# 1. Загальна частина

1.1 Технічний опис сушильного барабана

Сушильний барабан входить до складу технологічного обладнання ливарного цеху – дільниці по виготовленню виливниць.

Сушильний барабан призначений для сушіння піску до певної вологості, який входить до складу формуючої суміші.

Технічна характеристика

Тип електродвигуна АТ-83-6

Потужність електродвигуна, кВт 37

Частота обертання електродвигуна, об/хв 980

Частота обертання барабана, об/хв 5,5

Діаметр барабана, м 2,2

Довжина барабана, м 10

Кут нахилу барабана 3

Тип редуктора Ц2-850

Передавальне число редуктора 31,5

Передавальне число вінцевої пари 5,65

Горизонтальне барабанне сушило є барабаном, що має вісь з нахилом 3° до горизонту. Барабан 3 обертається, спираючись бандажами 7 на опорні ролики 8 і приводитися за допомогою зубчатої передачі 9 (зубчатий вінець, закріплений на барабані і подвінцева шестерня) від електродвигуна 4 через редуктор. Для запобігання зсуву барабана уздовж своєї осі передбачено упорні ролики 10. Сушимий матеріал (пісок) завантажують в розподільну частину барабана через трубу 5, де є гвинтові лопатки 2. Ці лопатки розподіляють пісок по окремих подовжніх каналах барабана, утворених системою подовжніх перегородок 11. Осередкова насадка барабана розділяє пісок на ряд окремих струменів, завдяки чому прискорюється процес сушки. Пройшовши всю довжину барабана, пісок висихає і виходить назовні через розвантажувальну камеру 6. Для сушки матеріалів використовується газ, що поступає по трубі з топкі 1, розташованої в головній частині барабана. Для максимального зменшення просочування пилу і газів із завантажувальної і розвантажувальної камер встановлені кільця ущільнювачів.

Опорні ролики оснащені підшипниками ковзання з вкладишами і бабітовою заливкою. На опорні ролики барабан встановлений таким чином, що бандажі лягають на ролики, по яких вони котяться, при цьому повинний бути витриманий ухил барабана за проектом. Досягається це регулюванням положення опорних роликів. Бандажі насаджені на підкладках, які приварені до корпусу барабана. Прилягання зубів приводної і вінцевої шестерень по довжині повинне бути не менше ніж на 60%, а по висоті – не менше ніж на 30% зуба.

Для опалювання сушильного барабана використовують природний газ, який спалюється в топці, розташованій з боку входу димових газів в барабан. Продукти горіння палива змішуються з холодним повітрям в камері змішування для отримання необхідної температури. Відпрацьовані гази видаляються з розвантажувальної камери за допомогою вентилятора, заздалегідь пройшовши циклон для очищення від пилу.

Основні переваги сушильного барабана: можливість використання для сушки димових газів з достатньо високою температурою (700-800°С) без перегріву матеріалу, що забезпечує хорошу економічність.

1.2 Аналіз недоліків проектованої машини і заходи щодо їх усунення

Вівчивши конструкцію і роботу сушильного барабана, було виявлено конструктивні та експлуатаційні недоліки.

У приводі барабана конструктивно передбачено циліндричний редуктор типу РМ-850. Редуктори цього типу до недавнього часу широко примінялися в приводах металургійних машин, але вони мають суттєвий конструктивний недолік: у редукторів типу РМ-850 зубчаті колеса розташовані несиметрично відносно підшипників, що призводить до швидкого їх зруйнування, збільшеної вібрації, та взагалі виходу з ладу усього приводу. Ці редуктори морально застаріли, що викликає складність в забезпеченні запасними частинами для капітального ремонту.

З метою підвищення надійності та довговічності приводу барабана та збільшення міжремонтного періоду курсовим проектом пропонується заміна редуктора типу РМ на більш модернізований редуктор типу Ц2. У цього редуктора дві пари зубчатих коліс утворюють роздвоєну шевронну пару, у зв`зку з чим забезпечується їх симетричне розташування відносно підшипників. Використання такого редуктора дає змогу застосовувати його у 3-4 рази більше, ніж редуктори типу РМ; збільшити термін використання підшипників; зменшити вібрацію та імовірність виходу з ладу всього приводу.

1.3 Технічне обслуговування сушильного барабана.

Для забезпечення нормальної та безперебійної роботи сушильного барабана необхідний ретельний нагляд і огляд, а також своєчасне виконання технічного обслуговування і якісних ремонтів.

Для підтримання обладнання сушильного барабана в справному і робочому стані необхідно:

- ретельно оглядати обладнання барабана при прийманні зміни і усувати виявлені дефекти;

- виконувати технічне обслуговування протягом зміни;

- інженерно-технічному персоналу періодично перевіряти стан обладнання сушильного барабана;

- згідно до затвердженого графіка виконувати ревізію та ремот.

При передаванні зміни здаючий зміну забов`язаний записати в журналі змінних рапортів про стан обладнання барабана, про несправності, виявлені в процесі роботи і про заходи, прийняті по їх усуненню, а також повідомити про це приймаючого зміну.

Приймаючий зміну забов`язаний разом зі здаючим оглянути механізми барабана та перевірити записи в журналі змінних рапортів.

При передаванні зміни приймаючий і здаючий зміну повинні особисто розписатися в журналі змінних рапортів, вказати час і дату приймання.

Прийнявший зміну забов`язаний повідомити майстра про прийняту зміну та про стан обладнання сушильного барабана.

В випадках виявлення несправностей, при яких експлуатація барабана забороняється, приступивший до роботи персонал повинен відобразити це в журналі рапортів і повідомити майстра, що починати роботу не можливо до усунення несправностей. Майстер повинен організувати роботу по усуненню несправностей, а після виконаних операцій перевірити якість ремонту та дати дозвіл на пуск обладнання.

При прийманні зміни необхідно перевірити:

- наявність мастила в підшипниках і на вінцевому зачепленні;

- стан упорного та опорного роликів, а також надійності їх кріплення на осях;

- справність кріплення бандажів до корпуса барабана;

- наявність мастила в редукторі, стан з`єднувальних муфт , зубчастих передач, шпонкових і болтових з`днань;

- перевірити шум і вібрацію барабана під час роботи.

Мащення вінцевого зачеплення виконувати один раз протягом зміни під час технологічної зупинки барабана.

Поточне обслуговування.

Поточний ремонт виконують кожні два місяці. Барабан зупиняють, знеструмлюють, а потім виконують ревізію основних вузлів і деталей та при виявленні будь-яких недоліків або поламань, виконують ремонт або заміну зношених деталей і вузлів.

Ревізії підлягають робочі поверхні упорного та опорних роликів. Якщо спрацювання поверхні роликів не перевищує 10% номінальних розмірів їх поновлюють методом наплавлення. В тих випадках, якщо ролики під час роботи барабана «перекосило», їх необхідно замінити новими. Для заміни роликів барабан піднімають гідравличними домкратами, встановлені під бандажі.

Ревізії підлягають підшипники опорних роликів. Підшипники необхідно замінити при руйнуванні кілець, сепараторів та тіл кочення.

Перевірити роботу редуктора, зубчатих передач, з`єднувальних муфт, болтових і шпонкових з`єднань в відповідності з вказівками правил технічної експлуатації типових вузлів і деталей.

При капітальному ремонті сушильного барабана перевіряють всі зубчасті передачі. При зносі зубів приводної шестерні на 30% по товщині її замінюють, а зубчастий вінець замінюють при зносі зубів по товщині на 60-70%; перевіряють стан зубчастого зачеплення редуктора, замінюють в картері мастило.

Заміні або ремонту підлягає топкова труба, в якій під час експлуатації з`вляються прогари. Якщо трубу виконано із жаростійкої сталі, то зношену – замінюють, а виготовлену із вуглецевої сталі ремонтують: вирізають зношені ділянки та приварюють нові.

При монтажу барабана спочатку встановлюють опорні ролики, виконують вивірення по осях і закріплюють фундаментними болтами. Після монтажу упорного ролика встановлюють бандажі, перевіряють зубчасте зачеплення. Барабан виставляють в проектне положення, а потім монтують привод.

1.4 Характерні види відмов сушильного барабану та його ремонтопридатність

У процесі експлуатації сушильного барабана усі його вузли і деталі піддаються зносу з послідуючим відновленням або частковою заміною, що підтверджує ремонтопридатність барабана вцілому. Вузли і деталі піддаються фізичним, хімічним і механічним діям. Інтенсивність цих дій визначається запиленістю, температурою навколишнього середовища, вібрацією, ударами, пластичною деформацією.

Так в приводі барабана для з'єднання валів застосовуються зубчаті муфти, які можливо використовувати за наявності радіального зсуву і перекосу осей валів, а також при великих крутних моментах. Але також з цим вони мають недоліки: при роботі ці муфти не зменшують динамічні навантаження на електродвигун. Обертання муфти з неспівісними валами викликає осьове ковзання зубів відносно один одного, що приводить до збільшення зносу їх поверхні. Також додатково зношуються ущільнюючі елементи, які при ремонті муфти замінюються. Для створення сприятливих умов роботи муфт, необхідно в процесі їх експлуатації і при ремонтах стежити за співвісністю валів.

Для приведення сушильного барабана в рух є зубчатий вінець, який насаджений на барабан і знаходиться в зачепленні з приводною шестернею, утворюючи зубчату передачу. Зубчаті передачі виходять з ладу в результаті зносу контактних поверхонь зубів і поламання зубів, маточин. Як правило зубчаті колеса із зношеними і поламаними зубами не ремонтують, а замінюють. Тому приводну шестерню при великому зносі і поламанні зубів замінюють на нову. А ремонту підлягають великогабаритні зубчаті колеса діаметром вище 0,5 м. Застосовують різні способи ремонтів, зокрема наплавлення зубів, напресовку зубчатих вінців, установку нових зубів або зубчатих секцій. Для запобігання виникнення поламань і стирання зубів застосовують методи по підвищенню зносостійкості. У нашому випадку найбільш істотним методом буде застосування термічної обробки, яка забезпечить значний по глибині зміцнюючий шар (10-15 мм) і збільшення довговічності деталей. Зубчатій вінець і шестерню для досягнення великої твердості необхідно загартувати. Можливе застосування поверхневого гартування для отримання великої твердості в поверхневому шарі із збереженням в'язкої серцевини. При такому гарті нагрів проводять індукційним методом.

На зовнішній поверхні сушильного барабана закріплені бандажні опори, якими він спирається на опорні ролики. Бандажі і опорні ролики відносять до швидкозношуючих деталей. У процесі роботи на поверхні кочення з`являються вм`ятини, тріщіни та інші дефекти.Ремонт полягає в заміні зношених опор на нові.

1.5 Заходи щодо підвищення надійності і довговічності основних деталей і вузлів сушильного барабана

Для підвищення надійності і довговічності деталей сушильного барабана застосовують термічну і хіміко-термічну обробку деталей, а також своєчасне змащення вузлів тертя.

Для підвищення міцності і твердості зубів зубчатого вінця і приводної шестерні проводять хіміко-термічну обробку (цементація зубів для отримання твердої поверхні за рахунок збагачення поверхневого шару вуглецем) з подальшим гартом струмами високої частоти, що забезпечить високу твердість і зносостійкість.

Для забезпечення зносостійкості і довговічності робочих поверхонь бандажів, опорних і упорних роликів застосовують термічну обробку. Осі роликів піддаються нормалізації з високотемпературним відпуском до твердості НВ250-350. Самі ролики підлягають високотемпературному відпуску. Бандажні опори піддають поверхневому гарту, що забезпечить велику твердість в поверхневому шарі із збереженням в'язкої серцевини.

Щоб забезпечити тривалу і безшумову роботу вузлів тертя і зубчатих зачеплень необхідно проводити своєчасне змащення контакту опорних роликів і бандажів, вiнцевого зубчатого зачеплення, підшипників, зубчатої муфти. Також обов'язково необхідно змащувати і замінювати масло в картері редуктора.

1.6 Вибір систем змащення та мастильних матеріалів для тертьових деталей і вузлів сушильного барабана. Карта змащування.

Основною функцією мастильних матеріалів є зменшення опору тертя та підвищення зносостійкості тертьових деталей, для відведення тепла від вузлів тертя і захисту поверхонь від корозії та іржавіння. Для змащення металлургійного обладнання використовують наступні види мастильних матеріалів: рідки (мінеральні), пластичні, тверді мастила та мастильні покриття.

Основними вузлами змащення барабана є: підшипники електродвигуна, редуктора, опорних роликів, муфти, зачеплення редуктора.

Впідшипниках електродвигуна застосовується закладна система змащення, а в якості мастильного матеріалу доцільно використовувати мастило «Жирова 1-13». Властивості мастила: в`язкість ~ 5000 Па; границя міцності 4-7 кгс/см; температурна межа дієздатності – 20°С до +110°С. Жирова-13 – це основне мастило загального призначення при підвищених температурах.

Для зубчастих муфт застосовується система змащення – набивка, а в якості мастильного матеріалу застосовується солідол УСс-1. Властивості солідолу: температура спалаху 70° С; число пінетрації при 25° С – 330…360; температурна межа застосування – 30°С + 50°С.

Для зубчастого зачеплення редуктора приводу барабана застосовується картерна система змащення, а мастильний матеріал – легке індустріальне мастило І-20 з характеристикою: в`язкість кінематична ВУ – 2,6 м/с; температура спалаху 170°С; температура застигання -20°С; коксівність – 0,3.

Для опорних роликів – система змащення – розбризкування, мастильний матеріал – І-20.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №  поз | Найменуван-  ня точок змащення | Кіль-  кість | Вид  мастила | Система  змащення | Режим  мащення | Картер | |
| Ємкість,  кг | Термін  служби |
| 1. | Підшипники  Електродви-  гуна | 2 | Жирова  1-13 | Набивка | 1 раз в  3 місяці | 0,6×2=  =1,2 | 90 |
| 2. | Зубчаста  муфта | 1 | УСс-1 | Набивка | 1 раз на  7 днів | 0,2 | 90 |
| 3. | Муфта | 1 | УСс-1 | Набивка | 1 раз на  7 днів | 0,2 | 90 |
| 4. | Зачеплення  редуктора | 1 | І-20 | Картерна | 1 раз на  3 місяці | 180 | 90 |
| 5. | Опорні ролики | 4 | І-20 | Розбризку-  вання | Доливати  1 раз в 7  днів | 8,8 | 90 |
| 6. | Підшипники  редуктора | 6 | І-20 | Картерна | 1 раз на  3 місяці | 180 | 90 |
| 7. | Підшипники  опорних роликів | 4 | УСс-1 | Набивка | 1 раз на  7 днів | 0,64=  =2,4 | 90 |

2. **Розрахункова частина**

2.1 Розрахунок потужності електродвигуна привода сушильного барабана.

Вихідні дані

Вага корпуса барабана G=352,6 кН

Вага футеровки Gф=264 кН

Діаметр барабана Д=2,2 м

Діаметр бандажа Д=2,92 м

Діаметр роликів Д=0,55 м

Діаметр осі роликів d=0,17 м

Довжина барабана L=10 м

Частота обертання барабана n=5,5 об/хв

Кут нахилу барабана =3

Кут між вертикальною віссю барабана та віссю, що

проходить через центриролика та барабана =30

Центральний кут =85

Матеріал пісок

Насипна маса піску =1200 кг/м

Рішення

1. Насипна вага піску

= gρ,

де: g – прискорення вільного падіння, g = 10 м ∙ с

γ = 10 ∙ 1200 = 12 кН/м

2. Площа поперечного перетину барабана

А =

А = = 3,8 м²

3. Площа сегменту

Ас = 0,1 ∙ А

Ас = 0,1 ∙ 3,8 = 0,38 м²

4. Об`єм матеріалу в барабані

V = Ас ∙ L

V = 0,38 ∙ 10 = 3,8 м³

5. Вага матеріала в барабані

Gм = V ∙ γ

Gм = 3,8 ∙ 12 = 45,6 кН

6. Загальна вага обертаючих частин

Q = Gм + Gk + Gф

Q = 45,6 + 107,5 + 264 = 417,1 Кн

7. Радіус центра тяготіння сегмента

Ro = ;

де : λ – центральний кут ; λ = 85° = 1,5 рад

Ro = = = = 0,9 м

8. Потужність, яка витрачається на підйом матеріалу до кута природничого відкосу φст

φст = 30…35°

Приймаємо φст = 30°

Р1 = Gм ∙ R0 ∙ ( 1 – cosφст ) ∙ ;

де : ωб – кутова швидкість обертання барабана

ωб = = = 0,58 рад/с

φст = 30° = 0,52 рад

Р1 = 45,6 ∙ 0,9 ∙ (1 – 0,866) = 45,6 ∙ 0,9 ∙ 0,134 ∙ 1,115 = 6,13 кВт

9. Навантаження на опорні ролики

F = = = = 481,6 кН

10. Сила тертя в підшипниках чотирьох роликів

Ft = f ∙ F ,

де : f –коефіціент тертя в підшипниках; f = 0,05

Ft = 0,05 ∙ 481,6 = 24,1 Кн

11. Потужність, що витрачується на подолання опору від сил тертя в підшипниках

P2 = Ff ∙ Rб ∙ ∙ ωб ,

де : Rб – радіус бандажа Rб = = = 1,46 м

rп – радіус підшипника rп = 0,14 м

rр – радіус опорного ролика rр = 0,275 м

Р2 = 24,1 ∙ 1,46 ∙ ∙ 0,58 = 10,2 кВт

12. Потужність, яка витрачується на перемішування піску

Р3 = GM ∙ R0 ∙ ω ∙ sinφf ,

де : φf – динамічний кут відкосу піска,

φf = 0,4 ∙ φст = 0,4 ∙ 30° = 12°

Р3 = 45,6 ∙ 0,9 ∙ 0,58 ∙ sin 12° = 4,7 кВт

13. Потужність, що затрачується на подолання опору від сил тертя кочення роликів по балансиру

Р4 = F ∙ μп ∙ ∙ ωб ,

де : μп – коефіціент тертя кочення; μп = 0,001

Р4 = 481,6 ∙ 0,001 ∙ 1,46 ∙ 0,58 = 0,4 кВт

14. Потужність на розгін матеріалу після його падіння вниз до швидкості барабана

Р5 =

P5 = = 0,397 кВт

15. Потужність, що затрачується при пуску барабана під заваленням після аварійної зупинки

Р6 = 0,5 ∙ Gм ∙ Ro ∙ fм ∙ ω ∙ cosφt ,

де : fм – коефіціент тертя матеріала об матеріал; fм = 0,7

Р6 = 0,5 ∙ 45,6 ∙ 0,9 ∙ 0,7 ∙ 0,58 ∙ cos 12° = 8,1 кВт

16. Необхідна потужність електродвигуна для привода барабана

Р = ,

де : ηмех – КПД механізму; ηмех = 0,85

17. Вибір електродвигуна

По каталогу вибираємо електродвигун, який має характеристику:

Тип 4АН200М3УЗ

Потужність Р = 37 кВт

Частота обертання n = 980 об/хв

2.2 Основні кінематичні та силові параметри приводу сушильного барабана

Вихідні дані

Потужність електродвигуна Р = 37 кВт

Частота обертання n = 980 об/хв

Частота обертання барабана nб = 5,5 об/хв

Рішення

1. Загальне передаточне число приводу

U = = = 178,2

2. Розподіл загального передаточного числа

U = Up ∙ Uв.п. ,

де : UВ.П. – передаточне число відкритої зубчастої передачі.

Виходячи із конструктивних міркувань і рекомендацій на передаточні числа, приймаємо передаточне число відкритої зубчастої передачі Uв.п. = 5,65

Up – передаточне число редуктора.

Up = = = 31,5

3. Вибір редуктора.

За каталогом вибираємо редуктор, який має таку характеристику:

Тип Ц2 – 850

Передаточне число Up = 31,5

4. Характеристика зачеплення редуктора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| I ступінь | | | | | | II ступінь | | | | | |
| z1 | z2 | mn | β | U1 | a∑ | z3 | z4 | mn | β | U2 | a∑ |
| 12 | 75 | 6 | 8°6´34´´ | 6,24 | 350 | 16 | 83 | 9 | 8°6´34´´ | 5,1 | 500 |

5. Частота обертання та кутова швидкість вхідного валу редуктора

n1 = n = 980 об/хв

ω1 = = = 102,62 рад/с

6. Частота обертання та кутова швидкість проміжного валу редуктора

n2 = = = 157,05 об/хв

ω2 = = = 16,44 рад/с

7. Частота обертання та кутова швидкість вихідного валу редуктора – валу вінцевої шестерні

n3 = n4 = = = 30,79 об/хв

ω3 = ω4 = = = 3,22 рад/с

8. Частота обертання та кутова швидкість обертання барабану

nб = = = 5,45 об/хв

ωб = = = 0,57 рад/с

9. Крутний момент, що передається вхідним валом редуктора

М1 = = = 0,36 кН ∙ м

10. Крутний момент, що передається проміжним валом редуктора

М2 = М1 ∙ U1 = 0,36 ∙ 6,24 = 2,25 кН ∙ м

11. Крутний момент, що передається вихідним валом редуктора – валом вінцевої шестерні

М3 = М4 = М2 ∙ U2 = 2,25 ∙ 5,1 = 11,48 кН ∙м

12. Крутний момент, необхідний для обертання барабана

Мб = М4 ∙ Uв.п. = 11,48 ∙ 5,65 = 64,86 кН ∙м

13. Навантаження, якы діють в зачепленні шестерня – зубчатий вінець

Число зубів шестерні z1 = 23

Число зубів зубчастого вінця z2 = 130

Модуль зачеплення m = 22

Діаметр ділильного кола шестерні

d = m ∙ z1 = 22 ∙ 23 = 506 мм

Колове зусилля в зачепленні

Fτ = = = 45,2 Кн

Радіальне зусилля в зачепленні

Fr = Fτ ∙ tgα = 45,4 ∙ tg 20° = 16,45 Кн

2.3 Розрахунок деталей на міцність

2.3.1. Розрахунок зубчастого зачеплення прямозубої передачі

Вихідні дані:

Крутний момент на валу шестерні М4 = 11,48 кН ∙ м

Крутний момент на валу зубчастого вінця Мб = 64,86 кН ∙ м

Кількість зубів шестерні z = 23

Кількість зубів зубчастого вінця z = 130

Модуль зачеплення m = 22 мм

Передаточне число редуктора U = 31,5

Матеріал шестерні Сталь 45

Термообробка шестерні нормалізація

Твердість HB 250

Матеріал зубчастого вінця Сталь 50Г2Л

Термообробка зубчастого вінця об`ємне гартування

Твердість HRC 55

Рішення:

1. Межа контактної витривалості при базовому числі циклів

Для вуглецевих сталей з твердістю зубів менш ніж НВ 350 та термообробкою покращення або нормалізація.

Для шестерні σн lim b = 2HB + 70 = 2 ∙ 250 + 70 = 570 мПа

Для легованих сталей визначаємо за формулою:

для зубчастого вінця σн lim b = 18HRC + 150 = 18 ∙ 55 + 150 = 1140 мПа

Допустимі контакні напруження для шестерні та вінця

[σн ] = ;

де: КнL – коефіціент довговічності, при числі циклів нагрузки більше базового. В даному випадку КнL = 1; [3], с.292;

[Sн] – коефіціент безпеки, [Sн] = 1,1; [3], с.292.

для шестерні [σн1] = = 518,18 мПа

для зубчастого вінця [σн2] = = 1036,4 мПа

2. Допустимі розрахункові контактні напруження для зубчастих колес

[σн ] = 0,45( [σн1] + [σн2] ) = 0,45(518,18 + 1036,4) = 699,6 мПа

Необхідна умова [σн] ≤ 1,23[σн2]

699,6 мПа < 1274,8 мПа

Необхідну умову виконано.

3. Основні параметри шестерні та зубчастого вінця

3.1. Ділильні діаметри

d1 = m ∙ z1 = 22 ∙ 23 = 506 мм

d2 = m ∙ z2 = 22 ∙ 130 = 2860 мм

3.2. Діаметри вершин зубів

da1 = d1 + 2m = 506 + 2 ∙ 22 = 550 мм

da2 = d2 + 2m = 2860 + 2 ∙ 22 = 2904 мм

3.3. Діаметри западин зубів

df1 = d1 – 2,5m = 506 – 2,5 ∙ 22 = 451 мм

df2 = d2 – 2,5m = 2860 – 2,5 ∙ 22 = 2805 мм

3.4. Радіальний зазор

Сr = 0,25 ∙ m = 0,25 ∙ 22 = 5,5 мм

3.5. Боковий зазор

Сn = Кс ∙ √аω ;

де: Кс – коефіціент, який залежить від виду сполучення. Приймаємо

Кс = 6; [3], с.294;

аω – міжцентрова відстань,

аω = = = 1683 мм

Сn = 6 ∙ √1683 = 246,15 мм

3.6. Крок зачеплення

t = π ∙ m = 3,14 ∙ 22 = 69,08 мм

3.7. Висота голівки зуба

h′ = m = 22 мм

3.8. Висота ніжки зуба

h′′ = 1,25 ∙ m = 1,25 ∙ 22 = 27,5 мм

3.9. Повна висота зуба

h = h′ + h′′ = 22 + 27,5 = 49,5 мм

3.10. Ширина колеса

b2 = ψba ∙ aω ,

де: ψba = 0,125 ÷ 0,25 – для прямозубих колес; [3], с.293,

b2 = 0,125 ∙ 1683 = 195 мм

3.11. Ширина шестерні

b1 = b2 + (5 ÷ 10) = 195 + 10 = 205 мм

4. Колова швидкість колеса

V1 = ;

де: ω3 – кутова швидкість вала шестерні, ω3 = 3,22 рад/с,

V1 = = 0,81 м/с

5. Ступінь точності

При V = 0,81 м/с приймаємо за [3], с.32 восьму ступінь точності, по

ГОСТ 1643 – 81.

6. Коефіціент навантаження

Кн = Кнα ∙ Кнβ ∙ Кнv,

де: Кнα – коефіціент, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубами. Для прямозубих колес Кнα = 1; [3], с.32;

Кнβ – коефіціент, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині зубчастого вінця. При постійному навантаженні приймаємо за таблицею [3], с.32,(табл.3.1.) Кнβ = 1;

Кнv – динамічний коефіціент. Визначають в залежності від колової швидкості та ступеню точності їх виготовлення.

Кн = 1 ∙ 1(1,05 ÷ 1,10) = 1,05 ÷ 1,10

7. Контактні напруження між зубами прямозубої передачі

σн = ∙ √ ≤ [σ],

де: [σ] – допустимі контактні напруження, [σ] = 2 ÷ 8

σн = ∙ √ = 3,6 мПа

σн < [σ]

8. Перевірка зубів на витривалість за напруженнями згину (для прямозубих колес)

σF = ≤ [σF ],

де: КF – коефіціент навантаження,

КF = KFβ ∙ KFV ,

де: КFβ – коефіціент концентрації навантаження; КFβ = 1,03; [3], с.43;

КFV – коефіціент, що враховує динамічну дію навантаження; КFV = 1,25; [3], с.43;

КF = 1,03 ∙ 1,25 = 1,288;

УF – коефіціент форми зуба; значення коефіціента приймаємо з рекомендацій, приведених на с.43, [3],

- для шестерні : УF = 4,05;

- для зубчастого вінця : УF = 3,60;

[σF ] – допустимі напруження при згині;

[σF ] = ;

де: σF lim b – межа витривалості (при віднульовому циклі), відповідно базовому числу циклів.

Для шестерні з сталі 45 нормалізованої при твердості НВ ≤ 250

σF lim b = 1,8НВ = 1,8 ∙ 250 = 450 мПа

Для зубчастого вінця з сталі 50Г2Л σF lim b = 550 мПа, [3], с.44

[SF] – коефіціент безпеки;

[SF] = [SF′] ∙ [SF′′] ,

де: [SF′] = 1,75; [3], с.44;

[SF′′] = 1,80; [3], с.44;

[SF] = 1,75 ∙ 1,80 = 3,15

Допустимі напруження:

- для шестерні : [σF1] = = = 143 мПа

- для зубчастого вінця : [σF2] = = = 175 мПа

Визначаємо відношення:

[σF ] / УF

- для шестерні : = = 32,28 ;

- для зубчастого вінця : = = 48,5

Подальший розрахунок необхідно виконувати для зубів шестерні, для якої знайдене значення менше.

σF1 = = = 52,3 мПа

52,3 мПа < 143 мПа

Висновок: Умова міцності зубчастого зачеплення за контактними

напруженнями та за напруженнями згину виконано.

2.3.2. Розрахунок валу вінцевої шестерні на витривалість

Вихідні дані:

Крутний момент на валу М4 = 11,48 кН ∙ м

Зусилля в зачепленні: колове Fτ = 45,2 кН

радіальне Fr = 16,45 Кн

Діаметри посадочних місць вала d1 = 95 мм

d2 = 100 мм

d3 = 106 мм

Відстань між опорами вала с = 390 мм

Відстань від опори А до осі шестерні а = 205 мм

Відстань від осі шестерні до опори В b = 185 мм

Відстань від опори В до осі втулки зубчастої муфти к = 177 мм

Матеріл вала Сталь 45

Термообробка покращення

Межа міцності σв = 730 мПа

Межа текучесті σт = 390 мПа

Параметри зубчастої муфти М3 – 7: число зубів z = 56

модуль зачеплення m = 4

Розв`язок

1. Реакції в опорах від сил, діючих в зачепленні та згинаючі моменти у площині хz

∑ Ма = 0

Fτ ∙ a - RBx ∙ c = 0

RBx = = = 23,8 кН

∑ МВ = 0

- Fτ ∙ b + Rax ∙ c = 0

Rax = = = 21,4 кН

Перевірка ∑ Fx = 0; Rax - Fτ + RBx = 0

21,4 – 45,2 + 23,8 = 0

Згинаючий момент в точці с

Мсy = Rax ∙ a

Mcy = 21,4 ∙ 0,205 = 4,4 кН ∙м

Реакції в опорах від сил, діючих в зачепленні та згинаючі моменти у площині yz

∑ Ma = 0

- Fr ∙ a + + RBy ∙ c = 0

RBy = = = 9,3 кН

∑ МВ = 0

Fr ∙ b – Ray ∙ c = 0

Ray = = = 7,8 кН

Перевірка: ∑ FY = 0; - Ray + Fr – Rby = 0

- 7,8 + 16,45 – 9,3 = 0

Згинаючий момент у точці с

Мсх = - Ray ∙ a = - 7,8 ∙ 0,205 = - 1,6 кН ∙ м

2. Сумарні реакції в опорах та згинаючі моменти

Ra = √R²ax + R²ay = √21,4² + 7,8² = 22,8 кН

RB = √R²Bx + R²By = √23,8² + 9,3² = 25,6 кН

Мс = √М²сх + М²сy = √1,6² + 4,4² = 4,7 Кн

3. Консольне навантаження від зубчастої муфти

Fм = = = 15,4 Кн

4. Опорні реакції від сили Fм

∑ Ма = 0

- RBм ∙ с + Fм (с + к) = 0

RBм = = = 22,4 Кн

∑ Мв = 0

- Raм ∙ с + Fм ∙ к = 0

Rам = = = 7 кН

Перевірка: ∑ y = 0; - Raм + RBм – Fм = 0

- 7 + 22,4 – 15,4 = 0

5. Згинаючий момент від сили Fм

Мсм = - Raм ∙ а = - 7 ∙ 0,205 = - 1,4 кН ∙ м

Мвм = - Fм ∙ к = - 15,4 ∙ 0,177 = - 2,7 кН ∙ м

6. Сумарні згинаючі моменти, які діють від сил в зачепленні та сили Fм

Мuz = Мu + Мuм

Мв∑ = Мв = 2,7 кН ∙ м

Мс∑ = Мс + Мсм = 4,7 – 1,4 = 3,3 кН ∙ м

7. Розрахунок вала на витривалість

Цей розрахунок полягає у визначенні запаса міцності S для небезпечних перетинів вала та його зрівнянні з допускаємим [S] = 2…2,5. Міцність буде забезпечена, якщо справжній запас міцності буде більше допустимого S > [S].

Небезпечні перетини вала – це перетини А – А, Б – Б, В – В.

У перетині Б – Б концентрацію напружень викликає наявність підшипника, встановленого з натягом; у перетинах А – А та В – В – концентрацію напружень викликає наявність шпонкових пазів.

7.1. Межа витривалості вала при симетричному циклі згибу

σ-1 = 0,43 ∙ σв = 0,43 ∙ 730 = 313,9 мПа

7.2. Межа витривалості при симетричному циклі дотичних напруг

τ-1 = 0,58 ∙ σ-1 = 0,58 ∙ 313,9 = 182,1 мПа

7.3. Вибір розмірів шпонкових пазів

При d1= 95 мм: ширина шпонкового паза b = 28 мм; глибина шпонкового паза t1 = 8 мм.

При d3 = 106 мм: ширина шпонкового паза b = 32 мм; глибина шпонкового паза t1= 9 мм.

8. Моменти опору перетинів згибу

Перетин А – А

Wªнетто = – = – = 104086,4 мм³

Перетин Б – Б

Wu = = = 98125 мм³

Перетин В – В

Wнетто = - = – = 75206,4 мм³

9. Полярні моменти опору перетину крутінню

Wªк нетто = – = – = 220954,85 мм³

Wp = = = 196250 мм³

Wк нетто = – = – = 159336,39 мм³

10. Згинаючий момент у перетині В – В від дії консольного навантаження Fм, яке прикладено по середині посадочної частини втулки зубчастої муфти. Довжина втулки зубчастої муфти l = 160 мм.

Мизг = 25 ∙ √М4 ∙ = 25 ∙ √11,48 ∙ = 6,8 кН ∙ м

11. Запас міцності у перетинах

Перетин А – А

Перетин працює на згин з крутінням. Концентрацію напружень викликає наявність шпонкової канавки.

Амплітуда нормальних напружень згину

σv = = = 25,9 мПа

Амплітуда та середні напруження цикла дотичних напружень

τv = τм = = = 26 мПа

Коефіціент запаса міцності по нормальним напруженням

Sσ = ; де

Кσ – коефіціент концентрації напружень ; Кσ = 1,4; [3], с.165;

ℰσ – масштабний фактор при згині; ℰσ = 0,71; [3], с.166;

φσ – коефіціент, що визначає співвідношення меж витривалості при симетричних і пульсуючих циклах згину; φσ = 0,2; [3], с.164.

Sσ = = 5,3

Коефіціент запаса міцності по дотичним напруженням

Sτ = ; де

Кτ – коефіціент концентрації напружень при крутінні; Кτ = 1,5; [3], с.165;

ℰτ – масштабний фактор при крутінні; ℰτ = 0,59; [3], С.166;

φτ – коефіціент, що визначає співвідношення меж витривалості при симетричних та пульсуючих циклах при крутінні; φτ = 0,1; [3], с.164

Sτ = = 2,2

Результуючий коефіціент запаса міцності

S = = = 2,3

2,3 > [2]

Перетин Б – Б

Концентрація напружень обумовлена посадкою підшипника з натягом. Перетин працює на згин та крутіння.

Амплітуда та середні напруження цикла дотичних напружень

τv = τm = = = 29,2 мПа

Амплітуда нормальних напружень згину

σv = = = 27,5 мПа

Коефіціент запаса міцності по нормальним напруженням

Sσ = ; де

Кσ = 1,6; [3], с.165;

ℰσ = 0,7; [3], с.166;

φσ = 0,2; [3], с.164.

Sσ = = 5

Коефіціент запаса міцності по дотичним напруженням

Sτ = ; де

Кτ = 1,55; [3], с.165;

ℰτ = 0,59; [3], с.166;

φτ = 0,1; [3], с.164.

Sτ= = 2,32

Результуючий коефіціент запаса міцності

S = = = 2,1

2,1 > [2].

Перетин В – В

Амплітуда нормальних напружень

σv = = = 9 мПа

Амплітуда та середнє значення цикла дотичних напружень

τv = τм = = = = 36 мПа

Коефіціент запаса міцності по нормальним напруженням

Sσ = ; де

Кσ = 1,76; [3], с.165;

ℰσ = 0,7; [3], с.166;

φσ = 0,2; [3], с.164.

Sσ = = 13,8

Коефіціент запаса міцності по дотичним напруженням

Sτ = ; де

Кτ = 1,6; [3], с.165;

ℰτ = 0,59; [3], с.166;

φτ = 0,1; [3], с. 164.

Sτ = = 2,2

Результуючий коефіціент запаса міцності

S = = = 2,1

2,1 > [2].

Значення результуючих коефіціентів запаса міцності зводимо у таблицю

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Перетин | А – А | Б – Б | В – В |
| Значення коефіц.  запаса міцності | 2,4 | 2,1 | 2,1 |

Висновок: Значення коефіціентів запаса міцності показують, що робота

вала на витривалість забезпечена.

12. Розрахунок вала на статичну міцність

Максимальні згинаючі напруження

σnik = σmax = σм ∙ γ,

де: σnik – згинаючі напруження, необхідно вибрати величину більшу із

4 – х значень амплітуд нормальних напружень згинання

σм = σv max = 27,5 мПа

γ – коефіціент пікових навантажень,

γ = 2,2

σnik = 27,5 ∙ 2,2 = 60,5 мПа

Максимальні дотичні напруження

τnik = τmax = τk ∙ γ,

де: τк – дотичні напруження.

Вибираємо одне із найбільших значень 4 – х величин амплітуд дотичних напружень

τк = τv max = 29,2 мПа

τnik = 29,2 ∙ 2,2 = 64,24 мПа

Запас міцності за згинаючими напруженнями

Sσт = = = 6,4

Запас міцності за дотичними напруженнями

Sτт = ,

де: τт – межа текучості матеріала вала при крутінні;

τт = 190 мПа

Sτт = = 2,96

Результуючий коефіціент запаса міцності

Sт = = = 2,7

Sт > [Sт]

2,7 > [2,5]

Висновок: Міцність вала забезпечена.

2.3.3. Вибір і розрахунок довговічності підшипника

Вихідні дані:

Радіальне навантаження Fr = Rв∑ = 16,45 кН

Частота обертання валу n = 30,9 мінˉ¹

Рішення:

В опорах вала намічається примінити роликопідшипники радіальні сферичні дворядні серії 3620, які мають параметри:

d D B = 100 215 73

Динамічна вантажопідйомність С = 363000 Н = 363 кН

Статична вантажопідйомність Со = 417000 Н = 417 кН.

1. Еквівалентне навантаження

Fекв = V ∙ Fr ∙ Кб ∙ Кт,

де: V – обертається внутрішнє кільце, V = 1;

Кб – коефіціент безпеки, Кб = 1,1; [3], (табл.9.19), с.214;

Кт – температурний коефіціент, Кт = 1,05; [3], (табл.9.20), с.214.

Fекв = 16,45 ∙ 1,1 ∙ 1,05 ∙ 1 = 19 кН

2. Номінальна довговічність підшипника в млн обертів

L = ()³ = ()³ = 6967,9 млн об.

3. Номінальна довговічність підшипника в годинах

Lh = = = 3758 ∙ 10³ годин.

Висновок: Отримана довговічність більше потрібної. Підшипники серії

3620 прийнятні. Ресурс роботи підшипників може превищувати

36000 год, но не повинен бути нижче 10000 год.

2.3.4. Розрахунок шпонкового з`єднання

Вихідні дані:

Крутний момент на валу М = 11,48 кН ∙ м

Діаметр вала d = 106 мм

Матеріал шпонки Сталь 45

Термообробка нормалізація

Допускні напруження зминання [σзм] = 120 мПа

Рішення:

1. Вибір розмірів шпонки

При d = 106 мм:

- ширина шпонки b = 32 мм; [4], с.236;

- висота шпонки h = 16 мм;

- довжина шпонки l = 180 мм;

- глибина паза на валу t1 = 10 мм.

Шпонка підлягає дії напружень зминання та зрізання.

2. Дійсні напруження зминання

σзм = ≤ [σзм ],

де: z – кількість шпонок; z = 1.

σзм = = 200 мПа

В зв`язку з тим, що дійсні напруження зминання перебільшують допустимі, вибрана шпонка непрацездатна.

Для забезпечення надійності та довговічності шпонки доцільно на валу виконати іще один шпонковий паз під кутом 180° від існуючого і з`єднання виконати з двома шпонками, збільшивши довжину l = 200мм.

σзм = = = 90 мПа

σзм ≤ [σзм ]

90 мПа ≤ 120 мПа

3. Дотичні напруження при зрізанні

Допустимі дотичні напруження при зрізі

[τзр ] = 0,6 ∙ [σзм ] = 0,6 ∙ 120 = 72 мПа

τзр = = = 8,5 мПа

τзр ≤ [τзр ]

8,5 мПа ≤ 72 мПа

Висновок: Міцність шпонкового з`єднання забезпечено.

2.4. Технологічні розрахунки

2.4.1. Розрахунок зусилля напресування втулки зубчатої муфти на хвостовик вала

Вихідні дані:

З`єднання виконано по посадці Ø 170

Діаметр з`єднання d = 170мм

Внутрішній діаметр вала d1= 0 мм

Зовнішній діаметр охоплючої деталі D = 550 мм

Довжина спряжуваної поверхні l = 280 мм

Матеріал вала та втулки Сталь 45 ГОСТ 1050

Модуль пружності Е1 = Е2 = 2,12 ∙ 10 мПа

Коефіціент Пуассона µ1 = µ2 = 0,3

Клас шорсткості : - отвір втулки п`ятий – 5

- хвостовик вала шостий – 6

Рішення:

1. Параметри шорсткості:

- поверхні отвору втулки RZD RZD = 20 мкм

RAD RAD = 3,8 мкм

- поверхні хвостовика вала Rzd Rzd = 10 мкм

Rad Rad = 1,6 мкм

2. Вузол виготовлено по системі отвору:

- посадка та квалітет отвору Н8

- посадка та квалітет хвостовика вала S7

3. Граничні відхилення розмірів:

- отвір Ø 170 Н8 верхнє ЕS = 40 мкм,

нижнє ЕI = 0;

- вала Ø 170 S7 верхнє еs = 148 мкм,

нижнє еі = 108 мкм;

4. Найбільший натяг в з`єднанні

Nmax = es – EI = 148 – 0 = 148 мкм

5. Найменший натяг в з`єднанні

Nmin = ei – ES = 108 – 40 = 68 мкм

6. Середній натяг з`єднання

Nср = = = 108 мкм

7. Поправка на зменшення виступів шорсткості з`єднувальних поверхонь

γ′ш = 1,2(RZD + Rzd) = 1,2(20 + 10) = 36 мкм

γ′′ш = 5(RAD + Rad) = 5(3,8 + 1,6) = 27 мкм

Із отриманих значень для подальших розрахунків приймаємо більше значення γш = 36 мкм.

8. Розрахунковий натяг

Nр = Nc + γш = 108 + 36 = 144 мкм

9. Допоміжні коефіціенти

С1 = - µ1 = - 0,3 = 0,7

С2 = + µ2 = + 0,3 = 1,52

10. Питоме тиснення на спряжуваних поверхнях при напресуванні

Р = = = 80,9 мПа

11. Зусилля для напресування втулки на хвостовик вала при коефіціенті тертя f = 0,1 ( хороше змащування)

Fн = f ∙ π ∙ d ∙ l ∙ P = 0,1 ∙ 3,14 ∙ 170 ∙ 280 ∙ 80,9 = 1209,16 кН

12. Розрахунок температури нагріву втулки для монтажу на хвостовик вала

t = + t0 ;

де: γ – мінімальний зазор, необхідний для збирання вузла.

Приймаємо мінімальний зазор посадки g6.

α – коефіціент лінійного розширення. Для сталі α = 11 ∙ 10

t0 – початкова температура втулки. Приймаємо t0 = 20.

t = + 20 = 220

2.4.2. Розрахунок зусилля напресування підшипника на вал

Вихідні дані:

Схема установлювання підшипника на вал представлена на малюнку 6.

Посадка внутрішнього кільця підшипника на вал Ø 130

Посадка зовнішнього кільця підшипника з Ø 280

отвором в корпусі

Тип підшипника та його серія 3626

Параметри підшипника : d 130

Клас шорсткості поверхні шийки вала 7

Діаметр отвору вала d0 = 0 мм

Коефіціент Пуассона матеріалу вала та підшипника µв = µn

Модуль пружності матеріалу вала та підшипника Ев = Еn = 2,12 ∙ 10 мПа

Рішення:

1. Висота мікронерівностей на посадочному місці вала Rz = 6,3 мкм

2. Граничні відхилення розмірів з`єднувальних деталей:

- отвір Ø 130 L6 верхнє ES = 0;

нижнє ЕІ = - 18 мкм;

- вал Ø 130 к6 верхнє es = 28 мкм;

нижнє еі = 3 мкм

3. Найбільший натяг в з`єднанні

Nmax = es – EI = 28 – (- 18) = 46 мкм

4. Найменший натяг в з`єднанні

Nmin = ei – ES = 3 – 0 = 3 мкм

5. Середній натяг в з`єднанні

Nср = = = 24,5 мкм

6. Зменшення натягу внаслідок зменшення висоти мікронерівностей Rzd на посадочній поверхні вала при напресуванні підшипника

N∆ = 2 ∙ 0,6 ∙ Rzd = 2 ∙ 0,6 ∙ 6,3 = 7,56 мкм

7. Ефективний натяг з`єднання

Ne = Nср + ∆N = 24,5 + 7,56 = 32,06 мкм

8. Питоме тиснення при заданому ефективному натягу

Р = ,

де: d0 = діаметр отвору вала;

d1 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця підшипника

d1 = = = 167,5 мм

Р = = 10,7 мПа

9. Зусилля напресування внутрішнього кільця підшипника на вал

Fн = f ∙ π ∙ d ∙ B ∙ P ;

де: f – коефіціент тертя при напресуванні на контактних поверхнях деталей

f = 0,1…0,2

При хорошому змащуванні f = 0,1

Fн = 0,1 ∙ 3,14 ∙ 130 ∙ 93 ∙ 10,7 = 40,6 кН

Розрахунок температури нагріву підшипника

Вихідні дані:

Найбільший натяг в з`єднуванні внутрішнього кільця d ≥ 100 мм необхідно нагрівати до температури:

t = + t0 ;

де: α – коефіціент лінійного розширення матеріалу підшипника; α = 11 ∙ 10

t0 – початкова температура підшипника; t0 = 20

t = + 20 = 57,5

Висновок: Температура нагріву не перевищує визначеного нормативу

(100

2.4.3. Вибір канату для виготовлення стропа та стропа для стропування велико тягового вузла

Вихідні дані:

Вага вузла для стропування Q = 352,6 кН

Кількість віток стропа Z = 4

Кут нахилу вітки стропа α = 35°

Метод стропування обхват

Відстань між місцями стропування а = 5,5 м

Рішення:

1. Зусилля в одній вітці стропа

Fmax = ∙ kH ,

де: kH – коефіціент, який ураховує нерівномірність розподілу зусилля між вітками стропа.

При кількості віток стропа Z ≥ 4

kH = 1,3…1,4

Приймаємо kH = 1,3

Fmax = ∙ 1,3 = ∙ 1,3 = 140 кН

2. Розривне зусилля в канаті

Fроз = Fmax ∙ k,

де: к – коефіціент запасу міцності, який залежить від методу стропування

к = 5,0

Fроз = 140 ∙ 5,0 = 700 кН

3. Вибір канату

По ГОСТ 2688 – 80 вибираємо канат, який має слідуючу характеристику:

Тип ЛК – Р619 + 1о.с.

Розривне зусилля Fроз = 725 Кн

Діаметр канату dк = 37мм

Маркувальна група σв = 1700 мПа

4. Оріентована довжина стропа

L = + lобх ,

де: lобх – довжина каната на обов`язку вантажу;

lобх = = = 3454 мм,

де: D – діаметр обхвата груза.

L = + 3454 = + 3454 = 4000 мм

5. Вибір стропа

По ДСТУ Б.В.2.8. – 10 – 98 вибираємо строп двопетльовий, який має слідуючу характеристику

Тип СКП – 8,0

Вантажопідйомність G = 8 т

Розривне зусилля Fроз = 725 Кн

Діаметр канату dк = 36мм

Маркувальна група σв = 1700 мПа

Довжина стропа L = 4000 мм

3. Охорона праці

3.1. Охорона праці при експлуатації сушильного барабана

До роботи та обслуговування сушильного барабана допускаються робочі,

обучені та проінструктовані безпечним методам та прийомам праці, які вивчили інструкцію по його експлуатації, розробленої з урахуванням місцевих промислових умов.

Запускати у роботу сушильний барабан та управляти його механізмами можна тільки лицям, маючим на це право.

Перед запуском сушильного барабана необхідно прибрати інструмент з зони роботи обладнання, перевірити освітлення робочих місць, справність сигналізації. Видалити всіх людей з опасної зони, подати попереджувальний сигнал та встановити у контактний замок ключ – бірку.

Постійно стежити за наявністю та справністю огорож на усіх пересуваючихся та обертаючихся частинах сушильного барабана. Захисними кожухами повинні бути захищені дві муфти (муфта валу двигуна та муфта валу вінцевої шестерні), вінцева шестерня та чотири опорних ролика. При відсутності та несправності кожухів і захисних пристосувань, надійно закріплених огорож – робити забороняється.

У випадку припинення подачі електроенергії необхідно негайно відключити електродвигун від мережі та виняти ключ – бірку. При виявленні несправностей в обладнанні необхідно остановити його, повідомити мастера та до усунення несправностей до роботи на обладнанні не приступати: чистити, змащувати. Ремонтувати обладнання можна тільки при повному його зупиненні та повному відключенні у відповідності з бірочною системою.

Забороняється:

- робити у розтегнутому спецодягу, тому що є опасність захвату обертаючимися частинами обладнання (зубчасте зачеплення та зачеплення опорних роликів і бандажів;

- робити на сушильному барабані, якщо в обов`язки не входе його обслуговування, без засобів індивідуального захисту, без наявності ключа – бірки;

- користуватися несправним інструментом, робити на несправному обладнанні;

- проводити огляд, чистку, змащення та ремонт сушильного барабана при його роботі;

- находитись поблизу переміщуючихся частин та механізмів сушильного барабана, заходити або просовувати за огорожу переміщуючихся частин голову, руки, ноги;

- знімати, відкривати та встановлювати огорожу під час роботи сушильного барабана.

По закінченню роботи необхідно остановити сушильний барабан у відповідності з бірочною системою, привести у порядок робоче місце та сдати зміну.

Література

1. Притикін Д.П. Ремонт обладнання для підготовки шихтових матеріалів у кольоровій металургії. М. : Машинобудування, 1987. - 248 с.

2. Сапожніков М.Я. Машини промисловості будівельних матеріалів. М. : Машіздат, 1961. – 247 с.

3. Чернавский С.А. Курсове проектування деталей машин. М. : Машинобудування, 1987. – 416 с.

4. Мягков В.Д., Палей М.А. Допуски і посадки. Довідник. Л. : Машинобудування, 1983. – 448 с.

5. Гребенік В.М. Обладнання фабрик ошматкування та домених цехів. М. : Металургія, 1985. – 321 с.

6. Целіков А.І., Полухін П.І. Машини і агрегати домених цехів. М. : Металургія, 1987. – 440 с.