Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та природокористування

Кафедра будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання

02-01-465

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни
«Дорожні та комунальні машини»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
денної та заочної форм навчання

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рекомендовано методичною
комісією за спеціальністю 133
«Галузеве машинобудування».
Протокол № 8 від 01.07.2019 р.

Рівне – 2019

Національний університет водного господарства та природокористування

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни «Дорожні та комунальні машини» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання / Медвідь С. Х. – Рівне : НУВГП, 2019. – 16 с.

Укладач: Медвідь С. Х., к.т.н., доцент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

Відповідальний за випуск: Кравець С. В., д.т.н., професор, завідувач кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

Національний університет водного господарства та природокористування

ЗМІСТ

1 Практична робота № 4 ……. 3
2 Практична робота № 5 ……. 7
3 Практична робота № 6 …… 10
4 Практична робота № 7 …….. 13

© С. Х. Медвідь, 2019
© НУВГП, 2019

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Практична робота № 4

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОТУЖНОСТІ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА АЗУ

Мета роботи: Визначити основні параметри та необхідну потужність на привод сушильного барабана АЗУ з метою подальшого розрахунку механізму привода.

Порядок виконання роботи

1. Виписати вихідні дані до розрахунку згідно варіанту (таблиця 4.1).
2. Розрахувати основні геометричні розміри сушильного барабана.
3. Визначити складові і сумарну сил опору обертання барабана.
4. Визначити необхідну потужність приводу барабана.
5. Оформити звіт по роботі.

Методика розрахунку

1. Визначаємо продуктивність сушильного барабана по сухому матеріалу:

$$П_б = \frac{П_е}{K_ч} \cdot \frac{100 - q_б - q_{м.п}}{100}, \text{ т/год.},$$

де $П_е$ – експлуатаційна продуктивність АЗУ, т/год.; $q_б$ – витрати бітуму від маси суміші, %; $q_{м.п}$ – витрати мінерального порошку від маси суміші, %; $K_ч$ – коефіцієнт використання АЗУ по часу, $K_ч$=0,85…0,9.

Значення $q_б$ і $q_{м.п}$ залежить від виду суміші (крупнозерниста, середньозерниста, мілко зерниста, піщана).

2. Визначаємо об’єм сушильного барабана:

$$V_б = \frac{П_в}{A} = \frac{\omega П_б}{100A}, \text{ м}^3,$$

де $П_в$ – продуктивність сушильного барабана по видаленню вологи, т/год.; A – кількість вологи, що видаляється з 1 м^3 барабана за годину, т/м^3·год.; ω – вологість матеріалу, що підлягає просушуванню, %; $П_б$ – продуктивність сушильного барабана по сухому матеріалу, т/год.

3. Попередньо вибираємо діаметр $D'_б$ і частоту обертання барабана $n'_б$ в залежності від продуктивності (таблиця 4.2).

4. Розраховуємо довжину барабана з умови руху просушуваного

Національний університет водного господарства та природокористування

матеріалу всередині барабана і часу, необхідного для просушки

$$L_б = zh_{ср} \cdot n'_б t \cdot tg\alpha \text{ , м,}$$

де z – число підйомів і скидань матеріалу лопатками за один оберт барабана (z=1,75…2,5); $h_{ср}$ – середня висота підйому матеріалу лопатками барабана ($h_{ср}$ =0,8$D'_б$), м; $n'_б$ – частота обертання барабана, хв.$^{-1}$; t – час сушіння матеріалу в барабані (t=2…4 хв.); α – кут нахилу барабана до горизонту (α=3…6°).

5. Уточняємо діаметр барабана за формулою:

$$D_б = \sqrt{\frac{4V_б}{\pi L_б}} \text{ , м.}$$

При великій різниці $D'_б$ і $D_б$ задаємося новим значенням діаметра барабана і повторюємо розрахунок.

6. Визначаємо частоту обертання барабана в залежності від його діаметра

$$n_б = \frac{K_p}{\sqrt{D_б / 2}} \text{ , хв.}^{-1}\text{,}$$

Національний університет водного господарства та природокористування

де K_p – коефіцієнт режиму роботи барабана, K_p= 8…10.

7. Визначаємо товщину стінки барабана

$$\delta = 0{,}005 \cdot D_б \text{, м.}$$

Одержане значення заокруглюємо до ближчого кратного 10^{-3} м.

8. Визначаємо зовнішній діаметр барабана

$$D_{бз} = D_б + 2 \cdot \delta \text{, м.}$$

9. Визначаємо силу тяжіння барабана

$$G_б = K_б \frac{\pi \left(D_{бз}^2 - D_б^2\right)}{4} L_б \cdot \rho \cdot g \text{ , Н,}$$

де: $K_б$ – коефіцієнт, що враховує вагу торцьових стінок, лопатей, бандажів, зубчастого вінця та інших елементів барабана, $K_б$=1,1…1,2; ρ - густина сталі, ρ=7700…7900, кг/м^3; g - прискорення вільного падіння, g=9,81, м/с^2.

10. Визначаємо силу тяжіння матеріалу в барабані

$$G_м = \frac{\pi \cdot D_б^2}{4} \cdot L_б \cdot \chi \cdot \rho_м \cdot g \text{ , Н,}$$

де χ – ступінь заповнення барабана матеріалом, χ=0,1…0,2; $\rho_м$ – густина матеріалу, $\rho_м$=1700 кг/м^3; g – прискорення вільного падіння.

Національний університет водного господарства та природокористування

11. Визначаємо плече сили тяжіння матеріалу відносно осі барабана (рис. 4.1, *а*):

$$b = \frac{(0{,}7...0{,}77) \cdot D_б}{2}, \text{ м.}$$

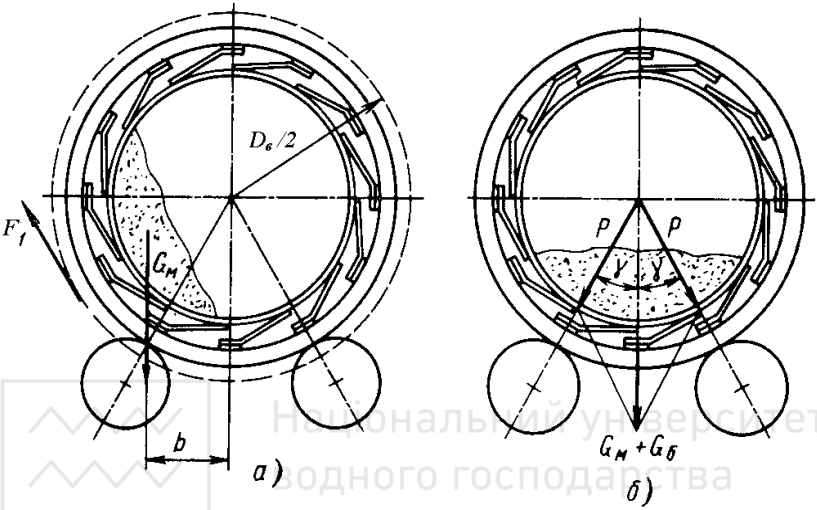

Рис. 4.1. Схема сил в поперечному перерізі барабана:
а – опір пересуванню матеріалу при обертанні барабана,
б – розподіл тиску на опорні ролики при нерухомому барабані.

12. Визначаємо силу опору від пересування матеріалу в барабані, зведену до зубчастого вінця

$$F_1 = \frac{2 \cdot G_м \cdot b}{D_в}, \text{ Н,}$$

де $D_в$ – діаметр зубчастого вінця, $D_в$=(1,15…1,2)$D_{бз}$, м.

13. Визначаємо діаметр опорного ролика

$$D_р=(0{,}2...0{,}25)\cdot D_{бз}, \text{ м.}$$

14. Визначаємо силу опору від тертя кочення бандажів барабана по роликах, зведену до радіуса вінця

$$F_2 = \frac{2(G_м + G_б)(D_{б.д} + D_р)}{\cos\gamma \cdot D_р D_б} K_1, \text{ Н,}$$

де: $D_{б.д}$ – зовнішній діаметр бандажа, $D_{б.д}$=(1,1…1,15)$\cdot D_{бз}$, м; γ – половина центрального кута установки роликів (рис. 4.1, *б*),

Національний університет водного господарства та природокористування

γ=30°; K_1 – коефіцієнт тертя кочення (бандажа по ролику), K_1=0,0008, м.

15. Визначаємо силу опору від тертя в цапфах опорних роликів, приведену до радіуса вінця

$$F_3 = \frac{(G_м + G_б) \cdot K_2 \cdot D_р \cdot D_б}{\cos\gamma \cdot D_ц \cdot D_б}, \text{ Н},$$

де: K_2 –коефіцієнт тертя підшипника опорного ролика в цапфах, K_2=0,01; $D_ц$ – діаметр цапфи ролика, $D_ц$ = (0,2…0,25)·$D_р$, м.

16. Визначаємо сумарну силу опору, приведену до вінця

$$F=F_1+F_2+F_3, \text{ Н}.$$

17. Визначаємо колову швидкість вінця барабана

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot n \cdot D_в}{60} \text{ м/с}.$$

18. Визначаємо необхідну потужність для приводу барабана

$$N = \frac{F \cdot \vartheta}{1000 \cdot \eta}, \text{ Вт, кВт}.$$

де η - ККД механізму привода барабана.

Національний університет водного господарства та природокористування

Таблиця 4.1

Вихідні дані до розрахунку сушильного барабана АЗУ

Варіант	$П_е$ (т/год.)	ω (%)	$q_б$ (%)	$q_{м.п}$ (%)	A (т/м^3)
1	2	3	4	5	6
1	25	6	4	4	0,125
2	30	5	5	3	0,125
3	35	6	6	7	0,125
4	40	5	4	3	0,175
5	45	6	5	6	0,175
6	50	7	6	8	0,175
7	55	5	7	10	0,175
8	60	6	4	3	0,175
9	65	5	5	4	0,175
10	70	6	6	9	0,175
11	75	6	7	8	0,175
12	80	6	6	8	0,175
13	90	5	5	9	0,250
14	100	6	6	7	0,250
15	150	5	7	8	0,250

Національний університет
водного господарства
та природокористування

продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6
16	180	6	8	11	0,250
17	200	5	4	3	0,250
18	220	6	5	6	0,250
19	250	5	6	7	0,250
20	280	6	7	9	0,250
21	300	5	8	7	0,250
22	325	6	4	4	0,250
23	350	5	5	6	0,250
24	380	6	8	10	0,250
25	400	5	7	9	0,250

Таблиця 4.2

Залежності діаметра і частоти обертання сушильного барабана від його продуктивності

$П_б$ (т/год.)	25	50	100	200	400
$D'_б$, м	1,10	1,40	1,7…1,8	2,4…2,5	2,8
$n'_б$, об./хв.	16	12	10	8…9	7…8

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Практична робота № 5

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА АЗУ

Мета роботи: Перевірити умови міцності та жорсткості сушильного барабана АЗУ з метою встановлення можливості його роботи в заданих умовах.

Порядок виконання роботи

1. Для проведення розрахунку використати необхідні дані практичної роботи № 4 (табл. 4.1).
2. Перевірити умову міцності барабана на згин.
3. Перевірити умову жорсткості барабана.
4. Перевірити умову міцності барабана і ролика в зоні їх контакту.
5. Оформити звіт по роботі.

Методика розрахунку

1. Визначаємо відстань між бандажами (рис. 5.1)

$$L_0 = L_б - 2 \cdot l_0, \text{ м}$$

Національний університет водного господарства та природокористування

де l_0 – довжина консольних ділянок барабана, l_0=(0,2…0,25)·$L_б$, м.

2. Визначаємо інтенсивність розподіленого навантаження на 1м довжини барабана

$$q = \frac{G_м + G_б}{L_0}, \text{ Н/м.}$$

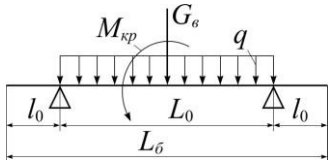

Рис. 5.1. Схема навантаження обичайки барабана

3. Визначаємо згинаючий момент в небезпечному центральному перерізі барабана

$$M_{зг} = \frac{q \cdot L_0^2}{8} + \frac{G_в \cdot L_0}{4}, \text{ Нм,}$$

де $G_в$ – сила тяжіння зубчастого вінця, $G_в$=(0,02…0,05)·$G_б$, Н.

4. Визначаємо крутний момент, прикладений до барабана

$$M_{кр} = \frac{F \cdot D_в}{2}, \text{ Нм.}$$

5. Визначаємо розрахунковий сумарний момент від дії згинання та скручування

$$M_p = 0{,}35 \cdot M_{зг} + 0{,}65 \cdot \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2}, \text{ Нм.}$$

6. Визначаємо момент опору поперечного перерізу барабана

$$W = \frac{\pi \cdot \left(D_{бз}^4 - D_б^4\right)}{32 \cdot D_{бз}}, \text{ м}^3.$$

7. Перевіряємо умову міцності барабана на згин

$$\sigma = \frac{M_p}{W} \le [\sigma], \text{ Па.}$$

де σ – дійсне напруження, Па; $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу барабана, $[\sigma]=25 \cdot 10^6$, Па.

При невиконанні умови міцності збільшуємо δ, визначаємо нове значення $D_{бз}$ та повертаємось до перевірки умови міцності барабана.

8. Визначаємо осьовий момент інерції поперечного перерізу барабана

$$I = \frac{\pi \cdot \left(D_{бз}^4 - D_б^4\right)}{64}, \text{ м}^4.$$

9. Визначаємо прогин барабана від рівномірно розподіленого

Національний університет водного господарства та природокористування

навантаження

$$f_1 = \frac{5 \cdot (G_м + G_б) \cdot L_0^3}{384 \cdot E \cdot I \cdot 1000}, \text{ м},$$

де E – модуль пружності першого роду для сталі, E=2·10^5, Па.

10. Визначаємо прогин барабана від зосередженого навантаження (сила тяжіння зубчастого вінця $G_в$)

$$f_2 = \frac{G_в \cdot L_0^3}{48 \cdot E \cdot I \cdot 1000}, \text{ м}.$$

11. Перевіряємо умову жорсткості барабана при згині

$$f = f_1 + f_2 \le [f] \cdot L_0, \text{ м}.$$

де f – дійсний прогин барабана, м; [f] – допустимий прогин на метр довжини барабана, [f]=0,0003, м/м.

При невиконанні умови жорсткості збільшити δ, визначити нове значення $D_б$ та повернутись до перевірки умов жорсткості барабана при згині.

12. Визначаємо зазор між башмаком та компенсатором для забезпечення можливості теплового розширення барабана

$$e = \alpha \cdot (t_1 - t_2) \cdot D_б, \text{ м},$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення сталі, α=11,5·10^{-5}, м/(м°С); t_1 – максимальна температура обичайки, t_1 =200°С; t_2 – мінімальна температура бандажа та обичайки при монтажу, t_2 = −20°С.

13. Визначаємо внутрішній діаметр бандажа

$$D_{бд}^{в} = D_{бз} + 2 \cdot h_к + e, \text{ м},$$

де $h_к$ – висота компенсатора над обичайкою, $h_к$=(0,04…0,05)·$D_{бз}$, м.

14. Визначаємо силу тиску барабана на опорний ролик (рис. 4.1, *б*)

$$P = \frac{G_м + G_б}{Z_р \cdot \cos\gamma}, \text{ Н},$$

де $Z_р$ – число опорних роликів, $Z_р$ = 4.

15. Визначаємо ширину бандажа $b_{бд} = \frac{P}{[q_л]}$,

де [$q_л$] – допустимий лінійний тиск, [$q_л$]=15·10^5 Н/м.

16. Визначаємо ширину ролика

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$b_p = b_{бд} + (0{,}02...0{,}03)\text{, м.}$$

17. Визначаємо відстань між компенсаторами

$$l_к = \pi \cdot D_{бд} \cdot \frac{\alpha_к}{360°}\text{, м.}$$

де $\alpha_к$ – кутовий крок компенсатора, $\alpha_к$=10…20, град.

18. Визначаємо згинаючий момент бандажа

$$M_{бд} = \frac{Pl_к}{4}\text{, Нм.}$$

19. Визначаємо товщину бандажа $h_{бд} = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{бд}}{b_{бд} \cdot [\sigma]}}$, м,

де $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу бандажа на згин, $[\sigma]=400 \cdot 10^6$, Па.

20. Визначаємо зовнішній діаметр бандажа:

$$D_{бд.з} = D_{бд.в} + 2 \cdot h_{бд}\text{, м.}$$

21. Визначаємо діаметр опорного ролика

$$d_p = (0{,}15...0{,}33) \cdot D_{бд.з}\text{, м.}$$

22. Перевіряємо умову міцності бандажа і ролика в зоні їх контакту:

$$\sigma_{зм} = 0{,}418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E \cdot (D_{бд.з} + d_p)}{b_{бд} \cdot D_{бд.з} \cdot d_p}} \le [\sigma_{зм}],$$

де: $\sigma_{зм}$ – дійсне напруження зминання, Па; $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання менш міцного елемента пари бандаж – ролик ($[\sigma_{зм}]=340 \cdot 10^6$ Па – для чавуну, $(290…490) \cdot 10^6$ Па для стального литва, $390 \cdot 10^6$ Па для Ст3, $516 \cdot 10^6$ Па для Ст5, $590 \cdot 10^6$ Па для Ст. 6).

При невиконанні умови міцності збільшити $b_{бд}$ або вибрати більш міцний матеріал ($[\sigma_{зм}]$) до виконання умови.

Практична робота № 6

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ ЗМІШУВАЧА АБС ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ

Мета роботи: Визначити основні параметри та необхідну потужність на привод змішувача АБС циклічної дії.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Порядок виконання роботи

1. Для проведення розрахунку використати вихідні дані практичної роботи № 4.
2. Визначити попередню масу замісу та радіус корпусу змішувача.
3. Визначити фактичну масу замісу та розміри змішувача.
4. Визначити число парних лопатей на валу змішувача.
5. Визначити колову швидкість кінців лопатей.
6. Визначити необхідну потужність приводу змішувача.
7. Оформити звіт по роботі.

Методи розрахунку

1. Визначаємо попередню тривалість циклу роботи змішувача

$$t_{цп} = t_з + t_{змп} + t_р \text{, с,}$$

де: $t_з$ – тривалість завантаження змішувача, $t_з$=5, с; $t_{змп}$ – попередня тривалість змішування, $t_{змп}$=30, с; $t_р$ – тривалість розвантаження, $t_р$=5, с.

2. Визначаємо попередню масу замісу

$$m_{зп} = \frac{П_е \cdot t_{цп}}{3600 \cdot K_в} \text{, т,}$$

де: $П_е$ – експлуатаційна продуктивність змішувача, т/год.; $K_в$ – коефіцієнт використання змішувача по часу, $K_в$=0,85.

3. Визначаємо радіус корпусу змішувача (рис. 6.1)

$$R = \sqrt[3]{\frac{m_{зп}}{10 \cdot \psi \cdot \beta \cdot \rho}} \text{, м,}$$

де: ψ – коефіцієнт форми корпуса змішувача, ψ =0,85…1,0; β – коефіцієнт завантаження корпуса змішувача матеріалом, (приймаємо β=1); ρ – густина суміші, ρ =1,8…1,9 т/м^3.

4. Визначаємо частоту обертання лопатевих валів

$$n = (15{,}3...16{,}5)\sqrt{\frac{g}{R}} \text{, хв.}^{-1}\text{,}$$

де g – прискорення сили вільного падіння, g =9,81 м/с.

5. Визначаємо фактичну тривалість процеси змішування:

$$t_{змф} = \frac{60}{n} \cdot \left[\frac{lg\,0{,}03 - lg(1 - i_A)}{lg(1 - 2K_o)} \right] \text{, с,}$$

Національний університет водного господарства та природокористування

де i_A – відносна концентрація компонентів в зоні дії одного з лопатевих валів (для несприятливого випадку i_A=0; K_o – коефіцієнт, що характеризує поперечний обмін, K_o=0,04…0,05.

6. Визначаємо фактичну тривалість циклу роботи змішувача

$$t_{цф} = t_з + t_{змф} + t_р \text{, с.}$$

7. Визначаємо фактичну масу замісу

$$m_{зф} = \frac{П_е \cdot t_{цф}}{3600 \cdot K_в} \text{, т.}$$

8. Визначаємо радіус корпуса змішувача з врахуванням фактичної маси замісу

$$R_ф = \sqrt[3]{\frac{m_{зф}}{10 \cdot \psi \cdot \beta \cdot \rho}} \text{, м.}$$

9. Визначаємо міжосьову відстань валів змішувача (рис. 6.1)

$$a_w = (1{,}41...1{,}53) \cdot R_ф \text{, м.}$$

10. Визначаємо ширину корпусу змішувача

$$b_к = 2 \cdot R_ф + a_w \text{, м.}$$

11. Визначаємо довжину корпусу змішувача

$$l_к = b_к \cdot \psi \text{, м.}$$

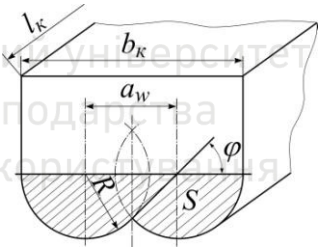

Рис. 6.1. Схема для визначення геометричних параметрів змішувача

12. Визначаємо висоту лопаті (рис. 6.2) та її ширину

$$h = 0{,}35 \cdot R_ф \text{, м;} \qquad b = 0{,}57 \cdot R_ф \text{, м.}$$

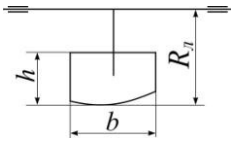

Рис. 6.2. Схема лопаті

13. Визначаємо число парних лопатей на одному валу (рис. 6.3):

$$Z_л = \frac{l_k - 2 \cdot l_1 - b \cdot cos\alpha}{b \cdot cos\alpha + l} + 1,$$

де: l_1 – зазор між крайньою лопаттю та торцьовою стінкою змішувача, l_1=7…10, мм; α – кут нахилу лопатей до осі вала, α=30…45°; l - зазор між бічними кромкам

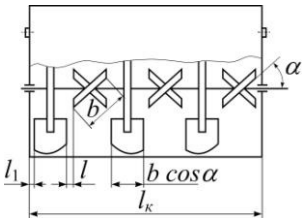

Рис. 6.3. Схема для визначення числа пар лопатей на довжині вала

Національний університет водного господарства та природокористування

вала), l =45…50, мм.

14. Визначаємо радіус лопатей:

$$R_л = R_ф - \Delta R \text{, м,}$$

де ΔR – радіальний зазор між лопатями та бронею корпусу, ΔR=0,003…0,005, м.

15. Визначаємо колову швидкість кінців лопатей:

$$\vartheta_л = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_л \text{, м/с.}$$

16. Визначаємо необхідну потужність привода змішувача:

- при $m_{зф}$>1400 кг $\quad N = \frac{\vartheta_л}{2,3}(9,1 + 17,3 m_{зф})$, кВт;

- при $m_{зф}$≤1400 кг $\quad N = \frac{\vartheta_л}{2,3} 35,3 \cdot m_{зф}$, кВт.

Практична робота № 7

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛОПАТЕВОГО ДВОВАЛЬНОГО ЗМІШУВАЧА АБС ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ

Національний університет водного господарства та природокористування

Мета роботи: Визначити зусилля, що діють на вали і лопаті змішувача та перевірити їх на міцність і жорсткість.

Порядок виконання роботи

1. Для проведення розрахунку використати необхідні дані з практичної роботи № 6.
2. Визначити зусилля, що діють на лопаті змішувача.
3. Визначити розміри валів змішувача.
4. Перевірити на міцність і жорсткість вали та кронштейни лопатей.
5. Оформити звіт по роботі.

Методи розрахунку

1. Визначаємо колове зусилля на лопаті

$$T_л = \frac{N}{\vartheta_л} \text{, кН.}$$

2. Визначаємо дійсне зусилля на кромці лопаті при її заклинюванні

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$T_{\partial} = T_{л} \cdot K_{\partial}, \text{ кН.}$$

де K_{∂} – коефіцієнт динамічності, K_{∂}=1,2.

3. Визначаємо довжину вала (рис. 7.1)

$$l_{в} = 1{,}18 \cdot l_{к}, \text{ м.}$$

4. Визначаємо відстань від опор вала до центра кріплення навантаженої лопаті (рис. 7.1):

- при непарному числі пар лопатей – $l_1 = l_2 = \dfrac{l_{в}}{2}$;

- при парному числі пар лопатей:

$$l_1 = \frac{l_{в}}{2} - \frac{b \cdot cos\,\alpha + 1}{2}, \text{ м;}$$

$$l_2 = \frac{l_{в}}{2} + \frac{b \cdot cos\,\alpha + 1}{2}, \text{ м.}$$

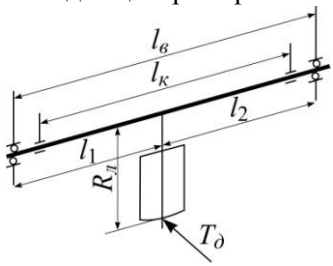

Рис. 7.1. Схема для розрахунку вала змішувача

5. Визначаємо сторону квадрата квадратного перерізу вала (рис. 7.2)

$$a = 1{,}43 \cdot \sqrt[4]{\frac{T_{\partial} \cdot l_1^2 \cdot l_2^2 \cdot \psi_{ф}}{E \cdot l_{в}^2}}, \text{ м,}$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

де $\psi_{ф}$ – коефіцієнт, що враховує ослаблення перерізу вала фасками по ребрах (без фасок, $\psi_{ф}$=1,0); E – модуль пружності першого роду для сталі, E=2·10^8, кПа.

6. Визначаємо осьовий момент інерції поперечного перерізу вала

$$J = \frac{a}{12}, \text{ м}^4.$$

7. Визначаємо прогин вала від зосередженої сили T_{∂}

$$f = \frac{T_{\partial} \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3000 \cdot E \cdot J \cdot l_{в}}, \text{ м,}$$

8. Перевіряємо виконання умови

$$f \le [f],$$

де [f] – допустимий прогин вала ([f]=0,001$l_{в}$) м.

9. Визначаємо згинаючий момент вала від сили заклинювання

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$M_{зг} = \frac{T_д \cdot l_в}{4}, \text{ кН·м.}$$

10. Визначаємо осьовий момент опору перерізу вала:

а) для прямого способу закріплення кронштейнів (рис. 7.2, *а*)

$$W_{зг} = \frac{a^3}{6}, \text{ м}^3;$$

б) для діагонального способу кріплення (рис. 7.2, *б*)

$$W_{зг} = \frac{a^3}{8{,}5}, \text{ м}^3.$$

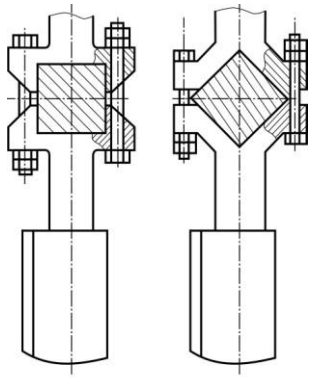

Рис. 7.2. Схема кріплення кронштейнів на лопатевому валу

11. Перевіряємо умову міцності вала на згин

$$\sigma = \frac{1000 \cdot M_{зг}}{W_{зг}} \le [\sigma], \text{ Па,}$$

де: σ – нормальне напруження, Па; $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження, $[\sigma]=80\cdot10^6$, Па.

12. Визначаємо момент кручення вала від сили заклинювання

$$M_{кр} = T_д \cdot R_л, \text{ кН·м.}$$

13. Визначаємо полярний момент опору перерізу вала

$$W_{кр} = 0{,}208 \cdot a^3, \text{ м}^3.$$

14. Перевіряємо умову міцності вала на кручення

$$\tau = \frac{1000 \cdot M_{кр}}{W_{кр}} \le [\tau], \text{ Па,}$$

де: τ – дотичне напруження, Па; $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, $[\tau]=60\cdot10^6$, Па.

15. Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням

$$\eta_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma},$$

де σ_T – границя текучості по нормальним напруження, $\sigma_T=200\cdot10^6$,

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Па.

16. Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням

$$\eta_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau},$$

де τ_T – границя текучості по дотичним напруження, τ_T=120·10^6.

17. Перевіряємо умову запасу міцності по несучій здатності матеріалу вала

$$\eta_T = \frac{\eta_{T\sigma} \cdot \eta_{T\tau}}{\sqrt{\eta_{T\sigma}^2 + \eta_{T\tau}^2}} \geq \eta_{min},$$

де: η_T – коефіцієнт запасу міцності; η_{min} – мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності, η_{min}=1,5…2.

18. Визначаємо довжину кронштейна лопаті

$$l_{кр} = R_л - (0{,}6...0{,}8) \cdot a, \text{ м.}$$

19. Визначаємо згинаючий момент в небезпечному перерізі кронштейна

$$M_{зг}^{кр} = T_д \cdot l_{кр}, \text{ кН·м.}$$

20. З умови міцності на згин визначаємо діаметр круглого поперечного перерізу кронштейна:

$$d_{кр} = \sqrt[3]{\frac{10^4 \cdot M_{зг}^{кр}}{[\sigma]}}, \text{ м.}$$

де [σ] – допустиме нормальне напруження, [σ]=80·10^6, Па.

Список літератури

1. Дорожно-строительные машины и комплексы / Под общ. ред. В.И. Баловнева. 2-е изд., доплн. и пере раб. Москва-Омск : Изд-во СибАДИ, 2001. 528 с.

2. Дорожные машины: В 2-х частях. Ч. II. Машины для устройства дорожных покрытий / К. А. Артемьев, Т. В. Алексеева, В. Г. Белокрылов и др. М. : Машиностроение, 1982.