип дії захисного заземлення оснований на зниженні до безпечних значень напруги на корпусі машини. Знижують напругу шляхом зменшення потенціалу заземленого обладнання за рахунок зменшення опору заземлення.

Опір заземленню пристрою, що використовується для заземлення, повинно

бути не більше 40 м. В якості заземлення приймаємо електроди з кутового профілю №10 довжиною $l = 2$ м, а полоса зв'язку між ними стальна, шириною $b = 40$ мм, товщиною $\delta = 4$ мм.

Заглиблення полоси зв'язку $h = 800$ мм

Питомий опір ґрунту з піску рівний $\rho = 150$ Ом м.

Глибина забивки електрода $H = 1,8$ м.

Визначаємо опір вертикального одиночного кутового електрода розтіканню струму

$$R_{tr} = 0.366 \frac{\rho}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + 0.5 \lg \frac{4H + l}{4H - l} \right),$$

де d – еквівалентний діаметр кутового профілю шириною полки $b = 0,1$ мм.

$$d = 0,95 \cdot 0,1 = 0,095 \text{ м.}$$

$$R_{tr} = 0.366 \frac{150}{2} \left(\lg \frac{2 \cdot 2}{0.095} + 0.5 \lg \frac{4 \cdot 1.8 + 2}{4 \cdot 1.8 - 2} \right) = 47.98 \text{ Ом,}$$

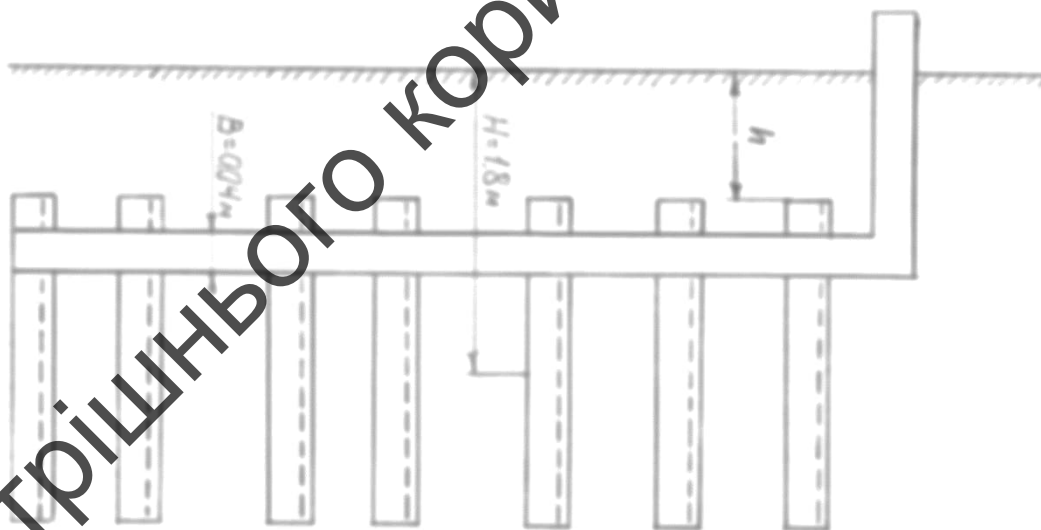


Рисунок 5.1

Визначаємо опір стальної полоси, з'єднуючі стержньові заземлювачі:

$$R_n = \frac{\rho'_{pos}}{2\pi l} \ln \frac{l^2}{dh} = \frac{885}{2 \cdot 3.14 \cdot 50} \ln \frac{50^2}{0.02 \cdot 0.8} = 2.82 \cdot 1.95 = 33.7 \text{ Ом}$$

де $l = 50$ м – довжина полоси;

$H = 0,8$ м – проміжок від полоси до поверхні землі;

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

$$D = 0,5 \cdot 8 = 0,5 \cdot 0,04 = 0,02 \text{ м.}$$

$R_{\text{роз}}$ – розрахунковий питомий опір ґрунту при довжині полоси 50 м;

$$R_{\text{роз}} = 150 \cdot 5,9 = 885 \text{ Ом м;}$$

Визначаємо орієнтовно число n одиничних електродів:

$$n = \frac{R_t}{[\eta]\eta_v} = \frac{47,98}{4 \cdot 1} = 12 \text{ шт}$$

де η – допустимий по нормам опір заземлюючого пристрою.

η_v – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів.

Приймаємо розташування вертикальних заземлювачів по контуру з відстанню між сусідніми заземлювачами 2 м.

За довідником знаходимо дійсні значення коефіцієнта використання:

$$N_B = 0,76; N_T = 0,74$$

Визначаємо необхідне число вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_B}{[\eta]\eta_v} = \frac{47,98}{4 \cdot 0,76} = 16 \text{ шт}$$

Знаходимо загальний розрахунковий опір заземлюючого пристрою:

$$R_z = \frac{R_r \cdot R_n}{R_r \cdot \eta_v + R_n \cdot \eta_r} = \frac{47,98 \cdot 33,7}{47,98 \cdot 0,74 + 33,7 \cdot 0,76 \cdot 16} = 3,81 \text{ Ом}$$

Розрахунок виконано вірно, так як $R_z < N_z$, тобто $3,81 < 4$. Приймаємо для заземлення машини 16 кутових електродів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів. – К.: Либідь, 1999. – 386 с.
2. Назаренко І.І., Туманська О.В. Машины і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та особливості експлуатації. – К.: Вища школа, 2004. – 590 с.
3. Серебренников А.А., Кузмичев В.А. Основы конструирования и проектирования вибрационных смесителей, 2012.
4. Кузмичев В.А. Основы проектирования вибрационного оборудования. Учебное пособие.- СПб: Издательство «Лань»,2014
5. Королев К.М., Аракельянц М.М. Вибрационные смесители для приготовления бетонных и растворных смесей
6. Бауман В.А. и др. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов.- М: Машиностроение, 1970.- 548с.
7. Серебренников А.А. и др. Методы проектирования и расчета виброшнекового смесителя //Строительные и дорожные машины. – М. - 1984. - № 5. - с. 29 – 31.
8. Серебренников А.А. Основы системного подхода к созданию смесительных машин повышенной интенсивности и эффективности // Строительные и дорожные машины. - М.: – 2000. – № 8. с. 18 – 20.
9. Кузмичев В.А., Серебренников А.А. Исследования реологических свойств строительных смесей применительно к процессам вибросмешивания //Механизация строительства. – М.: - 1999. - № 2. – с. 10 – 12

ДОДАТКИ

Для внутрішнього користування КНУБА

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		81