



Міністэрства адукацыі
Рэспублікі Беларусь

БЕЛАРУСКІ НАЦЫЯНАЛЬНЫ
ТЭХНІЧНЫ УНІВЕРСІТЭТ

Кафедра “Будаўнічыя і дарожныя машыны”

М.Д. Гірко

БУДАЎНІЧЫЯ І ДАРОЖНЫЯ МАШЫНЫ

Вучэбна-метадычны дапаможнік

Мінск 2006

Міністэрства адукацыі Рэспублікі Беларусь
БЕЛАРУСКІ НАЦЫЯНАЛЬНЫ ТЭХНІЧНЫ УНІВЕРСІТЭТ

Кафедра “Будаўнічыя і дарожныя машыны”

М.Д. Гірко

БУДАЎНІЧЫЯ І ДАРОЖНЫЯ МАШЫНЫ

Вучэбна-метадычны дапаможнік
для студэнтаў спецыяльнасці 1-36 11 01 «Пад’ёмна-транспартныя,
будаўнічыя, дарожныя машыны і абсталяванне»
вышэйшых навучальных устаноў

Мінск 2006

УДК 69.002.5(075.8)

~~ББК 38.6-5-~~

Г 51

Рэцэнзенты:

Я.Н. Кавалёў, Л.М. Сіманян

Гірко, М.Д.

Г 51 **Будаўнічыя і дарожныя машыны: вучэбна-метадычны дапаможнік для студэнтаў спецыяльнасці 1-36 11 01 «Пад'ёмна-транспартныя, будаўнічыя, дарожныя машыны і абсталяванне» вышэйшых навучальных устаноў / М.Д. Гірко. – Мн.: БНТУ, 2006. – 180 с.**

ISBN 985-479-393-1.

Практычныя работы, прыведзеныя ў дапаможніку, утрымліваюць заданні і метадычныя ўказанні да практыкаванняў па асноўных раздзелах вывучаемай дысцыпліны. Могучь быць выкарыстаны студэнтамі другіх спецыяльнасцяў пры вывучэнні будаўнічых і дарожных машын.

УДК 69.002.5(075.8)

ББК 38.6-5

ISBN 985-479-393-1

© М.Д. Гірко, 2006

© БНТУ, 2006

Прадмова

Прапануемы вучэбна-метадычны дапаможнік утрымлівае ўказанні па практыкаванні, якія маюць мэту далейшага паглыблення і канкрэтызацыі тэарэтычных ведаў, атрыманых студэнтамі на лекцыях па дысцыпліне “Будаўнічыя і дарожныя машыны”. Разлікі будаўнічых машын дапамогуць атрымаць навыкі рашэння інжынерных задач у галіне вытворчасці і выкарыстання машын. У дапаможніку змешчаны заданні, прыкладны парадак і методыка рашэння задач з лагічным і матэматычным абгрунтаваннем формулаў і разлікаў.

Прыступаючы да выканання кожнага практыкавання, неабходна азнаёміцца з заданнем і метадычнымі ўказаннямі па яго выкананню, але перад гэтым падрыхтавацца да тэарэтычнага разліку па канспекту лекцыі або падручніку, разгледзець будову і прыныцы дзеяння механізмаў і абсталявання машыны і яе галоўныя паказчыкі. Пасля гэтага выпісваюцца заданне, зыходныя даныя і выконваюцца неабходныя разлікі з тлумачэннямі, расшыфроўкай і абгрунтаваннем паказчыкаў формулаў. Пры разліку формулы выпісваюцца ў агульным выглядзе, потым у іх падстаўляюцца лічбы, якія пры неабходнасці могуць падцвердзіць правільнасць выніку. Пры разліку трэба захоўваць адпаведнасць размернасцяў велічынь.

Па падлічаных паказчыках запаўняюцца табліцы, па якіх будуецца і аналізуецца графічныя залежнасці. Таблічны метады разліку па пераменным даным дазваляе найбольш дакладна аптымізаваць разлікі і праектаванне машыны.

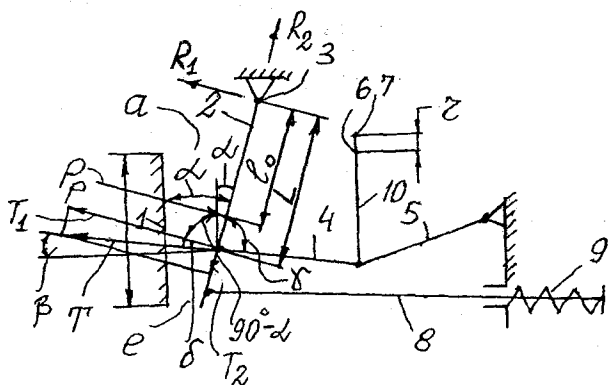
1. ВИЗНАЧЭННЕ АСНОЎНЫХ ПАРАМЕТРАЎ ШЧОКАВЫХ ДРАБЛАК

Заданне

1. Вывучыць канструкцыю і прыныцп дзеяння шчокавых драблак.
2. Азнаёміцца з асноўнымі параметрамі шчокавых драблак і метадкай іх разліку.
3. Вызначыць скорасць вярчэння эксцэнтрыкавага вала, прадукцыйнасць, сілу драблення і магутнасць рухавіка.

Схемы драблак і іх параметры

На мал. 1.1 прыведзена схема шчокавай драблкі з простым рухам.



Мал. 1.1. Схема шчокавай драблкі з простым рухам:

- 1 – нерухомая шчака; 2 – рухомая шчака; 3 – вось качання;
- 4, 5 – распорныя пліты; 6 – вось вярчэння эксцэнтрыкавага вала;
- 7 – вось шатуна 10; 8 – адцяжная штанга; 9 – адцяжная спружына;
- P_p – сіла драблення; T – падоўжная сіла распорнай пліты

У табл. 1.1 прыведзены зыходныя даныя для разліку шчокавай драблкі па варыянтам.

Таблиця 1.1

Зыходныя даныя да разліку

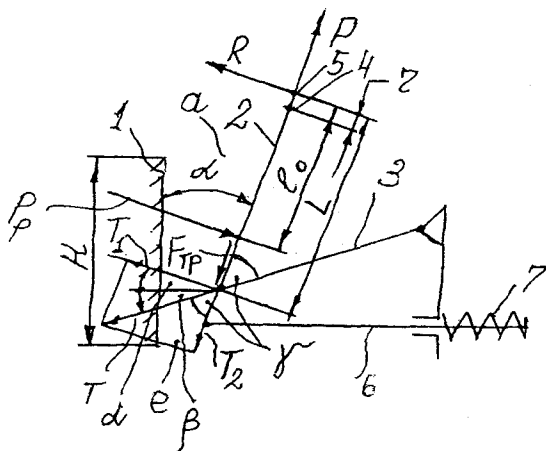
Ва- ры- янт	Тып дра- блікі П і С	Матэ- рыял В або Г	Шырыня загрузкі а, мм	Даўжыня загрузкі b, мм	Мінімаль- ная шы- рыня раз- грузкі с, мм	Ход рухо- май шчакі S, мм	Экс- цен- тры- сітэт Г, мм	Вышыня нерухо- май шча- кі Н, мм	Вугал захвагу α, град	Максі- мальны размер камя- нёў D, мм	$\frac{l_0}{L}$	γ, град	β, град
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	C	B	160	250	16	8	8	520	16	140	0,65	50	24
2	C	B	160	250	29	12	8	520	14	140	0,80	60	16
3	C	Г	250	400	20	12	12,5	710	16	210	0,75	52	22
4	C	B	250	400	40	14	12,5	710	15	210	0,85	57	18
5	C	B	250	400	22	14	12,5	710	16	210	0,70	50	24
6	C	B	250	400	62	18	12,5	710	14	210	0,85	58	18
7	C	Г	250	900	21	13	12	720	16	210	0,90	62	12
8	C	B	250	900	41	15	12	720	15	210	0,65	50	25
9	C	Г	250	900	63	17	12	720	14	210	0,70	52	24
10	C	B	400	900	25	14	13	880	18	340	0,75	56	16
11	C	Г	400	900	65	16	13	880	17	340	0,85	60	13
12	C	Г	600	900	90	16	19	1100	20	510	0,60	55	15
13	C	B	600	900	135	20	19	1100	19	510	0,70	60	11

Заканчэне табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14	П	В	400	600	36	18	19	1100	18	340	0,80	88	2
15	П	Г	400	600	51	22	19	1000	17	340	0,85	86	4
16	П	В	400	600	74	28	19	1000	16	340	0,65	84	6
17	П	Г	600	900	83	25	25	1580	20	510	0,70	82	8
18	П	В	600	900	102	29	25	1580	19	510	0,75	80	10
19	П	Г	600	900	117	33	25	1580	18	510	0,80	87	3
20	П	В	900	1200	50	30	30	1900	20	700	0,85	85	5
21	П	Г	900	1200	90	40	30	1900	19	700	0,70	83	7
22	П	В	1200	1500	80	45	35	2400	20	1000	0,65	81	9
23	П	Г	1200	1500	100	50	35	2400	18	1000	0,80	88	2
24	П	В	1500	2100	100	40	42	3000	20	1300	0,75	86	4
25	П	Г	1500	2100	145	55	42	3000	18	1300	0,70	84	6

Зуўвага. П – з простым рухам; С – са складаным рухам; В – вапняк; Г – граніт; параметры 12, 13, 14 укладваюцца па чаргу.

На мал. 1.2 дана схема шчокавай драбілкі са складаным рухам.



Мал. 1.2. Схема шчокавай драбілкі са складаным рухам:

- 1 – нерухомае шчака; 2 – рухомае шчака;
 3 – распорная пліта; 4 – вось вярчэння эксцэнтрыкавага вала;
 5 – вось рухомай шчакі; 6 – адцяжная штанга;
 7 – спружына; P_p – разліковае сіла драблення;

T – падоўжная сіла распорнай пліты; P – падоўжная сіла рухомай шчакі

Работа выконваецца ў наступным парадку:

1. Вычарціць схему драбілкі з указаннем размераў і паказчыкаў.
2. Даць кароткае апісанне будовы, работы і эксплуатацыі драбілкі.
3. Вызначыць асноўныя параметры.

Аптымальная скорасць вярчэння эксцэнтрыкавага вала вызначаецца па формуле

$$n = (1 \dots 1,05) \sqrt{\frac{tg\alpha}{S}}, \frac{\text{пав}}{c},$$

дзе S – ход рухомай шчакі, м;

α – вугал захвату, град.

Аб'ём выпадаючага за 1 ход матэрыялу

$$V = \frac{(2e + S)Sb}{2tg\alpha}, \text{м}^3,$$

дзе e – мінімальна шырыня разгрузачнай адтуліны, м;
 b – даўжыня драбильнай камеры, м;
 S – ход шчакі, м;
 α – вугал захвату, град.
 Аб'ёмная прадукцыйнасць

$$\Pi_a = \mu V n, \text{ м}^3/\text{С},$$

дзе μ – каэфіцыент разрыхлення, $\mu \approx 0,4 \dots 0,45$.
 Вагавая (масавая) прадукцыйнасць

$$\Pi = \Pi_a \rho = \mu V n \rho, \text{ кг /С},$$

дзе ρ – шчыльнасць, кг/м³;
 $\rho \approx 1600$ кг/м³ – для вапняка;
 $\rho \approx 2000$ кг/м³ – для граніта.
 Агульная нагрузка на драбильную пліту

$$P_{max} = gbH, \text{ н},$$

дзе H – вышыня драбильнай камеры, м;
 g – сярэдні ціск на нерухомую шчаку;
 b – даўжыня драбильнай камеры;

$$g \approx 2,7 \text{ МПа} = 2,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Разліковая нагрузка драблення з улікам пікавых нагрузак

$$P_p = 1,5 P_{max}.$$

Сілы, якія ўздзейнічаюць на рухомую шчаку і пярэдняю распорную пліту (мал. 1.1), для драбیلкі з простым рухам:

$$T_1 = P_p \frac{l_0}{L};$$

$$T_2 = R_2 = T_1 \operatorname{tg} \delta;$$

$$T = \frac{T_1}{\cos \delta} = \frac{P_p}{\cos \delta} \cdot \frac{l_0}{L};$$

$$R_1 = P_p - T_1 = P_p \left(1 - \frac{l_0}{L}\right).$$

Вугал δ паміж сіламі T_1 і T

$$\delta = 90^\circ - (90^\circ - \alpha + \beta) = \alpha - \beta.$$

У існуючых драбілак з простым рухам

$$\alpha \approx 14 \dots 24^\circ;$$

$$\beta \approx 2 \dots 10^\circ;$$

$$\gamma \approx 90^\circ - \beta = 88 \dots 80^\circ.$$

Сілы, якія ўздзейнічаюць на рухомую шчаку і распорную пліту (мал.1.2), для драбілкі са складаным рухам:

$$T_1 = P_p \frac{l_0}{L};$$

$$T_2 = T_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta);$$

$$R = \frac{L - l_0}{L} P_p;$$

$$T = \frac{l_0}{L \sin \gamma} P_p;$$

$$P = \frac{(l_0 + f) P_p}{L \operatorname{tg} \gamma},$$

дзе f – каэфіцыент трэння, $f \approx 0,3 \dots 0,6$;

$$\alpha + \beta + \gamma = 90^\circ;$$

$$\beta = 90^\circ - (\alpha + \gamma);$$

l_0 – адлегласць ад асі качання рухомай шчакі да кропкі прылажэння сілы драблення (пасярэдзіне актыўнай часткі шчакі);

L – даўжыня рухомай шчакі ад асі качання да кропкі яе злучэння з распорнай плітой.

Сярэдняя эфектыўная сіла на шчаку

$$P_s \approx 0,2 P_{max}$$

Работа драблення за адзін рабочы ход

$$A = P_s \cdot S_0, \text{ Дж,}$$

дзе S_0 – ход шчакі ў месцы прылажэння сілы P_s , які накіраваны нармальна да рухомай шчакі.

Для драбілкі з простым рухам шчакі

$$S_0 \approx (0,56 \dots 0,60) S, \text{ м.}$$

Для драбілак са складаным рухам

$$S_0 \approx r,$$

дзе r – эксцэнтрысітэт вала, м.

Магутнасць электрарухавіка

$$N_{рух} = \frac{1,3 A n}{\eta}, \text{ Вт;}$$

$$N_{рух} = \frac{1,3 \cdot 0,2 \cdot 2,7 \cdot 10^6 b H n S_0}{1000 \eta}, \text{ кВт;}$$

$$N_{рух} = 700 S_0 b H \frac{n}{\eta}, \text{ кВт,}$$

дзе η – каэфіцыент карыснага дзеяння (ККД):

$\eta = 0,32 \dots 0,35$ – для драбілкі з простым качаннем рухомай шчакі;

$\eta = 0,35 \dots 0,38$ – для драбілкі са складаным качаннем.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{D}{e + S},$$

дзе D – максімальны размер загружаемых камянёў;
 d – максімальны размер выгружаемых камянёў.

2. ВYZНАЧЭННЕ ХОДУ РУХОМАЙ ШЧАКІ ШЧОКАВАЙ ДРАБЛКІ З ПРостым РУХАМ

Заданне

1. Азнаёміцца са схемай будовы і прынцыпам дзеяння драблкі з простым рухам шчакі.
2. Начарціць і разгледзець разліковую схему драблкі.
3. Азнаёміцца з методакай разліку перамяшчэння драблкі ў залежнасці ад асноўных параметраў.
4. Падлічыць ход шчакі для розных вуглоў нахілу распорных пліт сіметрычнай драблкі і пабудаваць графік гэтай залежнасці.
5. Падлічыць ход шчакі для несіметрычнага варыянта драблкі.
6. Прааналізаваць атрыманыя рэзультаты і зрабіць неабходныя высновы.

Схема будовы і прынцып дзеяння драблкі з простым рухам шчакі

Ход рухомай шчакі S_n на ўзроўні разгрузачнай адтуліны ўплывае на размер атрымліваемага прадукту і прадукцыйнасць драблкі. Таму яго трэба ведаць. Аднак часцей за ўсё ў падручніках ход драблкі не прыводзіцца, а замест яго ўказваецца эксцэнтрысітэт вала драблкі. Але ход шчакі драблкі ўскосна вызначаецца яе параметрамі.

У табл. 2.1 прыведзены зыходныя даныя для разліку ходу драблкі.

Таблиця 2.1

Вихідні дані

Варіанти	Сіметрычная драбілка						Несіметрычная драбілка					
	l , мм	β , гр	$\delta_t = \frac{2r}{l}$	r , мм	L_1	L	β_1 , гр	β_2 , гр	l_1 , мм	l_2 , мм	r_5 , мм	
1	600	0...30	0,04	12	2800	3360	10	12	700	500	40	
2	600	0...30	0,06	18	2800	3360	8	10	800	500	36	
3	600	0...30	0,08	24	2800	3360	10	14	650	500	30	
4	600	0...30	0,10	30	2800	3360	6	8	600	480	30	
5	600	0...30	0,12	36	2800	3360	4	8	700	450	25	
6	600	0...30	0,16	48	2800	3360	8	12	700	500	30	
7	600	0...30	0,20	60	2800	3360	6	9	650	500	40	

У падручніках прыводзіцца рэкамендацыя для выбару хода драбілкі з простым рухам:

$$S_n = 7 + 0,1 d, \text{ мм},$$

дзе d – шырыня разгрузачнай адтуліны,

$$d = e + S_n, \text{ мм},$$

e – мінімальная шырыня ў канцы драблення.

Але не так проста пры вядомых размерах драбілкі вызначыць ход шчакі S_n , або па яму – неабходны эксцэнтрысітэт r . Цяжкасць гэтай задачы тлумачыцца складанасцю кінематыкі механізма шчокавай драбілкі, якая цяжка паддаецца аналітычнаму разліку. Графічны метада нязручны тым, што ход драбілкі і эксцэнтрысітэт вала – велічыні непамерна малыя ў параўнанні з размерамі шчакі, шатуна і распорных пліт. Гэта ўскладняе выкарыстанне графічнага метада, бо ён патрабуе вялікага памеру схемы драбілкі.

Патрэбны ход рухомай шчакі на ўзроўні разгрузкі S_n (ніжні ход) прапарцыянальна залежыць ад хода S на ўзроўні ўмацавання распорнай пліты:

$$S_n = \frac{L}{L_1} S,$$

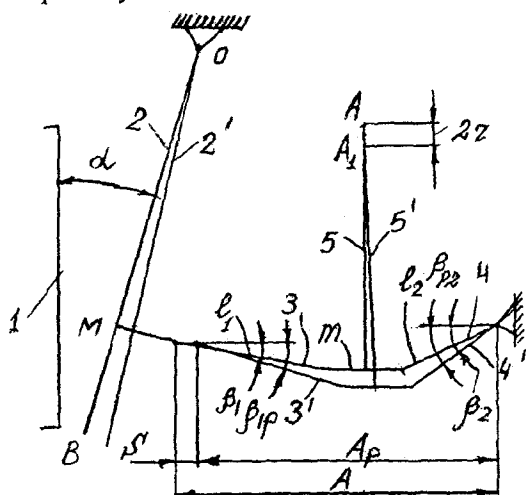
дзе L, L_1 – адлегласці ад асі падвесу рухомай шчакі адпаведна да яе ніжняга края і кропкі злучэння яе з распорнай плітой.

Для вызначэння хода шчакі S разгледзім разліковую схему драбілкі на мал. 2.1. Як бачна са схемы драбілкі, вось адтуліны шатуна пры драбленні знаходзіцца ў кропцы A , пры разгрузцы – у кропцы A_1 .

На схеме абазначаны: нерухомая шчака 1, рухомая шчака 2 і 2'; пярэдняя распорная пліта 3 і 3'; задняя распорная пліта 4 і 4' і шатун 5 і 5' – у двух крайніх становішчах (у канцы драблення і ў канцы разгрузкі).

У канструкцыі драбілкі пярэдні канец першай распорнай пліты зрушаны ад рабочай часткі рухомай шчакі і знаходзіцца блізка ад вертыкальнага радыуса пад воссю падвесу рухомай шчакі. У выніку

гэтага вышыня шарніра пярэдняй распорнай пліты можа лічыцца пастаяннай, а яго перамяшчэнне — гарызантальным. Гэта дае спрашчэнне разліку.



Мал. 2.1. Разліковая схема драблкі з простым рухам шчакі, $OB = L$; $OM = L_1$

Для абазначаных на мал. 2.1 адлегласцяў A_p і A і хода можа быць запісана роўнасць

$$S = A - A_p,$$

або больш падрабязна:

$$\begin{aligned} S &= l_1 \cos \beta_1 + m + l_2 \cos \beta_2 - l_1 \cos \beta_{1p} - m - l_2 \cos \beta_{2p} = \\ &= l_1 (\cos \beta_1 - \cos \beta_{1p}) + l_2 (\cos \beta_2 - \cos \beta_{2p}). \end{aligned} \quad (2.1)$$

Роўнасці для вертыкальных перамяшчэнняў:

$$l_1 (\sin \beta_{1p} - \sin \beta_1) = 2r \dots; \quad (2.2)$$

$$l_2 (\sin \beta_{2p} - \sin \beta_2) = 2r. \quad (2.3)$$

З роўнасцяў (2.2) і (2.3) пры вядомых вуглах β_1 і β_2 знойдуцца вуглы β_{1p} і β_{2p} :

$$\beta_{1p} = \arcsin (2r / l_1 + \sin \beta_1); \quad (2.4)$$

$$\beta_{2p} = \arcsin (2r / l_2 + \sin \beta_2), \quad (2.5)$$

дзе вуглы β_1 і β_2 – вуглы нахілу распорных пліт у канцы драблення,
 β_{1p} і β_{2p} – у канцы разгрузкі;
 l_1 і l_2 – даўжыні распорных пліт.

Пры вядомых зыходных даных: r , l_1 , l_2 , β_1 , β_2 падлічваюцца вуглы β_{1p} і β_{2p} , а потым з дапамогай роўнасці (2.1) знаходзіцца ход шчака S .

У прыватным выпадку, калі драбілка мае аднолькавыя па даўжыні і вуглам нахілу распорныя пліты, гэта значыць, такая драбілка можа быць названая сіметрычнай, разлік і даследаванне драбілкі спрашчаюцца.

Пры гэтым

$$\beta_1 = \beta_2 = \beta; \quad \beta_{1p} = \beta_{2p} = \beta_p;$$

$$l_1 = l_2 = l.$$

Тады

$$S = 2l(\cos \beta - \cos \beta_p); \quad (2.6)$$

$$\sin \beta_p = \frac{2r}{l} + \sin \beta; \quad (2.7)$$

$$\beta_p = \arcsin \left(\frac{2r}{l} + \sin \beta \right). \quad (2.8)$$

Выканаем такое спрошчанае даследванне на прыкладзе:

$$L = 600 \text{ мм}; \quad r = 30 \text{ мм}; \quad L = 3360 \text{ мм};$$

$$L_1 = 2800 \text{ мм}; \quad \delta_r = \frac{2r}{l} = 0,1.$$

Вугал нахілу распорных плітаў прыймаем пераменным у інтэрвале

$$\beta = 0 \dots 30^\circ.$$

Ніжні ход шчакаі

$$S_H = L / L_1 S.$$

Вынікі разліку зведзены ў табл. 2.2, і па іх пабудаваны графік на мал. 2.2.

Выканаем далей прыклад разліку ходу шчакі шчокавай драбілкі з неаднолькавымі распорнымі плітамі:

$$\beta_1 = 6^0; \beta_2 = 8^0; l_1 = 60 \text{ мм}; l_2 = 480 \text{ мм};$$

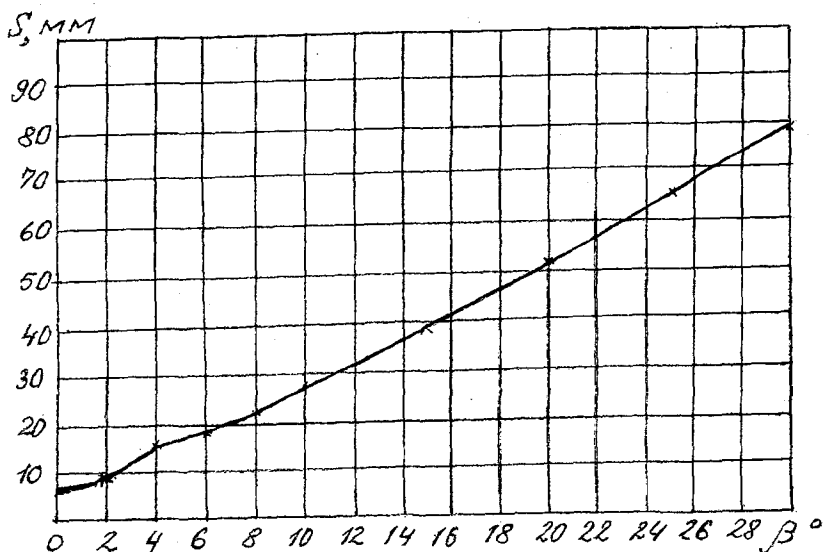
$$r = 30 \text{ мм}; \delta_{r1} = \frac{2r}{l_1} = 0,1; \delta_{r2} = \frac{2r}{l_2} = 0,125.$$

З дапамогай роўнасцяў (2.4), (2.5) і (2.1) атрымаем:

$$\sin \beta_{1p} = \frac{2r}{l_1} + \sin \beta_1 = 0,1 + \sin 6^0 = 0,204;$$

$$\sin \beta_{2p} = \frac{2r}{l_{21}} + \sin \beta_2 = 0,125 + \sin 8^0 = 0,264;$$

$$\beta_{1p} = 11^0 46'; \beta_{2p} = 15^0 18'; S = 21 \text{ мм}.$$



Мал. 2.2. Залежнасць хода шчакі S ад вугла нахілу распорных плітаў β пры $2r/l = 0,1$

Таблиця 2.2

Разлік хода шчакі пры $\frac{2r}{l} = 0,1$

Параметры	β, град											
	0	2	4	6	8	10	15	20	25	30		
$\sin \beta$	0	0,035	0,070	0,104	0,139	0,174	0,259	0,342	0,423	0,50		
$\sin \beta_p = \frac{2r}{l} + \sin \beta$	0,1	0,135	0,170	0,204	0,239	0,274	0,359	0,442	0,523	0,60		
β_p , град	5° 44'	7° 46'	9° 48'	11° 46'	13° 50'	15° 54'	21° 02'	26° 14'	31° 32'	36° 52'		
$\cos \beta$	1,0	0,999	0,998	0,994	0,990	0,985	0,966	0,940	0,906	0,866		
$\cos \beta_p$	0,995	0,991	0,985	0,979	0,971	0,962	0,934	0,897	0,852	0,800		
$\cos \beta - \cos \beta_p$	0,005	0,008	0,013	0,015	0,019	0,023	0,032	0,043	0,054	0,066		
$S = 2l(\cos \beta - \cos \beta_p)$;	6,0	9,6	15,6	18,0	22,8	27,6	38,4	51,6	64,8	79,2		
$S_H = \frac{L}{L_1} S$	7,2	11,5	18,7	21,6	27,4	33,1	46,0	62,0	77,8	94,0		

Вызначэнне ходу шчакі драбілкі з простым рухам з'яўляецца складанай задачай. Залежнасці (2.6), (2.7), (2.8) паказваюць, што на ход шчакі S уплываюць тры паказчыкі: даўжыні распорных плітаў l_1, l_x , вуглы нахілу β і адносны канструкцыйны паказчык драбілкі $\frac{2r}{l}$. У разгледжаным прыкладзе даследаваны ўплыў на ход драбілкі пераменнага вугла β ад 0° да 30° . Пры гэтым ход S змяняецца ад 6 да 79 мм, а для найбольш ужываемых вуглоў $\beta = 2 \dots 10^\circ$ ён змяняецца амаль у тры разы, і гэтымі абставінамі пры разліку і праектаванні драбілак ігнараваць нельга.

3. ВYZНАЧЭННЕ ХОДУ РУХОМАЙ ШЧАКІ ШЧОКАВАЙ ДРАБІЛКІ СА СКЛАДАНЫМ РУХАМ

Заданне

1. Азнаёміцца са схемай будовы і прынцыпам дзеяння драбілкі са складаным рухам шчакі.
2. Начарціць разліковую схему драбілкі.
3. Азнаёміцца з метадкай разліку перамяшчэння шчакі і эксцэнтрысітэту вала.
4. Выканаць разлік перамяшчэння шчакі і эксцэнтрысітэту вала.
5. Пабудаваць графік перамяшчэнняў рухомай шчакі і эксцэнтрысітэту вала.
6. Прааналізаваць атрыманыя рэзультаты і зрабіць неабходныя высновы.

Схема будовы і прынцып дзеяння драбілкі са складаным рухам шчакі

Ніжні ход драбілкі са складаным рухам у вучэбнай літаратуры прапануецца прымаць па формуле

$$S_n = 8 + 0,26 d, \text{ мм,}$$

дзе d – шырыня разгрузачнай шчыліны, мм.

Зыходныя даныя для разліку прыведзены ў табл. 3.1.

Зыходныя даныя

Параметры	Варыянт					
	1	2	3	4	5	6
L_1 , мм	1325	1100	1250	1000	1300	1200
l , мм	550	450	600	460	600	580
α , град	18	17	19	17	16	20
β , град	17	26	20	22	19	18
r , мм	12	15	14	16	18	20

Аднак рэкамендуемая формула для хода шчакі не з'яўляецца дакладнай. Аналітычны метад разліку хода шчакі ўяўляе сабой складаную задачу.

Ніжні ход драбілкі прапарцыянальна залежыць ад хода на ўзроўні ўмацавання распорнай пліты S :

$$S_n = \frac{L}{L_1} S,$$

дзе L , L_1 – адлегласць ад асі падвеса рухомай шчакі адпаведна да яе ніжняга края і кропкі злучэння з распорнай плітой.

Для вызначэння хода S разгледзім разліковую схему драбілкі на мал. 3.1. На схеме паказаны два становішчы рухомай шчакі і распорнай пліты – пры драбленні і выгрузцы: AB , A_1B_1 ; BC , B_1C .

$$Y = CN - CF = l(\sin \beta_p - \sin \beta); \quad (3.2)$$

$$BE = L_1 \sin \alpha; \quad B_1M = L_1 \sin \alpha_p; \\ X = BE - B_1M = L_1(\sin \alpha - \sin \alpha_p); \quad (3.3)$$

$$BF = l \cos \beta; \quad B_1N = l \cos \beta_p; \\ X = BF - B_1N = l(\cos \beta - \cos \beta_p). \quad (3.4)$$

З роўнасці (3.3) знойдзем:

$$\sin \alpha_p = \sin \alpha - \frac{X}{L_1}; \\ \alpha_p = \arcsin \left(\sin \alpha - \frac{X}{L_1} \right). \quad (3.5)$$

З роўнасці (3.4)

$$\cos \beta_p = \cos \beta - \frac{X}{l}; \\ \beta_p = \arccos \left(\cos \beta - \frac{X}{l} \right). \quad (3.6)$$

Калі лічыць вуглы α і β начальна дадзенымі, то, задаўшы X як аргумент, можна падлічыць вуглы α_p і β_p .

Велічыня X уяўляе сабой гарызантальны складальнік хода перамяшчэння шчакі ў кропцы В. Падставіўшы β_p і β у выраз (3.2), атрымаем вертыкальны складальнік ходу шчакі

$$Y = l(\sin \beta_p - \sin \beta). \quad (3.7)$$

Пасля гэтага можа быць знойдзены агульны, выніковы ход S :

$$S = B B_1 = \sqrt{X^2 + Y^2}.$$

Але лепей і больш зручней

$$S = 2 BH = 2l \frac{\sin \gamma}{2} = 2l \sin \frac{\beta_p - \beta}{2}. \quad (3.8)$$

Так будзе прасцей і больш лагічна, калі мы ўжо аддалі перавагу не алгебраічнаму, а трыганаметрычнаму метаду, тым больш, што вуглы β і β_p ужо вядомыя.

Каб завяршыць рашэнне задачы і для праектавання драблкі атрымаць усе даныя, патрабуецца падлічыць неабходную велічыню хода эксцэнтрыкавага вала, які роўны падвоенаму эксцэнтрысітэту $2r$.

Для гэтага прыраўняем правыя часткі роўнасцей (3.1) і (3.2), паколькі роўныя іх левыя часткі:

$$2r = l(\sin \beta_p - \sin \beta) + L_l(\cos \alpha - \cos \alpha_p) = \quad (3.9)$$

$$= Y - L_l(\cos \alpha_p - \cos \alpha). \quad (3.10)$$

Практычны разлік шчокавай драблкі са складаным рухам рухомай шчакі выконваецца ў наступнай паслядоўнасці:

- 1) для паслядоўна прыймаемых значэнняў X па формулах (3.5) і (3.6) знаходзяцца $\sin \alpha_p$, α_p , $\cos \beta_p$, β_p ;
- 2) па формуле (3.7) падлічваецца Y ;
- 3) па формуле (3.8) знаходзіцца S ;
- 4) будзецца графік залежнасцяў Y і S ад X ;
- 5) па формуле (3.10) падлічваецца патрэбны ход эксцэнтрыкавага вала $2r$, і яго велічыні ў залежнасці ад X наносяцца на графік.

Калі драблкі існуючая, то $2r$ ужо вядомае. Тады па графіку знаходзяцца адпаведныя яму велічыні X , Y і S . Калі разлік практычны і велічыня S дадзена, то па графіку знаходзяцца адпаведныя яму значэнні.

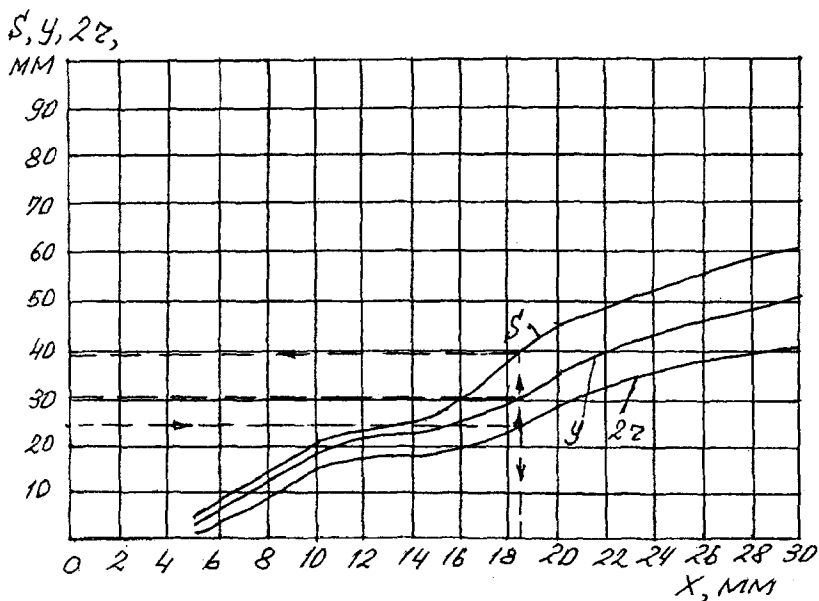
Перад пачаткам разліку як зыходныя даныя павінны быць вядомыя L_l , l , α , β .

Разгледзім прыклад:

$$L_l = 1030 \text{ мм}; l = 441 \text{ мм};$$

$$r = 12 \text{ мм}; \alpha = 17^\circ 35'; \beta = 26^\circ 30';$$

$$\sin \alpha = 0,302; \cos \alpha = 0,953; \sin \beta = 0,446; \cos \beta = 0,895.$$



Мал. 3.2. Графік переміщення рухомої шпакі драбілкі

У відповідності з парадком розліку запаўняецца табл. 3.2, а затым на графіку будуецца крывыя $Y, S, 2z$.

Табліца 3.2

Разлік переміщення шпакі

Параметры, мм	$X, \text{ мм}$				
	5	10	15	20	30
1	2	3	4	5	6
$\frac{X}{L_1}$	0,00486	0,0097	0,0146	0,0194	0,0291
$\sin \alpha_p = \sin \alpha - \frac{X}{L_1}$	0,297	0,292	0,287	0,283	0,273

1	2	3	4	5	6
α_p , град	17°17'	16°59'	16°41'	16°26'	15°50'
$\frac{X}{l}$	0,0112	0,0226	0,0374	0,0454	0,068
$\cos \beta_p = \cos \beta - \frac{X}{l}$	0,884	0,872	0,858	0,850	0,827
$\beta_p = \arccos(\cos \beta - \frac{X}{l})$	27°05'	29°19'	30°07'	31°48'	34°12'
$\sin \beta_p$	0,455	0,490	0,502	0,527	0,562
$\sin \beta_p - \sin \beta$	0,009	0,044	0,056	0,081	0,116
$Y = l(\sin \beta_p - \sin \beta)$	3,64	19,4	24,7	35,7	51,1
$\frac{\beta_p - \beta}{2}$	0°18'	1°24'	1°48'	2°59'	3°56'
$\sin \frac{\beta_p - \beta}{2}$	0,0052	0,0244	0,0314	0,052	0,0686
$S = 2l \frac{\sin \beta_p - \beta}{2}$	4,59	21,5	27,6	45,8	60,5
$\cos \alpha_p$	0,955	0,956	0,958	0,959	0,962
$\cos \alpha_p - \cos \alpha$	0,002	0,003	0,005	0,006	0,009
$L_1(\cos \alpha_p - \cos \alpha)$	2,06	3,09	5,15	6,20	9,27
$2r = Y - L_1(\cos \alpha_p - \cos \alpha)$	1,58	16,31	19,55	29,5	41,8

Вынік разліку: для $2r = 24$ мм атрымліваем: $X = 18,4$ мм; $Y = 31$ мм;
 $S = 39$ мм.

4. ВYZНАЧЭННЕ СІЛЫ ДРАБЛЕННЯ Ў ДРАБІЛЦЫ З ПРСТЫМ РУХАМ

Заданне

1. Азнаёміцца са схемай будовы і прынцыпам дзеяння драбілкі з простым рухам шчакі.

2. Прывесці і прааналізаваць разліковую схему драбілкі.
3. Разгледзець аналітычны метада вызначэння сілы драблення і вывад формулы для яе падліку.
4. Выканаць разлік сілы драблення для зыходных даных па варыянту ў адпаведнасці з табл. 4.1.
5. Пабудаваць графік змянення сілы драблення ад вугла нахілу распорнай пліты β .
6. Прааналізаваць атрыманыя рэзультаты і зрабіць неабходныя высновы.

Сілавы разлік шчокавай драбілкі з простым рухам шчака

Шчокавая драбілка з простым рухам дзякуючы асаблівасцям яе механізму здольна ствараць значныя сілы драблення, што карысна для пярвічнага драблення буйных кавалкаў пароды вялікай трываласці. У самым механізме драбілкі закладзены выйгрыш у павелічэнні сілы драблення. Для рэалізацыі і выкарыстання хітрыкаў гэтага механізма неабходна іх зразумець і раскрыць, для чаго трэба рагледзець разліковую схему драбілкі і знайсці залежнасць сілы драблення ад падоўжнай сілы шатуна і іншых параметраў, якія ўплываюць на ступень павелічэння сілы драблення.

Зыходныя даныя для разліку прымаюцца з табл. 4.1.

Табліца 4.1

Зыходныя данныя

Параметры	Варыянт					
	1	2	3	4	5	6
l_p/l_1	1,25	1,30	1,20	1,40	1,35	1,28
α , град	14	24	18	20	22	16
β , град	0...20					

Подоўжная сіла шатуна ўраўнаважваецца сіламі распорных плітаў:

$$P_{ш} = T_1 \sin \beta_1 + T_2 \sin \beta_2 .$$

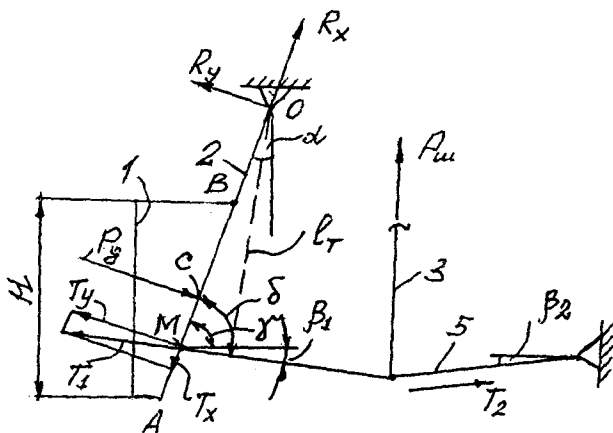
Разгледзім выпадак, калі $\beta_1 = \beta_2 = \beta$:

$$T = \frac{P_{ш}}{2 \sin \beta} = T_1 = T_2 .$$

Вугал δ роўны

$$\delta = \gamma + \beta = 90^\circ - \alpha + \beta = 90^\circ - (\alpha - \beta) .$$

На мал. 4.1 прыведзена разліковая схема драблкі з простым рухам шчакі.



Мал. 4.1. Разліковая схема драблкі з простым рухам шчакі:

- 1 – нерухома шчака; 2 – рухома шчака; 3 – шатуна; 4, 5 – распорныя пліты;
 P_g – сіла драблення, нармальна да рухомай шчакі; T_1, T_2 – штурхаючыя сілы распорных пліт; $P_{ш}$ – сіла пад'ёму шатуна пры драбленні;
 O – вось падвесу рухомай шчакі

Абзначым:

$$OA = L; \quad AB = l; \quad AC = \frac{l}{2}; \quad AC = BC = \frac{l}{2};$$

$$OC = l_1; \quad CM = l_2; \quad OM = l_1 + l_2 = l_p.$$

Сума момантаў сіл адносна восі O

$$Pgl_1 - Tl_\tau = 0, \quad (4.1)$$

дзе l_τ – плячо сілы T ,

$$l_\tau = l_p \sin \delta = l_p \sin [90^\circ - (\alpha - \beta)] = l_p \cos (\alpha - \beta).$$

З роўнасці (4.1) атрымаем

$$P_g = \frac{l_p}{l_1} T \cos(\alpha - \beta) = \frac{l_p}{l_1} P_{ш} \frac{\cos(\alpha - \beta)}{2 \sin \beta}, \quad (4.2)$$

або ў безразмерным выглядзе

$$\frac{P_g}{P_{ш}} = \frac{l_p}{l_1} \cdot \frac{\cos(\alpha - \beta)}{2 \sin \beta}. \quad (4.3)$$

Аналіз формулы (4.3) паказвае, што ступень павелічэння сілы драблення адносна сілы шатуна $P_{ш}$ залежыць ад адносінаў плечаў рухомай шчакі l_p/l_1 , вугла захвату α і вугла нахілу распорнай пліты β да гарызанталі.

Няцяжка заўважыць, што пры набліжэнні вугла β да нуля сіла драблення імкнецца да бесканечнасці, а практычна – да вельмі вялікага значэння. З гэтага выводзіцца галоўная хітрасць і перавага механізма шчокавай драбілкі з простым рухам.

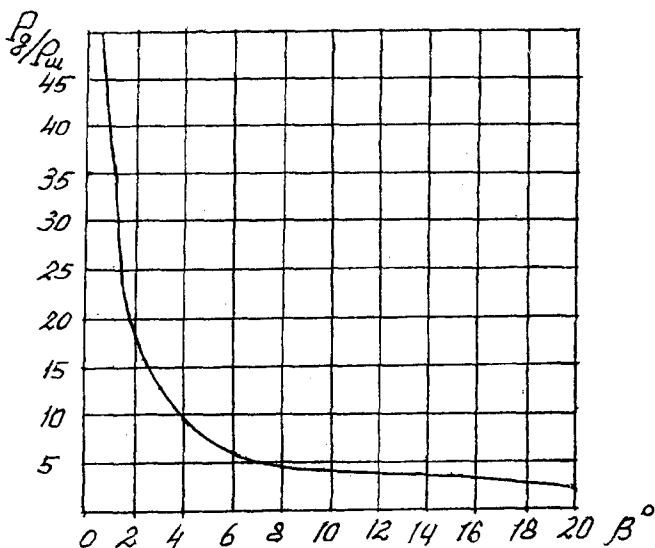
У існуючых драбілак $\beta \approx 2 \dots 10^\circ$, але прымаць вугал β вельмі малым, блізкім да нуля нельга, бо тады і ход шчакі будзе малым, недастатковым для разбуральнай дэфармацыі матэрыялу.

Рэзультаты разліку адносінаў $P_g/P_{ш}$ для заданага варыянта трэба занесці ў табл. 4.2, і па іх пабудаваць графік залежнасці P_g/P ад вугла β (мал. 4.2).

Выканаем прыклад разліку для $\alpha = 16^\circ$; $l_p/l_1 = 1,38$.

Результаты разліку

Параметры	β, град										
	0	1	2	3	4	6	8	10	15	20	
$\sin \beta$	0	0,0175	0,0349	0,0523	0,0698	0,1045	0,139	0,1736	0,259	0,342	
$\alpha - \beta$, град	16	15	14	13	12	10	8	6	1	- 4	
$\cos (\alpha - \beta)$	0,961	0,966	0,970	0,9744	0,978	0,985	0,990	0,9945	0,9998	0,998	
$P_g / P_{\text{ш}}$	∞	37	19,1	12,90	9,65	6,53	4,95	3,93	2,67	2,02	



Мал. 4.2. Залежнасьць P_g/P ад вугла β

5. ВYZНАЧЭННЕ І АНАЛІЗ СІЛАЎ У ШЧОКАВАЙ ДРАБІЛЦЫ СА СКАДАНЫМ РУХАМ

Заданне

1. Азнаёміцца са схемай будовы і прынцыпам дзеяння драбілкі са складаным рухам шчакі.
2. Прывесці і разгледзець разліковую схему драбілкі.
3. Азнаёміцца з метадыкай сілавога разліку шчокавай драбілкі са складаным рухам шчакі.
4. Для зададзенага варыянта па зыходных даных табл. 5.1 выканаць разлік сілаў, якія дзейнічаюць на рухомую шчаку.
5. Прааналізаваць атрыманыя рэзультаты і зрабіць неабходныя высновы.

Сілавы разлік шчокаваай драбілкі са складаным рухам шчакі

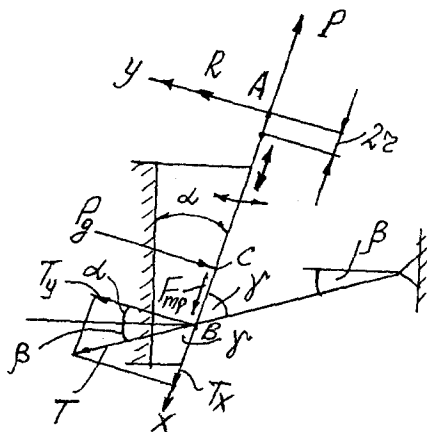
Шчокавыя драбілкі маюць складаны рычажна-шатунны механізм прываду вагання рухомай шчакі. Ён складаны не толькі сваёй

будовай і працай, але і метoдыкай разліку перамяшчэнняў і сілаў. У гэтых разліках шмат недасканаласцяў, а выкарыстаемы матэматычны апарат адрозніваецца грувасткасцю.

У шчокавай драбілцы са складаным рухам шчакі, як вядома, адсутнічае шатун; яго функцыю выконвае сама рухомая шчака. Яна сама сябе і вагае з дапамогай распорнай пліты і эксцэнтрыкавага вала, на якім усталяваная. Канструкцыя драбілкі атрымліваецца больш простай, але рух шчакі робіцца складаным. У выніку адбываецца адначасова два перамяшчэнні шчакі: вуглавое качаючае і падоўжнае зваротна-паступальнае.

У класічнай вучэбнай літаратуры сілавы разлік драбілкі са складаным рухам разглядаецца, напрыклад, у падручніку В.П. Сяргеева "Будаўнічыя машыны і абсталяванне" (М.: Выш. школа, 1987, с. 36). Але ў схеме сілаў драбілкі дапушчана недакладнасць, якая супярэчыць прынцыпу дзеяння драбілкі: не ўлічваецца сіла трэння драбімага матэрыялу на рухомую шчаку.

На мал. 5.1 для аналізу сілаў на рухомую шчаку прыведзена разліковая схема драбілкі.



Мал. 5.1. Разліковая схема шчокавай драбілкі са складаным рухам шчакі

На схеме абазначаны:

R, P – складальнікі агульнай сілы на вось эксцэнтрыкавага вала;

P_g – сіла драблення, прыкладзеная да сярэдзіны актыўнай даўжыні рухомай шчакі;

T – падоўжная сіла распорнай пліты, раскладзеная на дзве складаючыя сілы:

$$T_x = T \cos \gamma; T_y = T \sin \gamma,$$

дзе γ – вугал паміж распорнай плітой і рухомай шчакай.

У табл. 5.1 прыведзены зыходныя даныя для разліку шчакі драбілкі.

Табліца 5.1

Зыходныя даныя

Параметры	Варыянт				
	1	2	3	4	5
Актыўная даўжыня шчакі $l_{шч}$, м	1,1	1,2	1,0	1,1	1,0
Папярочная шырыня шчакі $b_{шч}$, мм	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Частата вала n , пав / с	5,0	5,5	4,5	5,0	5,5
Эксцэнтрысітэт r , м	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
$\frac{l_1}{l}$	0,6	0,75	0,9	0,8	0,7
Кэфіцыент трэння f	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Кэфіцыент карыснага дзеяння $\eta_{др}$	0,35	0,38	0,37	0,35	0,36
Вугал γ , град	50	55	60	50	55
$\frac{l_2}{l} = 1 - \frac{l_1}{l}$	0,4	0,25	0,1	0,2	0,3

Абзначым адрэзкі:

$$AC = l_1; BC = l_2; AB = l_1 + l_2 = l.$$

У кропцы C на рухомую шчаку дзейнічаюць дзве сілы: нармальная сіла драблення рухомай шчакі P_g і падоўжная сіла трэння, калі пры ходзе драблення рухомай шчака перамяшчаецца ўгору:

$$F_{mp} = P_g f,$$

дзе f - каэфіцыент трэння.

Сіла T_y нахілена да гарызанталі на вугал, які аднолькавы з вуглом α , бо гэтыя вуглы маюць узаемна перпендыкулярныя стораны.

Сума вуглоў α, β, γ роўная прамому вуглу:

$$\alpha + \beta + \gamma = 90^\circ; \quad \gamma = 90^\circ - (\alpha + \beta).$$

Разглядаючы рухомую шчаку як бэльку, можна запісаць суму момантаў сіл адносна кропкі А:

$$P_g l_1 - T_y l = 0,$$

адкуль

$$T_y = \frac{l_1}{l} P_g = T \sin \gamma;$$

$$T_x = T \cos \gamma;$$

$$T = \frac{l_1}{l \sin \gamma} P_g. \quad (5.1)$$

Сума момантаў сіл адносна кропкі В

$$P_g l_2 - R l = 0,$$

адкуль

$$R = \frac{l_2}{l} P_g. \quad (5.2)$$

З сумы праекцый сіл на вось X атрымаем

$$P = T_x + F_{mp} = T \cos \gamma + P_g f$$

Пасля падстаноўкі T канчаткова

$$P = \left(\frac{l_1}{l \operatorname{tg} \gamma} + f \right) P_g. \quad (5.3)$$

Такім чынам, у залежнасці ад вядомай сілы P_g можна падлічыць тры галоўныя сілы, якія дзейнічаюць на рухомую шчаку: T , R , P .

Для найбольш трывалых матэрыялаў Б.В. Клушанцаў прапануе вызначыць сілу драблення па сярэднему ціску на рабочую паверхню рухомай шчакі $P_{cp} = 2,7$ МПа.

Тады сярэдняя сіла драблення

$$P_g = P_{cp} l_{шч} b_{шч}. \quad (5.4)$$

Пры разліку на максімальную трываласць

$$P_g = P_{gmax} = 1,5 P_{cp} l_{шч} b_{шч}, \quad (5.5)$$

дзе каэфіцыент 1,5 улічвае дынаміку.

За адзін паварот эксцэнтрыкавага вала сіла пад'ёму шчакі P выконвае работу

$$A = \frac{1}{2} P 2r = P r, \text{ Дж}, \quad (5.6)$$

дзе r – эксцэнтрысітэт вала драбілкі, м;

сіла P – у ньютонях;

лічба $\frac{1}{2}$ – улічвае змяненне P у часе арыентыроўчана па лінейнай залежнасці ад падоўжанага хода шчакі $2r$.

Патрэбная магутнасць на шчацэ з улікам (5.3)

$$N = A n = H r n = \left(\frac{l_1}{l \operatorname{tg} \gamma} + f \right) P_g r n. \quad (5.7)$$

Для стварэння вялікай сілы драблення і зніжэння патрэбнай магутнасці рухавіка на эксцэнтрыкавым вале драбілкі ўстанаўліваюцца

два масійныя махавікі, ствараючыя кінетычную энергію пры халастым ходзе драбілкі. Пры наяўнасці махавікоў патрэбная магутнасць рухавіка можа быць падлічаная па эфектыўнай сіле драблення

$$P_{gэ} \approx 0,2 P_g; \quad (5.8)$$

$$N_{рух} = \frac{N_э}{\eta_{др}} = \frac{0,2N}{\eta_{др}} = \frac{0,2P_{gэ}rn}{\eta_{др}} \left(\frac{l_1}{l\gamma} + f \right), \quad (5.9)$$

дзе $\eta_{др}$ – ККД драбілкі.

Рагледзім прыклад:

$$l_{шч} = 1,0 \text{ м}; \quad b_{шч} = 0,8 \text{ м}; \quad n = 4 \frac{\pi a \varepsilon}{c};$$

$$\frac{l_1}{l} = 0,6; \quad \frac{l_2}{l} = 0,4; \quad \eta_{др} = 0,38; \quad \gamma = 60^\circ; \quad r = 0,012 \text{ м}; \quad f = 0,3.$$

Актыўная плошча шчакі (5.4)

$$S_{шч} = l_{шч} b_{шч} = 1,0 \cdot 0,8 = 0,8 \text{ м}^2.$$

Патрэбная сіла драблення

$$P_g = P_{cp} S_{шч} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot 0,8 = 2160 \text{ кН};$$

$$P_{g \max} = 1,5 P_g = 1,5 \cdot 2160 = 3240 \text{ кН}.$$

Уздоўжная сіла распорнай пліты (5.1)

$$T_{\max} = \frac{l_1}{l \sin \gamma} P_{g \max} = \frac{0,6}{\sin 60^\circ} \cdot 3240 = \frac{0,6 \cdot 3240}{0,863} = 2250 \text{ кН}.$$

Сіла R (5.2)

$$P_{\max} = \frac{l_2}{l} P_{g \max} = 0,4 \cdot 3240 = 1300 \text{ кН}.$$

Пад'ёмная сіла шчакі (5.3)

$$\begin{aligned}P_{\max}^m &= \left(\frac{l_1}{l_{tg\gamma}} + f \right) P_{g\max} = \left(\frac{0,6 \cos 60^\circ}{\sin 60^\circ} + 0,3 \right) 3240 = \\&= \left(\frac{0,6 \cdot 0,5}{0,863} + 0,3 \right) 3240 = (0,347 + 0,3) 3240 = 2100 \text{ кН}; \\P &= \left(\frac{l_1}{l_{tg\gamma}} + f \right) P_g = \frac{P_{g\max}}{1,5} = \frac{2100}{1,5} = 1400 \text{ кН}.\end{aligned}$$

Работа шчакі за 1 паварот эксцэнтрыкавага вала (5.6)

$$A = \frac{1}{2} P 2 r = Pr = 1400 \cdot 0,012 = 16,8 \text{ кДж}.$$

Патрэбная магутнасць на шчацэ (5.7)

$$N = An = 16,8 \cdot 4 = 67,1 \text{ кВт}.$$

Патрэбная эфектыўная магутнасць рухавіка (5.9)

$$N_{\text{рух}} = \frac{N_{\text{э}}}{\eta_{\text{др}}} = \frac{0,2N}{\eta_{\text{др}}} = \frac{0,2 \cdot 67,1}{0,38} = 35,3 \text{ кВт}.$$

6. ВYZНАЧЭННЕ СІЛЫ ДРАБЛЕННЯ Ў ДРАБІЛЦЫ З КРУТЫМ КОНУСАМ

Заданне

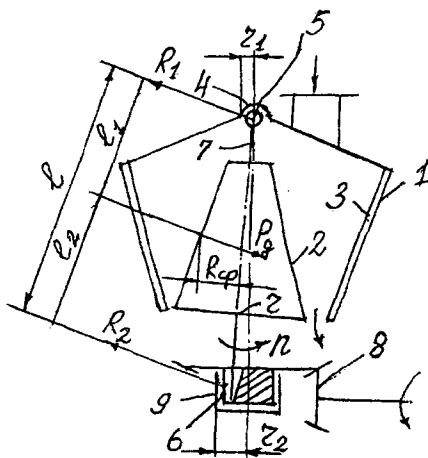
1. Вывучыць будову і прынцып дзеяння конуснай драбілкі з крутым конусам, ужываемай для буйнага драблення.
2. Азнаёміцца з асноўнымі параметрамі конуснай драбілкі і яе разлікам.
3. Вызначыць магутнасць рухавіка драбілкі і максімальную сілу драблення.

6.1. Будова і прыцып дзеяння драбілкі з крутым конусам

Драбілкі з крутым конусам, у якіх абодва конусы накіраваныя процілегла, ужываюцца для буйнага драблення. Пры гэтым разыходныя ўгору ўтваральныя конусныя паверхні дазваляюць загрузаць буйныя кавалкі драбімага матэрыялу. Схема драбілкі прыведзена на мал. 6.1.

Пры вярчэнні эксцэнтрыкавага стакана ніжні канец галоўнага вала (вала рухомага конуса) апісвае акружнасць радыюсам эксцэнтрысітэту r , а яго вось – конусную паверхню з вяршынаю ў цэнтры верхняга падшыпніка.

Шырыня разгрузачнай шчыліны часцей за ўсё не рэгулюецца. Драбленне матэрыялу адбываецца ў зоне збліжэння конусаў, а выгрузка – у зоне іх разыходжання. Гэтыя працэсы працякаюць бесперапынна, а зоны драблення і разгрузкі бесперапынна верцяцца, змяняючы адна адну. Драбленне выконваецца сцісканнем і выгібам матэрыялу паміж бакавымі паверхнямі конусаў.



Мал. 6.1. Схема драбілкі з крутым конусам:

- 1 – нерухомы конус; 2 – унутраны рухомы конус; 3 – футэроўка;
- 4 – галоўка верхняга падшыпніка; 5 – сферычны падшыпнік;
- 6 – эксцэнтрыкавы стакан; 7 – галоўны вал; 8 – прывад; 9 – ніжні падшыпнік

6.2. Визначення сили, роботи і магутнасці драблення

Сыходныя даныя для разліку прыведзены ў табл. 6.1.

Работа драблення за 1 паварот унутранага конуса для драбілкі з крутым конусам можа быць знойдзена па другой тэорыі драблення Кірпічова-Кіка:

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E}, \text{ Дж},$$

дзе σ – мяжа напружанасці матэрыялу на сцісканне, Па;

E – модуль пругкасці 1-га роду, Па;

V – змяненне аб'ёмаў матэрыялу пры драбленні, м³,

$$V = \frac{\pi D^3}{6} Z_D - \frac{\pi d^3}{6} Z_d.$$

Колькасць кавалкаў (шароў) да і пасля драблення:

$$Z_D = \frac{\pi D_{\text{ср}}}{D}; \quad Z_d = \frac{\pi D_{\text{ср}}}{d}.$$

Пасля падстаноўкі

$$V = \frac{\pi^2 D_{\text{ср}}}{6} (D^2 - d^2) \approx \frac{\pi^2 D_{\text{н}}}{6} (D^2 - d^2),$$

дзе D, d – дыяметры кавалкаў да і пасля драблення;

$D_{\text{ср}} \approx D_{\text{н}}$ – сярэдні дыяметр загрузачнай і разгрузачнай адтулін;

$D_{\text{н}}$ – дыяметр ніжняй асновы нерухомага конуса.

Пасля падстаноўкі і ператварэння атрымаем:

$$A = \frac{\sigma^2 \pi^2 D_{\text{н}} (D^2 - d^2)}{12E}, \text{ Дж}. \quad (6.1)$$

Зыходныя даныя

Параметры	Варьянты				
	1	2	3	4	5
Драбімы матэрыял	Вапняк мяккі	Мрамур	Вапняк моцны	Граніт буйна- зярністы	Граніт дробна- зярністы
Дыяметр вонкавага конуса D_n , мм	2640	2320	2640	2320	2640
Дыяметр унутранага конуса d_{np} , мм	2430	2210	2430	2210	2430
Эксцэнтрысітэт r , мм	36	36	36	36	36
Частата вярчэння рухомага конуса n , пав/мін	80	95	75	100	85
Дыяметр загруз. камянёў D , мм	1200	750	1200	750	1200
Дыяметр разгруз. камянёў d , мм	180	100	180	100	180
l_1 , мм	6400	5300	6400	5300	6400
l_1 , мм	3120	2700	3120	2700	3120
l_2 , мм	3280	2600	3280	2600	3280
Радыус верхняга падшыпніка r_1 , мм	300	240	300	240	300
Радыус ніжняга падшыпніка r_2 , мм	430	310	430	310	430
Сярэдні радыус рухомага конуса $R_{ср}$, мм	870	750	870	750	870
d_* , мм	800	600	800	600	800

Магутнасць рухавіка роўная секунднай рабоце:

$$N_{\text{рух}} = \frac{An}{\eta}, \text{ Вт (Дж / с)}, \quad (6.2)$$

дзе n – частата вярчэння эксцэнтрыкавай утулкі, с^{-1} ;

η – ККД прываду ($\sim 0,95$).

Пасля падстаноўкі канчаткова

$$N_{\text{рух}} = \frac{\pi^2 \sigma^2 n D_{\text{н}} (D^2 - d^2)}{12 E \eta}, \text{ Вт}; \quad (6.3)$$

Магутнасць драблення можа быць падлічана па эмпірычнай формуле В.А. Алеўскага:

$$N'_{\text{рух}} = \frac{60 K d_{\text{н}}^2 r n}{\eta}, \text{ кВт};$$

з улікам пуску пад завалам

$$N_{\text{рух}} \approx 1,5 N'_{\text{рух}} = \frac{2160 d_{\text{н}}^2 r n}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (6.4)$$

дзе K – каэфіцыент, які ўлічвае моцнасць пароды, для трывалых парод $K = 24$;

$d_{\text{н}}$ – дыяметр ніжняй асновы ўнутранага конуса, м;

r – эксцэнтрысітэт, м;

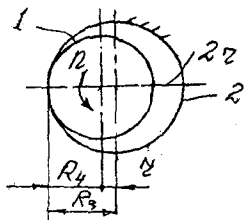
n – колькасць паваротаў унутранага конуса за секунду.

Рэакцыі падшыпнікаў:

$$R_1 = \frac{l_2}{l} P_g; \quad R_2 = \frac{l_1}{l} P_g.$$

Унутраны конус 1 (мал. 6.2) эксцэнтрычна абкатваецца ў нерухомым конусе па слою драбімага матэрыяла таўшчынёю, роўнай

мінімальної ширині нижньої шчелини e . При гэтэм рухомы конус выконвае планетарны рух з пераносным вярчэннем вала і адносным вярчэннем конуса адносна яго.



Мал. 6.2. Схема планетарнай абкаткі рухомага конуса па слою матэрыяла ў нерухомым конусе

Выкарыстоўваючы тэарэму Віліса для планетарных перадач аб пераваротным вярчэнні, зададзім валу конуса адваротны рух з той самай частатой n . Тады вал конуса супыніцца, а рухомы конус у пераваротным руху набудзе новую частату, роўную $n_{\text{кон}} - n$. Нерухомы конус набудзе адваротнае вярчэнне ($-n$). Паміж двума конусамі запішацца роўнасць частотаў і радыёсаў:

$$\frac{-n}{n_{\text{кон}}} = \frac{R_4}{R_3},$$

адкуль

$$n_{\text{кон}} = -\frac{R_3}{R_4} \left(1 - \frac{R_4}{R_3} \right) n = -\left(\frac{R_3}{R_4} - 1 \right) n.$$

Такім чынам, рухомы конус з некаторай адноснай частатой верціцца на сваім валу, што стварае дадатковыя траты магутнасці і гэтае вярчэнне з пераадоленнем сілаў трэння паміж конусам і валам

Агульная трата магутнасці на пераадоленне сілаў трэння ў падшыпніках і ўнутры конуса, а таксама на перакатванне конуса па слою матэрыяла, вызначыцца наступным чынам:

$$N = R_1 f_n 2\pi r_1 n + R_2 f_n 2\pi r_2 n + P_0 f_n \pi d_0 n_{\text{кон}} + P_0 f_k 2\pi R_{cp} n, \quad (6.5)$$

дзе R_1 і R_2 – рэакцыі верхняга і ніжняга падшыпнікаў;
 n – частата абкаткі конуса;
 r_1 і r_2 – радыюсы падшыпнікаў;
 $d_в$ – дыяметр вала конуса;
 f_n – каэфіцыент трэння падшыпнікаў;
 f'_n – каэфіцыент трэння ў адтуліне конуса;
 $f_к$ – каэфіцыент супраціўлення перакатванню конуса.
 Могуць быць прынятыя

$$f_n \approx 0,05; \quad f'_n \approx 0,1; \quad f_к = 0,04 \dots 0,06.$$

Падставіўшы R_1 , R_2 і $n_{кон}$ у выраз (6.5), атрымаем

$$\begin{aligned} N = N_{рух} \eta &= \frac{l_2}{l} P_d f_n \cdot 2\pi r_1 n + \frac{l_1}{l} P_d f_n \cdot 2\pi r_2 n + \\ &+ P_d f'_n \pi d_в \left(\frac{R_3}{R_4} - 1 \right) n + 2P_d f_к \pi n R_{ср} = \\ &= \pi n P_d \left[\frac{2f_n}{l} (l_2 r_1 + l_1 r_2) + d_в f'_n \left(\frac{R_3}{R_4} - 1 \right) + 2f_к R_{ср} \right], \end{aligned}$$

дзе η – ККД прываду;

$$R_4 = \frac{d_H}{2};$$

$$R_3 = \frac{d_H}{2} + r;$$

d_H – дыяметр асновы ўнутранага конуса;

$$\frac{R_3}{R_4} - 1 = \frac{\frac{d_H}{2} + r}{\frac{d_H}{2}} - 1 = 1 + \frac{2r}{d_H} - 1 = \frac{2r}{d_H}.$$

Канчаткова маем:

$$N_{рух} \eta = N = \pi n P_g \left[\frac{2f_n}{l} (l_2 r_1 + l_1 r_2) + d_b f_n \frac{2r}{d_H} + 2f_k R_{cp} \right].$$

Пры вядомай сіле драблення

$$N_{рух} = \frac{\pi n P_d}{\eta} \left[\frac{2f_n}{l} (l_2 r_1 + l_1 r_2) + \frac{2r d_b f'_n}{d_H} + 2f_k R_{cp} \right]. \quad (6.6)$$

Пры вядомай магутнасці рухавіка

$$P_d = \frac{N_{рух} \eta}{\pi n \left[\frac{2f_n}{l} (l_2 r_1 + l_1 r_2) + \frac{2r d_b f'_n}{d_H} + 2f_k R_{cp} \right]}. \quad (6.7)$$

У табл. 6.2 прыведзены характарыстыкі драбімага матэрыялу.

Табліца 6.2

Характарыстыкі драбімага матэрыялу

Горная парода	Шчыльнасць P , кг/м ³	Мяжа трываласці сціску σ , МПа	Модуль пругкасці E , МПа
Вапняк мяккі	1400	40...60	$(3,5...5,0) \cdot 10^4$
Вапняк моцны	2700	100...120	$(3,5...5,0) \cdot 10^4$
Пясчанік шэры	2700	100...120	$(3,4...5,0) \cdot 10^4$
Мармур	2800	55...150	$(3,6...7,0) \cdot 10^4$
Граніт буйна- зярністы	2700	120...140	$(5,1...6,1) \cdot 10^4$
Граніт дробна- зярністы	3300	190...200	$(6,0...7,0) \cdot 10^4$

Разгледзім прыклад:

Матэрыял – вапняк ($P = 1400 \text{ кг / м}^3$; $E = 4,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$, $\sigma = 50 \text{ МПа}$); $D_H = 2640 \text{ мм}$; $d_H = 2430 \text{ мм}$; $n = 80 \text{ пав / мін}$; $r = 36 \text{ мм}$; $D = 1100 \text{ мм}$; $d = 180 \text{ мм}$; $l = 6300 \text{ мм}$; $l_1 = 3100 \text{ мм}$; $l_2 = 3200 \text{ мм}$; $r_1 = 290 \text{ мм}$; $r_2 = 420 \text{ мм}$; $R_{cp} = 850 \text{ мм}$; $d_g = 800 \text{ мм}$.

Па другой тэорыі драблення Кірпічова – Кіка падлічым магутнасць рухавіка (6.3):

$$N_{рух} = \frac{\pi^2 \sigma^2 n D_H (D^2 - d^2)}{12 E \eta} =$$

$$= \frac{3,14^2 \cdot 50^2 \cdot \frac{80}{60} \cdot 2,64 (1,1^2 - 0,18^2)}{12 \cdot 4,5 \cdot 10^4 \cdot 0,95} = 0,199 \text{ МВт} = 199 \text{ кВт.}$$

Магутнасць рухавіка па эмпірычнай формуле В.А. Алеўскага (6.4)

$$N_{рух} = \frac{2160 d_H^2 r n}{\eta} = \frac{2160 \cdot 2,43^2 \cdot 0,036 \cdot 1,33}{0,95} = 178 \text{ кВт.}$$

Звычайна разлік магутнасці па тэорыі драблення дае некалькі перабольшаны вынік, а эмпірычныя формулы больш блізкія да рэальнасці. Таму прымаем $N_{рух} = 178 \text{ кВт}$.

Па формуле (6.7) знойдзем сілу драблення:

$$P_g = \frac{N_{рух} \eta}{\pi n \left[\frac{2f_n}{l} (l_2 r_1 + l_1 r_2) + \frac{2rd_B f'_n}{d_H} + 2f_k R_{cp} \right]} =$$

$$= \frac{178 \cdot 0,95}{3,14 \cdot 1,33 \left[\frac{2 \cdot 0,05}{6,3} (3,2 \cdot 0,29 + 3,1 \cdot 0,42) + \frac{2 \cdot 0,036 \cdot 0,8 \cdot 0,1}{2,43} + 2 \cdot 0,05 \cdot 0,85 \right]} = 333 \text{ кН.}$$

7. ВЪЗНАЧЭННЕ СІЛЫ І МАГУТНАСЦІ ВАЛКОВАЙ ДРАБІЛКІ

Заданне

1. Разгледзець будову і прыныцп работы валковай драбілкі.
2. Азнаёміцца з метадкай разліку сілы і магутнасці драблення валковай драбілкі.
3. Падлічыць велічыні сіл і магутнасці драблення ў адпаведнасці з заданнем.
4. Даследваць уплыў на сілу і магутнасць драблення розных параметраў і фактараў.
5. Зрабіць высновы.

Сілавы разлік і магутнасць валковай драбілкі

Зыходныя даныя для разліку валковай драбілкі прыведзены ў табл. 7.1.

Табліца 7.1

Зыходныя даныя

Параметры	Варыянт					
	1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7
Дыяметр валкоў D , мм	400	600	600	800	1000	800
Даўжыня валкоў L , мм	250	400	400	500	550	600
Шырыня разгрузкі $2e = a$, мм	15	16	20	10	8	8
Найбольшы дыяметр загрузкі d , мм	32	40	35	40	50	40
Частата вярчэння валкоў n , пав/с	3,3	3	1,1	0,81	1,7	3,3
Мяжа трываласці на сціск σ , МПа	60	80	100	120	140	180
Модуль пругкасці E , Мпа · 10 ⁻⁴	4,0	5,0	5,5	6,0	6,5	8,0

1	2	3	4	5	6	7
Кэфіцыент супраціўлення качэнню валкоў f_x	0,04	0,03	0,025	0,05	0,03	0,04
Магутнасць рухавіка па тэхнічнай характарыстыцы $N_{рух\ max}$ кВт	9 M=120 кг	14 250 кг	20 250 кг	28 300 кг	46 350 кг	24 280 кг
d_m мм	80	85	85	90	100	90

Драбленне матэрыялу ў валковых драбілках здзяйсняецца метадам сціску з дапамогай сустрэчнага вярчэння двух паралельных валкоў, якія зацягваюць кавалкі матэрыялу сіламі трэння ўніз у звужваючы зазор, у якім матэрыял сціскаецца і разбураецца.

Для вызначэння работы драблення разгледзім разліковую схему драбілкі (мал. 7.1).

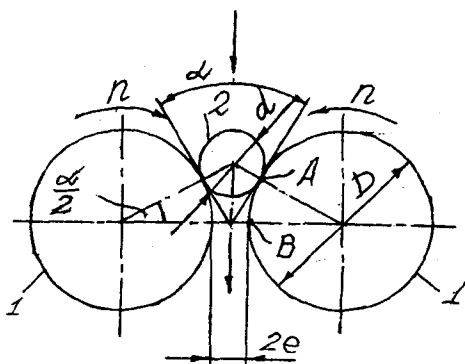
Лічым, што загружаемы і драблены матэрыял мае форму шароў адпаведна дыяметрамі d і $2e$, дзе e – палова зазору паміж валкамі ($2e = a$).

Колькасць верхніх шароў уздоўж утваральнай валка даўжыней L

$$Z_1 = \frac{L}{d}.$$

Колькасць шароў драбленага матэрыялу ў ніжнім радзе

$$Z_2 = \frac{L}{2e}.$$



Мал. 7.1. Разліковая схема валкавай драбілкі:

1 – цыліндрычныя валкі; 2 – драбімы матэрыял дыяметрам d ;
 $2e$ – шырыня разгрузачнай шчыліны; ω – частата сустрэчнага вярчэння валкоў;
 α – вугал захвату матэрыяла

Змяненне аб'ёмаў аднаго рада шароў

$$V = Z_1 \frac{\pi d^3}{6} - Z_2 \frac{\pi(2e)^3}{6} = \frac{\pi L}{6} [d^3 - (2e)^3], \text{ м}^3.$$

Па другой тэорыі Кірпічова - Кіка, работа драблення прапарцыянальная змяненню аб'ёмаў шароў да і пасля драблення:

$$A_1 = \frac{\sigma^2 V}{2E}, \text{ Дж (для аднаго рада шароў)},$$

дзе σ – мяжа трываласці на сціск, Па;

E – модуль пругкасці I-га рода, Па.

З улікам колькасці разоў, якія паступаюць за секунду, секундна работа, або магутнасць драблення:

$$N_1' = A_1 Z_c = A_1 \frac{V_{\text{акр}}}{d} = A_1 \frac{\pi D_{\text{II}}}{d} = \frac{\pi^2 \sigma^2 L D_n (d^2 - a^2)}{12 E d}, \text{ Вт}, \quad (7.1)$$

дзе Z_c – колькасць радоў за секунду;

$V_{\text{акр}}$ – акружная скорасць валкоў.

З улікам трэння валкоў аб матэрыял прымаюць

$$N_1 \cong 1,3 N_1'. \quad (7.2)$$

Магутнасць драблення залежыць ад акружнай сілы валка, таму

$$N_1' = 2 \pi D P_{\text{акр}} n = 2 \pi D n P_d f_k, \quad (7.3)$$

дзе P_d – сіла драблення;

f_k – каэфіцыент супраціўлення качэнню валка, $f_k \approx 0,02 \dots 0,10$; (для 2 валкоў – памножыць на 2).

$P_{\text{акр}} = P_d f_k$ – акружная сіла.

З роўнасці (7.3) знойдзем сілу драблення:

$$P_d = \frac{N_1'}{2 \pi D f_k n} = \frac{\pi \sigma^2 L D (d^2 - a^2)}{24 E f_k d}, \text{ Н}. \quad (7.4)$$

Пры разліку на трываласць з улікам дынамічных нагрузак прымаюць

$$P_{\text{дmax}} = 1,5 P_d.$$

Пры вядомай намінальнай магутнасці рухавіка

$$P_{\text{дmax}} = \frac{1,5 (N_{\text{рухmax}} \cdot \eta - N_2)}{2 \pi D f_k n} \approx \frac{1,5 N_{\text{рухmax}} \cdot \eta}{2 \pi D f_k n}, \text{ Н}, \quad (7.5)$$

дзе N_2 – магутнасць на пераадоленне сіл трэння ў падшыпніках валкоў.

Магутнасць рухавіка пры праектным разліку

$$N_{\text{рух}} \geq \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \text{ Вт (ужываемая магутнасць)},$$

дзе η – ККД прываду ($\sim 0,95$);

$$N_2 = 2\pi n d_n f_1 P_1, \text{ Вт}, \quad (7.6)$$

дзе d_n – дыяметр дарожкі ўнутранага кальца падшыпніка;
 f_1 – прыведзены каэфіцыент трэння падшыпніка качэння
 $(f_1 \approx 0,001)$;

P_1 – роўнадзейная дзвюх сіл P_d і G , дзе G – сіла вагі валка з
 валам, Н.

$$P_1 = \sqrt{G^2 + P_d^2} = \sqrt{(Mg)^2 + P_d^2}, \text{ Н.}$$

Пасля падстаноўкі

$$N_{\text{рух}} = \frac{N_1 + N_2}{\eta} = \frac{2\pi n P_d f_k D}{\eta} \left(1 + \frac{f_1}{f_k} \cdot \frac{d_n}{D} \sqrt{\left(\frac{G}{P_d}\right)^2 + 1} \right). \quad (7.7)$$

Дыяметр d_n трэба прыняць з чарцяжа.

Разгледзім прыклад:

$$D = 400 \text{ мм}; L = 250 \text{ мм}; n = 3,3 \text{ с}^{-1}; d = 32 \text{ мм};$$

$$N_{\text{рух}} = 9 \text{ кВт}; a = 2 e = 15 \text{ мм}; \sigma = 120 \text{ МПа};$$

$$E = 5,2 \cdot 10^4 \text{ МПа}; d_n \approx 80 \text{ мм}; f_k = 0,05; M = 150 \text{ кг}.$$

Па формуле (7.1) магутнасць драблення

$$\begin{aligned} N'_1 &= \frac{\pi^2 \sigma^2 L D n (d^2 - a^2)}{12 E d} \\ &= \frac{3,14^2 (120 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,25 \cdot 0,4 \cdot 3,3 (0,032^2 - 0,015^2)}{12 \cdot 5,2 \cdot 10^{10} \cdot 0,032} = \\ &= 0,187 \cdot 10^4 = 1870 \text{ Вт} = 1,87 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

З улікам сіл трэння адносна матэрыяла

$$N_1 = 1,3 N'_1 = 1,3 \cdot 1,87 = 2,43 \text{ кВт}.$$

Сіла драблення па формуле (7.4)

$$P_d = \frac{N_1}{2\pi D f_k n} = \frac{2430}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,05 \cdot 3,3} = 5870 \text{ Н};$$

$$P_{d \max} = 1,5 P_d = 1,5 \cdot 5870 = 8800 \text{ Н}.$$

Па намінальнай магутнасці рухавіка

$$P_{d \max} \approx \frac{1,5 N_{\text{рухmax}} \eta}{2\pi D f_k n} = \frac{1,5 \cdot 9000 \cdot 0,95}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,05 \cdot 3,3} = 31000 \text{ Н}.$$

З улікам сіл трэння ў падшыпніках (7.6)

$$N_2 = 2\pi m d_n f_1 P_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,3 \cdot 0,001 \cdot P_1 = \\ = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,3 \cdot 0,001 \cdot 6050 = 120 \text{ Вт};$$

$$P_1 = \sqrt{G^2 + P_d^2} = \sqrt{(150 \cdot 9,8)^2 + 5870^2} = 6050 \text{ Н};$$

$$N_{\text{рух}} \geq \frac{N_1 + N_2}{\eta} = \frac{2430 + 120}{0,95} = 2680 \text{ Вт} \leq N_{\text{рухmax}}.$$

Для вызначэння ўплыву сілаў трэння ў падшыпніках валкоў падлічым у формуле (7.7) велічыню выраза, які знаходзіцца у косках:

$$1 + \frac{f_1}{f_k} \cdot \frac{d_n}{D} \sqrt{\left(\frac{G}{P_d}\right)^2} + 1 = 1 + \frac{0,001}{0,05} \cdot \frac{80}{400} \sqrt{\left(\frac{150 \cdot 9,8}{5870}\right)^2} + 1 = \\ = 1 + 0,02 \cdot 0,2 \sqrt{1,0635} = 1,0041 \approx 1.$$

Тады з поўным абгрунтаваннем у формуле (7.7) можна прыняць

$$N_2 \approx 0.$$

8. АЗНАЯМЛЕННЕ З ТЭОРЫЯЙ ДРАБЛЕННЯ І РАЗЛІК МАГУТНАСЦІ ШЧОКАВАЙ ДРАБІЛКІ

Заданне

1. Разгледзець і супаставіць розныя тэорыі драблення.
2. Па зыходных даных падлічыць і параўнаць магутнасць шчокавай драбілкі з дапамогай формул Л.Б. Левенсона, НШБуддармаша і эмпірычнай формулы В.А. Алеўскага.
3. Зрабіць высновы адносна дасканаласці розных формулаў.

Асновы тэорыі драблення каменнага матэрыялу

Фізіка-механічны працэс змяльчэння каменнага матэрыялу адзначаецца складанасцю і цяжкасцю аналітычнага даследвання. Механічныя характарыстыкі каменных матэрыялаў маюць вялікі разброс і непастаянства, што зніжае дакладнасць разлікаў. Аднак аналітычнае даследванне дазваляе ацаніць працэсы драблення з якаснага боку, што немагчыма ў эксперыментах. Вядомыя тры тэорыі драблення.

Адна з іх – тэорыя П.А. Рэбіндэра (1876 г.), – заснаваная на меркаванні, што работа драблення прама прапарцыянальная новай ствараемай плошчы расколу матэрыяла пры драбленні:

$$A = A_y \cdot F,$$

дзе A_y – удзельная работа на адзінку плошчы расколу;

F – новая, ствараемая плошча расколу.

Пры драбленні кубічнага цела змяншэннем размера куба ад D да d колькасць атрыманых кавалкаў роўная

$$Z = \left(\frac{D}{d} \right)^3 = i^3,$$

дзе i – ступень драблення.

Пяршапачатковая бакавая паверхня куба

$$F_1 = 6 D^2, \text{ м}^2.$$

Агульная паверхня дробленых кубоў

$$F_2 = 6 d^2 \cdot Z = 6 d^2 \left(\frac{D}{d} \right)^3 = 6 i D^2, \text{ м}^2.$$

Новая паверхня

$$F = F_2 - F_1 = 6 i D^2 - 6 D^2 = 6 D^2 (i - 1), \text{ м}^2.$$

Работа драблення аднаго кавалка

$$A_1 = A_y F = 6 A_y D^2 (i - 1), \text{ Дж},$$

дзе A_y – удзельная работа, Дж/м².

Пры драбленні Q кг матэрыялу колькасць яго кавалкаў будзе

$$n_k = \frac{Q}{\rho D^3},$$

дзе ρ – шчыльнасць матэрыялу, кг / м³.

Агульная работа драблення

$$\begin{aligned} A &= 6A_y D^2 (i - 1) n_k = \frac{6A_y}{\rho} \cdot \frac{(i - 1)Q}{D} = \\ &= K \frac{(i - 1)Q}{D} = \frac{K(i - 1)D^3 \rho}{D} = K(i - 1) D^2 \rho, \end{aligned}$$

дзе $K = \frac{6A_y}{\rho}$ – пастаянная велічыня, якая залежыць ад матэрыялу і

можа быць атрымана эксперыментальна.

Такім чынам, канчатковая формула першага закона драблення Рэбіндэра мае выгляд

$$A = K \frac{i - 1}{D} Q = K \frac{i - 1}{D} V \rho, \text{ Дж}, \quad (8.1)$$

дзе V – аб'ём матэрыялу.

Гэты закон называецца *законам паверхняў*. Доследы сведчаць, што закон паверхняў больш дакладны для вялікіх ступеняў драблення пры дробным, ударным драбленні, ісціранні і памолу.

Для малых ступеняў драблення закон недакладны.

У другой тэорыі драблення Кірпічова-Кіка (1885 г.) прынята, што работа драблення прапарцыянальная аб'ёму драбімага матэрыялу:

$$A = A_y V,$$

дзе A_y – удзельная работа на 1 м^3 матэрыялу, Дж/м³;

$V = V_1 - V_2$, м³ – аб'ём драблення;

V_1 , V_2 – аб'ёмы матэрыялу, паступаючага і выходзячага з драбілкі.

Па закону Гука сіла сціску цела даўжынёй l роўная:

$$P = \frac{EF}{l} \Delta l,$$

дзе F – плошча сячэння, м²;

E – модуль пругкасці, Па;

Δl – дэфармацыя сціску, $\Delta l = \frac{Pl}{EF}$.

Паколькі P павялічваецца лінейна ад Δl , работа дэфармацыі будзе роўная палове здабытку сілы на дэфармацыю:

$$A_l = \frac{P\Delta l}{2} = \frac{\sigma F \Delta l}{2} = \frac{\sigma F Pl}{2EF} = \frac{\sigma^2 Fl}{2E} = \frac{\sigma^2 V}{2E} = A_{y0} V, \text{ Дж,}$$

дзе

$$A_{y0} = \frac{\sigma^2}{2E};$$

σ – напружанне сціску.

Гэта – работа драблення аднаго кавалка.

Хай кавалак матэрыялу ўяўляе сабой куб з рабрам D . Для агульнай колькасці матэрыялу Q кг выведзена формула закона Кірпічова-Кіка, або закона аб'ёмаў:

$$A = A_{\text{уд}} Q l_g \frac{D}{d}. \quad (8.2)$$

Даследванні паказалі, што другі закон драблення Кірпічова-Кіка больш дакладны для невялікіх ступеняў драблення парадку $i = 3 \dots 8$. Пры гэтым траты энергіі на стварэнне новых паверхняў расколу невялікія ў параўнанні з энергіяй аб'ёмнага сціску і разбурэння.

Прафесар Л.Б. Левенсон на аснове другой тэорыі драблення вывёў формулу магутнасці шчокавай драбілкі. Разглядаючы матэрыял у выглядзе шароў, Л.Б. Левенсон зыходзіў з умовы, што за I паварот вала драбілкі падвяргаецца драбленню розніца паступаючага і выходзячага матэрыялу.

Аб'ёмы паступаючага шаравага матэрыялу

$$V_D = \frac{\pi D^3}{6};$$

$$V_1 = V_D \cdot Z_1 = \frac{b}{D} \cdot \frac{\pi D^3}{6} = \frac{\pi b D^2}{6}.$$

Аналагічна для выпадаючага матэрыялу

$$V_d = \frac{\pi d^3}{6};$$

$$V_2 = V_d \cdot Z_2 = \frac{\pi b d^2}{6},$$

дзе b – даўжыня камеры драблення.

Розніца аб'ёмаў драблення:

$$V = V_1 - V_2 = \frac{\pi b}{6} (D^2 - d^2).$$

Работа драблення за 1 паварот вала

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} V = \frac{\pi b \sigma^2}{12E} (D^2 - d^2), \text{ Дж.}$$

Пры n пав/с секундная работа, або магутнасць драблення, будзе роўная:

$$N = \frac{\pi b n \sigma^2}{12E} (D^2 - d^2) = \frac{\pi b n D^2 \sigma^2}{12E} \left(1 - \frac{1}{2}\right), \text{ Вт.} \quad (8.3)$$

Калі ступень драблення рэгулюецца, то найбольшая магутнасць спатрэбіцца пры максімальнай ступені драблення. Пагарджаючы некаторай недакладнасцю ў бок запасу магутнасці, прымаем

$$1 / i \approx 0 \text{ (у параўнанні з 1).}$$

Тады формула спросціцца:

$$N_{max} \approx \frac{\pi b n D^2 \sigma^2}{720E}, \text{ Вт.} \quad (8.4)$$

У 1940 годзе акадэмік П.А. Рэбіндэр прапанаваў работу драблення вызначаць як суму двух работ:

$$A = K_1 \Delta F + K_2 \Delta V, \quad (8.5)$$

дзе $K_1 \Delta F$ – работа па Рэбіндэру;

$K_2 \Delta V$ – работа па Кірпічову.

Гэты закон больш універсальны, і першыя дзве тэорыі з'яўляюцца яго асабістымі выпадкамі. Аднак формула Рэбіндэра не атрымала шырокага прымянення з-за цяжкасці выбару каэфіцыентаў K_1 і K_2 .

У 1951 годзе Ф. Бонд прапанаваў закон, які таксама быў аб'яднаннем двух законаў драблення:

$$A = K_6 \left(\frac{1}{\sqrt{d}} - \frac{1}{\sqrt{D}} \right) \cdot Q. \quad (8.6)$$

А.К. Рундквіст пераўтварыў гэтую формулу ў больш агульны трэці закон драблення:

$$A = K_p \cdot \frac{i^{n-1} - 1}{D_c^{n-1}} \cdot Q. \quad (8.7)$$

Пры $n = 2$ маем закон Рэбіндэра, пры $n = 1,5$ – закон Бонда, а пры $n = 1$ – закон Кірпічова-Кіка. Даследваннямі НШБуддармаша устаноўлена, што для шчокавых драбілак больш верагодны закон Бонда пры $n = 1,5$.

Канчатковая формула НШБуддармаша для магутнасці драблення шчокавай драбілкі

$$N = 0,13 E_i \cdot K_m \cdot \frac{\sqrt{i} - 1}{\sqrt{D_c}} \Pi \rho, \text{ кВт}, \quad (8.8)$$

дзе E_i – энергетычны паказчык траты энергіі на 1 тону матэрыяла ад “бясконцай” буйнасці да размеру 1 мм,

$$E_i \approx 4,56 \dots 8,51 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т} \approx 8,0 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т},$$

дзе K_m – маштабны каэфіцыент (табл. 8.1).

Табліца 8.1

Маштабны каэфіцыент

D_c , мм	65	100	160	240	250	370	460
K_m	1,85	1,40	1,20	1,00	0,95	0,85	0,80

Магутнасць драблення шчокавай драбілкі можа быць вызначаная таксама па эмпірычнай формуле В.А. Алеўскага, які з дапамогай сярэдняга ціску драблення на шчаку (- 2,7 МПа) прапанаваў формулы:

для драбілкі з простым рухам

$$N = 700 m b S_n H n, \text{ кВт}; \quad (8.9)$$

для драбілкі са складаным рухам

$$N = 720 b H n r, \text{ кВт}, \quad (8.10)$$

дзе m – канструктыўны каэфіцыент, $m = 0,56 \dots 0,60$;

b – даўжыня камеры драблення, м;

S_n – ход шчакі ў ніжняй зоне, м;

H – вышыня камеры драблення, м;

n – частата вярчэння эксцэнтрыкавага вала, с^{-1} ;

r – эксцэнтрысітэт вала, м.

Зыходныя даныя для разліку шчокавай драбілкі прыведзены ў табл. 8.2.

Табліца 8.2

Зыходныя даныя

Назва параметраў	Варыянты				
	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6
Тып драбілкі: П або С (з простым або складаным рухам)	П СМ-204	С СМ-165А	П С - 866	С СМ-11Б	П С - 887
Ступень драблення i	4	4,7	5,4	7	5
Максімальны размер загрузаемых камянёў $D, \text{ м}$	0,51	0,14	0,7	0,34	1,0
Даўжыня камеры драблення $b, \text{ м}$	0,9	0,25	1,2	0,6	1,5
Частата вярчэння эксцэнтрыкавага вала $n, \text{ с}^{-1}$	4,6	5,0	2,83	5,44	2,25
Тып матэрыялу	мармур	вапняк	граніт	пясчанік	кварц
Мяжа трываласці на сціск $\sigma, \text{ МПа}$	100	70	140	75	110

1	2	3	4	5	6
Модуль пругкасці E , МПа · 10 ⁻⁴	5,65	3,5	6,0	4,0	5,0
Сярэднеўзважаны размер зыходнага матэрыялу D_c , м	0,40	0,12	0,50	0,25	0,70
Шчыльнасць матэрыялу ρ , кг/м ³	2690	2630	2630	2280	2640
Прадукцыйнасць драбілкі P , м ³ /ч	80	10	110	12	210
Эксцэнтрысітэт вала g , м	0,025	0,012	0,025	0,012	0,030
Ход шчакі $S_{ш}$, м	0,020	0,007	0,031	0,016	0,036
Пашпартнае значэнне магутнасці электрару- хавіка N_p , кВт	75	10	100	28	160
Вышыня камеры драблення H , м	1,5	0,53	2,3	1,25	3,2

Результаты разліку трэба ўнесці ў табл. 8.3.

Табліца 8.3

Результаты разліку

№	Формула	N , кВт
1	2	3
1	$N = \frac{\pi b n D^2 \sigma^2}{12E} \left(1 - \frac{1}{i}\right), \text{Вт}$	
2	$N = \frac{\pi b n D^2 \sigma^2}{12E}, \text{Вт}$	

1	2	3
3	$N = 0,13 E_i \cdot K_m \cdot \frac{\sqrt{i} - 1}{\sqrt{D_c}} \cdot \Pi \rho, \text{ кВт}$	
4	Для драбілкі з простым рухам $N = 700 m b S_n H n, \text{ кВт}$	
5	Для драбілкі са складаным рухам $N = 720 b H n r, \text{ кВт}$	
6	Пашпартная магутнасць $N_{рпх}, \text{ кВт}$	

9. ДАСЛЕДВАННЕ РЭЖЫМУ РАБОТЫ ДРАБІЛКІ УДАРНАГА ДЗЕЯННЯ

Заданне

1. Азнаёміцца з будовай і прынцыпам работы драбілак ударнага дзеяння.
2. Разгледзець методыкі першай і другой крытычных скорасцяў разбурэння каменнага матэрыялу.
3. Даследваць залежнасць першай крытычнай скорасці разбурэння ад каэфіцыента аднаўлення скорасці ϵ .
4. Вызначыць другую крытычную скорасць разбурэння для розных размераў кавалкаў горнай пароды.
5. Па рэзультатам разліку пабудаваць графікі залежнасцяў $V_{кр}$ ад ϵ і d . Зрабіць высновы.

Будова і прынцып работы драбілак ударнага дзеяння

Драбілкі ударнага дзеяння ўжываюцца, галоўным чынам, для драблення крохкіх і мяккіх малаабразіўных матэрыялаў сярэдняй трываласці (вапняк, даламіт, мергель, вугаль, каменная соль і г.д.).

Прынцып дзеяння драбілак заснаваны на выкарыстанні наступных фактараў:

- 1) удараў рабочых элементаў па матэрыялу;
- 2) саўдарэння кавалкаў паміж сабой;
- 3) удараў кавалкаў па футэроўцы і каласніковых кратах;
- 4) паўторных удараў элементаў па адбітаму матэрыялу;
- 5) цэнтрабежных сілаў ад вярчэння кавалкаў.

Асноўнымі перавагамі ўдарных драбілак з'яўляюцца:

- 1) высокая ступень драблення i (да 50), што дазваляе спрасціць тэхналагічны працэс дзякуючы змяншэнню стадыйнасці драблення;
- 2) высокая удзельная прадукцыйнасць на адзінку масы машыны і адзінку затрачываемай магутнасці;
- 3) прастата канструкцыі і абслугоўвання;
- 4) пропуск недрабимых кавалкаў дзякуючы адхіленню малаткоў або адбойных плітаў.

Разлікі і даследванні выконваюцца ў адпаведнасці з зыходнымі данымі табл. 9.1.

Табліца 9.1

Зыходныя даныя

Назва	Варыянты				
	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6
Мяжа трываласці матэрыяла на сціск σ , МПа	120	80	60	50	100
Модуль пругкасці першага роду E , МПа	$4,5 \cdot 10^4$	$4,0 \cdot 10^4$	$3,5 \cdot 10^4$	$3,5 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$
Шчыльнасць ρ , кг / м ³	2500	2280	2600	2200	2280
Мяжа трываласці матэрыяла на расцяжэнне σ_p , МПа	13	10	8	8	14

1	2	3	4	5	6
Дыяметры кавалкаў d, мм	50	30	20	100	50
	100	80	40	120	100
	150	150	60	300	150
	200	250	80	400	200
	300	350	100	500	300

Драбілкі ўдарнага дзеяння не свабодныя ад недахопаў, да якіх адносяцца:

- 1) павялічаны знос ударных элементаў;
- 2) нераўнамерны зернавы склад прадукту драблення;
- 3) павялічаны шум і бяспека абслугоўвання.

Па канструкцыі драбілкі падзяляюцца на *ротарныя* з нерухомым умацаваннем білаў на ротары і валу і *малатковыя* з шарнірным умацаваннем на ротары.

Нерухомае ўмацаванне білаў дазваляе выкарыстоўваць пры драбленні кінематычную энергію ўсяго ротара і самога прывада, таму ротарныя драбілкі добра сябе апраўдалі пры пярвочным драбленні больш моцных матэрыялаў. Малатковыя драбілкі, ў асноўным, выкарыстоўваюцца для мяккіх і крохкіх матэрыялаў.

9.2. Вызначэнне крытычных скорасцяў разбурэння драбімага матэрыялу

Паказчыкам ударнага драблення з'яўляецца энергія ўдара па драбімаму целу, які наносіцца вярчальным малатком.

Уявім сабе, што рабочы орган драбілкі з'яўляецца нерухомым і абсалютна цвёрдым целам з бясконцай масай. Драбімае цела са скорасцю V_1 удараецца ў гэтае цела. Пры гэтым кінетычная энергія рухомага кавалка да ўдара роўная

$$E_1 = \frac{mV_1^2}{2}, \text{ Дж,}$$

дзе m – маса цела;

V_1 – скорасць да ўдара, м/с.

Скорасць адбітага цела пасля ўдару вызначыцца з дапамогай каэфіцыента аднаўлення скорасці ε , які залежыць ад формы і прыроды целаў:

$$V_2 = \varepsilon \cdot V_1, \text{ м /с.}$$

Кінетычная энергія адбітага цела

$$E_2 = \frac{mV_2^2}{2} = \frac{m\varepsilon^2 V_1^2}{2}, \text{ Дж.}$$

Энергія разбурэння роўная рознасці кінетычных энергіяў:

$$\delta E = E_1 - E_2 = \frac{mV_1^2}{2} (1 - \varepsilon), \text{ Дж;} \quad (9.1)$$

калі $\varepsilon = 1$, удар называецца **пружкім**, пры гэтым

$$V_2 = V_1; \delta E = 0;$$

калі $\varepsilon = 0$, удар называецца **пластычным**, пры гэтым

$$V_2 = 0; \delta E = \frac{mV_1^2}{2}.$$

Гэтыя ўдары могуць быць змадэліраваныя з дапамогай шарыкаў з загартаванай сталі і з пластыліну, якія падаюць з высаты на бятонную падлогу. Пластылінавы шарык не адбіваецца ад падлогі.

Калі $1 > \varepsilon > 0$, удар называецца **пружка-пластычным**.

Пры змяльчэнні кавалка матэрыяла неабходна, каб энергія разбурэння была дастатковай для ўзнікнення ў аб'ёме драбімага цела напружання, якое дасягае велічыні мяжы трываласці на сціск σ :

$$\delta E \geq \frac{\sigma^2 W}{2E}, \text{ Дж,} \quad (9.2)$$

дзе W – аб'ём цела, м³,

$$W = m / \rho;$$

m – маса цела;

ρ – шчыльнасць, кг / м³.

З роўнасцю правых частак формулаў (9.1) і (9.2) атрымаем велічыню першай крытычнай скорасці, пасля якой магчыма разбурэнне:

$$V_1 \geq V_{кр1} = \frac{\sigma}{\sqrt{E\rho(1-\varepsilon^2)}}. \quad (9.3)$$

Пры $V_1 < V_{кр}$ разбурэння не будзе.

У залежнасці ад тыпу матэрыялу і прадукцыйнасці драбілкі прымаюць:

$$V_1 = 20 \dots 80 \text{ м/с.}$$

Далейшыя даследванні з больш дасканалым улікам характару ударнага разбурэння горнай пароды паказалі, што крытэрыем ацэнкі ударнага ўздзеяння на горную пароду з'яўляецца залежнасць

$$d V^z = C, \quad (9.4)$$

дзе d – размер кавалка, м;

V – скорасць удару, м/с;

Z – паказчык ступені;

C – канстанта, якая вызначаецца вопытным шляхам.

Калі $d V^z < C$, разбурэнне матэрыялу немагчымае.

Калі $d V^z > C$, разбурэнне адбываецца:

$$C \approx \frac{230 \cdot 10^{-5} \sigma_p}{\rho}; Z \approx 1,5.$$

Аналіз залежнасці (9.4) паказвае, што для дадзенага размера кавалка матэрыялу існуе свая крытычная скорасць разбурэння, ніжэй за якую разбурэнне немагчымае.

У выніку даследванняў ударнага драблення, зробленых НШБуддар-машам, атрымана формула другой крытычнай скорасці разбурэння горнай пароды:

$$V_{кр2} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho d}\right)^2}, \text{ м/с}, \quad (9.5)$$

дзе σ_p – мяжа трываласці на расцяжэнне, Па;

ρ – шчыльнасць матэрыялу, кг/м³;

d – размер кавалкаў, м.

Па выніках разлікаў неабходна запоўніць табл. 9.2, 9.3 і пабудаваць графікі на мал. 9.1, 9.2.

Разгледзім прыклад:

$\sigma = 100$ МПа; $E = 3,5 \cdot 10^4$ МПа; $\rho = 2600$ кг / м³; $\sigma_p = 12$ МПа.

Табліца 9.2

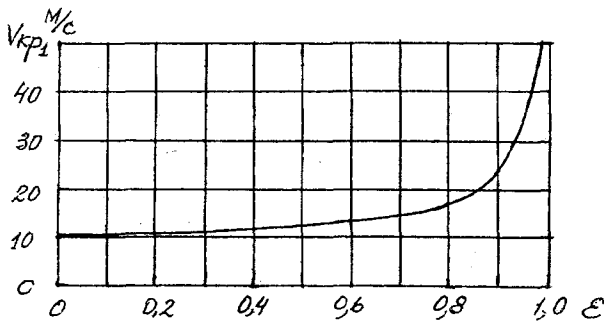
Значэнні $V_{кр1}$

ε	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	0,95	1,0
$V_{кр1}$, м / с	10,5	10,7	11,4	13,1	17,5	24,1	33,7	∞

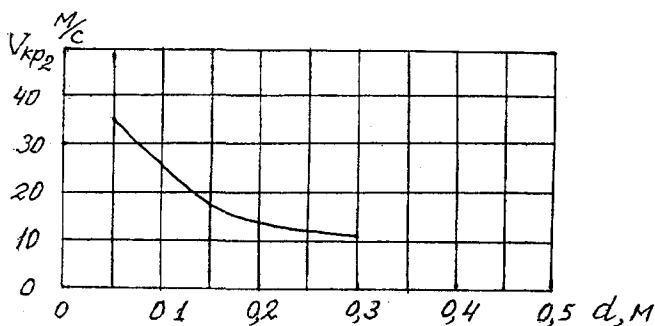
Табліца 9.3

Значэнні $V_{кр2}$

d , м	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
$V_{кр2}$, м / с	35,7	25,6	17,2	14,2	10,85



Мал. 9.1. Залежнасць $V_{кр1}$ ад ε



Мал. 9.2. Залежнасьць $V_{кр2}$ ад d

10. ВYZНАЧЭННЕ ПАРАМЕТРАЎ ІНЭРЦЫЙНЫХ ВІБРАГРОХАТАЎ

Заданне

1. Азнаёміцца з будовай і прынцыпам дзеяння інэртыйных вібрагροхатаў – гарызантальнага з накіраванымі ваганьнямі і нахільнага з кругавымі.

2. Азнаёміцца з метадыкай разліку параметраў вібрагροхатаў.

3. Выканаць разлік вібраскорасці, частаты і амплітуды ваганьняў. Даследваць іх залежнасьць ад велічыні адтулін сіт.

4. Выбраць і абгрунтаваць аптымальны рэжым ваганьняў сіт гροхата.

Метадыка разліку параметраў вібрагροхатаў

Важным і неабходным паказчыкам надзейнай і якаснай работы вібрагροхата з'яўляецца яго здольнасьць да самаачышчэньня сітаў шляхам вытросваньня засеўшага ў іх матэрыялу.

Зыходныя даныя для разліку прыведзены ў табл. 10.1.

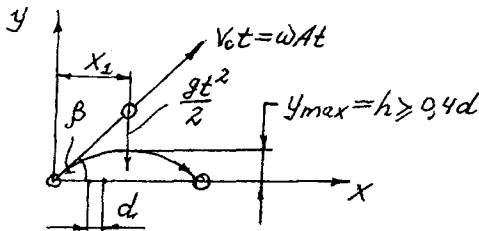
Зыходныя даныя

Параметры	Варыянты					
	1	2	3	4	5	6
Тып грохата: Г – гарызантальны Н – нахілены	Н	Г	Н	Г	Н	Г
Вуглы, град: β λ	15	45	20	35	25	40
Дапушчальнае вібрапаскарэнне $W_{max}, \text{ м/с}^2$	60	80	70	60	80	70
Дыяметры адтулінаў сітаў d , мм	Пераменныя: $d = 5, 10, 20, 40, 60, 80$ мм					

Зольнасць да самаачышчэння залежыць ад вібраскорасці і з яе павелічэннем паляпшаецца, аднак пры гэтым пагаршаецца якасць прасейвання. Зніжаецца эфектыўнасць прасейвання меншых зёран і ўзрастае забруджванне верхняй фракцыі зёрані ніжняй. Гэта тлумачыцца тым, што з павелічэннем вібраскорасці ўзрастае скорасць перамяшчэння матэрыялу па сіту і памяншаецца колькасць і час кантактаў зёран з сітам.

Практыка паказала, што аптымальныя ўмовы грахатання маюць месца пры вышыні падкідвання зёран на $h \geq 0,4 d$, дзе d – велічыня адтулін сіта.

На мал. 10.1 паказаны прынцып работы гарызантальнага грохата.



Мал. 10.1. Прынцып работы гарызантальнага грохата

Пры сартаванні матэрыялу на грохаце адбываецца складаны рух зярна: перамяшчэнне $V_0 t$ у накірунку ваганняў пад вуглом β і адначасовае вертыкальнае падзенне пад уздзеяннем сілы вагі $gt^2/2$, дзе g – зямное паскарэнне.

Спраектаваўшы гэтыя перамяшчэнні на восі X і Y , атрымаем залежнасці

$$x = V_0 t \cos \beta; \quad (10.1)$$

$$y = V_0 t \sin \beta - \frac{gt^2}{2}, \quad (10.2)$$

дзе V_0 – амплітуда вібраскорасці;

t – час.

З дапамогай роўнасці (10.3) заменім t у роўнасці (10.2):

$$y = x \operatorname{tg} \beta - \frac{gx^2}{2V_0^2 \cos^2 \beta}. \quad (10.3)$$

Гэтая залежнасць уяўляе сабой ураўненне руху матэрыялу ў дэкартавых каардынатах.

Каб знайсці максімум $Y_{\max} = h$, трэба першую вытворчую функцыі прыраўняць нулю і адсюль знайсці x_1 , якое адпавядае максімуму:

$$x_1 = \frac{V_0^2 \operatorname{tg} \beta \cos^2 \beta}{g}.$$

Падставіўшы x_1 у (10.3), атрымаем

$$Y_{\max} = \frac{V_0^2 \sin^2 \beta}{2g},$$

адкуль

$$V_0 = A\omega = \sqrt{\frac{2gy_{\max}}{\sin \beta}} \geq \frac{\sqrt{0,8gd}}{\sin \beta}, \text{ м/с;}$$

$$A \geq \frac{\sqrt{0,8gd}}{\omega \sin \beta}, \text{ м.}$$

Для нахіленага грохата аналагічна атрымаецца

$$V_0 = A \omega \geq \sqrt{0,8gd \cos \alpha};$$

$$A \geq \frac{\sqrt{0,8gd \cos \alpha}}{\omega},$$

дзе α – вугал нахілу сiт, $\alpha \approx 10 \dots 25^\circ$.

Для падліку амплітуды частата ваганняў павінна быць заданая або выбраная раней. Для канчатковага выбару амплітуды і частаты неабходна ўлічыць дапушчальную велічыню вібрапаскарэння, ад якога залежыць інерцыйная нагрузка на сiты, асабліва з дробнымі адтулінамі, якія больш слабыя. Вібрапаскарэнне для сiт не павінна быць разбуральным, таму яно абмяжоўваецца:

$$W = A \omega^2 < W_{\max} = 60 \dots 80 \text{ м/с}^2.$$

Адсюль другое патрабаванне для выбару амплітуды:

$$A < W_{\max} / \omega^2.$$

Такім чынам, амплітуда ваганняў вібрагрохата выбіраецца паміж двух значэнняў:

$$\frac{\sqrt{0,8gd}}{\omega \sin \beta} \leq A < \frac{W_{\max}}{\omega^2} \text{ (гарызантальны грохат);}$$

$$\frac{\sqrt{0,8d \cos \alpha g}}{\omega} \leq A < \frac{W_{\max}}{\omega^2} \text{ (нахілены грохат).}$$

Аднак гэтая задача не можа лічыцца вырашанай да канца, бо патрабуецца падбор частаты ваганняў у той час, калі яе можна вылічыць шляхам рашэння сістэмы дзвюх няроўнасцяў:

$$V_0 = A\omega \geq \frac{\sqrt{0,8gd}}{\sin \beta}; \quad (10.4)$$

$$W = A\omega^2 \leq W_{\max}. \quad (10.5)$$

Падзяліўшы пачленна, атрымаем

$$\omega \leq \frac{\sin W_{\max}}{\sqrt{0,8gd}}. \quad (10.6)$$

Паколькі для левых частак нароўнясяўь меншае дзеліцца на большае і вынік павялічваецца, няроўнасць не парушаецца, а становіцца больш адрозненай.

Пасля выбару частаты з роўнасці (10.4) можна падлічыць патрэбную амплітуду ваганняў:

$$A \geq \frac{\sqrt{0,8gd}}{\omega \sin \beta} \geq \frac{\sqrt{0,8gd} \cdot \sqrt{0,8gd}}{\sin \beta \cdot W_{\max} \cdot \sin \beta} = \frac{0,8gd}{\sin^2 \beta \cdot W_{\max}}. \quad (10.7)$$

Аналагічна для нахіленага грохата маем сістэму няроўнясяўь

$$V_0 = A\omega \geq \sqrt{0,8gd \cos \alpha}; \quad (10.8)$$

$$W = A\omega^2 \leq W_{\max} = 80 \text{ м/с}. \quad (10.9)$$

Падзяліўшы пачленна (10.9) на (10.8), атрымаем

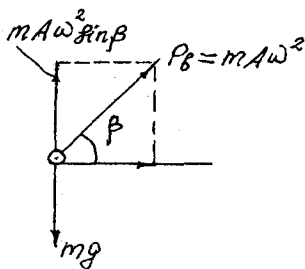
$$\omega \leq \frac{W_{\max}}{\sqrt{0,8gd \cos \alpha}}; \quad (10.10)$$

$$A \geq \frac{\sqrt{0,8gd \cos \alpha}}{\omega} \geq \frac{\sqrt{0,8gd \cos \alpha} \cdot \sqrt{0,8gd \cos \alpha}}{W_{\max}} = \frac{0,8gd \cos \alpha}{W_{\max}}. \quad (10.11)$$

Перавага нашай metodyкі ў тым, што задача выбару частаты і амплітуды вібрацыі грохата спрашчаецца і зводзіцца да выбару

дапушчальнага паскарэння, якое можна вызначыць па каэфіцыенту дынамічнасці грохата K_g .

На мал. 10.2 паказана схема для разліку каэфіцыента дынамічнасці гарызантальнага грохата.



Мал. 10.2. Схема гарызантальнага грохата для разліку каэфіцыента дынамічнасці

Дынамічны каэфіцыент грохата вызначаецца па адносінах вертыкальнага складальніка інэрцыйнай сілы да сілы матэрыяла:

$$K_g = \frac{m A \omega^2 \sin \beta}{m g} = \frac{A \omega^2 \sin \beta}{g}. \quad (10.12)$$

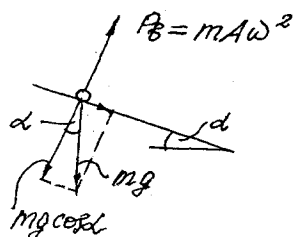
Але $A \omega^2$ ёсць вібрапаскарэнне, таму

$$K_g = \frac{W}{g} \sin \beta, \quad (10.13)$$

адсюль

$$W = \frac{K_g g}{\sin \beta}. \quad (10.14)$$

На мал. 10.3 паказана схема для разліку каэфіцыента дынамічнасці нахіленага грохата.



Мал. 10.3. Схема нахїленага грохата для разлїку каэфїцента дынамічнасці

Для нахїленага грохата

$$K_g = \frac{P_B}{mg \cos \alpha} = \frac{A \omega^2}{g \cos \alpha}. \quad (10.15)$$

Але $A \omega^2 = W$, таму

$$K_g = \frac{W}{g \cos \alpha}, \quad (10.16)$$

адсюль

$$W = K_g g \cos \alpha. \quad (10.17)$$

Прымаемы пры практаванні грохата дынамічны каэфїцїент можа быць удакладнены па даным табл. 10.2 [6].

Параметры існуючых грохатаў

№	Тып грохата	A , мм	n , Гц, (с^{-1})	K_g
1	Грохаты з кругавымі ваганнямі: інэртыйныя эксцэнтрыкавыя	3...5	13,3...20,0	2,3...5,6
		2,5...4,5	13,3...20,0	2,6...6,1
2	Грохаты з накіраванымі ваганнямі: інэртыйныя нерэзанансныя рэзанансныя з крываашыпна-шатунным прывадам	5...8	11,6...12,5	3,5...4,1
		10...12	8,3...10	2,2...2,7

Методыка разліку рэжыма вібрагрохата зводзіцца да наступнай паслядоўнасці:

1. З табл. 10.2 выбіраецца каэфіцыент дынамічнасці.

2. Па ім з дапамогай формул (10.14) або (10.17) у залежнасці ад тыпу грохата падлічваецца велічыня вібрапаскарэння, або наадварот, задаецца вібрапаскарэнне, і падлічваецца па формулах (10.13) або (10.15) дынамічны каэфіцыент.

3. Па формуле (10.4) і (10.5) або (10.10) і (10.11) знаходзіцца ω і A .

Для даследвання ўплыву велічыні сартавальнай адтуліны на параметры грохата разлік выконваецца па пераменным значэнні d . Вельмі карысны і наглядны таблічны метад разліку.

Прыклады разліку гарызантальнага і нахіленага грохатаў прыведзены ў табл. (10.3), (10.4).

Па выніках разліку будуюцца графікі залежнасцяў ω , A і V_0 ад d па прыкладу (мал. 10.4).

Графік паказвае, што з павелічэннем d частата ваганняў змяншаецца, а амплітуда і вібраскорасць A і V_0 павялічваюцца. Разлік і выбар рэжыму ваганняў грохата трэба весці па верхняму або прэдняму сіту, але неабходна праверыць трываласць ад інэртыйных сіл дробнага сіта, асабліва пры паслядоўнай схеме размяшчэння сіт, калі па дробнаму сіту рухаюцца буйныя кавалкі і могуць яго пашкодзіць.

Выбар рэжыму грахатання для дробных сіт па буйнаму сіту прыводзіць да залішне вялікіх вібраскорасці і вібрапаскарэння, для якіх пагаршаецца эфектыўнасць і чыстата сартавання дробных сіт.

Табліца 10.3

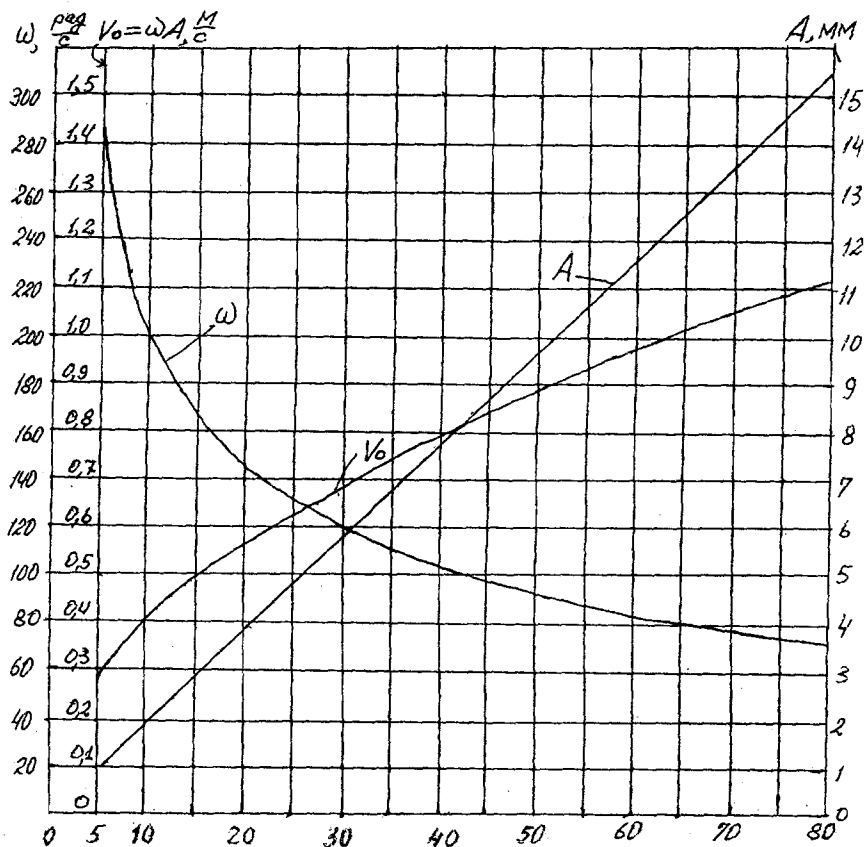
Разлік і даследванне гарызантальнага вібраграхата
($\beta = 45^\circ$; $\sin \beta = 0,707$)

Паказчыкі	d, мм					
	5	10	20	40	60	80
$W_{\max} = A \omega^2, \text{м/с}^2$	80	80	80	80	80	80
$K_g = \frac{W}{g} \sin \beta$	5,76	5,76	5,76	5,76	5,76	5,76
$\omega \leq \frac{W_{\max} \sin \beta}{\sqrt{0,8gd}}, \text{рад/с}$	286	202	143	101	82,5	71,7
$A \geq \frac{\sqrt{0,8gd}}{\omega \sin \beta}, \text{м}$	0,001	0,002	0,0039	0,0078	0,0117	0,0155
$V_0 \geq \omega A, \text{м/с}$	0,286	0,404	0,568	0,787	0,965	1,11

Табліца 10.4

Разлік і даследванне нахіленага вібраграхата
($\alpha = 23^\circ$; $\sin \alpha = 0,920$)

Паказчыкі	d, мм					
	5	10	20	40	60	80
$W_{\max} = A \omega^2, \text{м/с}^2$						
$K_g = \frac{W}{g \cos \alpha}$						
$\omega \leq \frac{W_{\max}}{\sqrt{0,8gd \cos \alpha}}, \text{рад/с}$						
$A \geq \frac{\sqrt{0,8gd \cos \alpha}}{\omega}, \text{м}$						
$V_0 \geq \omega A, \text{м/с}$						



Мал. 10.4. Графік залежності показчикау гарызантальнага інэрцыйнага грохата ад велічыні адтулін сіта ($W_{\max} = 80 \text{ м/с}^2$; $\beta = 45^\circ$; $K_g = 5,76$)

11. ВЪЗНАЧЭННЕ АСНОЎНЫХ ПАРАМЕТРАЎ І ПАДБОР АБСТАЛЯВАННЯ ДРАБІЛЬНА-САРТАВАЛЬНОЙ УСТАНОЎКІ

Заданне

1. Азнаёміцца з прызначэннем, класіфікацыяй і агульнай будовай драбільна-сартавальных заводаў і ўстановак.
2. Разгледзець і начарціць разліковую схему устаноўкі, якая прыведзеная на мал. 11.1.

3. Визначыць буйнасць і грануламетрычны склад матэрыялу пасля драблення.

4. Выбраць разліковую прадукцыйнасць устаноўкі.

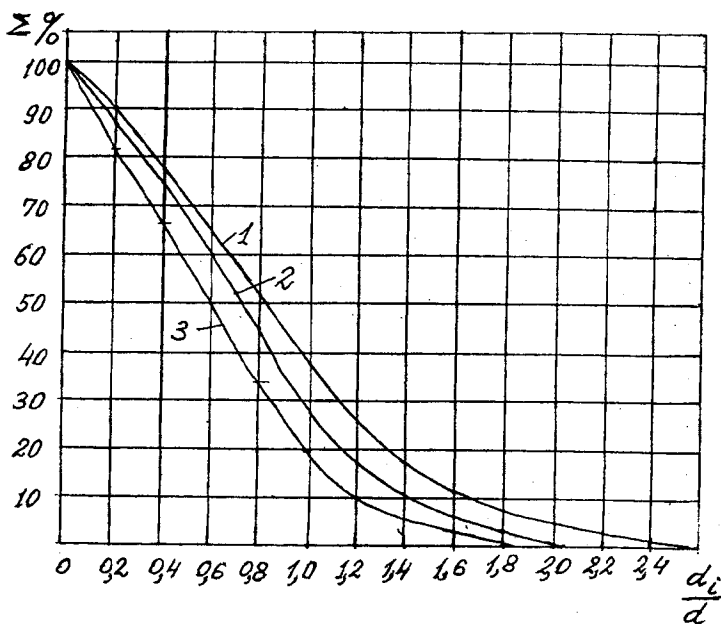
5. Падабраць па прадукцыйнасці, размерам загрузаемага і выгрузаемага матэрыялу шчокавую драбілку.

6. Визначыць прадукцыйнасць сіт грохата і падлічыць іх патрэбную плошчу.

7. Падлічыць ступень драблення матэрыялу.

11.1. Визначэнне буйнасці і складу матэрыялу

Грануламетрычны склад матэрыялу можа быць вызначаны па тыпавому графіку на мал. 11.1. Спачатку неабходна падлічыць адносіны d_i / d , а затым па іх – працэнтнае ўтрыманне фракцый у матэрыяле (d_i – максімальныя размеры фракцый; d – шырыня разгрузальнай шчыліны драбілкі).



Мал. 11.1. Графік грануламетрычнага складу прадукту драблення шчокавай драбілкі:

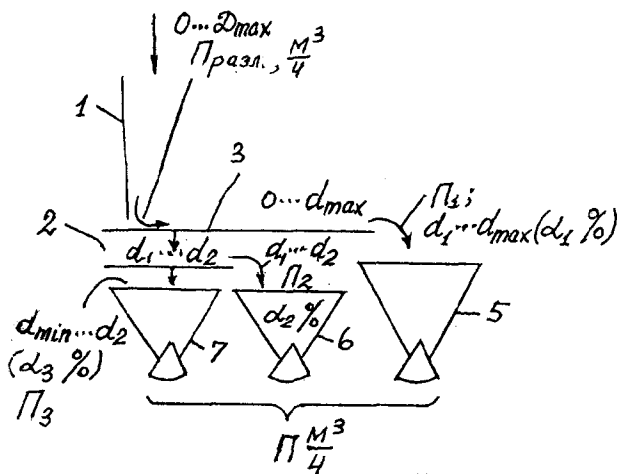
1 – для парод трываласцю $\sigma > 150$ МПа; 2 – $\sigma = 80 \dots 150$ МПа;

3 – $\sigma = 30 \dots 80$ МПа; Σ – сумарны выхад верхняга класа;

d_i/d – буйнасць матэрыялу ў долях шырыні разгрузальнай шчыліны

Па выніках разліку грануламетрычнага складу матэрыялу трэба знайсці ўтрыманне дробнай фракцыі ў працэнтах (паказчык C) у верхнім матэрыяле для кожнага сіта і ўтрыманне ў ніжнім матэрыяле ў працэнтах $0,5$ размера адтулін сіта (паказчык $C_{0,5}$).

Схема аднастадыйнай драбільна-сартавальнай устаноўкі дана на мал. 11.2.



Мал. 11.2. Схема аднастадыйнай драбільна-сартавальнай устаноўкі:

1 – шчокавая драбёлка; 2 – вібраграхат;

3 – першае сіта з сартавальнымі адтулінамі велічыней d_1 ;

4 – другое сіта з адтулінамі d_2 ; 5 – бункер буйнай фракцыі;

6 – бункер сярэдняй фракцыі; 7 – бункер дробнай фракцыі;

d_{max} – максімальны размер дробленага матэрыялу;

D_{max} – максімальны размер загрузаемых камянёў;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – працэнтнае ўтрыманне фракцый;

Π – прадукцыйнасць па выкарыстоўваемаму прадукту;

$\Pi_{разл}$ – прадукцыйнасць па загрузаемаму матэрыялу

Разгледзім прыклад:

$D_{max} = 0,3$ м; $d_{max} = 0,1$ м; $d_1 = 60$ мм; $d_2 = 20$ мм; $\alpha = 20^0$;
 $\Pi = 12$ м³/ч; матэрыял – гравій.

Калі верхняя фракцыя выкарыстоўваецца, можна шырыню разгужальнай шчыліны прыняць

$$d = d_{max} = 100 \text{ мм.}$$

Калі гэтая фракцыя ідзе ў адыход, то лепей прыняць $d = d_1$. Тады ў адыход пойдучь лясчадкі.

Зыходныя даныя для разліку ўстаноўкі прыведзены ў табл. 11.1.

Табліца 11.1

Зыходныя даныя

Паказчыкі	Варыянты				
	1	2	3	4	5
Прадукцыйнасць па карыснаму прадукту П, м ³ /ч	12	25	30	16	90
Максімальны размер кавалкаў у зыходным матэрыяле D_{max} , м	0,3	0,2	0,5	0,3	0,7
Максімальны размер дробленага матэрыялу d_{max} , мм	80	100	90	100	120
Размер адтулінаў сіт грохата, мм: d_1 d_2	50 5	70 20	60 20	70 30	60 5
Фракцыя, якая ідзе ў адыход	дробная	буйная	-	-	дробная
Вугал нахілу грохата α°	0	20	0	20	15
Матэрыял	Пясчанік (гравій)	Сланец (гравій)	Вапняк гліністы (шчэбень)	Пясчанік (гравій)	Граніт (шчэбень)

Каб павялічыць колькасць другой і трэцяй фракцый, лепей таксама прыняць $d = d_1$.

Приймаем $d = d_1 = 60$ мм.

Для вызначэння складу матэрыялу пасля драблення разглядаем паслядоўна фракцыі: 0 – 10; 10 – 20; 20 – 30; 30 – 40; 40 – 50; 50 – 60; 60 – 100.

Па тыпавому графіку шчокавай драбілкі (гл. мал. 11.2) па велічыням d_i знаходзім працэнтныя ўтрыманні фракцый. Трэба, каб сярод іх прысутнічалі размеры $d_1/2$ і $d_2/2$ (для вызначэння паказчыка $C_{0,5}$).

Разлік грануламетрычнага складу матэрыялу праводзіцца па табл. 11.2.

Табліца 11.2

Разлік грануламетрычнага складу матэрыялу ($d = 60$ мм)

Фракцыі, мм	d_i , мм	d_i / d	α , %	$d_{спi} = \frac{d_{1i} + d_{2i}}{2}$
0 - 10	10	0,167	100 – 90 = 10	5
10 - 20	20	0,334	90 – 78 = 12	15
20 - 30	30	0,500	78 – 67 = 11	25
30 - 40	40	0,667	67 – 55 = 12	35
40 - 50	50	0,834	55 – 42 = 13	45
50 - 60	60	1,00	42 – 28 = 14	55
60 - 100	100	1,67	28	80
Усяго: 100 %				

Па атрыманым даным знаходзім утрыманне трох задазеных фракцый:

$$\alpha_1 = \alpha_{60-100} = 28 \%;$$

$$\alpha_2 = \alpha_{20-60} = \alpha_{20-30} + \alpha_{30-40} + \alpha_{40-50} + \alpha_{50-60} = 11+12+13+14=50 \%;$$

$$\alpha_3 = \alpha_{0-20} = \alpha_{0-10} + \alpha_{10-20} = 10+12 = 22 \%;$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 28 + 50 + 22 = 100 \%.$$

Далей знаходзім паказчыкі C і $C_{0,5}$, %.

Для верхняга сита паказчыкі

$$C_1 = \frac{(\alpha_2 + \alpha_3)100}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3} = \frac{50 + 22}{100} \cdot 100 = 72 \%;$$

$$C''_{0,5} = \frac{\alpha_{(0 \dots \alpha_{1/2})}}{\alpha_2 + \alpha_3} \cdot 100\% = \frac{\alpha_{0 \dots 30} \cdot 100}{\alpha_2 + \alpha_3} = \\ = \frac{(\alpha_{0 \dots 10} + \alpha_{10 \dots 20} + \alpha_{20 \dots 30})100}{\alpha_2 + \alpha_3} = \frac{(10 + 12 + 11)100}{28 + 50} = 42,3 \%$$

Для ніжняга сита

$$C_2 = \frac{\alpha_3 \cdot 100}{\alpha_2 + \alpha_3} = \frac{22 \cdot 100}{50 + 22} = 30,6 \%;$$

$$C''_{0,5} = \frac{\alpha_{0-10}}{\alpha_{0-20}} \cdot 100 = \frac{\alpha_{0-10}}{\alpha_{0-10} + \alpha_{10-20}} = \frac{10}{10 + 12} \cdot 100 = 45,5 \%$$

11.2. Вызначэнне разліковай прадукцыйнасці і падбор драбілкі

Прадукцыйнасць першай драбілкі выбіраецца з запасам на 10–30 %

$$P_{\text{разл}} = (1,1 \dots 1,3) P,$$

дзе P – заданая прадукцыйнасць па рэалізуемых фракцыях.

Больш дакладна

$$P_{\text{разл}} = n_1 \cdot n_2 \cdot P,$$

дзе

$$n_1 = \frac{100}{100 - \alpha_{\text{адбых}}}$$

Выхад адыходаў вызначаецца па тыпавому графіку складу дробленага матэрыялу. Калі ў адыход ідзе верхняя фракцыя, $\alpha_{\text{адых}} = \alpha_1$, калі ніжняя, $\alpha_{\text{адых}} = \alpha_3$; калі ўсе фракцыі выкарыстоўваюцца, $\alpha_{\text{адых}} = 0$; $n_1 = 1$.

Казфіцыент n_2 улічвае няроўнасць пітання:

$$n_2 \approx 1,05 \dots 1,10.$$

Па велічыням $\Pi_{\text{разл}}$, d і D_{max} падбіраецца драбілка.

Для разглядваемага прыклада спачатку падлічваем патрэбную прадукцыйнасць драбілкі:

$$\Pi_{\text{разл}} = (1,1 \dots 1,3)\Pi = 12 \cdot 1,2 = 14,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

З табл. 11.3, 11.4 знаходзім, што могуць падысці драбілкі С-182Б, СМ-166А або СМ-11Б.

Для зніжэння эксплуатацыйных затратаў неабходна імкнуцца да выбару драбілкі з меншай магутнасцю рухавіка, масай і габарытамі.

Прадукцыйнасць драбілкі пераменная ад шырыні разгрузачнай адтуліны.

Прадукцыйнасць драбілкі С-182Б для $d_{\text{разл}} = 0,06$ м роўная (па метаду інтэрпаляцыі)

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{разл}} &= \Pi_{\text{max}} - \frac{(\Pi_{\text{max}} - \Pi_{\text{min}})(d_{\text{max}} - d_{\text{разл}})}{d_{\text{max}} - d_{\text{min}}} = \\ &= 14 - \frac{14 - 3,5}{0,08 - 0,02} (0,08 - 0,06) = 14 - 3,3 = \\ &= 10,7 \text{ м}^3/\text{ч} < \Pi_{\text{разл}} = 14,4 \text{ м}^3/\text{ч}. \end{aligned}$$

Драбілка С-182 Б мае недастатковую прадукцыйнасць.

Технічні характеристики драблак з простым рухам

Параметры	C-644	CM-204	C-758	C-866	C-887	C-805	C-888
Размеры загрузальной адтульні a, b, m	0,4 · 0,6	0,6 · 0,9	0,6 · 0,9	0,9 · 1,2	1,2 · 1,5	1,2 · 1,5	1,5 · 2,1
Максімальны размер загрузаемых кавалкаў D_{max}, m	0,34	0,51	0,56	0,7	1,0	1,0	1,3
Шырыня разгрузальной шчыліны d, m	0,04 - 0,1	0,075 - 0,2	0,075 - 0,15	0,13	0,15	0,15	0,18
Эксэнтрысітэт вала, мм	19	25	29	25	30	35	58
Колькасць качанняў n, c^{-1}	5,0	4,6	5,4	2,83	2,25	2,25	1,67
Прадукцыйнасць пры шырыне разгрузальной шчыліны (П - d)	10 - 0,04 25 - 0,10	42 - 0,075 110 - 0,200	45 - 0,075 145 - 0,15	110 - 0,13	210 - 0,15	210 - 0,15	400 - 0,18
Вугал захвату α , град	18	19	19	20	20	20	20
Магутнасць рухавіка $N_{рас}$ кВт	28	75	75	100	160	160	250

Тэхнічныя характарыстыкі драбілак са складаным рухам

Параметры	СМ-165А	С-182Б	СМ-166А	СМ-11Б	СМ-741	СМ-741	СМ-16
Размеры загрузальной адтуліны $a \cdot b$, м	0,16 · 0,25	0,25 · 0,4	0,25 · 0,9	0,4 · 0,6	0,4 · 0,6	0,4 · 0,9	0,6 · 0,9
Максімальны размер загрузаемых кавалкаў D_{max} , м	0,14	0,21	0,21	0,34	0,34	0,34	0,51
Шырыня разгрузальной шчыліны d , м	0,03±50%	0,02-0,08	0,02-0,08	0,04-0,10	0,04-0,10	0,06 ^{+50%} - 30%	0,075-0,02
Эксэнтрысітэт вала, мм	12	12,5	12	12	12	12	19
Колькасць качання n , с ⁻¹	5,0	4,58	5,44	5,44	5,44	5,44	4,58
Прадукцыйнасць пры шырыне разгр.шчыліны $\Pi - d$	2,8-0,08	3,5-0,02 14-0,08	7-0,02 35-0,08	10-0,04 26-0,10	14,5-0,04 38-0,10	25-0,06	35-0,075 120-0,20
Вугал захвагу α , град	15	15	15	16	16	17	19
Магутнасць рухавіка $N_{рук}$ кВт	10	17 (22)	28	28	40	40 (55)	75

Разгледзім наступную драбілку СМ-166А:

$$P_{\text{разл}} = 35 - \frac{35 - 7}{0,08 - 0,02} (0,08 - 0,06) = 35 - 11,7 = 23,3 \text{ м}^3/\text{ч} > 14,4.$$

Прымем драбілку СМ-166 А.

Пасля гэтага трэба удакладніць параметры выбранай драбілкі.

Частата вярчэння эксцэнтрыкавага вала не павінна быць больш за велічыню, пры якой раздроблены матэрыял паспявае выпасці з драбільнай камеры:

$$n \leq (1,0 \dots 1,05) \sqrt{\frac{\text{tg} \alpha}{S}}, \text{ с}^{-1},$$

дзе α – вугал захвату;

S – ход шчакі, м.

Для драбілкі з простым рухам шчакі

$$S = 7 + 0,1 d, \text{ мм.}$$

Для драбілкі са складаным рухам

$$S = 8 + 0,26 d, \text{ мм,}$$

дзе d , мм - шырыня разгрузачнай шчыліны (максімальная з заданага дыяпазону рэгулявання).

Аднак у рэальнай практыцы гэтыя даныя не вытрымліваюцца. Па іншай рэкамендацыі [7]

$$S = (0,03 \dots 0,04) a, \text{ м,}$$

дзе a - шырыня загрузальнай адтуліны, м.

Для буйных драбілак з мэтай зніжэння дынамічных нагурузак уводзяць каэфіцыент паніжэння паваротаў:

$K = 0,75$ – для драбілкі 1200 x 1500 мм;

$K = 0,60$ – для драбілкі 1500 x 2100 мм.

Напрыклад, НШБуддармаш рэкамендуе:

для драбілкі з простым рухам $n = 1250 \text{ d}^{-0,4}$, пав/мін;

для драбілкі са складаным рухам $n = 940 \text{ d}^{-0,3}$, пав/мін,

дзе d - у мм.

Падлік і супастаўленне S і n па розных рэкамендацыях для існуючых драбілак паказалі, што больш рэальнай з'яўляецца

$$S = (0,03 - 0,04) a.$$

Колькасці паваротаў эксцэнтрыкавага вала, падлічаныя па гэтаму значэнню хода S , найбольш блізкія да рэальных паваротаў вала ўжываемых драбілак.

Для далейшых разлікаў колькасць паваротаў вала прымаецца па тэхнічных характарыстыках драбілак.

Прадукцыйнасць шчокавай драбілкі можа быць удакладнена па формуле

$$\Pi = 3600 \mu n V, \text{ м}^3/\text{ч} = 3600 \mu n V \rho, \text{ Т/ч},$$

дзе n – колькасць качанняў шчакі за секунду, с^{-1} ;

V – аб'ём прызмы выпадання матэрыялу, м^3 ;

ρ – шчыльнасць матэрыялу, т/м^3 ;

$$V = \frac{(e + d)Sb}{2\text{tg}\alpha} = \frac{(2d - S)Sb}{2\text{tg}\alpha}, \text{ м}^3,$$

дзе e – мінімальны зазор паміж шчокамі ў іх ніжняй частцы ў канцы драблення;

μ – каэфіцыент разрыхлення матэрыялу; прыймаюць $\mu \approx 0,3 \dots 0,5$ (меншыя значэнні – для больш буйнога матэрыялу).

Пасля падстаноўкі V канчаткова маем

$$\Pi = 3600 \mu n \frac{(2d - S)Sb}{2\text{tg}\alpha}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

У табл. 11.5 прыведзены характарыстыкі горных парод.

Характарыстыкі горных парод

Горная парода	ρ , т/м ³	σ , МПа	E , МПа · 10 ⁻⁴
Вапняк мяккі	1,4	40...60	3,5...5,0
Пяшчанік	2,0	50...80	3,4...5,0
Сланец гліністы	1,2	25...40	1,1...1,9
Вапняк гліністы	2,7	100...120	3,5...5,0
Граніт дробназярністы	3,3	180...200	6,0...7,0

Патрэбную магутнасць шчокавай драбілкі можна удакладніць па формулах:

для драбілак з даўжынёй загрузальнай адтуліны $b < 1$ м

$$N = \frac{\sigma^2 n b (D^2 - d^2)}{0,23E}, \text{ кВт};$$

для драбілак з $b > 1$ м

$$N = \frac{\sigma^2 n (D^3 - d^3)}{0,23E}, \text{ кВт},$$

- дзе σ – мяжа трываласці матэрыялу на сціск, МПа;
 n – частата вярчэння эксцэнтрыкавага вала, мін⁻¹;
 b – даўжыня загрузальнай адтуліны, м;
 D – дыяметр загрузаемых камянёў, м;
 $D_{\max} \approx (0,8 \dots 0,9) a$, м;
 a – шырыня загрузальнай адтуліны, м;
 E – модуль пругкасці першага роду, МПа;
 d – шырыня разгрузальнай шчыліны, м.

11.3. Вызначэнне плошчаў прасейваючых паверхняў грохата

Ведаючы гадзінную прадукцыйнасць драбілкі і знойдзены па тыпавому графіку грануламетрычны склад матэрыялу, можна вызначыць часовы расход па кожнаму сіту і фракцыі:

па фракцыям:

$$\Pi_1 = \Pi_{\text{разл}} \cdot \frac{\alpha_1}{100}; \quad \Pi_2 = \Pi_{\text{разл}} \cdot \frac{\alpha_2}{100}; \quad \Pi_3 = \Pi_{\text{разл}} \cdot \frac{\alpha_3}{100};$$

па сітам:

$$\Pi_{c1} = \Pi_{\text{разл}}; \quad \Pi_{c2} = \Pi_2 + \Pi_3.$$

Прадукцыйнасць плоскага грохата па кожнаму сіту

$$\Pi = q F K_1 K_2 K_3 t, \quad \text{м}^3/\text{ч},$$

дзе q – удзельная прадукцыйнасць сіта, $\text{м}^3/\text{м}^3\text{ч}$ (табл.11.6);

F – плошча грахачэння, м^2 ;

K_1, K_2, K_3, t – паправачныя каэфіцыенты:

K_1 – улічвае вугал нахілу грохата, для гарызантальнага грохата $K_1 = 1$; для нахіленага грохата K_1 даецца ў табл. 11.7;

K_2 – улічвае працэнтнае ўтрыманне S ніжняга матэрыялу ў зыходным верхнім матэрыяле над сітам (табл. 11.8);

K_3 – улічвае працэнтнае ўтрыманне ў ніжнім матэрыяле $S_{0,5}$ зёран, якія менш за 0,5 адтулінаў сітаў (табл. 11.9);

t – улічвае няроўнасць пітання, форму зеран і тып грохата (табл. 11.10).

Патрэбная плошча сіта грохата

$$F = \frac{\Pi_c}{q \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot t}, \quad \text{м}^2;$$

для першага сіта

$$\Pi_{c1} = \Pi_{\text{разл}} \rightarrow F_1;$$

для другога сіта па колькасці паступаючага матэрыялу

$$\Pi_{c2} = \Pi_2 + \Pi_3 \rightarrow F_2.$$

Удзельная прадукцыйнасць сіта q

Параметры	Значэнне параметраў						
Размер адтуліны сіта, мм	5	10	16	20	35	40	65
	7	14	18	25	37	42	70
Удзельная прадукцыйнасць q , $\text{м}^3/\text{м}^2 \text{ ч}$	12	23	37	43	56	62	80
	16	32	40	46	60	64	82

Таблиця 11.7

Значэнні K_1

Вугал нахілу α , град	9	12	15	18	21	24
	10	13	16	19	22	
	11	14	17	20	23	
K_1	0,45	0,61	0,8	1,0	1,28	1,54
	0,50	0,67	0,86	1,08	1,77	
	0,56	0,73	0,92	1,18	1,46	

Таблиця 11.8

Значэнні K_2

C , %	10	30	50	70	90
	20	40	60	80	
K_2	0,58	0,76	0,92	1,08	1,25
	0,66	0,84	1,00	1,17	

Таблиця 11.9

Значэнні K_3

$C_{0,5}$, %	10	30	50	70	90
	20	40	60	80	
K_3	0,63	0,82	1,0	1,18	1,37
	0,72	0,91	1,09	1,28	

Значенні m

Тип грохата	Матерьял	
	Гравій	Друз (шчэбень)
Гарызантальны	0,80	0,65
Нахілены	0,60	0,50

Для разглядваемага прыкладу прадукцыйнасць па кожнай фракцыі:

$$\Pi_1 = \Pi_{\text{разл}} \cdot \alpha_1 / 100 = 14,4 \cdot 28/100 = 4,03 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\Pi_2 = \Pi_{\text{разл}} \cdot \alpha_2 / 100 = 14,4 \cdot 50/100 = 7,2 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\Pi_3 = \Pi_{\text{разл}} \cdot \alpha_3 / 100 = 14,4 \cdot 22/100 = 2,88 \text{ м}^3/\text{ч};$$

для першага сита

$$\Pi_{c1} = \Pi_{\text{разл}} = 14,4 \text{ м}^3/\text{ч};$$

для другога сита

$$\Pi_{c2} = \Pi_2 + \Pi_3 = 7,2 + 2,88 = 10,1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Гарызантальныя праекцыі размераў адтулін сит:

$$d'_1 = d_1 \cos \alpha = 60 \cdot \cos 20^\circ = 60 \cdot 0,94 = 56,5 \text{ мм};$$

$$d'_2 = d_2 \cos \alpha = 20 \cdot \cos 20^\circ = 20 \cdot 0,94 = 18,8 \text{ мм}.$$

Удельная прадукцыйнасць сит (табл. 11.6)

$$q_1 = 74 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ ч}; \quad q_2 = 41,2 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ ч}.$$

Паправачныя каэфіцыенты для сітаў:
для першага сіта

$$m = 0,60; K_1 = 1,18; K_2 = 1,10; K_3 = 0,93;$$

для другога сіта

$$m = 0,60; K_1 = 1,18; K_2 = 0,77; K_3 = 0,95.$$

Патрэбная плошча першага сіта

$$F_1 = \frac{П_{c1}}{qK_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot m} = \frac{14,4}{74 \cdot 1,18 \cdot 1,10 \cdot 0,93 \cdot 0,60} = 0,269 \text{ м}^2;$$

другога сіта

$$F_2 = \frac{П_{c2}}{qK_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot m} = \frac{10,1}{41,2 \cdot 1,18 \cdot 0,77 \cdot 0,95 \cdot 0,60} = 0,47 \text{ м}^2.$$

11.4. Вызначэнне ступені драблення

Ступень драблення можа быць вызначаная па адносінам максімальных велічынь кавалкаў:

$$i = D_{max} / d_{max}.$$

Аднак гэтая ступень драблення не дае аб'ектыўнай ацэнкі працэсу драблення матэрыялу. З тэхналагічных меркаванняў больш прымальна вызначыць яе як сярэднюю велічыню па сярэднеўзважым велічыням зёран сумесяў матэрыялу да і пасля драблення:

$$i_{cp} = D_{cm} / d_{cm}.$$

Сярэдні размер сумесі драбленага матэрыялу

$$d_{cm} = \frac{\sum d_{cp} \cdot g_i}{\sum g_i} = \frac{\sum \alpha_{cpi} \cdot \alpha_i}{100\%}.$$

Сярэдні размер зыходнай сумесі

$$D_{см} = \frac{\sum D_{ср i} \cdot \alpha_i}{100\%};$$

$$d_{ср i} = \frac{d_{1i} + d_{2i}}{2}; \quad D_{ср i} = \frac{D_{1i} + D_{2i}}{2},$$

дзе $d_{ср i}$, $D_{ср i}$ – сярэднія размеры фракцый;

g_i – вагавыя паказчыкі кожнай фракцыі;

α_i – працэнтныя ўтрыманыя фракцый у агульнай масе сумесі,

$$\alpha_i = g_i \cdot 100\% / \sum g_i = G_{см}.$$

Аналагічна гэта выконваецца для $D_{ср i}$.

Для разглядаемага прыкладу быў выкананы разлік фракцыённага складу дробленага матэрыялу і знойдзены значэнні $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$.

Па даным табл. 11.2 знаходзім:

$$\begin{aligned} d_{см} &= \sum d_{ср i} \cdot \alpha_i / 100\% = (5 \cdot 10 + 15 \cdot 12 + 25 \cdot 11 + \\ &\quad + 35 \cdot 12 + 45 \cdot 13 + 55 \cdot 14 + 80 \cdot 28) / 100 = \\ &= 0,5 + 1,8 + 2,75 + 4,2 + 5,85 + 7,7 + 22,4 = 45,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для вызначэння фракцыённага складу зыходнай горнай пароды карыстаюцца графікамі сітавага аналізу гэтых парод, а калі іх няма, можна прыняць лінейную залежнасць $\sum, \%$, ад D / D_{max} . Пры гэтым $D_{см} \approx 0,5 D_{max}$.

Для прыкладу:

$$D_{см} = 0,5 \cdot 0,3 = 0,15 \text{ м}.$$

Сярэдняя ступень драблення

$$i_{ср} = D_{см} / d_{см} = 0,15 / 0,045 = 3,34.$$

Ступень драблення па максімальным размерам матэрыялу:

$$i = D_{max} / d_{max} = 0,3 / 0,1 = 3.$$

12. ВYZНАЧЭННЕ ПАКАЗЧЫКАЎ ГРАВІТАЦЫЙНАГА БЕТОНАЗМЕШВАЛЬНІКА

Заданне

1. Азнаёміцца з тыпамі і канструкцыямі гравітацыйных бето­на­змешвальнікаў і матодыкай разліку іх асноўных параметраў.
2. Прывесці схему двухконуснага бето­на­змешвальніка.
3. Знайсці і прыняць частату вярчэння барабана.
4. Вызначыць прадукцыйнасць бето­на­змешвальніка.
5. Падлічыць патрэбную магутнасць рухавіка.
6. Знайсці і ацаніць ККД барабана.

12. 1. Вызначэнне частаты вярчэння барабана гравітацыйнага бето­на­змешвальніка

Разлік паказчыкаў бето­на­змешвальніка выконваецца па зыходных даных табл. 12.1 для зададзенага варыянта.

Нармальны цыркуляцыйны рэжым перамешвання сумесі ў вярчальным барабане не павінен дапускаць бесперапыннага вярчэння самой сумесі, якая падымаецца па кругу толькі на вугал пад'ёму $\lambda = 40 \dots 45^\circ$, а затым падае, іначай яна цэнтрабежнымі сіламі прыжмецца да ўнутранага паверхні барабана, і перамешванне супыніцца. Паводзіны порцыі сумясі, якая паднятая на вугал α , залежыць ад суадносінаў сіл, якія дзейнічаюць на яе ў гэты момант. Яны паказаныя на мал.12.1.

Табліца 12.1

Зыходныя даныя

№ варыянта	Паказчыкі				
	Аб'ём гатовага замесу V, л	Унутраны радыус цыліндрычнай часткі барабана R, мм, $R_6 \approx R$	Дыяметр ролікаў $2r_p$, мм	Дыяметр цапф ролікаў $2r_1$, мм	Сіла вагі барабана G_6 , кН
1	2	3	4	5	6
1	330	640	180	50	6,3
2	330	650	290	70	7,4

1	2	3	4	5	6
3	500	740	320	75	8,5
4	500	770	330	75	8,9
5	800	840	340	80	10,2
6	800	870	360	80	10,6
7	1000	990	400	85	10,8
8	1000	1040	400	85	11,4
9	1600	1200	420	90	24,3
10	1600	1240	440	90	25,7
11	2000	1350	470	100	25,9
12	2000	1390	490	110	26,3

Да гэтых сіл адносяцца:

- 1) сіла вагі порцыі сумесі G , якая раскладзеная на складальнікі: нармальную сілу N і датычную T ;
- 2) сіла трэння $F_{\text{тр}}$;
- 3) цэнтрабежная сіла $F_{\text{ц}}$, прычым

$$N = G \cos \alpha; \quad T = G \sin \alpha;$$

$$F_{\text{тр}} = N f \cos \alpha; \quad F_{\text{ц}} = \frac{G}{g} \cdot \pi^2 n^2 R,$$

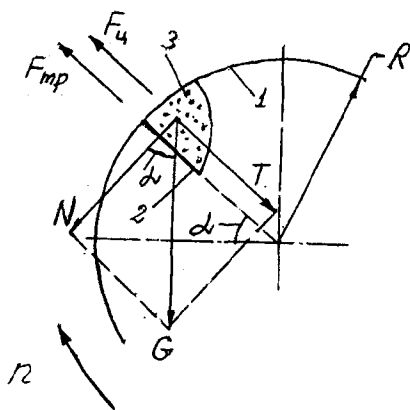
дзе α – вугал пад'ёма сумесі;

f – каэфіцыент трэння;

n – колькасць паваротаў барабана за секунду;

R – унутраны радыус барабана, м;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – зямное паскарэнне.



Мал.12.1. Схема для визначення частоти вярчэння гравітацыйнага барабана:
1 – барабан; 2 – лопасці; 3 – порцыя сумесі

Умовай падзення сумесі з’яўляецца няроўнасць сіл

$$T \geq F_{\text{тр}} + F_u; \quad (12.1)$$

$$G \sin \alpha \geq G f \cos \alpha + \frac{4\pi^2}{g} \cdot G n^2 R.$$

Адсюль атрымаем:

$$n \leq \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{R}}, \text{ пав/с}; \quad (12.2)$$

пры $f = 0,6$; $\alpha = 40 \dots 45^\circ$

$$n \leq \frac{0,24 \dots 0,26}{\sqrt{R}} \approx \frac{0,25}{\sqrt{R}}, \text{ пав/с}, \quad (12.3)$$

дзе R – в м.

12.2. Вызначэнне прадукцыйнасці бетоназмешвальніка цыклічнага дзеяння

Прадукцыйнасць цыклічнага змешвальніка залежыць ад аб'ёму гатовага замесу V і колькасці замесаў (цыклаў) за адзінку часа n_3 , якая залежыць ад працягласці цыклу $T_{ц}$:

$$P_T = Vn_3 = 3600 V / T_{ц}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (12.4)$$

дзе V – у м^3 ;
 $T_{ц}$ – у с;

$$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \text{ с}. \quad (12.5)$$

Час загрузкі і час выгрузкі прымаюцца

$$t_1 = t_3 = 10 \dots 20 \text{ с}.$$

Час перамешвання t_2 выбіраецца зыходзячы з тэхналагічных патрабаванняў:

$$t_2 = 60 \dots 120 \text{ с}.$$

Меншыя значэнні бяруцца для пластычных, а большыя – для цвёрдых сумесяў.

Час падрыхтоўкі да наступнай загрузкі

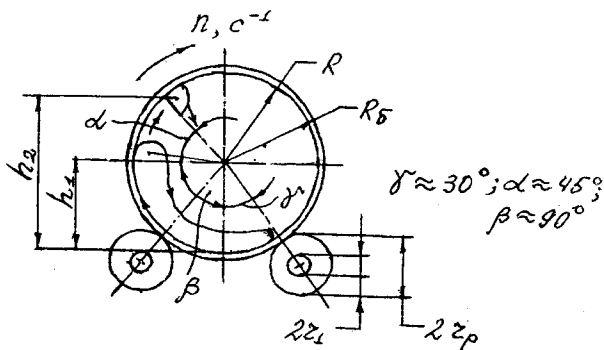
$$t_4 = 5 \dots 10 \text{ с}.$$

12.3. Методыка разліку магутнасці рухавіка гравітацыйнага бетоназмешвальніка

Магутнасць вярчэння гравітацыйнага барабана затрачваецца на пад'ём сумесі, на пераадоленне сілаў трэння качэння барабана па роліках і сілаў трэння ў падшыпніках ролікаў:

$$N = N_1 + N_2 + N_3. \quad (12.6)$$

Для вызначэння затратаў магутнасці на мал. 12.2 прыведзена схема гравітацыйнага змешвальніка з абзначэннем асноўных патрэбных для разліку паказчыкаў.



Мал. 12.2. Схема гравітацыйнага змешвальніка

Гравітацыйны змешвальнік падымае прыкладна 15 % сумесі непасрэдна лопасцямі, а астатнія 85 % – сіламі трэння ад унутранай сценкі барабана. Таму магутнасць пад'ёму будзе роўная

$$N_I = (0,85 G_{\text{см}} h_1 Z_1 + 0,15 G_{\text{см}} h_2 Z_2) n, \text{ Вт}, \quad (12.7)$$

дзе h_1 – вышыня пад'ёму сумесі сіламі трэння, м;

h_2 – вышыня пад'ёму сумесі лопасцямі, м;

Z_1, Z_2 – колькасць цыркуляцый сумесі за 1 паварот барабана сіламі трэння і лопасцямі;

n – колькасць паваротаў барабана, с^{-1} , за секунду;

$G_{\text{см}}$ – сіла вагі сумесі,

$$G_{\text{см}} = V \rho g, \text{ Н}, \quad (12.8)$$

дзе V – аб'ём замеса, м^3 ;

ρ – шчыльнасць бятоннай сумесі, $\text{кг} / \text{м}^3$;

$\rho \approx 2400 \text{ кг} / \text{м}^3$;

$g \approx 9,81 \text{ м} / \text{с}^2$.

Са схеми бачна:

$$h_1 \approx R; h_2 = R + R \sin \alpha = 1,7 R \text{ пры } \alpha = 45^\circ.$$

Вугал пад'ёму сумесі сіламі трэння $\beta \approx 90^\circ$. Кожная цыркуляцыя змешваемай сумесі складаецца з аднаго пад'ёму і аднаго падзення. Даўжыня цыркуляцыі сіламі трэння

$$t_1 = t'_1 + t''_2,$$

дзе t'_1 – час пад'ёму сумесі;

t''_2 – час яе падзення.

Час пад'ёму на вышыню h_1 (на вугал β)

$$t'_1 = \frac{\beta t_{\text{пав}}}{360^\circ}, \text{ с,}$$

дзе $t_{\text{пав}}$ – час аднаго паварота на вугал 360° , які ў залежнасці ад вызначанай раней частаты вярчэння барабана n (12.2) роўны

$$n = 0,25 / \sqrt{R};$$

$$t_{\text{пав}} = 1 / n = \frac{1}{0,25 / \sqrt{R}} = \frac{\sqrt{R}}{0,25}, \text{ с.}$$

Пасля гэтага

$$t'_1 = \beta t_{\text{пав}} / 360^\circ = \frac{90^\circ \sqrt{R}}{360^\circ \cdot 0,25} = \sqrt{R}, \text{ с.}$$

Час падзення сумесі з вышыні h_1

$$t''_1 = \sqrt{\frac{2h_1}{g}} = \sqrt{\frac{2R}{9,81}} = 0,45 \sqrt{R}, \text{ с.}$$

Даўжыня цыркуляцыі сіламі трэння

$$t_1 = t'_1 + t''_1 = \sqrt{R} + 0,523\sqrt{R} = 1,523\sqrt{R}. \quad (12.9)$$

Колькасць цыркуляцый за адзін паварот барабана

$$Z_1 = t_{\text{пав}} / t_1 = \frac{1}{n \cdot 1,45\sqrt{R}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,25}{\sqrt{R}} \cdot 1,45\sqrt{R}} = \frac{1}{0,25 \cdot 1,45} = 2,76. \quad (12.10)$$

Час адной цыркуляцыі з дапамогай лопасцяў

$$t_2 = t'_2 + t''_2.$$

Час пад'ёму

$$t'_2 = \frac{90^\circ + \alpha}{360^\circ} t_{\text{пав}} = \frac{90^\circ + 45^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{1}{n} = \frac{135^\circ \sqrt{R}}{360^\circ \cdot 0,25} = 1,5\sqrt{R}, \text{ с.}$$

Час падзення

$$t''_2 = \sqrt{\frac{2h_2}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,7R}{9,81}} \approx 0,6\sqrt{R}, \text{ с;}$$

$$t_2 = 1,5\sqrt{R} + 0,6\sqrt{R} = 2,1\sqrt{R}, \text{ с.} \quad (12.11)$$

Колькасць цыркуляцый за 1 паварот

$$Z_2 = t_{\text{пав}} / t_2 = 1 / n t_2 = \frac{1 \cdot \sqrt{R}}{0,25 \cdot 2,1\sqrt{R}} = 1,9. \quad (12.12)$$

Радыус двухконусага барабана можна прыняць па яго цыліндрычнай частцы, таму што асноўная колькасць сумесі знаходзіцца у гэтым месцы. Акругленне ў большы бок радыуса барабана R пойдзе ў запас вызначаемай магутнасці.

Атрыманыя даныя падстаўляем у формулу (12.7):

$$\begin{aligned} N_1 &= (0,85 G_{\text{см}} R 2,76 + 0,15 G_{\text{см}} 1,7 R 1,9) n = \\ &= (2,34 + 0,485) G_{\text{см}} R n = 2,82 G_{\text{см}} R n, \text{ Вт.} \end{aligned} \quad (12.13)$$

Але $n \leq 0,25 / \sqrt{R}$, тады

$$N_1 = 2,72 \frac{0,25 R G_{\text{см}}}{\sqrt{R}} = 0,705 \sqrt{R} G_{\text{см}}, \text{ Вт.} \quad (12.14)$$

Магутнасць на пераадоленне сілаў трэння ролікаў роўная

$$N_2 = (G_{\text{см}} + G_6) \cdot (R_6 + r_p) \cdot \kappa_f \cdot \frac{2\pi n}{\cos \gamma r_p}, \text{ Вт.} \quad (12.15)$$

Магутнасць на пераадоленне сілаў трэння ў падшыпніках ролікаў

$$N_3 = (G_{\text{см}} + G_6) \cdot \mu r_l \frac{2\pi n}{\cos \gamma}, \text{ Вт,} \quad (12.16)$$

дзе G_6 – сіла вагі барабана, Н;

R_6 – радыус бандажна барабана, $R_6 \approx R$, м;

r_p – радыус роліка, м;

κ_f – плячо трэння качэння, $\kappa_f \approx 0,001$ м;

n – частата вярчэння барабана, с^{-1} ;

γ – вугал устаноўкі ролікаў, град ($\approx 30^\circ$);

μ – каэфіцыент трэння скальжэння падшыпнікаў, $\mu \approx 0,1$;

r_l – радыус цапфы роліка, м.

Патрэбная магутнасць рухавіка вызначыцца па формуле

$$N_{\text{рух}} = N / 1000 \eta = (N_1 + N_2 + N_3) / 1000 \eta, \text{ кВт,} \quad (12.17)$$

дзе η – ККД прываду, $\eta \approx 0,80 \dots 0,85$.

Барабан з улікам затрат магутнасці на сілы трэння (N_2 і N_3) мае свой ККД:

$$\eta_6 = N_1 / N = N_1 / (N_1 + N_2 + N_3). \quad (12.18)$$

Па выніках разліку ККД барабана неабходна зрабіць выснову аб магчымасці спрашчэння разліку магутнасці рухавіка толькі па велічыне N , а ККД барабана выбіраць арыентыровачна, без разліку. Тады

$$N_{\text{рух}} = \frac{N_1}{1000\eta_{\text{ар}}} = \frac{N_1}{1000\eta \cdot \eta_6} = \frac{0,705\sqrt{RG_{\text{см}}}}{1000\eta \cdot \eta_6}, \text{ кВт.} \quad (12.19)$$

Падставіўшы з роўнасці (12.8) $G_{\text{см}}$, канчаткова атрымаем

$$N_{\text{рух}} = \frac{0,705\sqrt{RV\rho g}}{1000\eta_{\text{ар}}}, \text{ кВт,} \quad (12.20)$$

дзе R – у м; V – у м³;

$\rho \approx 2400$ кг/м³;

$g = 9,81$ м/с²;

$\eta_{\text{ар}}$ – агульны ККД.

Разгледзім прыклад.

Зыходныя даныя:

$V = 1000$ л; $R = 1000$ мм; $2r_p = 380$ мм; $2r_1 = 82$ мм; $G_6 = 11$ кН;

$t_2 = 90$ с; $R_6 = R$.

Частата вярчэння барабана (12.3):

$$n \leq \frac{0,24 \dots 0,26}{\sqrt{R}} = \frac{0,24 \dots 0,26}{\sqrt{1}} = 0,24 \dots 0,26 \text{ с}^{-1} = 14,4 \dots 15,6 \text{ мін}^{-1}.$$

Прымем $n = 14,4$ пав / мін.

Працягласць цыклу

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 15 + 90 + 15 + 8 = 128 \text{ с.}$$

Прадукцыйнасць (12.4)

$$\Pi_{\text{т}} = 3600 V / T_{\text{ц}} = 3600 \cdot 1,0 / 128 = 28,1 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Сіла вагі сумесі (12.8)

$$G_{\text{см}} = V \rho g = 1,0 \cdot 2400 \cdot 9,81 = 23600 \text{ Н.}$$

Магутнасць на пад'ём сумесі (12.13)

$$N_1 = 2,82 G_{\text{см}} R n = 2,82 \cdot 23600 \cdot 0,24 = 16000 \text{ Вт.}$$

Магутнасць на пераадоленне сіл трэння ролікаў (12.15)

$$\begin{aligned} N_2 &= (G_{\text{см}} + G_6)(R_6 + r_p) \kappa_f \frac{2\pi n}{\cos \gamma r_p} = \\ &= (23600 + 11000)(1,0 + 0,19) \cdot 0,001 \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,24}{\cos 30^\circ \cdot 0,19} = 378 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Магутнасць на пераадоленне сіл трэння ў падшыпніках ролікаў (12.16)

$$\begin{aligned} N_3 &= (G_{\text{см}} + G_6) \mu r_1 \frac{2\pi n}{\cos \gamma} = \\ &= (23600 + 11000) \cdot 0,1 \cdot 0,041 \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,24}{\cos 30^\circ} = 248 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Патрэбная магутнасць рухавіка (12.17):

$$\begin{aligned} N_{\text{рух}} &= (N_1 + N_2 + N_3) / 1000 \eta = \\ &= \frac{16000 + 378 + 248}{1000 \cdot 0,85} = \frac{16626}{1000 \cdot 0,85} = 18,9 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

ККД барабана (12.18)

$$\begin{aligned} \eta_6 &= N_1 / N = N_1 / (N_1 + N_2 + N_3) = \\ &= \frac{16000}{16000 + 378 + 248} = 16000 / 16626 \approx 0,96. \end{aligned}$$

Агульны ККД

$$\eta_{ar} = \eta \cdot \eta_{бар} = 0,85 \cdot 0,96 = 0,815.$$

Спрошчаны разлік магутнасці рухавіка

$$N_{рух} = N_1 / \eta_{ar} = 15,4 / 0,815 = 18,9 \text{ кВт.}$$

13. ВYZНАЧЭННЕ ПАКАЗЧЫКАЎ РОТАРНАГА БЕТОНАЗМЕШВАЛЬНІКА

Заданне

1. Азнаёміцца з будовай, прыцыпам дзеяння і метадамі разліку ротарных бетоназмешвальнікаў. Прывесці разліковую схему.
2. Падлічыць прадукцыйнасць змешвальніка.
3. Знайсці сілу на лопасці змешвальніка.
4. Вyzначыць магутнасць рухавіка.

13.1. Разлік прадукцыйнасці ротарнага бетоназмешвальніка

Разлік выконваецца ў адпаведнасці з варыянтам задання па табл. 13.1.

Тэхнічная прадукцыйнасць цыклічнага змешвальніка падлічваецца па формуле

$$P_r = V n = 3600 V / T_{ц}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (13.1)$$

дзе V – аб'ём гатовага замесу, м^3 ;

n – колькасць замесаў (цыклаў) за гадзіну, $n = 3600 / T_{ц}, \text{ч}^{-1}$;

$T_{ц}$ – працягласць цыклу, с,

$$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \text{ с.} \quad (13.2)$$

Час разгрузкі і выгрузкі

$$t_1 \approx t_3 \approx 10 \dots 20 \text{ с.}$$

Час перамешвання

$$t_2 = 60 \dots 120 \text{ с.}$$

Меншыя значэнні прымаюць для пластычных, а большыя – для цвёрдых сумесяў.

Час падрыхтоўкі змешвальніка да наступнага цыклу

$$t_4 \approx 5 \dots 10 \text{ с.}$$

Аб'ём гатовага замесу

$$V = V_c f, \text{ м}^3, \quad (13.3)$$

дзе V_c – аб'ём сухіх кампанентаў;

f – каэфіцыент выхаду гатовай сумесі, $f = 0,65 \dots 0,70$ – для бетонаў; $f = 0,75 \dots 0,85$ – для раствораў.

Аб'ём сухіх кампанентаў для ротарнага змешвальніка можна знайсці па формуле

$$V_c = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot h_c, \text{ м}^3, \quad (13.4)$$

дзе D – дыяметр чашы, м;

d – дыяметр унутранага цыліндра, м;

h_c – вышыня слоя загрузкі кампанентаў сумесі ў чашы; па вышыні лопасцяў h можна прыняць

$$h_c = h + (0,1 \dots 0,2), \text{ м,}$$

дзе h – рабочая вышыня лопасці, м.

Таўшчыню загрузкі можна прыняць з улікам усадкі сумесі пры перамешванні:

$$h_c \approx h / f = h / (0,65 \dots 0,70) = (1,4 \dots 1,55) h. \quad (13.5)$$

Пры гэтым у канцы прыгатавання гатовае сумесь займе вышыню, роўную рабочай вышыні лопасцяў.

Таблиця 13.1

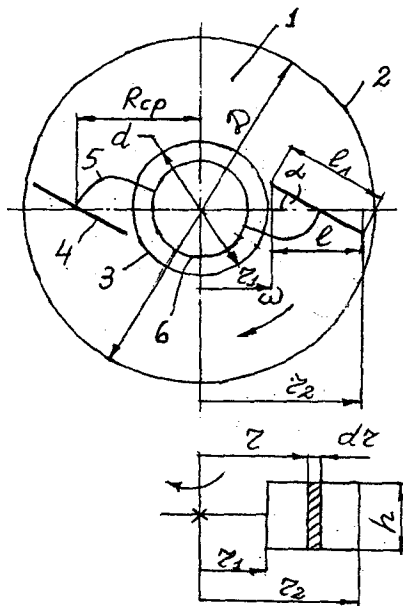
Вихідні данія

№ варі- янта	Діаметр чаші D , мм	Діаметр унутрашага цыліндра d , мм	Сярэдні радыюс лопасть $R_{\text{ср}}$, мм	Даўжыня лопасть $l_{\text{л}}$, мм	Вугал нахілу лопасть α , град	Рабочая вышыня лопасть h , мм	Вуглавая скорасць вярчэння лопасть ω , рад/с	Колькасць лопасть Z
1	1250	400	412	200	40	130	3,0	4
2	1260	410	418	230	35	150	3,1	4
3	1280	430	428	250	25	170	2,9	4
4	1800	500	575	260	40	160	3,0	5
5	1830	530	590	230	25	190	2,7	5
6	2200	800	750	280	35	170	2,3	7
7	2230	830	765	250	20	200	2,0	7
8	2580	900	870	350	30	210	1,8	7
9	2600	920	880	370	15	230	2,0	7
10	2590	910	875	410	25	240	1,9	7

13.2. Разлік магутнасці ротарнага бетоназмешвальніка

Па ўласцівасцям перамешваемыя будаўнічыя сумесі значна адрозніваюцца ад вязкіх вадкасцяў, таму выкарыстанне асноў гідрадынамікі для разліку змешвальніка прымусовага дзеяння ўяўляе цяжкасць. Прыбягаюць да спрощаных метадаў, якія даюць дастаткова дакладныя вынікі. Разгледзім адзін з іх.

На мал. 13.1 прыведзена разліковая схема лопасцевага рабочага органа ротарнага змешвальніка, які складаецца з кальцавой чашы, ротара і некалькіх лопасцяў.



Мал. 13.1. Схема рабочага органа ротарнага змешвальніка:
 1 – чаша; 2 – наружны цыліндр; 3 – унутраны цыліндр; 4 – лопасці;
 5 – трымальнікі лопасцяў; 6 – ротар

Разгледзім элементарную пляцоўку лопасці dF :

$$dF = h dr.$$

Сіла супраціўлення перамяшчэнню гэтай пляцоўкі ў асяроддзі перамешваемай сумесі запішацца наступным чынам:

$$dP = g dF = g h dr, \text{ Н},$$

дзе g – ефектыўны ціск на сумесь для яе незваротнай дэфармацыі, Па;

h – рабочая вышыня лопасці, м.

Сіла супраціўлення на ўсю лопасць знойдзецца інтэграваннем па пераменнаму радыюсу r :

$$P = \int_{r_1}^{r_2} g h dr = g h (r_2 - r_1) = g h l, \text{ Н}. \quad (13.6)$$

Са схемы бачна, што

$$r_2 - r_1 = l,$$

дзе l – праекцыя сапраўднай даўжыні лопасці на лабавую паверхню, перпендыкулярную напрамку перамяшчэння лопасці, прычым

$$l = l_n \cos \alpha,$$

дзе l_n – сапраўдная даўжыня лопасці;

α – вугал нахілу лопасці да лабавой паверхні.

Такім чынам,

$$P = g h l = g h l_n \cos \alpha, \text{ Н}. \quad (13.7)$$

Элементарны момант супраціўлення вярчэнню пляцоўкі dF

$$dM = dP r = g h r dr.$$

Поўны момант на ўсю лопасць знойдзецца інтэграваннем:

$$M = \int_{r_1}^{r_2} g h r dr = g h / 2 \cdot (r_2^2 - r_1^2), \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (13.8)$$

Калі радыюсы аднолькавыя для ўсіх лопасцяў, агульны момант супраціўлення іх вярчэнню

$$M_{\text{сум}} = M \cdot Z = \frac{g h z}{2} (r_2^2 - r_1^2). \quad (13.9)$$

Магутнасць рухавіка

$$N_{\text{рух}} = \frac{M_{\text{сум}} \cdot \omega}{\eta} = \frac{g h z \omega}{2\eta} (r_2^2 - r_1^2), \text{ Вт.} \quad (13.10)$$

Але гэтая формула можа быць спрошчана, калі выраз $(r_2^2 - r_1^2)$ пераўтварыць:

$$r_2^2 - r_1^2 = (r_2 + r_1)(r_2 - r_1) = 2 R_{\text{ср}} \cdot l.$$

Тады канчаткова атрымаем:

$$N_{\text{рух}} = g h l Z \omega R_{\text{ср}} / \eta, \quad (13.11)$$

дзе ω – вуглавая скорасць вярчэння ротара, рад/с;

η – ККД прываду, $\eta \approx 0,8$.

Звычайна ў ротарных змешвальнікаў лопасці размяшчаюцца на розных радыусах. Тады

$$N_{\text{рух}} = \frac{g z \omega}{2\eta} \sum_1^K h_i (r_{2i}^2 - r_{1i}^2) = \frac{g z \omega}{\eta} \sum_1^K h_i R_{\text{ср}i} l_i, \text{ Вт,} \quad (13.12)$$

дзе h_i , $R_{\text{ср}i}$, l_i – вышыні, сярэднія радыюсы і рабочыя даўжыні ўсіх лопасцяў.

З улікам нахілу лопасцяў

$$h_i = h_{\text{лі}} \cos \beta_i; \quad l_i = l_{\text{лі}} \cos \alpha_i, \quad (13.13)$$

дзе α_i , β_i – вуглы нахілу лопасцяў адпаведна ў гарызантальнай і вертыкальнай плоскасцях.

Але ў нашай практычнай рабоце задача спрошчана, і ў зыходнай табліцы змешвальнікі маюць аднолькавыя лопасці.

Эфектыўны ціск на сумесь, Па, рэкамендуецца прымаць наступным:

$$g = (2,5 \dots 3,0) \cdot 10^4 \text{ – для раствораў;}$$

$$g = (2,0 \dots 2,5) \cdot 10^4 \text{ – для лёгкіх бетонаў;}$$

$$g = (7,0 \dots 7,5) \cdot 10^4 \text{ – для цяжкіх бетонаў.}$$

Тып сумесі для разліку прымаецца па ўказанні выкладчыка.

Разгледзім прыклад.

Зыходныя даныя:

$$D = 2000 \text{ мм; } d = 600 \text{ мм; } R_{cp} = 650 \text{ мм; } l_n = 300 \text{ мм; } \alpha = 35^\circ; \\ h = 200 \text{ мм; } \omega = 3,0 \text{ рад/с; } Z = 5; g = 5 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Па формуле (13.5)

$$h_c = h / f = 200 / 0,7 = 286 \text{ мм.}$$

Па (13.4)

$$V_c = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) h_c = \frac{3,14}{4} (2^2 - 0,6^2) \cdot 0,286 = \\ = \frac{3,14}{4} (4 - 0,36) \cdot 0,286 = \frac{3,14}{4} \cdot 3,64 \cdot 0,286 = 0,817 \text{ м}^3.$$

Па (13.2)

$$T_u = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 15 + 90 + 15 + 10 = 130 \text{ с.}$$

Па (13.1)

$$P_r = \frac{3600V}{T_u} = \frac{3600fV_c}{T_u} = \frac{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,817}{130} = 15,9 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Па (13.6)

$$P = g h l = g h l_n \cos \alpha = 5 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot \cos 35^\circ = \\ = 5 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot 0,815 = 0,244 \cdot 10^4 \text{ Н} = 2440 \text{ Н.}$$

Па (13.11)

$$N_{\text{рух}} = g h l Z \omega R_{\text{ср}} / \eta = 5 \cdot 10^4 \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot 0,815 \cdot 5 \cdot 3,0 \cdot 0,65 / 0,8 = 2,98 \cdot 10^4 \text{ Вт} = 29,8 \text{ кВт.}$$

14. ВYZНАЧЭННЕ ПАКАЗЧЫКАЎ ЛОПАСЦЕВАГА ГАРЫЗАНТАЛЬНАГА БЕТОНАЗМЕШВАЛЬНІКА

Заданне

1. Азнаёміцца з будовай і прынцыпам дзеяння двухвальнага лопасцевага змешвальніка.
2. Разгледзець асноўныя параметры і методыку разліку лопасцевага змешвальніка.
3. Падлічыць прадукцыйнасць дадзенага бетонаязмешвальніка, сілы на лопасці і лопасныя валы і магутнасць рухавіка.

14.1. Вyzначэнне прадукцыйнасці лопасцевага гарызантальнага бетонаязмешвальніка

Гарызантальныя лопасці змешвальніка ўжываюцца як цыклічныя, пры гэтым выпускны затвор на час перамешвання зачыняецца, і як бесперапынныя, калі выпускны затвор пастаянна адчынены, а перамешванне адбываецца на шляху перамяшчэння сумесі ад загрузальнай адтуліны да разгрузальнай. Пры гэтым шлях і час перамешвання павінны быць дастатковымі для якаснага змешвання. Таму змешвальнікі бесперапыннага дзеяння маюць падоўжаную ёмістасць.

Методыка разліку цыклічных змешвальнікаў была разгледжана для двухконуснага і ротарнага змешвальнікаў.

Для лопасцевага бесперапыннага змешвальніка прадукцыйнасць залежыць ад плошчы папярочнага сячэння слоя матэрыяла і скорасці патока з улікам дадатковых фактараў:

$$P = 2 \varphi \kappa F V_1, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (14.1)$$

дзе φ – каэфіцыент запаўнення ёмістасці (табл.14.1);

κ – каэфіцыент звароту сумесі, $\kappa \approx 0,6 \dots 0,8$;

V_1 – скорасць перамяшчэння матэрыялу ўздоўж асі змешвальніка, м/с;

F – плошча праекцыі лопасцяў на радыяльную плоскасць, м².

$$V_1 = S \omega \frac{1}{2\pi},$$

дзе S – крок вінтавой лініі лопасцяў,

$$S = 2 \pi R_{\text{cp}} \operatorname{tg} \alpha;$$

ω – вуглавая скорасць, рад/с;

$$R_{\text{cp}} = \frac{R + r}{2};$$

α – сярэдні вугал нахілу вінтавой лініі шнека адносна сярэдняга радыуса, град.

Пасля падстаноўкі S у V_1

$$V_1 = R_{\text{cp}} \omega \operatorname{tg} \alpha, \text{ м / с.} \quad (14.2)$$

Плошча

$$F = \pi (R^2 - r^2) \psi, \text{ м}^2, \quad (14.3)$$

дзе ψ – каэфіцыент, які залежыць ад даўжыні дугі рабочай паверхні лопасці па акружнасці;

R, r – наружны і ўнутраны радыусы вярчэння лопасці, м.

Падставіўшы (14.2) і (14.3) у (14.1), атрымаем:

$$\Pi = 2 \pi \omega \operatorname{tg} \alpha R_{\text{cp}} (R^2 - r^2) \psi \varphi \kappa. \quad (14.4)$$

Але

$$R^2 - r^2 = (R + r) \cdot (R - r) = 2 R_{\text{cp}} h,$$

дзе

$$R + r = 2 R_{\text{cp}};$$

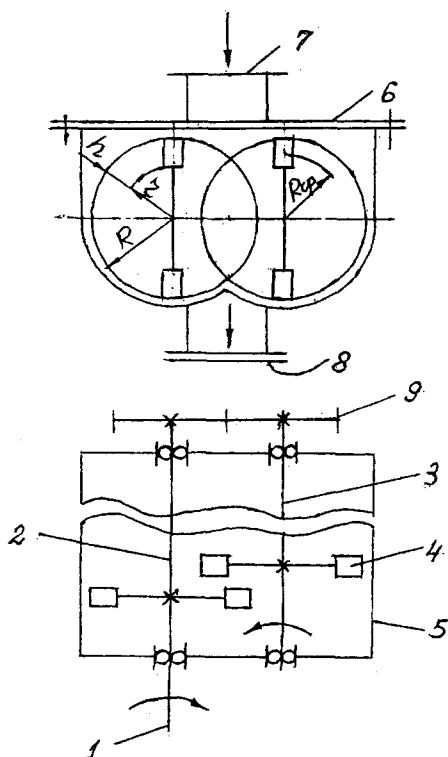
$$R - r = h.$$

Зыходныя даныя

№ ва-ры-ян-та	Наружны радыс лопасцяў R , мм	Унутраны радыс лопасцяў r , мм	Сярэдні вугал нахілу лопасцяў α , град	Кэфіцыент даўжыні лопасці па акружнасці ψ	Кэфіцыент запавення φ	Агульная колькасць лопасцяў на двух валах i	Вуглавая скорасць валуў ω , рад/с	Шырыня кранштэйна b , мм	Наружны радыс вярчэння кранштэйна R_1 , мм	Унутраны радыс вярчэння кранштэйна r_1 , мм
1	150	70	45	0,08	0,5	28 · 2	6,8	35	70	40
2	400	275	35	0,04	0,3	35 · 2	5,5	100	275	125
3	179	92	39	0,055	0,32	27 · 2	7,6	46	92	57
4	164	84	36	0,05	0,3	32 · 2	7,2	39	84	54
5	309	214	38	0,055	0,3	36 · 2	6,0	77	214	94
6	299	204	43	0,074	0,46	32 · 2	5,8	72	204	84
7	156	76	40	0,063	0,42	28 · 2	6,9	36	76	46
8	398	273	39	0,044	0,4	35 · 2	5,3	96	273	123
9	173	86	42	0,07	0,4	25 · 2	7,4	43	86	51
10	305	210	40	0,06	0,37	34 · 2	5,9	75	210	90

$$\Pi = 4 \pi \omega \operatorname{tg} \alpha R_{\text{cp}}^2 h \psi \varphi \kappa, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (14.5)$$

На мал. 14.1 прыведзена схема лопасцевага гарызантальнага бетоназмешвальніка.



Мал. 14.1. Схема лопасцевага гарызантальнага бетоназмешвальніка:
 1 – прывад; 2, 3 – валы; 4 – лопасці, якія ўстаноўлены пад вуглом атакі да паверхні
 вярчэння; 5 – карыта; 6 – крышка; 7 – загрузальная адтуліна; 8 – разгрузальны
 (сектарны) затвор, які кіруецца пнеўмагідрацыліндрам; 9 – сінхранізуючая
 зубчастая перадача з перадатчным лікам 1

14.2. Визначення сілаў, якія дзейнічаюць на лопасці

Восевая сіла на 1-ю лопасць

$$P_1 = g_1 \pi (R^2 - r^2) \psi, \quad (14.6)$$

дзе g_1 – ціск сумесі на лопасць у восевым напрамку,

$$g_1 = C\rho V_1^2, \text{ Па}, \quad (14.7)$$

дзе C – каэфіцыент супраціўлення, $C \approx 3 \dots 9$, які залежыць ад складу і кансістэнцыі сумесі (меншыя значэнні прымаюць для пластычных сумесяў);

ρ – шчыльнасць сумесі, $\rho \approx 2400 \text{ кг/м}^3$;

V_1 – прыведзеная раней (14.2).

Пасля падстановак і ператварэнняў:

$$P_1 = \pi C\rho \omega^2 \text{tg} \alpha R^2_{\text{cp}}(R^2 - r^2) \psi. \quad (14.8)$$

Але

$$R^2 - r^2 = 2 R_{\text{cp}} h.$$

Тады

$$P_1 = 2 \pi C\rho \omega^2 \text{tg}^2 \alpha R_{\text{cp}}^3 h \psi. \quad (14.9)$$

Для знаходжання восевой сілы на лопасцевы вал трэба ўлічыць колькасць лопасцяў аднаго вала i_1 і каэфіцыент φ (табл. 14.1):

$$P_{\text{ac}} = P_1 \cdot i_1 \cdot \varphi = 2 \pi C\rho \omega^2 \text{tg}^2 \alpha R_{\text{cp}}^3 h \psi i_1 \varphi, \text{ Н}, \quad (14.10)$$

або

$$\pi C\rho \omega^2 \text{tg}^2 \alpha R_{\text{cp}}^2 (R^2 - r^2) i_1 \psi \varphi, \text{ Н}. \quad (14.11)$$

Акружная сіла на адну лопасць, Н:

$$P_2 = S g_2 (R - r) \psi, \quad (14.12)$$

дзе g_2 – ціск бетоннай сумесі на лопасць па акружнасці вярчэння, Па,

$$g_2 = C \rho V_2^2,$$

дзе $V_2 = \omega R_{\text{ср}}$ – сярэдняя акружная скорасць лопасці, м/с.

Пасля падстаноўак

$$P_2 = 2 \pi C \rho R_{\text{ср}}^3 \operatorname{tg} \alpha (R - r) \omega^2 \psi. \quad (14.13)$$

Акружная сіла

$$P_{\text{акр}} = P_2 \cdot i_1 \cdot \varphi = 2 \pi C \rho R_{\text{ср}}^3 \operatorname{tg} \alpha h \omega^2 \psi \varphi, \quad (14.14)$$

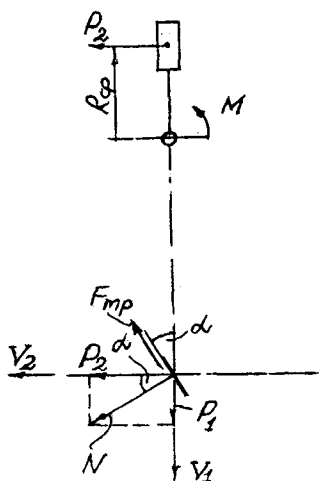
дзе

$$h = R - r.$$

З улікам $P_{\text{ас}}$ і $P_{\text{акр}}$ падбіраюць падшыпнікі валоў.

14.3. Вывядзенне магутнасці рухавіка лопасцевага гарызантальнага змешвальніка

Каб усвядоміць механізм затратаў магутнасці на перамешванне і перамяшчэнне сумесі ў змешвальніку, разгледзім схему, прыведзеную на мал. 14.2.



Мал. 14.2. Схема для разліку магутнасці лапасцевага змешвальніка

Пры рабоце змешвальніка ад лопасці, нахіленай на вугал α , на сумесь дзейнічаюць сілы – акружная P_2 , асыявая P_1 і сіла трэння $F_{тр}$.

Момант вярчэння лопасці адносна восі вала запішацца наступным чынам:

$$M = P_2 R_{cp} + N f \cos(90^\circ - \alpha) R_{cp}, \quad (14.15)$$

дзе N – нармальная сіла на лопасць;

Nf – сіла трэння;

f – каэфіцыент трэння сумесі па сталі, $f \approx 0,5 \dots 0,65$.

Вядома, што магутнасць знаходзіцца як здабытак дзеючай сілы на скорасць, а ў вярчэнні – як здабытак вярчальнага моманта на вуглавую скорасць. Таму магутнасць на стварэнне сіл P_2 і $F_{тр}$ будзе роўная

$$N_1 = M \cdot \omega. \quad (14.16)$$

З сілавога трохвугольніка на схеме

$$N = P_2 / \cos \alpha.$$

З улікам гэтай залежнасці

$$N_1 = (P_2 R_{cp} + \frac{P_2 \sin \alpha}{\cos \alpha} f R_{cp}) \omega \varphi i = P_2 R_{cp} (1 + f \operatorname{tg} \alpha) \omega \varphi i, \text{ Вт}, \quad (14.17)$$

дзе φ – каэфіцыент запаўнення;

i – колькасць лопасцяў.

Пры разліку магутнасці трэба таксама ўлічыць яе затраты на перадоленне сіл трэння перамяшчэнню сумесі ўздоўж корпуса змешвальніка і на вярчэнне кранштэйнаў у сумесі (N_2 , N_3).

Спачатку знойдзем масу сумесі, якая адпавядае аднаму кроку вінтавой лініі лопасці:

$$G_{cm1} = \pi (R^2 - r^2) \varphi S \rho. \quad (14.18)$$

Крок будзе роўным

$$S = R_{cp} \operatorname{tg} \alpha.$$

Затраты магутнасці на пераадоленне сілы трэння масы сумесі $G_{\text{см1}}$

$$N_{\text{тр}} = F_{\text{тр1}} V_1 = G_{\text{см1}} f V_1 = \pi R_{\text{ср}} \text{tg } \alpha \rho \varphi (R^2 - r^2) g f V_1. \quad (14.19)$$

Затраты магутнасці на пераадоленне сілы трэння ўсёй колькасці сумесі

$$N_2 = N_{\text{тр}} i = \pi R_{\text{ср}} \text{tg } \alpha \rho \varphi (R^2 - r^2) g f V_1 i. \quad (14.20)$$

Магутнасць на супраціўленне сумесі вярчэнню кранштэйнаў

$$N_3 = 1/4 C \rho \omega^3 b_{\text{к}} (R_1^4 - r_1^4) i \varphi, \text{ Вт}, \quad (14.21)$$

дзе $b_{\text{к}}$ – шырыня кранштэйна лопасці, м;

$R_1 \approx r$ – наружны радыус кранштэйна, м;

r_1 – унутраны радыус кранштэйна, м (табл. 14.1).

Сумарная магутнасць

$$N_{\text{сум}} = N_1 + N_2 + N_3, \text{ Вт}.$$

Патрэбная магутнасць рухавіка

$$N_{\text{рух}} = \frac{(1,1 \dots 1,3) N_{\text{сум}}}{1000 \eta} = \frac{(1,1 \dots 1,3) (N_1 + N_2 + N_3)}{1000 \eta}, \text{ кВт}. \quad (14.22)$$

ККД прываду $\eta \approx 0,8 \dots 0,9$.

Разгледзім прыклад.

Зыходныя даныя:

$R = 303$ мм; $r = 208$ мм; $\alpha = 41^\circ$; $r_1 = 88$ мм; $R_1 = 208$ мм; $\varphi = 0,4$;
 $\psi = 0,065$; $i = 34 \cdot 2$; $\omega = 5,9$ рад/с; $b_{\text{к}} = 74$ мм; $f = 0,5 \dots 0,65 \approx 0,6$.

Сярэдні радыус лопасці разлічваецца па формуле

$$R_{\text{ср}} = (R + r) / 2 = (303 + 208) / 2 = 255,5 \text{ мм} \approx 0,256 \text{ м};$$

$$h = R - r = 303 - 208 = 95 \text{ мм};$$

$$\kappa \approx 0,6 \dots 0,8 \approx 0,7.$$

Па формуле (14.5) знаходзім прадукцыйнасць змешвальніка:

$$\begin{aligned} \Pi &= 4 \pi \omega \operatorname{tg} \alpha R_{\text{cp}}^2 h \psi \varphi \kappa = \\ &= 4 \cdot 3,14 \cdot 5,9 \cdot \operatorname{tg} 410 \cdot 0,256^2 \cdot 0,095 \cdot 0,065 \cdot 0,4 \cdot 0,7 = \\ &= 7,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \\ \Pi &= 7,3 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 = 26,2 \text{ м}^3/\text{Г}. \end{aligned}$$

Па формуле (14.9) падлічваем восевую сілу на адну лопасць:

$$P_1 = 2 \pi C \rho \omega^2 \operatorname{tg} \alpha R_{\text{cp}}^3 h \psi;$$

$$C \approx 3 \dots 9 \approx 6;$$

$$P_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 2400 \cdot 5,9^2 \cdot 0,865^2 \cdot 0,256^3 \cdot 0,095 \cdot 0,065 = 246 \text{ Н}.$$

Па формуле (14.10) восевая сіла на ўсе лопасці вала будзе

$$P_{\text{ac}} = P_1 \cdot i_1 \cdot \varphi = 246 \cdot 34 \cdot 0,4 = 3340 \text{ Н}.$$

Па формуле (14.13) знаходзім акружную сілу на адну лопасць:

$$\begin{aligned} P_2 &= 2 \pi C \rho R_{\text{cp}}^3 \operatorname{tg}^2 \alpha (R - r) \omega^2 \psi = \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 2400 \cdot 0,256^3 \cdot 0,865 \cdot 0,095 \cdot 5,9^2 \cdot 0,065 = 283 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Па формуле (14.14) акружная сіла на вал будзе

$$P_{\text{акр}} = P_2 \cdot i_1 \cdot \varphi = 283 \cdot 34 \cdot 0,4 = 3840 \text{ Н}.$$

Па формуле (14.17) знаходзім магутнасць на вярчэнне лопасных валоў:

$$\begin{aligned} N_1 &= P_2 R_{\text{cp}} (1 + f \operatorname{tg} \alpha) \omega \varphi i = \\ &= 283 \cdot 0,256 \cdot (1 + 0,6 \cdot 0,865) \cdot 5,9 \cdot 0,4 \cdot 68 = 17700 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Па формуле (14.20) затраты магутнасці на пераадоленне сіл трэння сумесі адносна корпуса змешвальніка ў восевым напрамку:

$$N_2 = N_{\text{тп}i} = \pi R_{\text{ср}} \operatorname{tg} \alpha \bar{\rho} \varphi (R^2 - r^2) g f i V_1, \text{ Вт.}$$

Восевая скорасць сумесі

$$\begin{aligned} V_1 &= R_{\text{ср}} \omega \operatorname{tg} \alpha = 0,256 \cdot 5,9 \cdot 0,865 = 1,31 \text{ м/с;} \\ N_2 &= 3,14 \cdot 0,256 \cdot 0,865 \cdot 2400 \cdot 0,4 \cdot (0,303^2 - \\ &\quad - 0,208^2) \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 68 \cdot 1,31 = 17100 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Па формуле (14.21) магутнасць на супраціўленне сумесі вярчэнню кранштэйнаў лопасцяў

$$\begin{aligned} N_3 &= 1 / 4 C \rho \omega^3 b_k (R_1^4 - r_1^4) i \varphi = \\ &= 0,25 \cdot 6 \cdot 2400 \cdot 5,9^3 \cdot 0,074 (0,208^4 - 0,088^4) \cdot 68 \cdot 0,4 = 2700 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Патрэбная магутнасць рухавіка па формуле (14.22) будзе роўная

$$\begin{aligned} N_{\text{рух}} &= \frac{(1,1 \dots 1,3) N_{\text{сум}}}{1000 \eta} = \frac{(1,1 \dots 1,3) (N_1 + N_2 + N_3)}{1000 \eta} = \\ &= \frac{(1,1 \dots 1,3) (17700 + 17100 + 2700)}{1000 \cdot 0,85} = (48,5 \dots 57,6) \text{ кВт.} \end{aligned}$$

15. ВЪЗНАЧЭННЕ ПАРШНЯВЫХ БЕТОНАПОМПАЎ І РАЗЛІК ІХ АСНОЎНЫХ ПАКАЗЧЫКАЎ

Заданне

1. Азнаёміцца з будовай і прыцыпам дзеяння паршнявых бетонапомпаў з механічным і гідраўлічным прывадам паршнёў.
2. Прывесці і разгледзець схему будовы і прыцып дзеяння бетонапомпы.
3. Прывесці і разгледзець схему аўтабетонапомпы.
4. Азнаёміцца з методыкай разліку паршнявых бетонапомпаў.
5. Па зыходных даных для свайго варыянта падлічыць прадукцыйнасць, патрэбны перапад ціску сумесі, дыяметр гідрацыліндра, магутнасць рухавіка для прывада гідранасоса і скорасць перамяшчэння паршнёў гідраўлічнай бетонапомпы.

15.1. Будова і прынцып дзеяння паршнёвых бетонапомпаў

Трубаправодны бетонапомпавы транспарт мае шэраг перавагаў перад цыклічным транспартам бетонных сумесяў:

- 1) бесперапыннасць падачы сумесі па гарызанталі і вертыкалі;
- 2) магчымасць бетанавання ў цяжкадаступных і абмежаваных месцах;
- 3) адмова ад дадатковых грузападымальных машын;
- 4) кампактнасць;
- 5) мабільнасць;
- 6) эканамічнасць;
- 7) высокая прадукцыйнасць.

Па рэжыму работы бетонапомпы класіфікуюцца на цыклічныя і бесперапынныя, па прываду – на механічныя і гідраўлічныя. Найбольш распаўсюджаныя паршнёвыя помпы, у якіх сумесь транспартуецца з дапамогай цыліндра і поршня. Па колькасці цыліндраў помпы бываюць аднацыліндравыя і двухцыліндравыя. З дапамогай двух цыліндраў павялічваецца бесперапыннасць падачы сумесі, калі абодва цыліндры працуюць па чарзе. Найбольш эфектыўнымі, простымі і кампактнымі з'яўляюцца двухцыліндравыя гідраўлічныя бетонапомпы.

Бетонапомпы ўжываюцца як стацыянарныя і мабільныя на базе аўтамабіля (аўтабетонапомпы).

Дыяметр бетанопада выбіраецца ў залежнасці ад найбольшай велічыні запаўняльніка d_3 :

$$D_6 \geq 3 d_3.$$

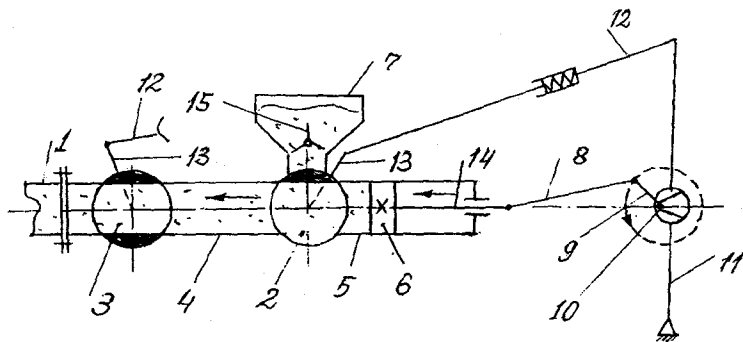
Бетонапомпы выкарыстоўваюцца для сумесяў з утрыманнем цэменту 250...300 кг / м³ пры водацэментным паказчыку 0,5...0,7 і буйнасці запаўняльніка да 40 мм.

Зыходныя даныя для разліку прыведзены ў табл. 15.1.

Зыходныя даныя

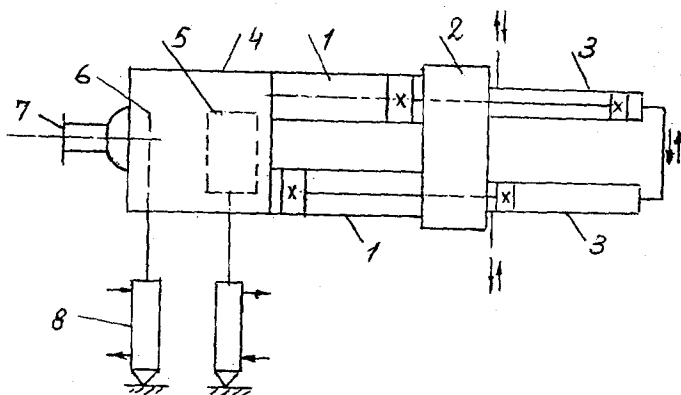
Назва паказчыка	Варыянт							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Дыяметр бето- натранспартнага поршня D_n , мм	150	200	250	300	220	270	320	170
Ход поршня S , мм	250	400	500	800	1000	450	700	270
Колькасць цыліндраў Z	2	1	2	2	1	1	2	1
Ціск масла P_r , мПа	10	12	5	10	8	12	6	10
Частата хадоў n , мін^{-1}	40	50	45	40	25	35	45	60
Даўжыня гарызан- тальнай трасы бето- наводу L , м	250	200	150	100	200	170	120	220
Даўжыня верты- кальных адрэзкаў бетонаводу H , м	20	40	15	30	50	35	45	25
Колькасць паваротаў Z_n	5	8	4	3	6	7	5	6
Схема помпы для пісьмовага разглядання (м – механічная, г – гідраўлічная)	м	г	г	м	м	г	м	г

Разгледзім схемы будовы бетонапомпаў: механічнай (мал. 15.1), гідраўлічнай (мал. 15.2) і прынцыповую схему аўтабетонапомпы (мал. 15.3).



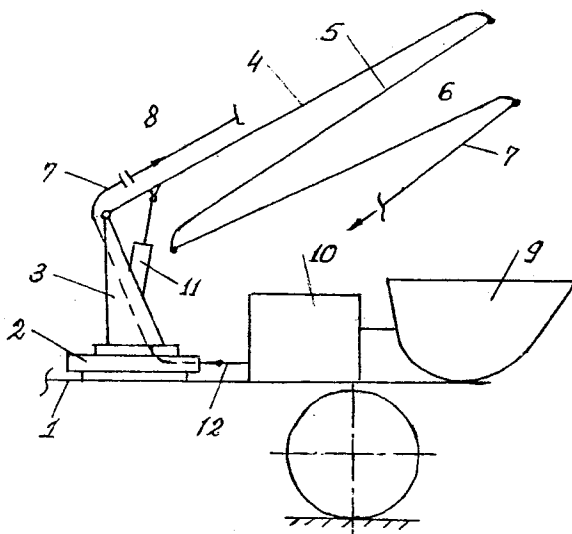
Мал. 15.1. Схема механічної одноциліндрової бетонопомпи з механічним привадам поршня і клапану:

- 1 – бетоновод; 2 – упускны пробкавы клапан; 3 – нагнятальны пробкавы клапан;
 4 – клапанная каробка; 5 – рабочы цыліндр; 6 – поршань; 7 – загрузальная варонка; 8 – шатун; 9 – кривашып; 10 – каленчаты вал; 11 – куліса; 12 – разразная спружынная цяга; 13 – рычагі клапана; 14 – шток; 15 – пабуджальнік



Мал. 15.2. Схема гідраўлічнай двухцыліндровай бетонопомпы:

- 1 – рабочы бетонатранспартныя цыліндры; 2 – прамывачная камера;
 3 – прыводныя масляныя цыліндры; 4 – клапанная каробка; 5 – упускны шыбер;
 6 – нагнятальны шыбер; 7 – нагнятальны патрубак;
 8 – гідрацыліндры кіравання шыберамі



Мал. 15.3. Схема абсталявання аўтабетонапомпы:

- 1 – рама аўтамабіля; 2 – апорна-паваротнае ўстройства; 3 – паваротная калонка;
 4 – першая секцыя стралы; 5 – другая секцыя; 6 – трэцяя секцыя; 7 – гібкі шланг;
 8 – жосткія адрэзкі бетонавоза; 9 – прымальны бункер; 10 – бетонапомпа;
 11 – стрэлавы цыліндр; 12 – бетонавод

Помпа працуе цыклічна. Адзін цыкл работы складаецца з усавання бетоннай сумесі пры адчыненым упускным клапане і зачыненым нагняталым і нагнятання пры адваротных палажэннях клапанаў. Узаемныя палажэнні поршні і клапанаў забяспечваюцца каленчатым валам праз кінематычныя сувязі (ад каленчатага вала): эксцэнтрык на вале, кулісы, спружынныя цягі і рычагі клапанаў. У гэтай сістэме каленчаты вал выконвае ролю размеркавальнага вала.

Механічныя наносы адрозніваюцца складанасцю, вялікімі габарытамі і масай. Для змяншэння перарываў у падачы сумесі прымяняюць двухцыліндравыя бетонапомпы (мал. 15.2).

Прыводныя масляныя цыліндры з дапамогай падачы масла пад ціскам перамяшчаюць транспартныя поршні, якія транспартуюць бетонную сумесь па чарзе, калі ў адным цыліндры адбываецца ўсаванне з размешчанага вышэй прымальнага бункера, ў другім – на

гнятанне. Пачарговае спалучэнне траспартныхцыліндраў з бункерам і нагнятальным патрубкам выконваецца шыберамі, якія кіруюцца гідрацыліндрамі з дапамогай электрагідраўлічных залатнікоў.

Эфектыўнае прымяненне ў будаўніцтве атрымалі мабільныя бетонопампы на базе аўтамабіля, якія называюцца аўтабетонопампамі. Гэтыя машыны забяспечваюцца размеркавальнай трохзвеннай стралой, паваротнай у вертыкальнай і гарызантальнай плоскасцях. Такая помпа працуе як маніпулятар.

Гэта забяспечвае яе тэхналагічную мабільнасць па ўкладцы бетона ў розныя месцы, у тым ліку цяжкадаступныя. Аўтабетонопампа мае прымальны бункер 9 у задняй частцы машыны з пабуджальным мяшальным валам, размеркавальную каробку, паршнёвую бетонопампу і бетоновод. Бетоновод складаецца з адрэзкаў цвёрдых труб і гібкіх пераходных шлангаў, замацаваных на звеннях трохзвеннай шарнірна-спалучанай стралы. Страла паварочваецца ў гарызантальнай плоскасці на паваротнай калонцы з дапамогай механізма паварота. Звенні стралы адносна адзін аднаго перамяшчаюцца з дапамогай гідрацыліндраў, якія устаноўлены паміж звеннямі. У транспартным становішчы трохзвенная страла складваецца і ўстанаўліваецца на падстаўку.

15.2. Разлік асноўных паказчыкаў паршнёвых бетонопампаў

Дакладны і падрабязны разлік паршнёвых бетонопампаў грувасткі ў выніку складанасці працэсу работы помпы і ўліку фізічных канстантаў сумесі. Таму на практыцы выкарыстоўваюць прыблізны інжынерны метада разліку. Пры гэтым перапад ціску ў трубаправодзе падлічваецца як сума тратаў ціску на пераадоленне гідраўлічных супраціўленняў:

$$P = P_L + P_H + P_M, \text{ Па}, \quad (15.1)$$

дзе P – агульны перапад ціску, Па;

P_L – траты ціску на даўжыні гарызантальнай трасы бетоноводу, Па;

P_H – на вертыкальных адрэзках, Па;

P_M – мясцовыя траты на паваротах, у пераходніках і г.д.

Гарызантальныя траты роўныя

$$P_L = P_0 \cdot L, \text{ Па},$$

дзе P_0 – удзельныя траты ціску на 1 м даўжыні бетоновада, Па/м;
 L – гарызантальная даўжыня трасы.
 Для труб дыяметрам 120...150 мм бетоновадаў

$$P_0 = (6...10) \cdot 10^3, \text{ Па/м.}$$

Для расторавадаў дыяметрам $D \approx 50$ мм пры скорасці перамяшчэння раствору $V \approx 0,25$ м/с

$$P_0 = (13...20) \cdot 10^3, \text{ Па/м.}$$

Для вертыкальных адрэзкаў

$$P_n = P_{он} \cdot \sum H_i = P_{он} \cdot H, \text{ Па,}$$

дзе $P_{он}$ – удзельныя траты ціску на 1 м вертыкальнага бетоновада, Па/м.

У залежнасці ад P_0

$$P_{он} = 8 P_0, \text{ Па/м.}$$

Агульныя мясцовыя траты ціску

$$P_m = P_{ом} \cdot Z_n, \text{ Па,}$$

дзе $P_{ом}$ – супраціўленне аднаго мясцовага вузла, Па/л;

Z_n – агульны лік усіх мясцовых тратаў.

Адзін паварот на 90° эквівалентны даўжыні 10...12 м гарызантальнага бетоновада, таму

$$P_{ом} = (10...12) P_0, \text{ Па/м.}$$

Такім чынам,

$$\begin{aligned} P &= P_0 L + 8 P_0 H + (10...12) P_0 Z_n + P_{нуз}, \text{ Па} = \\ &= P_0 (L + 8H + 11 Z_n) + P_{нуз}, \text{ Па,} \end{aligned} \quad (15.2)$$

дзе $P_{ну}$ – неўлічаныя супраціўленні, Па;

$$\Pi_{ну} \approx (0,15 \dots 0,20) p',$$

дзе

$$p' = P_0 (L + 8H + 11 Z_n).$$

Канчаткова

$$P = (1,15 \dots 1,20) P_0 (L + 8H + 11 Z_n). \quad (15.3)$$

Для існуючай бетонапомпы яе тэхнічная прадукцыйнасць знаходзіцца па формуле

$$\Pi_{\Gamma} = \frac{\pi D_{\Pi}^2 S Z \eta_{\Pi} n}{4}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (15.4)$$

дзе Z – колькасць цыліндраў;

D_{Π} – дыяметр транспартнага цыліндра, м;

η_{Π} – аб'ёмны ККД ($\approx 0,65 \dots 0,80$);

S – ход поршня, м;

n – частата хадоў, с^{-1} .

Пры праектаванні насоса падлічваюць патрэбную колькасць хадоў поршня па заданай прадукцыйнасці Π_{Γ} прынятых дыяметра поршня і яго ходу:

$$n = \frac{4 \Pi_{\Gamma}}{\pi D_{\Pi}^2 S Z \eta_{\Pi}}, \text{ с}^{-1}, \quad (15.5)$$

дзе Π_{Γ} – у $\text{м}^3/\text{с}$.

Дыяметр прыводнага гідрацыліндра

$$d_{\Gamma} = \sqrt{\frac{D_{\Pi}^2 P}{P_{\Gamma}}}, \text{ м}, \quad (15.6)$$

дзе P_{Γ} – ціск масла ў гідрасістэме, Па.

Необходная продукция насоса масляной помпы

$$\Pi_r = \frac{\pi d_r^2}{4} S Z n, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (15.7)$$

Мощность привода помпы, кВт,

$$N = \frac{\Pi_r P_r}{1000 \eta_n}, \text{ кВт}, \quad (15.8)$$

где η_n — аб'ёмны ККД гідрапомпы, $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Разглядзім прыклад:

$D_n = 160 \text{ мм}$; $S = 400 \text{ мм}$; $Z = 2$; $\Pi_r = 10 \text{ МПа}$; $n = 30 \text{ мін}^{-1}$; $L = 100 \text{ м}$;
 $H = 30 \text{ м}$; $Z_n = 6$; $P_0 = 8 \cdot 10^3 \text{ Па/м}$.

Па (15.3)

$$\begin{aligned} P &= (1,15 \dots 1,20) P_0 (L + 8H + 11 Z_n) = \\ &= 1,20 \dots 8 \cdot 10^3 (100 + 8 \cdot 30 + 11 \cdot 6) = \\ &= 1,20 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 406 = 3900 \cdot 10^3 \text{ Па} = 3,9 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Па (15.4)

$$\begin{aligned} \Pi_r &= \frac{\pi D_n^2 S Z \eta_n n}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,16^2 \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot \frac{30}{60}}{4} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,0256 \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 0,5}{4} = \\ &= 0,00565 \text{ м}^3/\text{с} = 0,338 \text{ м}^3/\text{мін} = 20,3 \text{ м}^3/\text{г}. \end{aligned}$$

Па (15.6)

$$d_r = \sqrt{\frac{D_n^2 P}{P_r}} = \sqrt{\frac{0,16^2 \cdot 3,9}{10}} = \sqrt{0,01} = 0,1 \text{ м} = 100 \text{ мм}.$$

Па (15.7)

$$P_r = \frac{\pi d^2 v_r}{4} S Z n = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot \frac{30}{60} = \\ = 0,00314 \text{ м}^3/\text{с} = 0,188 \text{ м}^3/\text{мін} = 188 \text{ л}/\text{мін}.$$

Па (15.8)

$$N = \frac{P_r P_r}{1000 \eta_n} = \frac{0,00314 \cdot 10 \cdot 10^6}{1000 \cdot 0,8} = 39,2 \text{ кВт}.$$

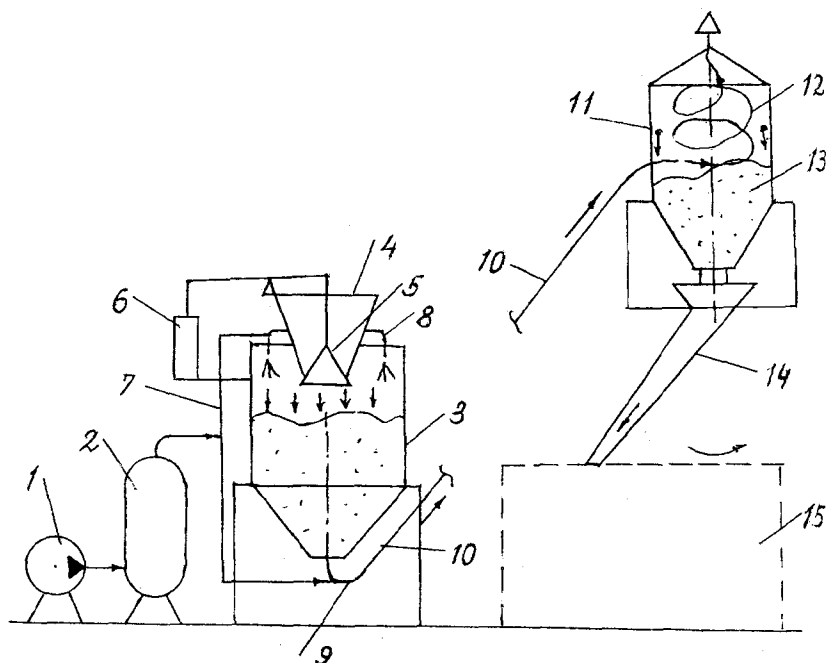
16. Вывучэнне будовы і вызначэнне асноўных паказчыкаў пнеўматычных нагнятальнікаў бетонных сумесяў і раствораў

Заданне

1. Вывучыць і кратака апісаць будову пнеўматычнай устаноўкі для падачы сумесяў і раствораў. Прывесці схему ўстаноўкі.
2. Падлічыць неабходны карысны ціск для транспартавання сумесі.
3. Вызначыць неабходную прадукцыйнасць кампрэсара і прадукцыйнасць самой устаноўкі.
4. Даследваць уплыў на паказчыкі пнеўманагнятальнай устаноўкі рознай скорасці перамяшчэння сумесі.

16.1. Будова і прыцып работы пнеўманагнятальнай устаноўкі

Пнеўматычныя нагнятальныя ўстаноўкі прызначаны для падачы і ўкладкі сумесі або раствору на адлегласць да 150 м па гарызанталі і 30 м па вертыкалі. Яны простыя, надзейныя і даўгавечныя, бо пазбаўлены рухаючых у абразіўным асяроддзі дэталей, аднак патрабуюць вялікіх тратаў паветра і энергіі. Будова устаноўкі разгледжана на мал. 16.1.



Мал. 16.1. Схема пневматичної установі для падачы бетоннай сумесі:

- 1 – кампрэсар; 2 – рэсівер; 3 – камерны сілкавальнік; 4 – загрузальная лейка;
 5 – канічны клапан; 6 – пнеўмацыліндр; 7 – пнеўмаправод;
 8 – калектар для падачы сціснутага паветру; 9 – сапло; 10 – бетоनावод;
 11 – асаджальная камера (разгрузальнік); 12 – выходзячае паветра; 13 – бетон;
 14 – паваротная цечка; 15 – форма для бетанавання вырабу

Пнеўмаўстаноўка складаецца з чатырох агрэгатаў: кампрэсара з рэсіверам 1, камернага сілкавальніка (пнеўманাগнятальніка) 3; бетоनावода і разгрузальніка (гасіцеля) 11. Верхняя частка сілкавальніка 3 мае загрузальную лейку 4 з упускным канічным клапанам 5, кіруемым пнеўмацыліндрам 6. Кальцавы калектар 8 служыць для выцяснення сумесі з рэзервуара сілкавальніка ў бетоनावод і далей у асаджальную камеру 11. У выхадным патрубку ўстаноўлена сапло 9 для дадатковага пабуджэння транспартуемай сумесі. Бетоनावод 10 уваходзіць у рэзервуар гасіцеля па датчычнай лініі для прыдання 126

ўваходзячай сумесі вярчальнага руху. Ад вярчэння адносна ўнутранай сценкі гасіцеля з дапамогай цэнтрабежных сіл і сіл трэння сумесь тармозіцца і асядае ўніз. У некаторых падручніках гасіцель называецца асадзіцельнай камерай. Выдзяленню з патока сумесі дапамагае таксама фактар яе раптоўнага расшырэння, пры якім змяншаецца хуткасць і страчваецца пнеўмадынамічны напор на часцінкі сумесі.

16.2. Разлік асноўных паказчыкаў пнеўманагнятальнай устаноўкі

Разлікі выконваюцца па зыходных даных табл. 16.1.

Табліца 16.1

Зыходныя даныя

Назва паказчыка	Варыянт							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Дыяметр бетоновада d , мм	100	110	125	100	110	125	100	125
Скорасць перамяшчэння сумесі V , м/с	2,0	1,5	1,2	1,8	1,4	1,6	1,7	1,3
Геаметрычны аб'ём нагнятальніка V_n , л	400	600	1200	1000	800	500	700	900
Даўжыня трасы L , м	50	80	100	120	140	60	70	130

Неабходны карысны ціск для транспартавання сумесі можа быць падлічаны па формуле

$$P = a \sqrt{V} + P_0, \text{ Па}, \quad (16.1)$$

дзе V – скорасць перамяшчэння сумесі ў бетоноводзе,

$$V = 1,2 \dots 2,0 \text{ м/с};$$

α – каэфіцыент, які ўлічвае склад сумесі; для раствораў $\alpha = (17 \dots 22) \cdot 10^3$; для бетонаў $\alpha = (8 \dots 11) \cdot 10^3$;
 P_0 – пачатковы ціск, $P_0 = (9 \dots 14) \cdot 10^3$ Па.
 Неабходная прадукцыйнасць кампрэсара па свабоднаму паветру

$$Q = (V_n + \pi d^2 L / 4) \cdot \kappa_p \kappa_n Z / 60, \text{ м}^3 / \text{мін}, \quad (16.2)$$

дзе V_n – геаметрычны аб'ём нагнятальніка, м^3 ;

d – дыяметр бетонавода, м;

L – даўжыня трасы, м;

κ_p – каэфіцыент ціску, роўны адносінам карыснага ціску да атмасфернага,

$$\kappa_p = P / P_{\text{атм}}, \quad (16.3)$$

дзе $P_{\text{атм}} = 10^5$ Па = 0,1 МПа;

κ_n – каэфіцыент, улічваючы страты паветра, $\kappa_n = 1,20 \dots 1,36$;

Z – частата (колькасць цыклаў) падачы сумесі ў гадзіну,
 $Z = 3600 / T_{\text{ц}}$

Працягласць цыклу

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3, \text{ с},$$

дзе t_1 – час загрузкі, пры гэтым упускны клапан адчыняецца, а падача паветра не адбываецца (паветраны кран зачынены), $t_1 \approx (10 \dots 20)$ с;

t_2 – час нагнятання,

$$t_2 = \frac{4V_n \kappa_n}{\pi d^2 V}, \text{ с}, \quad (16.4)$$

дзе κ_n – каэфіцыент напаўнення,

$\kappa_n \approx 0,8 \dots 0,9$;

t_3 – час на пераключэнне ўпускнога клапана і паветранага крана,

$t_3 \approx 6 \dots 10$ с.

Прадукцыйнасць устаноўкі па падачы бетоннай сумесі

$$\Pi_{\Gamma} = \kappa_n \cdot V_n \cdot Z = 3600 \kappa_n \cdot V_n / T_{\text{ц}}, \text{ м}^3 / 4. \quad (16.5)$$

Для даследвання ўплыву на паказчыкі ўстаноўкі розных велічынь скорасці перамяшчэння сумесі паслядоўна прымаем скорасць у рэкамендуемым інтэрвале $V = 1,2 \dots 2,0$ м/с. Рэзультаты разлікаў зводзяцца ў табл. 16.2, і па ім будуецца крывыя залежнасцей (мал. 16.2)

$$T_u = T_u(p); \quad Q = Q(p); \quad \Pi_r = \Pi_r(p); \quad V = V(p)$$

або

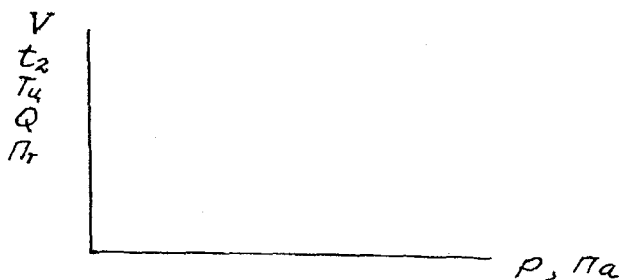
$$P = P(V); \quad t_2 = t_2(p).$$

Па аналізу атрыманых даных робяцца высновы.

Табліца 16.2

Вынікі разлікаў

Назва	Скорасць V , м/с				
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Неабходны карысны ціск P , Па					
Час нагнятання t_2 , с					
Час цыкла $T_{ц}$, с					
Кэфіцыэнт ціску K_p					
Неабходная прадукцыйнасць кампрэсара Q , м ³ /мін					
Прадукцыйнасць устаноўкі Π_r , м ³ /4					



Мал. 16.2. Залежнасці паказчыкаў устаноўкі ад карыснага ціску P

17. Вывучэнне будовы і вызначэнне асноўных паказчыкаў бетонаўкладчыкаў

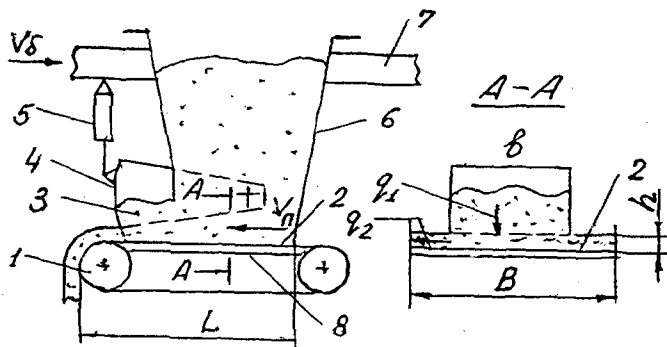
Заданне

1. Разгледзець і коратка апісаць будову і работу бетонаўкладчыка з лентачным сілкавальнікам. Прывесці схему.
2. Вызначыць магутнасць прываду перамяшчэння ўкладчыка, прадукцыйнасць і магутнасць лентачнага сілкавальніка.

17.1. Будова і прыцып работы бетонаўкладчыка

Бетонаўкладчыкі з'яўляюцца далейшым развіццём бетонараздатчыкаў і служаць для раўнамернай выдачы і размеркавання бетоннай сумесі патрэбнай таўшчыні.

Схема лентачнага бетонаўкладчыка прыведзена на мал. 17.1.



Мал. 17.1. Схема бетонаўкладчыка з лентачным сілкавальнікам:

- 1 – лентачны сілкавальнік; 2 – лента; 3 – капільнік; 4 – засланка капільніка;
5 – механізм рэгулявання таўшчыні слоя бетона;
6 – бункер; 7 – самаходная рама; 8 – падтрымліваючы ліст

Бетонаўкладчык складаецца з бункера, самаходнай рамы з прывадам перамяшчэння і лентачнага сілкавальніка, размешчанага пад бункерам. Тып укладчыка з лентачным сілкавальнікам атрымаў найбольшае распаўсюджанне.

Пры рабоце бетонаўкладчыка лента сілкавальніка захоплівае бетонную сумесь з бункера і падае яе ў капільнік слоём таўшчынёй h ,

а затым у форму. Таўшчыня слоя сумесі h рэгулюецца адкрыццём засланкі 4 з дапамогай механізма 5. Пры рабоце ўкладчык на раме 7 перамяшчаецца па рэльсах уздоўж формы, а рэгуляванне таўшчыні слоя бетону выконваецца засланкай 4.

Канчатковая таўшчыня адсыпкі бетону ў форму залежыць ад адносінаў скорасцяў укладчыка і ленты і шырынь ленты і формы. Паміж гэтымі паказчыкамі існуе роўнасць

$$h \cdot B \cdot V_n = h_\phi \cdot B_\phi \cdot V_\phi, \quad (17.1)$$

адкуль знойдзецца

$$h_\phi = h \frac{B}{B_\phi} \cdot \frac{V_n}{V_\phi}, \quad (17.2)$$

дзе h_ϕ – таўшчыня бетону ў форме;

h – таўшчыня бетону на ленце ўкладчыка;

B – шырыня ленты;

B_ϕ – унутраная шырыня формы;

V_n – скорасць ленты сілкавальніка;

V_ϕ – скорасць перамяшчэння рамы ўкладчыка з бункерам.

17.2. Разлік паказчыкаў бетонаўкладчыка

Разлікі выконваюцца па зыходных даных табл. 17.1.

Табліца 17.1

Зыходныя даныя

Назва паказчыка	Варыянт									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Шырыня ленты B , м	2	3,1	0,6	2	1	1,6	2,5	1,2	1,4	3
Рабочая даўжыня L , м	1,5	2,8	4,5	1,2	2,2	1,1	2,4	1,5	3,0	3,3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Скорасць ленты V_n , м/мін	6	2	6	8	6	4,6	6	6	6	2,9
Скорасць ўкладчыка V_{ϕ} , м/мін	15	8	12	18	10	10	12	15	10	10
Вага бетонаўкладчыка G_{ϕ} , кН	46	170	5,2	4,7	136	74	52	33	142	152
Вага сумесі ў адным бункеры $G_{см}$, кН	40	32	16	22	40	30	34	35	75	32
Колькасць бункераў і сілкавальнікаў i	1	3	1	1	2	3	1	1	1	3

Для разліку механізма перамяшчэння ўкладчыка патрэбна знайсці сілу супраціўлення яго перамяшчэнню па рэльсах

$$W_0 = (G_{\phi} + G_{см}) \cdot \left(\frac{2f_k}{D} + \frac{\mu d}{D} \right) \cdot \beta, \text{ Н}, \quad (17.3)$$

дзе G_{ϕ} – вага бетонаўкладчыка, Н;

$G_{см}$ – вага бетоннай сумесі, Н (табл. 17.1);

f_k – каэфіцыент трэння качэння хадавых калёс, $f_k \approx 0,0008$ м;

D – дыяметр калёс, м, $D \approx 0,3$ м;

μ – каэфіцыент трэння у цапфах калёс, $\mu \approx 0,08$;

d – дыяметр цапф калёс, $d \approx 0,06$ м;

β – каэфіцыент, улічваючы трэнне рэборд калёс аб рэльсы, $\beta \approx 2,5$.

Магутнасць рухавіка механізма перамяшчэння бетонаўкладчыка

$$N_{\text{рух}} = \frac{W_o V_6}{1000\eta}, \text{ кВт}, \quad (17.4)$$

дзе V_6 – скорасць укладчыка, м/с (табл. 17.1);

η – ККД прываду, $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

Падлічваем прадукцыйнасць лентачнага сілкавальніка ўкладчыка па аб'ёму:

$$Q_0 = B h V_n, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (17.5)$$

па масе

$$Q_b = B h V_n \rho = Q_0 \rho, \text{ кг/с}, \quad (17.6)$$

дзе B – шырыня ленты, м;

$h = 0,1 \dots 0,2$ м – таўшчыня слоя матэрыялу на ленте;

V_n – скорасць ленты, м/с (табл. 17.1);

ρ – шчыльнасць бетоннай сумесі, $\rho \approx 2400 \text{ кг/м}^3$.

Вызначаем магутнасць рухавіка прываду лентачнага сілкавальніка. Магутнасць на пераадоленне сілы трэння ленты адносна падтрымліваючага металічнага ліста, які ўспрымае вагу бетона ў бункеры, кВт:

$$N_1 = W_1 V_n / 1000, \quad (17.7)$$

дзе W_1 – сіла трэння ленты па падтрымліваемаму лісту, Н,

$$W_1 = K_1 \cdot P_1, \quad (17.8)$$

дзе K_1 – каэфіцыент трэння ленты па сталі, $K_1 \approx 0,6$;

P_1 – сіла актыўнага ціску бетона на ленту, Н.

Па схеме на мал. 17.1

$$P_1 = F_1 g_1 = b l g_1, \text{ Н}, \quad (17.9)$$

дзе F_1 – плошча актыўнага ціску, м^2 ;

b, l – шырыня і даўжыня адтуліны бункера, м ; $b \approx 0,8 \text{ В}$; $l \approx 0,4 \text{ L}$
(табл. 17.1);

q_1 – ціск на ленту, Па ,

$$q_1 = \frac{g\rho R}{fQ}, \quad (17.10)$$

дзе $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ρ – шчыльнасць сумесі, $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$;

R – гідраўлічны радыус, м ,

$$R = \frac{bl}{2(b+l)};$$

f – каэфіцыент унутранага трэння бетоннай сумесі, які адпавядае вуглу натуральнага адкоса бетоннай сумесі $\varphi \approx 30^\circ$,

$$f = \text{tg } \varphi = 0,36 \dots 0,58;$$

Q – каэфіцыент рухомасці сумесі,

$$Q = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi}. \quad (17.11)$$

Магутнасць на пераадоленне супраціўлення трэнню бетона адносна нерухомых бартоў сілкавальніка (для 2 бартоў), кВт:

$$N_2 = W_2 V_n / 1000, \quad (17.12)$$

дзе W_2 – сіла трэння,

$$W_2 = 2 K_2 P_2, \quad (17.13)$$

дзе K_2 – каэфіцыент трэння бетона па сталі, $K_2 \approx 0,8$;

P_2 – сіла бакавога ціску бетона на барты, Н ,

$$P_2 = F_2 \cdot g_2 = h L q_2, \quad (17.14)$$

дзе $F_2 = h L$ – плошча аднаго барта, м^2 ;

h – вышыня слоя бетона на ленце;
 L – даўжыня бартоў, м (табл. 17.1);
 q_2 – бакавы ціск бетона на барты, Па,

$$g_2 = h g \rho Q. \quad (17.15)$$

Магутнасць на транспартаванні бетоннай сумесі на ленце, кВт:

$$N_3 = W_3 V_n / 1000, \quad (17.16)$$

дзе W_3 – сіла супраціўлення перамяшчэнню бетоннай сумесі на ленце, Н,

$$W_3 = B h L g \rho K_3, \quad (17.17)$$

дзе $K_3 = 0,035 \dots 0,04$ – прыведзены каэфіцыент супраціўлення ролікаапораў ленты.

Пасля разліку затратаў магутнасці знойдзем патрэбную магутнасць рухавіка сілкавальніка, кВт:

$$N_{\text{рух}} = \frac{(N_1 + N_2 + N_3)m}{\eta} = \frac{N_{\text{сум}}m}{\eta} \zeta, \quad (17.18)$$

дзе m – каэфіцыент запасу магутнасці, $m = 1,1 \dots 1,3$;

η – ККД прываду, $\eta \approx 0,8 \dots 0,85$.

Разгледзім прыклад:

$B = 2$ м; $L = 1,8$ м; $V_n = 4$ м/мін; $V_6 = 10$ м/мін; $G_6 = 50$ кН; $i = 1$;
 $G_{\text{см}} = 60$ кН; $h \approx 0,15$ м; $\varphi = 25^\circ$.

Па (17.3)

$$f_k = 0,0008 \text{ м}; D = 0,3 \text{ м}; m = 0,08; d = 0,06 \text{ м}; \beta = 2,5;$$

$$\begin{aligned} W_0 &= (G_6 + G_{\text{см}}) \cdot \left(\frac{2f_k}{D} + \frac{\mu d}{D} \right) \cdot \beta = \\ &= (50 \cdot 10^3 + 60 \cdot 10^3) \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,0008}{0,3} + \frac{0,008 \cdot 0,06}{0,3} \right) \cdot 2,5 = 5860 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Па (17.4)

$$N_{\text{пyx}} = \frac{W_o V_6}{1000\eta} = \frac{5860 \cdot 10}{1000\eta \cdot 60} = 1,22 \text{ кВт.}$$

Па (17.5)

$$Q_o = B h V_n = 2 \cdot 0,15 \cdot \frac{4}{60} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Па (17.6)

$$Q_a = Q_o \rho = 0,02 \cdot 2400 = 48 \text{ кг/с.}$$

Па (17.7)

$$N_1 = W_1 V_n / 1000;$$

$$f = \text{tg } \varphi = \text{tg } 25^\circ = 0,465; \quad \sin \varphi = 0,41.$$

Па (17.11)

$$Q = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} = \frac{1 - 0,41}{1 + 0,41} = 0,418;$$

$$R = \frac{bl}{2(b+l)};$$

$$b = 0,8 B = 0,8 \cdot 2 = 1,6 \text{ м}; \quad l = 0,4L = 0,4 \cdot 1,8 = 0,72 \text{ м};$$

$$R = \frac{1,6 \cdot 0,72}{2(1,6 + 0,72)} = \frac{1,6 \cdot 0,72}{2 \cdot 2,32} = 0,248 \text{ м.}$$

Па (17.10)

$$q_1 = \frac{g\rho R}{fQ} = \frac{9,81 \cdot 2400 \cdot 0,248}{0,465 \cdot 0,418} = 30 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2.$$

Па (17.9)

$$P_1 = b l q_1 = 1,6 \cdot 0,72 \cdot 30 \cdot 10^3 = 34,6 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Па (17.8)

$$W_1 = K_1 \cdot P_1 = 0,6 \cdot 34,6 \cdot 10^3 = 20,8 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Па (17.7)

$$N_1 = W_1 V_n / 1000 = \frac{20,8 \cdot 10^3 \cdot 4}{1000 \cdot 60} = 1,39 \text{ кВт.}$$

Па (17.12)

$$N_2 = W_2 V_n / 1000, \text{ кВт.}$$

Па (17.15)

$$q_2 = h g \rho Q = 0,15 \cdot 9,81 \cdot 2400 \cdot 0,418 = 1490 \text{ Н/м}^2.$$

Па (17.14)

$$P_2 = h L q_2 = 0,15 \cdot 1,8 \cdot 1490 = 402 \text{ Н.}$$

Па (17.13)

$$W_2 = 2 K_2 P_2 = 2 \cdot 0,8 \cdot 402 = 645 \text{ Н.}$$

Па (17.12)

$$N_2 = \frac{645 \cdot 4}{1000 \cdot 60} = 0,043 \text{ кВт.}$$

Па (17.16)

$$N_3 = W_3 V_n / 1000, \text{ кВт.}$$

Па (17.17)

$$W_3 = B h L g \rho K_3 = 2 \cdot 0,15 \cdot 1,8 \cdot 9,81 \cdot 2400 \cdot 0,04 = 510 \text{ Н.}$$

Па (17.16)

$$N_3 = \frac{510 \cdot 4}{1000 \cdot 60} = 0,034 \text{ кВт.}$$

Па (17.18)

$$N_{\text{рух}} = \frac{(N_1 + N_2 + N_3)(1,1 \dots 1,3)}{\eta} =$$
$$= \frac{(1,39 + 0,043 + 0,034)1,3}{0,8} = \frac{1,467 \cdot 1,3}{0,8} = 2,38 \text{ кВт.}$$

18. ВИВУЧЭННЕ БУДОВЫ І ВЫЗНАЧЭННЕ АСНОЎНЫХ ПАКАЗЧЫКАЎ ГІДРАЎЛІЧНЫХ ДАМКРАТАЎ ДЛЯ НАЦЯГУ АРМАТУРЫ

Заданне

1. Вывучыць і коратка апісаць будову рухомага і пераноснага гідраўлічных дамкратаў. Прывесці і разгледзець іх схемы.
2. Вызначыць па зыходных даных асноўныя паказчыкі: сілу нацяга, патрэбны ціск масла, ход штока, сярэдняю скорасць нацяга, работу і сярэдняю магутнасць нацяга.
3. Даследваць і зрабіць высновы аб уплыву галоўных вызначаючых велічынь на паказчыкі дамкрата.

18.1. Будова і прыныцып работы гідраўлічных дамкратаў

Папярэдні нацяг арматуры забяспечвае павелічэнне трываласці, цвёрдасці і устойлівасці супраць трэшчынаў жалезабетонных вырабаў, асабліва на расцяг і выгіб.

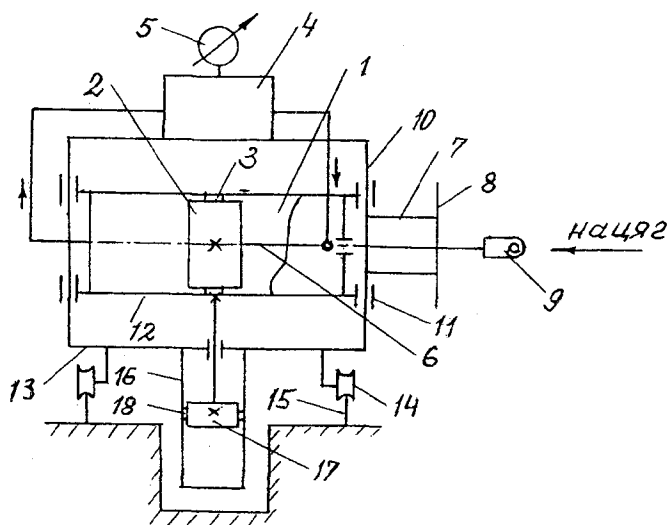
Нацяг выконваецца двума спосабамі:

- 1) механічным з замацаваннем канцоў арматуры на апорах формы ці паддона;
- 2) тэрмічным – падаўжэннем арматурных пруткоў або дроту з дапамогай электранагрэву і замацаваннем іх у гарачым стане; пасля астывання арматура імкнецца ўкараціцца і саманаягваецца.

Пры першым спосабу арматуру замацоўваюць, нацягваюць адносна формы, заліваюць бетон, ушчыльняюць яго, і пасля частковага цвярдзення канцы пруткоў размацоўваюць. Свой нацяг арматура перадае на бетон, зжымаючы яго. У гатовым вырабу бетон застаецца сціснутым, а арматура – расцягнутай.

Сілавое механічнае нацяжэнне арматуры выконваецца з дапамогай гідрадамкратаў і грузавых нацяжных устаноў. Найбольш ужываюцца гідрадамкраты. Яны бываюць рухомыя па рэльсах на спецыяльных калясках і пераносныя з дапамогай кранаў або тэльфераў. Дамкраты па тыпу арматуры падзяляюцца на прутковыя, дровяныя і пучковыя.

Рухомы рэльсавы дамкрат прыведзены на мал. 18.1.



Мал. 18.1. Схема рухомага гідрадамкрата:

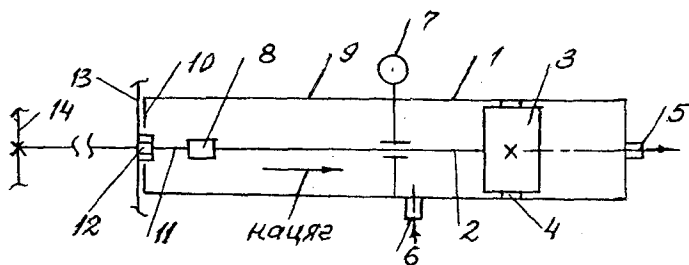
- 1 – гідрацыліндр нацяжэння арматуры; 2 – поршань; 3 – ушчыльненне;
- 4 – помпавая станцыя; 5 – манометр; 6 – шток; 7 – упорныя штангі;
- 8 – упорныя фланцы; 9 – прыстасаванне для нацягу арматуры;
- 10 – накіравальныя штангі; 11 – накіравальныя ўтулкі; 12 – пад'ёмная рама;
- 13 – каляска; 14 – рэльсавыя колы; 15 – рэльсы; 16 – пад'ёмны цыліндр;
- 17 – поршань; 18 – ушчыльненне

Арматура нацягваецца гарызантальным цыліндрам 1, які складаецца з корпуса і поршня 2, маючага ўшчыльненне (манжэту) 3 для

герметизації. Крынічай масла пад ціскам з'яўляецца помпавае станцыя 4 з манометрам 5. Упор корпуса дамкрата адбываецца ў борт формы праз фланец 8 і ўпорныя штангі 7. Шток дамкрата 6 забяспечаны прыстасаваннем 9 для захвату нацягваемай арматуры. Для стыкоўкі з арматурай корпус гідрацыліндра 1 устаноўлены на пад'ёмнай раме 12, якая з дапамогай накіравальных утулак 11 рухаецца па накіравальных штангах 10, якія звязаны з рамай рэльсавай каляскі 13.

Пад'ёмная рама 12 перамяшчаецца ўверх-уніз з дапамогай штока пад'ёмнага гідрацыліндра 16, корпус якога замацаваны на раме каляскі. Каляска перамяшчаецца з дапамогай 4 рэльсавых колаў 14 па рэльсах 15 у папярэчным напрамку адносна восі дамкрата. Пасля спалучэння штока 6 дамкрата з арматурай падачай масла ад насоснай станцыі ў цыліндр 1 адбываецца нацяг арматуры.

Схема пераноснага гідрадамкрата паказана на мал. 18.2. Асноўныя элементы дамкрата пералічаны ў надпісу пад малюнкам. Для стварэння сілы нацягу арматуры служыць гідрацыліндр 1 са штокам 2 і поршнем 3. Упор корпуса дамкрата ў борт формы 13 выконваецца з дапамогай упорнага фланца 10 праз штангі 9.



Мал. 18.2. Схема пераноснага гідрадамкрата:

- 1 – корпус гідрацыліндра; 2 – шток; 3 – поршань; 4 – ушчыльненне; 5,6 – штуцары для падачы масла; 7 – рымболт; 8 – зменная рэзьбавая ўтулка; 9 – упорныя штангі; 10 – упорны фланец; 11 – арматурны прут; 12 – фіксавальная гайка прута; 13, 14 – барты формы

Да формы дамкрат падаецца кранам або тэльферам, круком, зацэпленым за рымболт 7. Арматурны прут, умацаваны адносна борта 14 формы, уводзіцца ўнутр корпуса дамкрата. На рэзьбавы канец прута накручваецца фіксавальная гайка 12. З дапамогай 14

рэзбавой утулкі 8 арматурны прут спалучаецца са штокам дамкрата 2. Пасля гэтага падачай масла праз штуцар 6 адбываецца нацяг арматуры, які фіксуецца шляхам накруткі гайкі 12 да ўпора ў борт формы. Затым рэзбавую ўтулку 8 звінчваюць, і дамкрат падаецца да наступнага прута або формы. Нацяг арматуры можа выконвацца ў некалькі прыёмаў, калі хода штока недастаткова для канчатковага нацягу. Пасля кожнага нацяжэння фіксавальная гайка на пруде накручваецца да ўпору, і аперацыя паўтараецца. Але паміж бортам формы і ўпорным фланцам спатрэбіцца прамежныя ўстаўкі або пераменныя упорныя штангі.

18.2. Вызначэнне асноўных паказчыкаў

Зыходныя даныя для разліку прыведзены ў табл. 18.1.

Табліца 18.1

Зыходныя даныя

Назва паказчыка	Варыянт					
	1	2	3	4	5	6
I	2	3	4	5	6	7
Дыяметр арматуры d , мм	20	30	4	5	5	5
Колькасць прутаў (дротаў) K	1	1	2	1	12	24
Мяжа трываласці арматурнай сталі на расцяг, мн/м^2 :						
$\sigma_{\text{вр}}$	400	500	-	-	1600	1800
$\sigma_{\text{т}}$	500	300	400	350	-	1200
Даўжыня арматуры L , м	6	4	10	8	6	8
Свабодны ход l , мм	15	12	30	25	20	30
Падача масла Q , $\text{м}^3/\text{с}$	0,0015	0,002	0,0015	0,002	0,0012	0,002

1	2	3	4	5	6	7
Максімальны рабочы ціск q_{\max} , МПа	40	40	7,5	21	40	40
Максімальны ход поршня S_{\max} , мм	200	315	1000	120	200	315
Дыяметр поршня d , мм	100	140	92	40	100	140
Тып дамкрату для апісання *	РХ	РХ	ПН	РХ	ПН	ПН

* РХ – рухомы; ПН – пераносны.

Патрэбная сіла нацяга арматуры падлічваецца па формуле

$$P = \sigma F_K / \eta, \text{ Н}, \quad (18.1)$$

дзе F – плошча сячэння прутка або дратоў,

$$F = \pi d^2 / 4, \text{ м}^2;$$

K – колькасць дратоў, шт.;

$\eta \approx 0,90 \dots 0,95$ – ККД гідрадамкрата;

σ – разліковае напружанне, Па, $\sigma = 0,65 G_{\text{вр}}$ – для цвёрдых сталяў; $G = 0,95 G_{\text{т}}$ – для мяккіх сталяў.

Пасля падстаноўкі

$$P = \pi \sigma K d^2 / 4 \eta, \text{ Н}. \quad (18.2)$$

Патрэбная сіла нацягу ствараецца ціскам масла, падаваемага ў цыліндар дамкрата:

$$P = \pi D^2 q / 4, \text{ Н}. \quad (18.3)$$

З роўнасцяў (18.2) і (18.3) атрымаем велічыню патрэбнага ціску масла:

$$q = \frac{4P}{\pi D^2} = \frac{\sigma K d^2}{\eta D^2}, \text{ Па,} \quad (18.4)$$

дзе D – дыяметр цыліндра гідрадамкрата, м.

Патрэбны ціск масла кантралуюецца па манометру.

Патрэбны ход штока гідрадамкрата падлічваецца па формуле

$$S = \varepsilon L + l, \text{ м,} \quad (18.5)$$

дзе ε – адноснае падаўжэнне арматуры,

$$\varepsilon = \Delta L / L = \sigma / E; \quad (18.6)$$

l – ход для выбару правісання дроту і люфтоў, м;

ΔL – абсалютнае падаўжэнне арматуры, м,

$$\Delta L = \sigma L / E, \text{ м,}$$

L – даўжыня арматуры, м;

E – модуль пругкасці першага роду для сталі,

$$E = (19,5 \dots 20,5) \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2.$$

Ход дамкрата павінен быць дастатковым:

$$S \leq S_{\text{мак.}}$$

Калі $S > S_{\text{мак}}$, нацяжэнне можа выконвацца за некалькі разоў, хоць гэта – не зусім рацыянальны варыянт.

Работа, выкананая за адно нацяжэнне:

$$A = \frac{1}{2} P \Delta L = \frac{1}{2} \frac{\pi \sigma K d^2}{4 \eta} \cdot \frac{\sigma L}{E} = \frac{\pi}{8 E \eta} d^2 K \sigma^2 L, \text{ Дж.} \quad (18.7)$$

Час нацяжэння

$$t = \Delta L / V_{\text{ср}}, \text{ с,}$$

дзе $V_{\text{ср}}$ – сярэдняя скорасць нацяжэння, м/с.

Аднак скорасць нацяжэння – пераменная ад пачатковай скорасці V да нуля. Пачатковая скорасць

$$V = Q / F_{\text{п}} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \text{ м/с}, \quad (18.8)$$

дзе Q – падача масла, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $F_{\text{п}}$ – плошча поршня, м^2 .

Сярэдняя скорасць

$$V_{\text{ср}} = V / 2 = \frac{2Q}{\pi D^2}, \text{ м/с}.$$

Пасля падстаноўкі і ператварэнняў час нацягу

$$t = \Delta L / V_{\text{ср}} = \frac{\pi \sigma}{2E} \cdot \frac{LD^2}{Q}, \text{ с}. \quad (18.9)$$

Сярэдняя магутнасць дамкрата пры нацяжэнні роўная

$$N = A / t = \frac{d^2 K \sigma Q}{4 \eta D^2}, \text{ Вт}. \quad (18.10)$$

Разгледзім прыклад:

$d = 15$ мм; $\sigma_{\text{вр}} = 500$ МПа; $L = 5$ м; $l = 10$ мм; $Q = 0,0018$ $\text{м}^3/\text{с}$;
 $\kappa = 1$; $q_{\text{max}} = 10$ МПа; $S_{\text{max}} = 200$ мм; $D = 150$ мм; $\sigma_{\text{т}} = 300$ МПа.

Разліковае напружанне для нацягу арматуры

$$\sigma = 0,65 \sigma_{\text{вр}} = 0,65 \cdot 500 = 390 \text{ МПа}$$

або

$$\sigma = 0,95 \sigma_{\text{т}} = 0,95 \cdot 300 = 285 \text{ МПа}.$$

Прымаем меншае:

$$\sigma = 285 \text{ МПа}.$$

Па формуле (18.2) падлічваем патрэбную сілу нацягу арматуры:

$$P = \pi \sigma K d^2 / 4 \eta = \frac{3,14 \cdot 285 \cdot 1 \cdot 0,015^2}{4 \cdot 0,90} =$$

$$= 562 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-6} \text{ Н} = 56200 \text{ Н} = 56,2 \text{ кН.}$$

Далей па формуле (18.4) атрымліваем неабходны ціск масла для стварэння патрэбнай сілы нацягу

$$q = \frac{4P}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 56200}{3,14 \cdot 0,15^2} = 31,8 \cdot 10^5 \text{ Па} = 3,18 \text{ МПа}; \quad q < q_{\max}.$$

Гідрасістэма забяспечыць неабходны ціск.

Абсалютнае падаўжэнне арматуры

$$\Delta L = \sigma L / E = \frac{285 \cdot 5 \cdot 10^6}{20 \cdot 10^{10}} = 71,2 \cdot 10^{-4} = 0,00712 \text{ м} = 7,12 \text{ мм.}$$

Адноснае падаўжэнне

$$\varepsilon = \Delta L / L = \sigma / E = 0,00715 / 5 = \frac{285 \cdot 10^6}{20 \cdot 10^{10}} = 14,25 \cdot 10^{-4} = 0,001425.$$

Неабходны ход штока гідрадамкрата (18.5)

$$S = \varepsilon L + l = 7,12 + 10 = 17,2 \text{ мм}; \quad S < S_{\max}.$$

Ходу штока дастаткова.

Работа, выкананая за адно нацяжэнне (18.7):

$$A = 1/2 P \Delta L = 1/2 \cdot 56200 \cdot 71,2 \cdot 10^{-4} = 400 \text{ Дж.}$$

Пачатковая скорасць нацяжэння (18.8)

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0018}{3,14 \cdot 0,15^2} = 0,102 \text{ м/с.}$$

Сярэдняя скорасць

$$V_{\text{ср}} = V / 2 = 0,051 \text{ м/с.}$$

Час нацяжэння

$$t = \Delta L / V_{\text{ср}} = \frac{71,2 \cdot 10^4}{0,051} = 14 \cdot 10^{-2} = 0,14 \text{ с.}$$

Агульны час уключэння дамкрата

$$t_a = S / V_{\text{ср}} = 17,2 \cdot 10^{-3} / 0,051 = 34 \cdot 10^{-2} = 0,34 \text{ с.}$$

Сярэдняя магутнасць дамкрата пры нацягу

$$N = A / t = 400 / 0,14 = 2860 \text{ Вт} = 2,86 \text{ кВт.}$$

19. ВYZНАЧЭННЕ АСНОЎНЫХ ПАКАЗЧЫКАЎ ВІБРАПЛЯЦОВАК

Заданне

1. Для падрыхтоўкі да разліку азнаёміцца з будовай і назначэннем вібрапляцовак для ўшчыльнення бетоннай сумесі ў формах.
2. Азнаёміцца з метадыкай разліку. Прывесці разліковую схему вібрапляцоўкі.
3. Па зыходных даных (табл. 19.1) падлічыць патрэбны статычны момант дэбалансаў, цвёрдасць і неабходныя параметры спружын, размеры дэбалансаў і магутнасць рухавіка для прывяду вібратора.

Метадыка разліку паказчыкаў вібрапляцоўкі

У табл. 19.1 прыведзены зыходныя даныя для разліку.

Зыходныя даныя

№ ва-ры-ян-та	Грузапады-мальнасць вібрапляцоўкі Q , т	Маса вага-емых частак m_b , кг	Частата вярчэння дэбаланс-нага вала n , 1 / с	Амплітуда ваганняў A , мм	Колькасць дэбалансаў і спружын $Z_g = Z_c$
1	1,8	730	48	0,55	10
2	4,0	1440	47	0,6	16
3	8,0	2700	49	0,5	32
4	10,0	4200	46	0,65	16
5	12,0	4320	48	0,5	32
6	15,0	3200	45	0,5	16
7	24,0	5600	47	0,5	32
8	7,0	2200	48	0,4	24
9	9,0	3300	45	0,7	12
10	12,0	4100	49	0,6	32

Для атрымання зададзенай амплітуды ваганняў спатрэбіцца сумарны статычны момант

$$S_{g \text{ сум}} = m_g r Z_g = \frac{m_b A}{\lambda \cos \varphi} \gamma, \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (19.1)$$

дзе r – радыус цэнтру цяжкасці дэбаланса, м;

λ – каэфіцыент узмацнення амплітуды;

φ – вугал зруху фазы паміж накірункам вымушальнай сілы дэбалансаў F_g і накірункам перамяшчэння вібрапляцоўкі і яе рэактыўнай цэнтрабежнай сілы $F_{ц}$;

m_b – вагаючая маса сістэмы;

m_g – маса дэбаланса;

Z_g – колькасць дэбалансаў.

Вугал зруху фаз характарызуе страты магутнасці на ўшчыльненне сумесі, а таксама страты на гідраўлічныя супраціўленні адносна паветра і гістэрэзісныя страты ў спружынах і металаканструкцыі. Для вібрапляцовак з лінейнымі ваганнямі прымаюць $\varphi = 15 \dots 20^\circ$, для вібрапляцовак з кругавымі ваганнямі $\varphi = 20 \dots 30^\circ$.

Каэфіцыент узмацнення амплітуды характарызуе ўплыў пругкіх сувязяў (цвёрдасць спружын) і залежыць ад адносін частот вымушаных і ўласных ваганняў сістэмы:

$$\lambda = i^2 / (1 - i^2),$$

дзе $i = n / n_0$, s^{-1} – адносіны частотаў вымушаных і ўласных ваганняў; дзе n – частата вымушаных ваганняў, роўная частаце вярчэння дэбаланснага вала;

n_0 – частата ўласных ваганняў, $n_0 = \omega_0 / 2 \pi$, s^{-1} ;

$n = \omega / 2 \pi$, s^{-1} ;

ω_0 – вуглавая частата, рад/с; залежыць ад суадносін каэфіцыента цвёрдасці спружын і вагаючай масы; з тэорыі ваганняў

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_B}}, \text{ рад/с}, \quad (19.2)$$

дзе c – сумарная цвёрдасць спружын, Н/м.

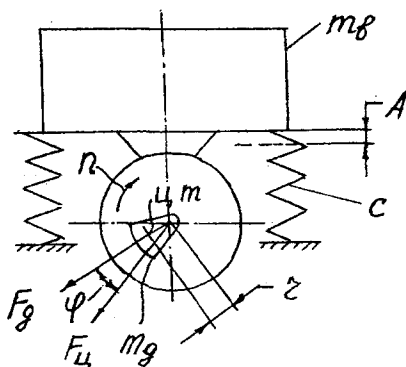
Для забеспячэння ўстойлівага зарэзананснага рэжыму ваганняў прымаюць $i = 7 \dots 20$; пры гэтым $\lambda \approx 1$.

Па сумарнаму статычнаму моманту дэбалансаў і колькасці іх знаходзім патрэбны момант аднаго дэбаланса:

$$S_g = S_{g \text{ сум}} / Z_g, \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

Канструктыўна

$$S_g = m_g r, \text{ кг}\cdot\text{м}.$$



Мал. 19.1. Схема да разліку вібрапляцоўкі:

F_d – цэнтрабежная рэактыўная сіла корпусу; F_g – вымушальная цэнтрабежная сіла дэбалансаў; m_g – маса неўраўнаважанай часткі дэбалансаў; A – амплітуда ваганьняў; C – спружыны

Канструкцыйныя формы дэбалансаў прыведзены на мал. 19.2. Для дэбаланса радыюс цэнтру цяжкасці можа быць падлічаны па формуле

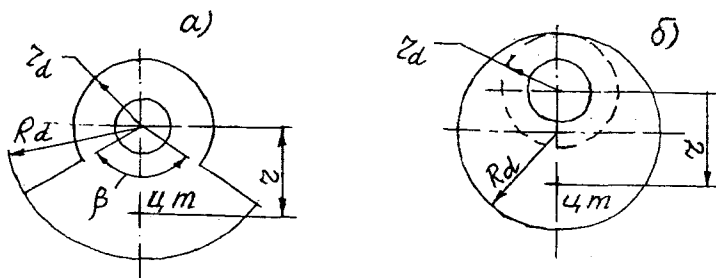
$$r = \frac{38,2(R_d^3 - r_d^3) \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{(R_d^2 - r_d^2) \cdot \frac{\beta}{2}}; \quad (19.3)$$

для дэбаланса

$$r = \frac{R_d^2}{R_d + r_d}, \text{ м.} \quad (19.4)$$

Размеры дэбалансаў рэкамендуецца прымаць:

$$R_d \approx 0,12 \dots 0,16 \text{ м; } r_d \approx 0,06 \dots 0,12 \text{ м; } \beta \approx 90 \dots 180^\circ.$$



Мал. 19.2. Разліковая схема дэбалансаў:
а – у форме сектара; б – у форме эксцэнтрыка

Патрэбная маса дэбаланса

$$m_g = S_g / r. \quad (19.5)$$

Задаўшыся велічынямі R_d , r_d і β , па формуле (19.3) або (19.4) знойдзем радыус дэбаланса r . Пасля падстаноўкі яго ў (19.5) атрымаем m_g .

Канструкцыйна маса дэбаланса забяспечваецца яго размерамі:

$$m_g = S_d l_d \rho, \text{ кг}, \quad (19.6)$$

адкуль пры вядомым m_g патрэбная таўшчыня дэбаланса

$$l_d = \frac{m_g}{S_d \rho}, \text{ м}, \quad (19.7)$$

дзе S_d – плошча плоскай фігуры дэбаланса, м^2 ;

$\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – шчыльнасць сталі.

Плошча S_d можа быць падлічана па формулах:

для дэбаланса а

$$S_d = \frac{\pi \beta}{360} (R_d^2 - r_d^2), \text{ м}^2; \quad (19.8)$$

для дэбаланса б

$$S_d = \pi \cdot (R_d^2 - r_d^2), \text{ м}^2. \quad (19.9)$$

Визначым параметры спружын. З формулы (19.2) патрэбная цвёрдасць усіх спружын

$$C = m_b \omega_0^2, \text{ Н/м.} \quad (19.10)$$

Уласная частата ваганняў сістэмы

$$\omega_0 = \omega / i = 2 \pi n / i, \text{ рад/с;}$$

$$C = m_b \omega^2 / i^2 = (2 \pi n)^2 m_b / i^2, \text{ Н/м.} \quad (19.11)$$

Велічыня i дана вышэй.

Патрэбная цвёрдасць адной спружыны

$$C_1 = c / Z_c, \text{ Н/м.}$$

Для забеспячэння цвёрдасці спружыны вызначаюць і выбіраюць колькасць рабочых віткоў:

$$Z = \frac{Gd^4}{8D^3C_1} \approx 12 \dots 18, \quad (19.12)$$

дзе $G = (8,0 \dots 8,5) \cdot 10^{10}$, Па – модуль пругкасці сталі на зрух;

d – дыяметр спружыннага дроту, м;

D – сярэдні дыяметр спружыны, м.

Звычайна пры разліку спружыны задаюцца індэксам спружыны $m = D/d \approx 4 \dots 12,5$. Часцей рэкамендуюць $m \approx 5 \dots 8$.

Тады формула (19.12) прыме выгляд:

$$Z = \frac{Gd}{8D^3C_1} \approx 12 \dots 18. \quad (19.13)$$

Дыяметр дроту выбіраюць з разліку яго сячэння на кручэнне

$$d = \sqrt{\frac{8K P m}{\pi[\tau]K}} = 1,6 \sqrt{\frac{K P m}{[\tau]K}}, \text{ м,} \quad (19.14)$$

дзе K – каэфіцыент уліку дадатковых напружанняў дроту на выгіб; залежыць ад індэксу спружыны (табл. 19.2);

P – нагрузка на спружыну, Н;

$$P = m_b g / Z_c;$$

$[\tau]_k$ – дапушчальнае напружанне дроту на кручэнне; для спружынных сталей можна прыняць

$$[\tau]_k \approx 0,8 \tau_1, \text{ Па (Н/м}^2\text{)},$$

дзе τ_1 – мяжа стомленасці па датычным напружанням.

Табліца 19.2

Значэнні K

$m = D/d$	4	5	6	8	10	12,5
K	1,45	1,36	1,3	1,24	1,2	1,18

Падлічыўшы па формуле (19.14) для прынятага m дыяметр дроту d , акругляюць яго да большага стандартнага значэння. Потым па формуле (19.13) знаходзяць колькасць рабочих віткоў спружыны Z . Пры неабходнасці Z карэктуюць змяненнем m і d .

Магутнасць, неабходная для вібрацыйнага ўшчыльнення бетоннай сумесі, можа быць падлічана па формуле

$$N_1 = \frac{S_{гсум}^2 \omega^3 \sin 2\varphi}{2m_b}, \text{ Вт}, \quad (19.15)$$

дзе ω – вуглавая частата ваганняў, рад/с;

$$\omega = 2\pi n;$$

φ – вугал зруху фазы (прыведзены вышэй).

Астатнія паказчыкі пералічаны раней.

Магутнасць на пераадоленне сілаў трэння падшыпнікаў качэння дэбаланснага вала, Вт:

$$N_2 = (F_{тр} d_k \omega) / 2, \quad (19.16)$$

дзе $F_{тр}$ – сіла трэння, Н,

$$F_{тр} = \mu P_b; \quad (19.17)$$

$P_b - S_{g \text{ сум}} \omega^2$ – центрабежная вымушаная сіла, Н;

$\mu \approx 0,005$ – прыведзены каэфіціент трэння падшыпніка качэння;

$d_k \approx 0,06 \dots 0,10$ м – дыяметр беговой дарожкі ўнутранага кальца падшыпніка качэння дэбаланснага вала.

Пасля падстаноўкі велічынь у формулу (19.16) маем:

$$N_2 = (S_{g \text{ сум}} \omega^3 \mu d_k) / 2, \text{ Вт.} \quad (19.18)$$

Патрэбная магутнасць рухавіка, кВт:

$$N_{\text{рух}} = \frac{N_1 + N_2}{1000\eta}, \quad (19.19)$$

дзе $\eta \approx 0,90 \dots 0,95$ – КПД прываду.

Разгледзім прыклад.

$Q = 1,8$ т; $m_b = 720$ кг; $n = 45$ с⁻¹; $A = 0,6$ мм; $Z_g = Z_c = 8$; $\lambda \approx 1$ пры $i = 7 \dots 20 = 15$.

Прымаем вугал зруху фазы $\varphi = 20 \dots 30 \approx 25^\circ$ (для кругавых ваганняў).

Патрэбны сумарны статычны момант дэбалансаў (19.1)

$$S_{g \text{ сум}} = \frac{m_b A}{\lambda \cos \varphi} = \frac{720 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot \cos 25^\circ} = 0,478 \text{ кг} \cdot \text{м.}$$

Статычны момант аднаго дэбаланса

$$S_g = S_{g \text{ сум}} / Z_g = 0,478 / 8 = 0,06 \text{ кг} \cdot \text{м.}$$

Для дэбаланса (мал. 19.2) прымаем:

$$R_d = 0,12 \text{ м; } r_d = 0,06 \text{ м; } \beta = 100^\circ.$$

Радыус центра цяжкасці дэбаланса (19.3)

$$r = \frac{38,2(R_d^3 - r_d^3) \sin \frac{\beta}{2}}{(R_d^2 - r_d^2) \frac{\beta}{2}} = \frac{38,2(0,12^3 - 0,06^3) \sin 50^\circ}{(0,12^2 - 0,06^2) \cdot 50} = 0,082 \text{ м.}$$

Патрэбная маса дэбаланса (19.5)

$$m_g = S_g / r = 0,060 / 0,082 = 0,731 \text{ кг.}$$

Плошча фігуры дэбаланса (19.7)

$$S_d = \frac{\pi \beta}{360} (R_d^2 - r_d^2) = \frac{3,14 \cdot 100}{360} (0,12^2 - 0,06^2) = 0,942 \cdot 10^{-2}, \text{ м}^2.$$

Патрэбная таўшчыня дэбаланса (19.7)

$$l_d = m_g / (S_d \rho) = 0,731 / (0,942 \cdot 10^{-2} \cdot 7,8 \cdot 10^3) = 0,0094 \text{ м} = 9,4 \text{ мм.}$$

Вызначаем параметры спружын.

Агульная цвёрдасць спружын (19.10)

$$C = (2 \pi n)^2 m_b / l^2 = (2 \cdot 3,14 \cdot 45)^2 \cdot 720 / 15^2 = 254000 \text{ Н/м.}$$

Цвёрдасць адной спружыны:

$$C_1 = c / Z_c = 254000 / 8 = 31,8 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

Прымаем матэрыял дроту спружыны: сталь 50 х Г.

Мяжа трываласці $\sigma_b = 1300 \text{ Н / мм}^2$ (МПа);

мяжа цякучасці $\sigma_t = 1100 \text{ Н / мм}^2$;

мяжа стомленасці па датычным напружанням $\tau_1 = 500 \text{ Н / мм}^2$;

модуль зруху $\sigma = 8 \cdot 10^4 \text{ Н / мм}^2$.

Улічваючы рэжым працяглых ваганняў спружын вібрапляцоўкі, прымаем у якасці гранічнага напружання мяжу стомленасці τ_1 і ад яго знаходзім дапушчальнае датычнае напружанне:

$$[\tau]_k = 0,8 \tau_1 = 400 \text{ Н / мм}^2.$$

Нагрузка на адну спружыну

$$P = (m_b g) / Z_{\text{пр}} = (720 \cdot 9,8) / 8 = 900 \text{ Н.}$$

Прымаем індэкс спружыны $m = D / d = 6$, для якога па табл. 19.2 паправачны каэфіцыент $K = 13$.

Патрэбны дыяметр дроту па формуле (19.14)

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K P m}{[\tau] K}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 900 \cdot 6}{400}} = 1,6 \cdot 4,18 = 6,7 \text{ мм.}$$

Прымаем: $d = 8,0$ мм; $D = m d = 6 \cdot 8 = 48$ мм.

Колькасць рабочых віткоў па формуле (19.13)

$$Z = \frac{G d}{8 m^3 C_1} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,008}{8 \cdot 6^3 \cdot 31,8 \cdot 10^3} = 11,6 \approx 12.$$

Фактычная цвёрдасць спружыны пасля акруглення Z

$$C_1 = \frac{G d}{8 m^3 Z} = 31,8 \frac{11,6}{12} = 30,8 \text{ кН / м.}$$

Магутнасць для ўшчыльнення па формуле (19.15)

$$N_1 = \frac{S_{\text{гсум}}^2 \omega^3 \sin^2}{2 m_{\text{в}}} = \frac{0,478^2 \cdot 282^3 \cdot \sin^2 50^\circ}{2 \cdot 720} = \\ = 2,72 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 2,72 \text{ кВт,}$$

дзе

$$\omega = 2 \pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 45 = 282 \text{ рад/с.}$$

Магутнасць на трэнне ў падшыпніках (19.18)

$$N_2 = \mu S_{\text{гсум}} \omega^3 \frac{d_{\text{к}}}{2} = 0,005 \cdot 0,478 \cdot 282^3 \cdot \frac{0,08}{2} = 2140 \text{ Вт} = 2,14 \text{ кВт} \\ (d_{\text{к}} = 0,06 \dots 0,10 \approx 0,08 \text{ м}).$$

Патрэбная магутнасць рухавіка

$$N_{\text{рух}} = \frac{N_1 + N_2}{1000 \eta} = \frac{(2,72 + 2,14) \cdot 10^3}{10^3 \cdot 0,9} = 5,4 \text{ кВт.}$$

20. Вывучэнне бітумаплавільных катлоў і іх цеплавы разлік

Заданне

1. Разгледзець будову і прынцып работы бітуманагравальных катлоў.
2. Прывесці схему катла ўказанага тыпу і даць яго апісанне.
3. У адпаведнасці з заданнем вызначыць патрэбную колькасць цяпла для нагрэва бітуму да рабочай тэмпературы і адпаведна неабходную колькасць паліва для нагрэву.

20.1. Бітуманагравальныя катлы

Бітуманагравальныя (бітумаплавільныя) катлы выкарыстоўваюцца для канчатковага нагрэву бітуму да рабочай тэмпературы для ўжывання ў працэсе прыгатавання асфальтабетоннай сумесі на заводзе ў змешвальніку або непасрэдна на паверхні дарогі.

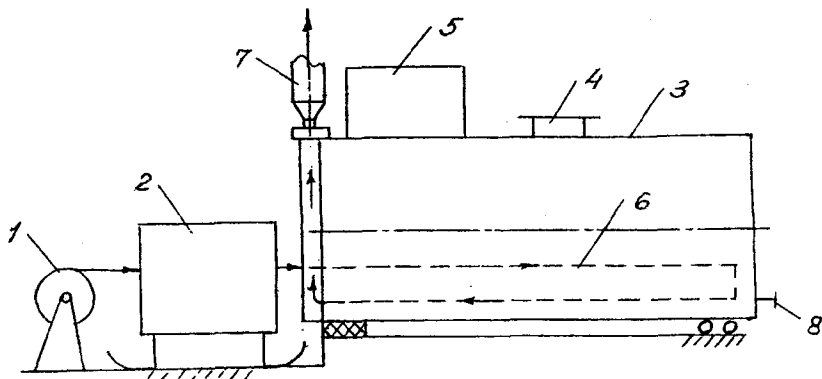
У бітумаплавільных бітум ачышчаецца ад прымесяў і вільгаці, пры захаванні якой немагчымы нагрэў звыш 100 °С. Акрамя таго, вільгаць неабходна ўдаліць для паляпшэння вяжучых якасцей бітума і яго прыліпання да каменнага матэрыяла, ад чаго залежыць моцнасць дарожнага пакрыцця.

Бітумаплавільні бываюць стацыянарныя або перамяшчальныя і цыклічнага або бесперапыннага дзеяння.

На мал. 20.1 прыведзена прынцыповая схема бітуманагравальнай устаноўкі цыклічнага дзеяння стацыянарнага тыпу. Устаноўка складаецца з трох паралельных катлоў, якія могуць працаваць па чарзе, што скарачае перапынкі ў падачы нагрэтага бітуму. Нагрэў бітуму выконваецца топачнай сістэмай з дапамогай газаў ад згарання вадкага паліва (нафты, мазуту або керасіну). Згаранне адбываецца ўнутры топкі 2, якая забяспечаная фарсункамі і паветранагнятальнікам 1. Гарачыя газы праходзяць па П-абразнай трубе 6 ўнутры катла і аддаюць сваё цяпло праз сценкі трубы бітуму, награвваючы яго, а потым выходзяць у паветра праз дымавую трубу 7.

Унутры катла знаходзіцца перамяшваючае прыстасаванне ў выглядзе каромыслаў, якія ківаюцца з частатой 20 ваганняў у мінуту. Аднак механічнае перамяшванне недастаткова ліквідуе пенаўтварэнне, таму ўжываюць прэпарат пенагасіцель СКТН-1.

Дастаткова 2-3-х капель на 10 тон бітуму, каб пенаўтварэнне супынілася.



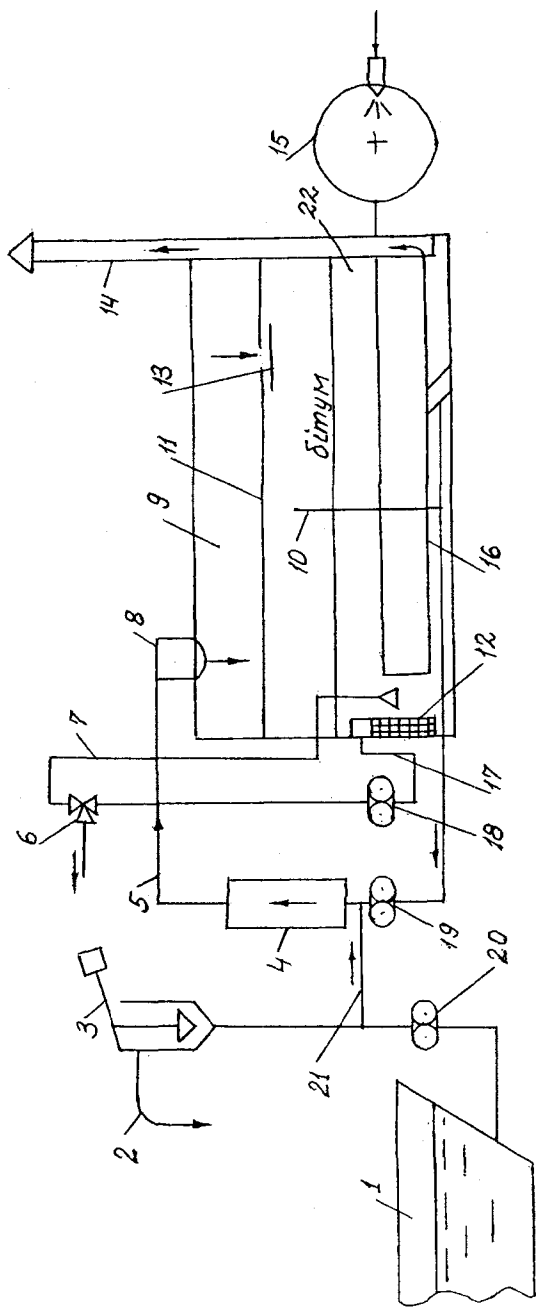
Мал. 20.1. Прынцыповая схема бітуманагрэвальнай устаноўкі цыклічнага дзеяння (з 3 катлоў 10 тыс. л х 3):

- 1 – паветрадзьмуўка (вентылятар); 2 – топка; 3 – кацёл; 4 – заліўная гарлавіна;
5 – помпавая устаноўка (рухавік з бітумнай помпай); 6 – П-абразная газанагрэвальная труба; 7 – дымавая труба; 8 – зліўная труба

Якаснае і больш поўнае згаранне паліва ў топцы забяспечваецца з дапамогай распылу яго фарсункамі і падачай паветра.

Больш эфектыўнымі з’яўляюцца бітумаплавільныя катлы бесперапыннага дзеяння. Такі кацёл прадукцыйнасцю 3 м/г прыведзены на мал. 20.2.

Ёмістасць катла мае ўнутры дзве камеры: верхнюю 9 – выпаральную і ніжнюю 22 – нагрэвальную, а паміж імі – перагародку 11 з адтулінай і клапанам для перацякання бітуму. Нагрэванне бітуму адбываецца гаручымі газамі праз жаравыя трубы 16. Бітумаплавільныя мае дзве помпы: выдаючую 18 і цыркуляцыйную 19. Пасля прадзьмуўкі топачнай сістэмы топку разжыгаюць. Калі тэмпература бітуму ў нагрэвальнай камеры дасягне 95...98⁰С, уключаюць цыркуляцыйную помпу 19, якая падае бітум у цеплаабменнік 4 для ўнутранай цыркуляцыі і нагрэву.



Мал. 20.2. Схема бітуманагральної установці безперервного дзєяння ($\Pi = 3 \text{ т / г}$):

- 1 – бітумасховіщчє; 2 – зворотни бітумавод; 3 – засєрагални клапан; 4 – целлаабменнїк; 5 – падача бітума ў кацїл; 6 – троххалави кран; 7 – цыркуляцїйни трубаправод; 8-вїлгалцаддзєляльнїк; 9 – випаральна камера; 10 – перагародка; 11 – дно випаральнай камери; 12 – фільтр; 13 – адулїна; 14 – дымавая труба; 15 – топка; 16 – жаравыя трубы; 17 – труба выдачы бітуму; 18 – выдаючая помпа; 19 – цыркуляцїйна помпа; 20 – помпа бітумасховіщчя; 21 – бітумавод сховіщчя; 22 – награльна камера

Бітум праходзіць праз вільгааддзяляльнік 8 і разліваецца тонкім слоём па дну 11 выпаральнай камеры 9, дзе абезваджваецца. Пасля нагрэву бітуму да 135...140⁰С уключаюць помпу 20 бітумасховішча, дзякуючы чаму бітум з бітумасховішча награвваецца ад бітуму катла і перамешваецца з ім, пасля чаго сцякае праз адтуліну 13 выпаральнай камеры ў асноўную награвальную камеру, дзе канчаткова награвваецца да рабочай тэмпературы. Затым помпай 18 ён выдаецца спажыўцу.

Топка 15 мае фарсунку, паветрадзьмуўку, паліўны бак і помпу для падачы паліва.

20.2. Цеплавы разлік бітуманагравальнага катла

Зыхадныя даныя для разліку прыведзены у табл. 20.1.

Т а б л і ц а 20.1

Зыходныя даныя

Паказчыкі	Варыянт					
	1	2	3	4	5	6
Гадзінная патрэбнасць награвяемага бітуму П, кг/г	2000	3000	4000	6000	10000	15000
Пачатковая тэмпература нагрэву ў бітумасховішчы t_1 , град	60	70	80	65	75	70
Рабочая тэмпература нагрэву ў катле t_2 , град	130	150	180	140	160	170

Карысны гадзінны расход цяпла на нагрэў бітуму складаецца з двух затратаў:

$$Q = Q_1 + Q_2, \text{ ккал / г,} \quad (20.1)$$

дзе Q_1 – колькасць цяпла за гадзіну на плаўленне бітуму і нагрэў яго да пачатковай тэмпературы выдачы з бітумасховішча,

$$Q_1 = l П, \text{ ккал/кг,} \quad (20.2)$$

дзе $l \approx 30$ ккал / кг – скрытая цеплата плаўлення бітуму;

Π – гадзінная колькасць награванага і выдаванага бітуму, кг/г;

Q_2 – гадзінная колькасць цяпла на падгрэў бітуму ад тэмпературы t_1 да рабочай t_2 ,

$$Q_2 = \Pi C_6 (t_2 - t_1), \text{ ккал/г}, \quad (20.3)$$

дзе $C_6 = 0,45 \dots 0,54 \approx 0,5$ ккал/кг · град – цеплаёмкасць бітуму.

Агульная колькасць цяпла, патрэбная на нагрэў бітуму ў катле:

$$Q_k = Q + Q_{ск} = Q_1 + Q_2 + Q_{ск}, \text{ ккал/г}, \quad (20.4)$$

дзе $Q_{ск}$ – сума некарысных стратаў цяпла ў катле,

$$Q_{ск} = Q_{дн} + Q_{сц} + Q_{пав}, \text{ ккал /г}; \quad (20.5)$$

$Q_{дн}$ – страты праз днішча катла;

$Q_{сц}$ – праз сценкі;

$Q_{пав}$ – ад паверхні.

Па вопытным даным прымаюць:

$$Q_{ск} \approx 0,2 Q; \quad Q_k \approx 1,2 Q = 1,2 (Q_1 + Q_2). \quad (20.6)$$

Патрэбную колькасць паліва ў гадзіну знойдзем з дапамогай нізшай цеплаты згарання $Q_{н}^p \approx 9800$ ккал / кг (для мазута):

$$Q_{пал} = Q_k / Q_{н}^p = 1,2 (Q_1 + Q_2) / Q_{н}^p. \quad (20.7)$$

Падставіўшы (20.2) і (20.3) у (20.1), маем:

$$Q = \Pi (l + C_6 (t_2 - t_1)), \text{ ккал/г}. \quad (20.8)$$

З улікам (20.8)

$$Q_{пал} = \frac{1,2Q}{Q_{н}^p} = \frac{1,2\Pi}{Q_{н}^p} (l + C_6 (t_2 - t_1)), \text{ кг/г}. \quad (20.9)$$

Атрыманая формула дазваляе падлічыць патрэбны расход паліва адразу, без падрабязнага разліку. Аднак для лепшага ўсведамлення працэсу работы ўстаноўкі карысна выканаць разлік па часткам, а потым для самакантролю канчатковыя лічбы падцвердзіць па агульным формулам (20.8) і (20.9).

Разгледзім прыклад:

$$\Pi = 5000 \text{ кг/г}; t_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}; t_2 = 160 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Колькасць цяпла на плаўленне бітуму (20.2)

$$Q_1 = l \Pi = 30 \cdot 5000 = 150000 \text{ ккал/кг}.$$

Колькасць цяпла на нагрэў бітуму да рабочай тэмпературы (20.3)

$$Q_2 = \Pi C_6 (t_2 - t_1) = 5000 \cdot 0,5 \cdot (160 - 70) = 225000 \text{ ккал/г}.$$

Карысны гадзінны расход цяпла (20.1)

$$Q = Q_1 + Q_2 = 150000 + 225000 = 375000 \text{ ккал / г}.$$

Некарысныя страты цяпла ў катле

$$Q_{\text{ск}} \approx 0,2 Q = 0,2 \cdot 375000 = 75000 \text{ ккал/к}.$$

Агульная колькасць цяпла на нагрэў бітуму (20.4)

$$Q_{\text{к}} = Q + 0,2 Q = 1,2 Q = 1,2 \cdot 375000 = 450000 \text{ ккал/г}.$$

Расход паліва ў гадзіну (20.7)

$$Q_{\text{пал}} = Q_{\text{к}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 450000 / 9800 = 45,9 \text{ кг/г}.$$

Па формуле (20.8)

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}} &= 1,2Q = 1,2\Pi (l + C_6 (t_2 - t_1)) = \\ &= 1,2 \cdot 5000 (30 + 0,5 \cdot (160 - 70)) = 450000 \text{ ккал/г}. \end{aligned}$$

Па формуле (20.9)

$$Q_{\text{пал}} = \frac{1,2\Pi}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} (l + C_6 (t_2 - t_1)) =$$
$$= \frac{1,2 \cdot 5000}{9800} (30 + 0,5 (160 - 70)) = 45,9 \text{ кг/г.}$$

21. Вывучэнне будовы і работы аўтагудранатара

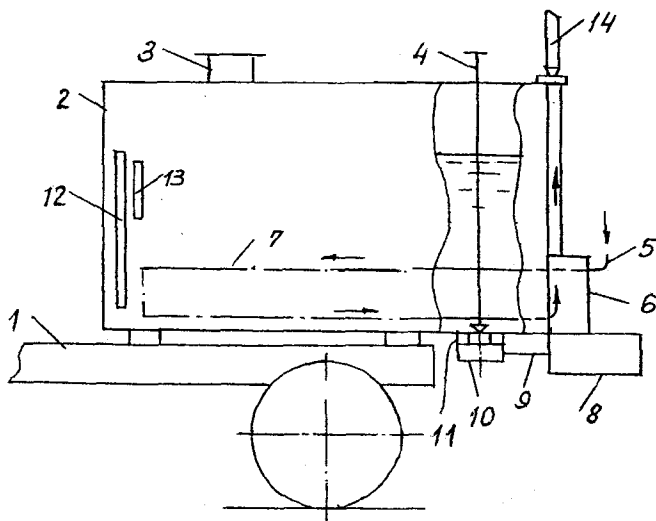
Заданне

1. Разгледзець будову і работу аўтагудранатара. Прывесці і прааналізаваць яго канструкцыйную схему.
2. Намалюваць і разгледзець схему цыркуляцыйна-размеркавальнай сістэмы.
3. Вызначыць прадукцыйнасць аўтагудранатара і патрэбную падачу бітумнай помпы для зададзенай нормы разліва бітуму.
4. Падлічыць патрэбны расход паліва для нагрэва бітуму да рабочай тэмпературы.

21.1. Будова і работа аўтагудранатара

Для размеркавання бітума і разліва (упырска) пад ціскам у слой рыхлага матэрыялу прымяняецца размеркавальнае абсталяванне, якое завецца гудранатарам. Самаходны гудранатар на базе аўтамабіля – аўтагудранатар – уяўляе сабой аўтабітумавозную цыстэрну з размеркавальнікам. Гэтая машына адзначаецца ўніверсальнасцю і высокай прадукцыйнасцю і ўжываецца пры пабудове аблегчаных пакрыццяў і іх асноваў, якія ўмацоўваюцца разлівам пад ціскам бітума, нагрэтага да рабочай тэмпературы.

На мал. 21.1 прыведзены схематычны выгляд аўтагудранатара; на мал. 21.2 – яго цыркуляцыйна-размеркавальная сістэма (у палажэнні напаўнення цыстэрны).



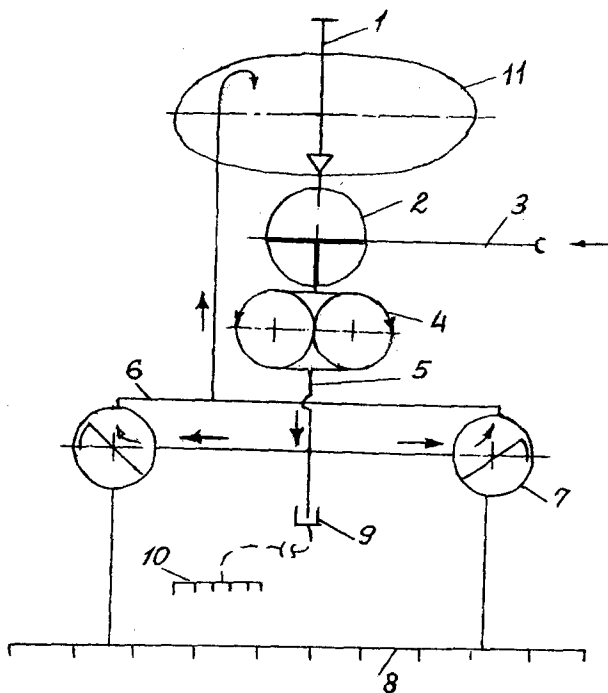
Мал. 21.1. Схема аўтагудранатара:

1 – аўтамабіль; 2 – цыстэрна; 3 – заліўная гарлавіна; 4 – запорны клапан;
 5 – гарэлка; 6 – топка; 7 – жаравыя П-абразныя трубы; 8 – абсталяванне
 размеркавальніка; 9 – бітумавод; 10 – бітумная помпа; 11 – вялікі кран;
 12 – указчык узроўню бітуму; 13 – тэрмометр; 14 – дымавая труба

На базавым аўтамабілі (гл. мал. 21.1) 1 ўстаноўлена цыстэрна 2 эліптычнага сячэння, забяспечаная топачным устравым для нагрэва бітуму з дапамогай двух П-абразных жаравых труб 7. Па ім цыркулююць газы ад згарання ў топцы 6 керасіну, які падаецца к гарэлкам 5 з бака пад ціскам паветра тармазной пнеўмасістэмы аўтамабіля. Выкарыстаныя газы, аддаўшы цяпло бітуму, выдаляюцца праз дымавую трубу 14. Асноўнай рабочай часткай абсталявання аўтамабіля-гудранатара з'яўляецца размеркавальная сістэма, маючая рабочы орган у выглядзе папярочнай размеркавальнай трубы 8 з сопламі для выцякання пад ціскам бітуму. Выдача бітуму выконваецца бітумнай помпай 4. Пры розных палажэннях запорнага клапана, цэнтральнага і бакавых размеркавальных кранаў забяспечваюцца неабходныя рэжымы работы:

- 1) напаўненне цыстэрны;
- 2) апаражненне;
- 3) перакачка;
- 4) разліў двухбаковы;

- 5) разлиў правы;
- 6) разлиў левы;
- 7) цыркуляцыя;
- 8) адсос;
- 9) разлиў з перапускам лішку.



Мал. 21.2. Схэма цыркуляцыйна-размеркавальнай сістэмы
(рэжыму напаўнення цыстэрны):

- 1 – запорны клапан; 2 – цэнтральны (вялікі) кран; 3 – прыёмны патрубак;
- 4 – бітумная помпа; 5 – напорны трубаправод; 6 – цыркуляцыйны трубаправод;
- 7 – размеркавальныя (малыя) краны; 8 – размеркавальная труба; 9 – зліўная адтуліна; 10 – ручны размеркавальнік; 11 – цыстэрна

Ззаду цыстэрны на шасі аўтамабіля ўстаноўлена пляцоўка апарата з рычагамі і прыборамі кіравання. Пляцоўка мае агарожу.

Работа гудранатара складаецца з аперацый:

- 1) набор бітума з бітумасховішча;
- 2) транспартаванне да месца работы;

- 3) нагрэў бітуму да рабочай тэмпературы 130..180⁰С;
- 4) разліў у зададзенай норме;
- 5) вяртанне ў бітумасховішча.

Пры рабоце на аўтагудранатары неабходна выконваць патрабаванні тэхнікі бяспекі. Гудранатар павінен быць забяспечаны вогнетушыльнікам і супрацьпажарным інвентаром. Забараняецца выкарыстоўваць бензін. Пры розжыгу топкі жаравыя трубы павінны быць перакрытыя бітумам. Неабходна знаходзіцца з вонкавага боку ад гарэлак. Разліў пачынаецца толькі пасля заканчэння нагрэву бітуму; пры ўключаных гарэлках разліў забараняецца. Пры разагрэве ў працэсе транспартавання аператар павінен стаяць на пляцоўцы і назіраць за гарэлкамі, каб яны не патухлі, бо калі ў жаравыя трубы пападзе керасін, то пры наступным розжыгу магчымы выбух.

Пасля заканчэння нагрэву неабходна закрыць выцяжную трубу для зберажэння цяпла.

21.2. Методыка разліку прадукцыйнасці і падачы бітуму

Разлік выконваецца па зыходных даных табл. 21.1.

Табліца 21.1

Зыходныя даныя

Назва паказчыка	Варыянты					
	1	2	3	4	5	6
Умяшчальнасць цыстэрны $V_{ц}$, л	3600	5000	6000	7000	3000	5500
Далёкасць перавозкі l , км	5	20	15	10	25	30
Норма разліва P , л / м ²	1,0	5,0	10,0	2,0	12,0	7,0
Скорасць разліва $V_{раз}$, м / мін	50	20	15	40	30	60
Шырыня паласы B , м	3,5	2,5	3,0	5,0	2,5	3,5

Прадукцыйнасць аўтагудранатара вызначаецца па аб'ёму цыстэрны $V_{ц}$ і працягласці цыклу $T_{ц}$:

$$П = (60 V_{ц} K_{в}) / T_{ц}, \text{ л/г,} \quad (21.1)$$

дзе $V_{\text{ц}}$ – аб’ём цыстэрны, л;

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{нап}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{разл}} + t_{\text{зв}} + t_{\text{ман}} + t_{\text{пад}}, \text{ мін}; \quad (21.2)$$

$t_{\text{нап}} = 10 \dots 15$ мін – час напаўнення;

$$t_{\text{тр}} = 60 L / V_{\text{гр}}, \text{ мін} – \text{час транспартавання}; \quad (21.3)$$

$$t_{\text{зв}} = 60 L / V_{\text{зв}}, \text{ мін} – \text{час звароту}; \quad (21.4)$$

L – далёкасць, км;

$V_{\text{гр}} = 20 \dots 25$ км/2 – скорасць гружомага ходу;

$V_{\text{зв}} = 35 \dots 40$ км/2 – скорасць звароту;

$$t_{\text{разл}} = V_{\text{ц}} / q, \text{ мін} – \text{час разліва бітуму}; \quad (21.5)$$

q , л / мін – падача бітумнай помпы;

$t_{\text{ман}} = 12 \dots 15$ мін – час манеўравання;

$t_{\text{пад}} = 5 \dots 6$ мін – час падрыхтоўкі да наступнага цыклу.

Пры пабудове аблегчаных пакрыццяў норма разліву бітуму на адзінку плошчы асновы дарогі задаецца ў інтэрвале: $P \approx 0,5 \dots 15$ л/м².

Пры зададзенай норме разліву неабходная падача бітумнай помпы роўная

$$q = V_{\text{раз}} B p, \text{ л / мін}, \quad (21.6)$$

дзе $V_{\text{раз}}$ – скорасць аўтагудранатара пры разліве, м/ мін;

B – шырыня паласы, м.

Пасля падстаноўкі (21.6) у (21.5) маем

$$t_{\text{разл}} = V_{\text{ц}} / (V_{\text{раз}} B p), \text{ мін}. \quad (21.7)$$

Пры немагчымасці забяспечыць патрэбную падачу бітумнай помпы з мэтай атрымання зададзенай нормы разліву зніжаецца рабочая скорасць пры разліве $V_{\text{раз}}$:

$$V_{\text{раз}} = \frac{q}{Bp} = \frac{\gamma n}{Bp}, \text{ м/мін}. \quad (21.8)$$

Рэальная прадукцыйнасць помпы ўстанаўліваецца па формуле

$$q = \gamma n, \text{ л / мін}, \quad (21.9)$$

дзе γ – удзельная падача помпы на 1 паварот, л / пав;

n – колькасць паваротаў помпы ў мінуту.

Паказчык γ даецца ў тэхнічнай характарыстыцы помпы: гэта – падача за 1 паварот.

Пасля ўдакладнення і выбару падачы q бітумнай помпы і скорасці разліву $V_{раз}$ падлічваецца час разліву $t_{раз}$, час $T_{ц}$ і прадукцыйнасць помпы.

Казфіцыент выкарыстання рабочага часу ўнутры змены $K_{в} = 0,8 \dots 0,9$.

Пры разліку награвальнай сістэмы прымаюць [12], што бітум у цыстэрне павінен нагрэцца ад тэмпературы $t_1 \approx 120^{\circ}\text{C}$ да рабочай тэмпературы $t_2 = 180^{\circ}\text{C}$ за 0,5 г пры $V_{ц} < 10000$ л або за 1 г пры $V_{ц} > 10000$ л.

Карысная колькасць цяпла

$$Q = G_{б} C_{б} (t_2 - t_1) = \rho_{б} V_{ц} C_{б} (t_2 - t_1), \text{ ккал}, \quad (21.10)$$

дзе $G_{б} = \rho_{б} V_{ц}$, кг – колькасць награвяемага бітуму;

$V_{ц}$ – ёмістасць цыстэрны, л;

$\rho_{б} \approx 1$ кг / л – шчыльнасць бітуму;

$C_{б} \approx 0,5$ ккал / кг · град – удзельная цеплаёмкасць бітуму.

Пры нагрэве бітуму маюць месца некарысныя страты цяпла з ухадзячымі газамі, на цеплаперадачу праз сценкі, выпраменьванні, якія па вопытным даным могуць быць прынятыя: $\Delta Q \approx 20 \dots 30 \%$.

Агульная патрэбная колькасць цяпла

$$Q_{ар} = Q + \Delta Q = (1,2 \dots 1,3) Q, \text{ ккал}. \quad (21.11)$$

Агульная патрэбная колькасць паліва, кг:

$$Q_{пал} = Q_{ар} / Q_{н}^p, \quad (21.12)$$

дзе $Q_{н}^p \approx 9800$ ккал/кг – нізшая цеплата паліва.

Пасля падстаноўкі (21.10) і (21.11) у (21.12) канчаткова атрымаем:

$$Q_{пал} = \frac{Q + \Delta Q}{Q_{н}^p} = \frac{(1,2 \dots 1,3) Q}{Q_{н}^p} = \frac{(1,2 \dots 1,3) \rho_{б} V_{ц} C_{б} (t_2 - t_1)}{Q_{н}^p}, \text{ кг}. \quad (21.13)$$

Разгледзім прыклад:

$$V_{\text{ц}} = 8000 \text{ л}; L = 22 \text{ км}; p = 4 \text{ л/м}^2; V_{\text{раз}} = 25 \text{ м / мін}; B = 5,0 \text{ м.}$$

Па формуле (21.6) знаходзім неабходную падачу бітуму:

$$q = V_{\text{раз}} B p = 25 \cdot 5,0 \cdot 4,0 = 500 \text{ л / мін.}$$

З улікам яе па формуле (21.5) атрымаем час разліву бітуму:

$$t_{\text{разл}} = V_{\text{ц}} / q = 8000 / 500 = 16 \text{ мін.}$$

Працягласць цыклу (21.2)

$$\begin{aligned} T_{\text{ц}} &= t_{\text{нап}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{разл}} + t_{\text{зв}} + t_{\text{ман}} + t_{\text{пад}} = \\ &= 12 + 53 + 16 + 33 + 15 + 5 = 134 \text{ мін.} \end{aligned}$$

Час транспартавання бітуму

$$t_{\text{тр}} = 60 L / V_{\text{гр}} = (60 \cdot 22) / 25 = 53 \text{ мін.}$$

Час зваротнага ходу аўтагудранатара

$$t_{\text{зв}} = 60 L / V_{\text{зв}} = (60 \cdot 22) / 40 = 33 \text{ мін.}$$

Прадукцыйнасць аўтагудранатара (21.1)

$$P = (60 V_{\text{ц}} K_{\text{в}}) / T_{\text{ц}} = (60 \cdot 8000 \cdot 0,85) / 134 = 3040 \text{ л/г.}$$

Карысная колькасць цяпла для нагрэву бітуму (21.10)

$$\begin{aligned} Q &= G_{\text{б}} C_{\text{б}} (t_2 - t_1) = \rho_{\text{б}} V_{\text{ц}} C_{\text{б}} (t_2 - t_1) = \\ &= 1 \cdot 8000 \cdot 0,5 (180 - 120) = 240000 \text{ ккал.} \end{aligned}$$

Агульная колькасць цяпла (21.11)

$$\begin{aligned} Q_{\text{ар}} &= Q + \Delta Q = (1,2 \dots 1,3) Q = \\ &= (1,2 \dots 1,3) \cdot 240000 \approx 1,25 \cdot 240000 = 300000 \text{ ккал.} \end{aligned}$$

Патрэбная колькасць паліва, кг:

$$G_{\text{пал}} = Q_{\text{ар}} / Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 300000 / 9800 = 30,6 \text{ кг, або (21.13);}$$

$$G_{\text{пал}} = \frac{1,25 \rho_{\text{б}} V_{\text{с}} C_{\text{б}} (t_2 - t_1)}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{1,25 \cdot 1 \cdot 8000 \cdot 0,5 (180 - 120)}{9800} = 30,6 \text{ кг.}$$

22. ВЫВУЧЭННЕ БУДОВЫ І РАЗЛІК АСНОЎНЫХ ПАКАЗЧЫКАЎ АСФАЛЬТАЎКЛАДЧЫКАЎ

Заданне

1. Азнаёміцца з будовай і прынцыпам дзеяння асфальтаўкладчыкаў.
2. Прывесці і разгледзець схему будовы асфальтаўкладчыка.
3. Падлічыць прадукцыйнасць.
4. Знайсці неабходную вышыню адкрыцця засланкі бункера.
5. Падлічыць супраціўленне перамяшчэнню асфальтаўкладчыка і патрэбную магутнасць рухавіка.

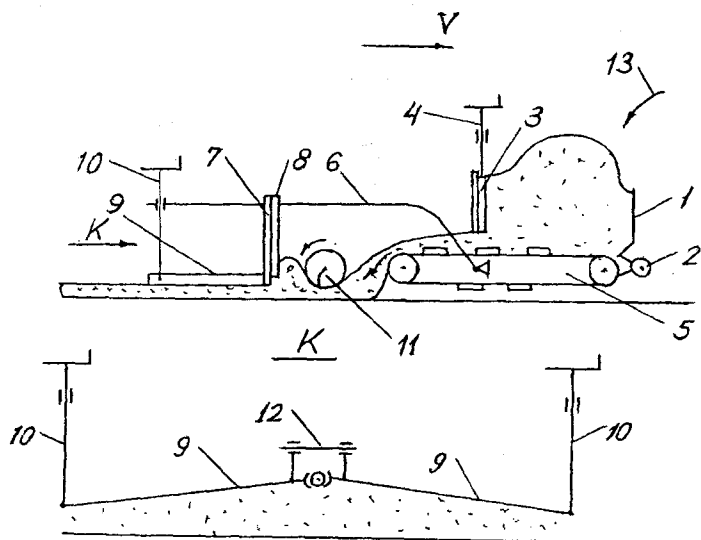
22.1. Метадычныя ўказанні па вывучэнні будовы і работы асфальтаўкладчыка

Асфальтаўкладчыкі прызначаны для прыёму асфальтабетоннай сумесі з самазвала, размеркавання яе па палатну дарогі, папярэдняга ўшчыльнення і выглажвання са слоём зададзенай таўшчыні.

Па перамяшчэнню асфальтаўкладчыкі падзяляюцца на самаходныя (гусенічныя, калёсныя, калёсна-гусенічныя) і прычাপныя. Прычاپныя асфальтаўкладчыкі працуюць разам з самазваламі і забяспечваюць невялікую прадукцыйнасць (25...50 т/г) пры малых аб'ёмах работ з невысокай якасцю, часцей за ўсё – пры рамонтах дарог. Для вялікіх аб'ёмаў работ з павышанай якасцю прымяняюцца цяжкія асфальтаўкладчыкі прадукцыйнасцю 100 т/г і болей.

Лёгкія асфальтаўкладчыкі маюць спрошчаную канструкцыю, у якой адсутнічаюць скрабковы сілкавальнік і размеркавальны шнек. Выдача матэрыялу з бункера пры гэтым рэгулюецца нахілам бункера і адкрыццём засланкі, а размеркаванне па аснове дарогі выконваецца з дапамогай ушчыльняльнага бруса.

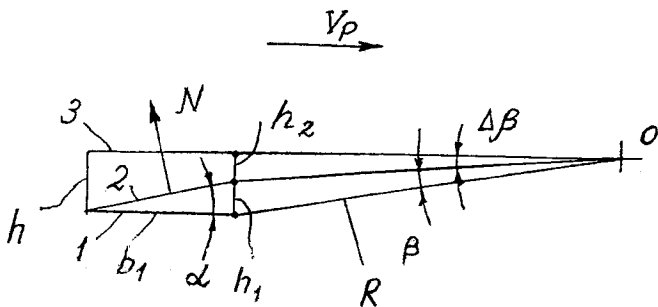
На мал. 22.1 приведена принциповая схема цыжкага асфальтаўкладчыка. Асноўныя рабочыя органы – трамбавальны брус 7 і выглажвальная пліта 9 – устаноўлены на цыгавай раме 6, якая сперяду злучана шарнірна з асноўнай рамай машыны, а ззаду мае апору на дарогу праз выглажвальную пліту 9.



Мал. 22.1. Принциповая схема асфальтаўкладчыка:

- 1 – прыёмны бункер; 2 – упорныя ролікі для калёс самазвала; 3 – шыберныя засланкі; 4 – рэгулявальныя венты; 5 – скрабковы канвеер-сілкавальнік; 6 – цыгавая рама рабочых органаў; 7 – трамбавальны брус; 8 – адбівальныя шчыты; 9 – выглажвальная пліта; 10 – венты рэгулявання папярочнага профілю; 11 – размеркавальныя шнекі; 12 – зцяжны вент паміж секцый выглажвальнай пліты; 13 – загрузка з самазвала

На мал. 22.2 паказаны тэхналагічныя становішчы выглажвальнай пліты асфальтаўкладчыка.



Мал. 22.2. Тэхналагічныя становішчы выглажвальнай пліты:

1 – зыходнае становішча на паверхні асновы дарогі; 2 – пачатковае становішча пад вуглом атакі α ; 3 – рабочае становішча пры фармаванні слоя пакрыцця таўшчынёй h

Выглажвальная пліта па шырыні разделеная на дзве палавіны, якія злучаны пасярэдзіне шарнірам і зцяжным вінтом 12. З дапамогай вінтоў 10 і 12 можна атрымаць тры тыпы папярочных профіляў дарогі: плоскі гарызантальны, плоскі аднаскатны і двускатны.

Працэс укладкі сумесі выконваецца наступным чынам. Гарачая сумесь загружаецца на хаду з самазвала ў прыёмны бункер 1. Пад ім два скрабковыя сілкавальнікі пры адчыненай засланцы 3 падаюць сумесь на палатно дарогі перад двума размеркавальнымі шнекамі 11, якія маюць супрацьлеглыя вінтавыя лопасці. Дзякуючы гэтаму пры вярчэнні шнекаў у адным напрамку яны размяркоўваюць сумесь ад сярэдзіны да краёў укладваемай паласы. Размеркаванне сумесі ўздоўж палатна адбываецца дзякуючы перамяшчэнню самой машыны. Пасля размеркавання сумесь трапляе пад трамбавальны брус 7, які складаецца з двух палавін. Два адбівальныя шчыты 8 перад брусам 7 ачышчаюць яго ад наліпання асфальтабетоннай сумесі. Канчатковае фармаванне слоя выконваецца выглажвальнай плітой 9, аб якой ужо было сказана. Пліта мае абагрэў з дапамогай фарсункі і паветрадзьмуўкі, які выкарыстоўваецца ў пачатку работы, а потым пліта падаграецца самой сумессю.

У рабочае становішча абсталяванне апускаецца двума гідрацыліндрамі і дадаткова рэгулюецца вінтамі 10.

У больш дасканалых канструкцыях асфальтаўкладчыкаў ужываецца аўтаматычнае рэгуляванне таўшчыні слоя асфальтабетону з

дакладнасцю да 3 мм на 3000 мм ва ўздоўжным напрамку і 0,1 мм – у папярочным. Па сігналу разузгаднення залатніковае ўстройства прыводзіць у дзеянне гідрацыліндры да ліквідавання разузгодненага сігналу. Неабходнае становішча рабочых ворганаў і роўнасць пакрыцця задаюцца з дапамогай датчыкаў курса і ўзроўня па тром тыпам капірных баз:

- 1) па паверхні папярэдняй паласы;
- 2) па капірным шнурам (струнам);
- 3) па лазеры і візірным адзнакам.

Прывад абсталявання асфальтаўкладчыка здзяйсняецца ад рухавіка ўнутранага згарання і утрымлівае каробку перадач з шасцю перадачамі пярэдняга і трыма перадачамі задняга ходу. Незалежны прывад правага і левага сілкавальнікаў, разраўніваючых шнекаў, гусенічнага ходу і рэгуляванне шыберных засланак забяспечваюць якасную падачу, размеркаванне і апрацоўку слоя сумесі па палатну дарогі.

У адпаведнасці са схемай на мал. 22.2 выглажвальная пліта спачатку займае гарызантальнае становішча 1 і ляжыць на аснове дарогі. Затым з дапамогай рэгулявальных вінтоў 10 (мал. 22.1) яна ўстанаўліваецца ў становішча 2 з вышынёй h_1 і вуглом атакі α , пасля чаго асфальтаўкладчык пачынае рухацца ўперад. Пад дзеяннем нармальнай сілы рэакцыі сумесі N пліта разам з цягавай рамай падымаецца ў становішча 3, блізкае да гарызантальнага накірунку, і сіла рэакцыі сумесі N змяншаецца да мінімальна патрэбнай велічыні, з якой адбываецца фармаванне і выглажванне слою сумесі.

На мал. 22.2 вышыня нахілу пліты ў становішчы 2 абазначана праз h_1 . Канчатковая таўшчыня слоя – ў становішчы 3 – h . Пры пераходзе са становішча 1 у становішча 2 радыус R паварочваецца на вугал β , а са становішча 2 ў рабочае становішча 3 – на дадатковы вугал $\Delta\beta$.

Для вышынь h , h_1 , h_2 запішуцца залежнасці

$$h_1 + h_2 = h; \quad (22.1)$$

$$h_2 \approx R \cdot \Delta\beta; \quad (22.2)$$

$$h \approx (R + b_1) \Delta\beta. \quad (22.3)$$

З роўнасці (22.3)

$$\Delta\beta = h / (R + b_1).$$

Пасля гэтага

$$\begin{aligned} h_1 &= h - h_2 = h - R \Delta\beta = h - \frac{Rh}{R + b_1} = \\ &= h \left(1 - \frac{R}{R + b_1}\right) = \frac{b_1}{R + b_1} \cdot h, \end{aligned} \quad (22.4)$$

або

$$h = \frac{R + b_1}{b_1} \cdot h_1. \quad (22.5)$$

22.2. Методыка разліку паказчыкаў асфальтаўкладчыка

Разлік выконваецца па зыходных даных табл. 22.1.

Табліца 22.1

Зыходныя даныя

Паказчыкі	Варыянт								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Шырыня ўкладваемай паласы В, м	2,25	3,5	3,0	4,5	4,5	3,78	7,5	7,5	12,0
Даўжыня пліты b ₁ , м	0,8	1,0	1,2	1,2	1,4	1,6	1,5	1,6	0,9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Таўшчыня слою h , м	0,05	0,12	0,15	0,15	0,15	0,15	0,3	0,15	0,2
Рабочая скорасць V_p , м/мін	1,5	2,0	1,6	1,48	1,48	1,45	7,15	1,2	1,95
Маса ўкладчыка G_y , т	5,82	12	12	14,5	17,3	41	17	34	13,36
Маса сумесі $G_{см}$, т	4,0	4,5	8,0	8,0	10	12	10	24	9

Тэарэтычная прадукцыйнасць укладчыка знаходзіцца па формулах

$$P = 60 h B V_p \rho, \text{ т/г}; \quad (22.6)$$

$$P = 60 B V_p, \text{ м}^2/\text{г}, \quad (22.7)$$

дзе h – таўшчыня ўкладваемага слою, м;

B – шырыня паласы, м;

V_p – рабочая скорасць, м/мін;

ρ – шчыльнасць укладзенай сумесі, $\rho \approx 2 \text{ т/м}^3$.

Эксплуатацыйная прадукцыйнасць

$$P_s = P \cdot K_b, \quad (22.8)$$

дзе $K_b \approx 0,75 \dots 0,95$ – каэфіцыент выкарыстання рабочага часу.

Прадукцыйнасць сілкавальніка і падача ім сумесі за адзінку часу павінна адпавядаць патрэбнай прадукцыйнасці па непасрэднай укладцы сумесі ў дарожнае пакрыццё.

Патрэбная падача сумесі сілкавальнікам знаходзіцца наступным чынам:

$$60 b V_n h_3 \rho = 1,5 \Pi, \quad (22.9)$$

дзе b – шырыня ленты сілкавальніка, $b \approx 0,6$ м;

V_n – скорасць ленты сілкавальніка, м / мін, $V_n = V_p / K_n$;

h_3 – вышыня адкрыцця засланкі, м;

$K_n \approx 0,65$ – каэфіцыент пераходу, прымаемы для ўсіх асфальтаўкладчыкаў умоўна.

Каэфіцыент 1,5 улічвае ўсадку сумесі пры ушчыльненні і яе запас.

З роўнасці (22.9) знойдзем

$$h_3 = 1,5 \Pi / (60 b V_n \rho). \quad (22.10)$$

Пасля падстаноўкі Π і V_n у (22.10) канчаткова атрымаем

$$h_3 = \frac{1,5 \cdot 60 h B V_p \rho}{60 b \frac{V_p}{K_n} \rho} = \frac{1,5 h B K_n \Pi}{b}, \text{ м.} \quad (22.11)$$

Цягавую сілу на перамяшчэнне асфальтаўкладчыка без укладкі сумесі знойдзем па формуле

$$W_1 = (G_y + G_{см}) \cdot g (f_n + i), \text{ Н,} \quad (22.12)$$

дзе G_y – маса укладчыка, кг;

$G_{см}$ – маса сумесі ў бункеры, кг;

f_n – каэфіцыент супраціўлення перамяшчэнню машыны,
 $f_n \approx 0,03 \dots 0,07$;

$i \approx 0,07$ – найбольшы уклон дарогі.

Сіла супраціўлення трэнню выглажвальнай пліты па сумесі

$$W_2 = P_{ср} B b_1 f_1, \text{ Н,} \quad (22.13)$$

дзе f_1 – каэфіцыент трэння скальжэння органаў па сумесі,
 $f_1 \approx 0,5 \dots 0,6$;

$P_{\text{ср}} = (1 \dots 2) \cdot 10^4$ Па – сярэдні ціск пліты на сумесь;

B – шырыня паласы, м;

b_1 – даўжыня пліты, м.

Сумарная цягавая сіла

$$W_{\text{сум}} = W_1 + W_2 + W_{\text{нy}} \approx 1,5 (W_1 + W_2), \quad (22.14)$$

дзе $W_{\text{нy}} \approx 0,5 \cdot (W_1 + W_2)$ – неўлічаныя супраціўленні на перамяшчэнне прызмы сумесі перад трамбавальным брусам, перарэзванне паступаючага з бункера патока сумесі, падштурхоўванне самазвала пры загрузцы, інэрцыю разгону машыны пасля астаноўкі (у падручніках даецца метадыка вызначэння гэтых сіл, але для іх падліку адсутнічаюць канструктыўныя даныя).

Патрэбная магутнасць

$$N_{\text{рух}} \geq (W_{\text{сум}} V p) / \eta, \text{ кВт.} \quad (12.15)$$

Разгледзім прыклад:

$B = 3,2$ м; $b_1 = 1,0$ м; $h = 0,14$ м; $V p = 1,5$ м / мін; $G_y = 14$ т;
 $G_{\text{см}} = 8,0$ т.

Па формулах (22.6) і (22.7)

$$\Pi = 60 h B V_p \rho = 60 \cdot 0,14 \cdot 3,2 \cdot 1,5 \cdot 2,0 = 80,6 \text{ т / г};$$

$$\Pi = 60 B V_p = 60 \cdot 3,2 \cdot 1,5 = 288 \text{ м}^2/\text{г}.$$

Эксплуатацыйная прадукцыйнасць (22.8)

$$\Pi_3 = \Pi \cdot K_g = 80,6 \cdot 0,85 = 68,5 \text{ т / г};$$

$$\Pi_3 = \Pi \cdot K_g = 288 \cdot 0,85 = 245 \text{ м}^2 / \text{г}.$$

Скорасць ленты сілкавальніка

$$V_n = V_p / K_n = 1,5 / 0,65 = 2,3 \text{ м / мін}.$$

Вышыня адкрыцця засланкі бункера (22.11)

$$h_3 = (1,5 h B K_n) / b = (1,5 \cdot 0,14 \cdot 3,2 \cdot 0,65) / 0,6 = 0,73 \text{ м,}$$

або па формуле (22.10)

$$h_3 = 1,5 \Pi / (60 b V_n \rho) = (1,5 \cdot 80,6) / (60 \cdot 0,6 \cdot 2,3 \cdot 2,0) = 0,73 \text{ м.}$$

Цягавая сіла без укладкі сумесі (22.12)

$$W_1 = (G_y + G_{см}) \cdot g (f_n + i) = (14 + 8) \cdot 9,81 (0,05 + 0,07) = 25,8 \text{ кН.}$$

Сіла трэння выглажвальнай пліты (22.13)

$$W_2 = P_{ср} B b_1 f_1 = 2,0 \cdot 10^4 \cdot 3,2 \cdot 1,0 \cdot 0,55 = 3,52 \cdot 10^4 \text{ Н} = 35,2 \text{ кН.}$$

Сумарная цягавая сіла (22.14)

$$W_{сум} \approx 1,5 (W_1 + W_2) = 1,5 \cdot (25,8 + 35,2) = 91,5 \text{ кН.}$$

Патрэбная магутнасць рухавіка (22.15)

$$N_{рух} \geq (W_{сум} V p) / \eta = (91,5 \cdot 1,5) / (0,8 \cdot 60) = 2,86 \text{ кВт.}$$

Літаратура

1. Дарожна-будаўнічыя машыны і комплексы / В.І. Балаўнёў [і інш] / Пад агульнай рэдакцыяй В.І. Балаўнёва. – Масква-Омск: Выдавецтва СіБАДІ, 2001.-528 с.
2. Машыны для ўстройства дарожных пакрыццяў: падручнік для ВНУ / К.А. Арцём'еў [і інш.]. – М.: Машынабудаванне, 1982.-396 с.
3. Дарожна-будаўнічыя машыны / А.В. Вавілаў [і інш.]. – Мн.: Тэхнапрынт, 2000. – 515 с.
4. Крупчэнка, А.І., Вавілаў, А.В. Механізацыя меліаратыўных і вадагаспадарчых работ: вучэбны дапаможнік. – Мозыр: Белы вечер, 2000. – 287 с.
5. Мартынаў, В.Д., Алёшын, Н.І., Марозаў, Б.П. Будаўнічыя машыны і абсталяванне. – М.:Машынабудаванне, 1990. – 385 с.
6. Сяргееў, В.П. Будаўнічыя машыны і абсталяванне. – М.: Выш. школа, 1987. – 376 с.
7. Будаўнічыя машыны: даведнік / Пад рэд.В.А. Баўмана і Ф.А. Лапіра. У 2 т. Т.1. – М.: Машынабудаванне, 1976. – 502 с.; т.2. – М.: Машынабудаванне, 1977. – 496 с.
8. Тэорыя, канструкцыя і разлік дарожных машын / Пад рэд. М.А. Габермана. – М.: Машынабудаванне, 1979. – 408 с.
9. Будаўнічыя і дарожныя машыны. Атлас канструкцый: вучэбны дапаможнік / М.А. Габерман і інш. – М.: Машынабудаванне, 1985. – 96 с.
10. Язерскі, Н.В., Кулік, К.Ф. Механічнае абсталяванне заводаў зборнага жалезабетону. – М.: Стройіздат, 1975. – 302 с.
11. Каталаг – дапаведнік / К.А. Арцём'еў і інш. У 2 ч. Ч.1 – 212 с.; ч.2. – 236 с. – М.:Машмір, 1992.
12. Дарожныя машыны: падручнік для студэнтаў спецыяльнасці “Будаўнічыя і дарожныя машыны і абсталяванне” вышэйшых навучальных устаноў / Н.Я.Хархута [і інш.]. – Л.: Машынабудаванне, 1968. – 415 с.

З м е с т

П р а д м о в а.....	3
1. Вызначэнне асноўных параметраў шчокавых драбілак.....	4
2. Вызначэнне ходу рухомай шчакі шчокавай драбілкі з простым рухам.....	11
3. Вызначэнне ходу рухомай шчакі шчокавай драбілкі са складаным рухам.....	18
4. Вызначэнне сілы драблення ў драбілцы з простым рухам.....	24
5. Вызначэнне і аналіз сілаў у шчокавай драбілцы са складаным рухам.....	29
6. Вызначэнне сілы драблення ў драбілцы з крутым конусам.....	35
7. Вызначэнне сілы і магутнасці валковай драбілкі.....	44
8. Азнямленне з тэорыяй драблення і разлік магутнасці шчокавай драбілкі.....	50
9. Даследванне рэжыму работы драбілкі ударнага дзеяння.....	58
10. Вызначэнне параметраў інэрцыйных вібрагрохатаў.....	64
11. Вызначэнне асноўных параметраў і падбор абсталявання драбільна-сартавальнай устаноўкі.....	73
12. Вызначэнне паказчыкаў гравітацыйнага бетоназмешвальніка.....	90
13. Вызначэнне паказчыкаў ротарнага бетоназмешвальніка.....	100
14. Вызначэнне паказчыкаў лапасцевага гарызантальнага бетоназмешвальніка.....	107
15. Вызначэнне паршнёвых бетонапомпаў і разлік іх асноўных паказчыкаў.....	116
16. Вывучэнне будовы і вызначэнне асноўных паказчыкаў пнеўматычных нагнятальнікаў бетонных сумесяў і раствораў.....	125
17. Вывучэнне будовы і вызначэнне асноўных паказчыкаў бетонаўкладчыкаў.....	130
18. Вывучэнне будовы і вызначэнне асноўных паказчыкаў гідраўлічных дамкратаў для нацягу арматуры.....	138
19. Вызначэнне асноўных паказчыкаў вібрапляцовак.....	146
20. Вывучэнне бітумаплавільных катлоў і іх цеплавы разлік.....	156
21. Вывучэнне будовы і работы аўтагудранатара.....	162
22. Вывучэнне будовы і разлік асноўных паказчыкаў асфальтаўкладчыкаў.....	169
Л і т а р а т у р а.....	178

Вучэбнае выданне

ГІРКО Марат Дзмітрыевіч

БУДАЎНІЧЫЯ І ДАРОЖНЫЯ МАШЫНЫ

Вучэбна-метадычны дапаможнік
для студэнтаў спецыяльнасці 1-36 11 01 «Пад'ёмна-транспартныя,
будаўнічыя, дарожныя машыны і абсталяванне»
вышэйшых навучальных устаноў

Рэдактар Т.А. Палілава
Камп'ютэрная вёрстка В.Ю. Крываблоцкай

Падпісана ў друк 21.11.2006.

Фармат 60x84¹/₁₆. Папера афсетная.

Надрукавана на рызографе. Гарнітура Таймс.

Ум. друк. арк. 11,2. Ул.-выд. арк. 8,2.Тыраж 150. Заказ 16.

Выдавец і паліграфічнае выкананне:

Беларускі нацыянальны тэхнічны ўніверсітэт.

ЛВ № 02330/0131627 ад 01.04.2004.

220013, Мінск, праспект Незалежнасці, 65.