

РОЗДІЛ IV
ТЕОРІЯ ТОЛОКОВИХ СМОКІВ

1. Процес всисання толоковими смоками

Гідравліка для руху течива в будь-якій трубі дає, як відомо, таке співвідношення, нехтуючи внутрішнім тертям:

$$g \frac{dz}{ds} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial s} v + \mu \frac{v^2}{Fv},$$

де p —тиск, v —швидкість течії, s —довжина шляху, z —прямовисне переміщення часток течива, g —пришвидшування сили тягара, ρ —густина, t —час, δ —вага одиниці обсягу течива, μ і ν —сучинники, при чім перший залежить від шерехатости стінок труби, а другий близький для круглих труб до $1/2$, F —площа перекрою труби.

Множачи це співвідношення на ds , одержимо таке основне для нас рівняння:

$$gdz - \frac{g}{\delta} \frac{\partial p}{\partial s} ds = \frac{\partial v}{\partial t} ds + v \frac{\partial v}{\partial s} ds + \mu \frac{v^2}{Fv} ds. \quad [1]$$

Застосовуючи рівняння [1] до толокового смока (фіг. 141) для періоду всисання й проінтегрувавши його в границях від осі толока до рівня течива в резервуарі, з якого всисається течиво, здобудемо нове рівняння вигляду:

$$g(z' - z_1) - \frac{g}{\delta} (p' - p_1) = \int_{p_1}^{p'} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \frac{v'^2 - v_1^2}{2} + \mu \int_{p_1}^{p'} \frac{v^2}{Fv} ds, \quad [2]$$

де означені: через z' і z_1 —віддалення осі толока й рівня течива в живильному резервуарі до основної площини, через p' і p_1 —тиск коло то-

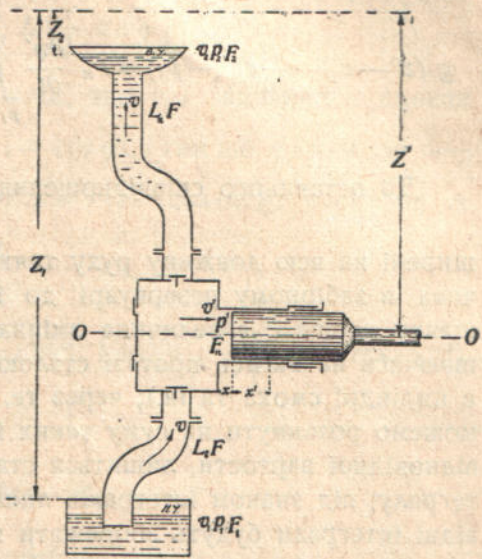


Fig. 141.

лока й на рівні течива в тому ж резервуарі, через v' і v_1 —швидкості руху течива в тих таки місцях; границі інтегрування умовно означені через p' і p_1 , відповідно до вартостей тисків, що тут є.

З умови неперервності руху течива маємо наочні рівності:

$$Fv = F_1v_1 = F_n v' = const, \quad [3]$$

де через F_n означена площа поперечного перекрою пурначка, F_1 —площа перекрою живильного резервуара й, нарешті, F та v —площа перекрою труби й швидкість руху течива в довільнім перекрої.

Примічаючи, що з рівностей [3] випливає

$$v = v' \frac{F_n}{F} \quad \text{або} \quad \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial v'}{\partial t} \frac{F_n}{F},$$

ми таке рівняння [2] можемо перетворити на ось яке:

$$g(z' - z_1) - \frac{g}{\delta}(p' - p_1) = F_n \frac{\partial v'}{\partial t} \int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F} + \frac{v'^2 - v_1^2}{2} + \mu v'^2 F_n^2 \int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F^{v+2}}. \quad [4]$$

До останнього співвідношення входять інтеграли $\int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F}$ і $\int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F^{v+2}}$, по-

ширені на всю довжину руху течива за всисання від поверхні рівня течива в забірному резервуарі до іверової поверхні толока; на всім цім шляху площа F є величина змінна, але не неперервно, а стрибками, лишаячись на якімсь протязі сталою (напр., у всисній трубі, в камері смока, в циліндрі смока та ін.); через те, ми завжди кожний з оцих інтегралів можемо розвинути на суму таких інтегралів, у границях яких F , набравши відповідної вартости, лишиться сталою величиною і вийде з-під знаку інтегралу; під знаком інтегралів лишиться тоді тільки елемент ds і відповідні інтеграли будуть зображати просто кінцеві відтинки шляху руху течива підчас його всисання; заводячи відповідні позначення, ми дістанемо,

напр., замість $F_n \int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F}$ вираза вигляду $F_n \left[\frac{s_i}{F_i} + \frac{s_{i+1}}{F_{i+1}} + \frac{s_{i+2}}{F_{i+2}} + \dots \right]$; види-

мо, що цей вираз є не інше що, як довжина всього всисного трубопроводу, залічена до поперечника толока; позначімо її через $s_s + x$, де s_s —незмінна довжина дільниці всисання від рівня нижнього течива до крайнього лівого положення толока, а x —змінна довжина дільниці всисання від крайнього лівого положення толока до його розглядуваного оце тепер положення. Точнісінько так само може бути перетворений і інтеграл

$F_n^2 \int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F^{v+2}}$, а тому член $\mu F_n^2 v'^2 \int_{p_1}^{p'} \frac{ds}{F^{v+2}}$, що залежить, головно, від

гідралічних опорів на шляху всисання, може бути зображений, як $\xi_s \frac{v'^2}{2}$.

Нарешті на швидкість v_1 спускання рівня води в живильному резервуарі можна не зважати, бо гадається, що спад течива поповнюється, а тоді вираз [4], за зазначених припущень і позначень, набере вигляду

$$g(z' - z_1) - \frac{g}{\delta}(p' - p_1) = \frac{\partial v'}{\partial t}(s_s + x) + \frac{v'^2}{2}(1 + \xi_s). \quad [5]$$

Швидкість толока v' залежить від швидкості руху по осі ОО пурнача проекції пальця корби на цю вісь і, звісно, від швидкості обертання валу з корбою.

Величина x у нашому рівнанні рівна з переміщенням поковзця по осі ОО і визначається, як відомо, співвідношенням

$$x = r(1 - \cos \varphi) \pm \frac{1}{2} L \left(\frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2,$$

при чім на другого члена можна не зважати, тим що звичайно в смоках відношення $\frac{r}{L}$ менше за $\frac{1}{5}$. Тоді $x = r(1 - \cos \varphi)$, і тим що $\varphi = \omega t$, де ω — кутова швидкість обертання корби, то $x = r[1 - \cos(\omega t)]$; величина ж $v' = \frac{\partial x}{\partial t} = r\omega \sin(\omega t)$, а $\frac{\partial v'}{\partial t} = r\omega^2 \cos(\omega t)$.

Квадратуючи v' , дістанемо:

$$v'^2 = r^2 \omega^2 \sin^2(\omega t) = r^2 \omega^2 [1 - \cos^2(\omega t)] = r^2 \omega^2 \left(1 - \frac{(r-x)^2}{r^2} \right) = \omega^2 (2rx - x^2).$$

Тим, що $\cos(\omega t) = \frac{r-x}{r}$,

$$\text{то } \frac{\partial v'}{\partial t} = \omega^2 (r-x).$$

Підставляючи знайдені вартості v'^2 і $\frac{\partial v'}{\partial t}$ у рівняння [5], дістанемо:

$$\begin{aligned} g(z' - z_1) - \frac{g}{\delta}(p' - p_1) &= \frac{\partial v'}{\partial t}(s_s + x) + \frac{v'^2}{2}(1 + \xi_s) = \\ &= \omega^2 (r-x)(s_s + x) + \frac{\omega^2}{2}(2rx - x^2)(1 + \xi_s). \end{aligned} \quad [6]$$

Коли позначити величину $z_1 - z'$ через h_s (висота всисання), то наше рівняння після розкриття дужок матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} -gh_s - \frac{g}{\delta}p' + \frac{g}{\delta}p_1 &= \omega^2 r s_s + \omega^2 r x - \omega^2 x s_s - \omega^2 x^2 + \frac{\omega^2}{2} 2 r x + \\ &+ \frac{\omega^2}{2} 2 r x \xi_s - \frac{\omega^2}{2} x^2 - \frac{\omega^2}{2} x^2 \xi_s, \end{aligned}$$

або, після зведення подібних членів, виявляючи величину p' , дістанемо:

$$\frac{g}{\delta} p' = \frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_a) - \omega^2 r s_a + \omega^2 x (s_a - 2r - r \xi_a) + \frac{\omega^2 x^2}{2} (3 + \xi_a). \quad [7]$$

Розглядаючи це основне для періоду всисання рівняння [7], ми бачимо, що p' не є величина стала, бо до виразу для нього входить змінна x у першій і другій степені, отже, зміна тиску на пурнач відбуватиметься, як не важко бачити, за параболічною кривою. При цім можна відрізнити два випадки.

Тим що вираз у дужках $s_a - 2r - r \xi_a$ завжди можна подати у вигляді $s_a - r(2 + \xi_a)$, то перший випадок буде, видимо, тоді, коли величина $s_a > r(2 + \xi_a)$ і коли кажуть, що смок — з великим всисанням.

Другий випадок — коли $s_a < r(2 + \xi_a)$ — смок з малим всисанням.

При $s_a > r(2 + \xi_a)$, видимо, матимемо мінімум тиску при лівім крайнім положенні толока, коли $x = 0$, цебто для початку всисання. Але щоб смок міг взагалі всисати, цей мінімум має лишатись у кожному випадку додатним, цебто завжди має бути:

$$\frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_a) > \omega^2 r s_a. \quad [8]$$

З одержаної нерівности видно, що збільшення кількості обертів ω валу вище за певну границю може призвести до надмірного зменшення тиску p' і спричинитись, отже, до розриву струмини й припинити всисання. А втім, в наслідок певної вартости всіх величин, що входять у нерівність, ми можемо так само визначити і мінімум вартости ω , потрібний на те, щоб смок іще міг робити.

Коли $s_a < r(2 + \xi_a)$, сказати а ріогі, яка буде мінімальна вартість тиску і за якого положення толока, не можливо; питання ці розв'язується з диференціювання рівняння [7], після чоґо маємо:

$$\omega^2 [s_a - r(2 + \xi_a)] + \omega^2 x (3 + \xi_a) = 0,$$

звідки й знаходимо положення толока за мінімального тиску:

$$x = - \frac{s_a - r(2 + \xi_a)}{3 + \xi_a},$$

а підставляючи оцю вартість x в рівняння [7], знайдемо й самий мінімум тиску:

$$\begin{aligned} \frac{g}{\delta} p' = & \frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_a) - \omega^2 r s_a + \omega^2 [s_a - r(2 + \xi_a)] \frac{[r(2 + \xi_a) - s_a]}{3 + \xi_a} + \frac{\omega^2}{2} (3 + \xi_a) \times \\ & \times \frac{[r(2 + \xi_a) - s_a]^2}{(3 + \xi_a)^2} \end{aligned}$$

або, зводячи

$$\frac{g}{\delta} p' = \frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_s) - \omega^2 \left[r s_s - \frac{[r(2 + \xi_s) - s_s]^2}{3 + \xi_s} \right].$$

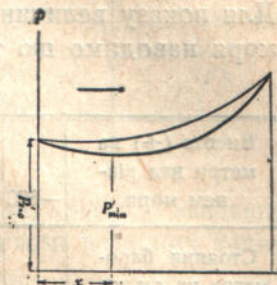
Мінімальна вартість $\frac{g}{\delta} p'$, звісно, має бути все ж більша від нуля, отож,

$$\frac{g}{\delta} p' = \frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_s) - \omega^2 \left[r s_s - \frac{[r(2 + \xi_s) - s_s]^2}{3 + \xi_s} \right] > 0,$$

звідки визначається щонайбільша можлива кутова швидкість

$$\omega^2 < \frac{\frac{g}{\delta} [p_1 - \delta h_s]}{r s_s - \frac{[r(2 + \xi_s) - s_s]^2}{3 + \xi_s}}, \quad [9]$$

яка, видима річ, за інших однакових умов, має бути більша, ніж швидкість, що її виявлено з нерівності [8]. Графічно ця зміна тиску визначиться кривими, що їх зображено на фіг. 142.



Фіг. 142.

§ 2. Гранична висота всисання

Коли всисає смок течиво просто з джерела, відкритого резервуара, чана тощо, то тиск p' , під яким воно надходить до смокової камери толокових смоків, дорівнює тискові (p_a) атмосфери (визначеному на метри водяного стовпа), зменшеному на: 1) висоту (h_s) всисання, 2) висоту всіх гідравлічних опорів ($\Sigma \xi_i \frac{v_i^2}{2g}$) і 3) висоту швидкості (c_s), з якою вода надходить до камери.

Отже,

$$p' = p_a - h_s - \Sigma \xi_i \frac{v_i^2}{2g} - \frac{c_s^2}{2g}, \quad [10]$$

де ξ_i — відповідні сучинники гідравлічних опорів. Очевидно, далі, що тиск p' має бути більший від того тиску p_t , за якого течиво починає випаровуватись при даній температурі (t), інакше подавання буде нерівномірне, або навіть смок припинить зовсім подачу течива; через це, має бути

$$p' > p_t$$

або

$$p_a - h_s - \Sigma \xi_i \frac{v_i^2}{2g} - \frac{c_s^2}{2g} > p_t,$$

звідки для найбільшої висоти всисання дістанемо вираз:

$$h_s < p_a - p_t - \sum \xi_i \frac{v_i^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g} \quad [11]$$

Як атмосферний тиск (p_a) залежить від положення даного місця над рівнем моря та стану погоди, то, видимо, й висота всисання залежить до певної міри від цих чинників.

За дуже великих висот розміщення смока над рівнем моря атмосферний тиск буде, звісно, менший за той, що береться до розрахунку (10,3 м) підчас проектування смока за нормальних умов; при розміщенні смока нижче від рівня моря (напр., у шахтах), матимемо, навпаки, більший тиск. Для показу величини атмосферного тиску на різних висотах до рівня моря наводимо цю таблицю:

ТАБЛИЦЯ 1

Висота (±) на метри над рівнем моря	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500
Стояння барометра на см живосрібного стовпа при темп. 10° С	83,1	76,0	75,1	74,2	73,3	72,4	71,6	70,7	69,9	69,0	68,2	67,4	63,5
Тиск повітря на метри водяного стовпа	11,3	10,33	10,2	10,08	9,97	9,83	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6

Коливання в атмосфернім тиску від стану погоди сягають 35 мм, а по надморських районах на рівні моря часом навіть 100 мм (700—800)¹⁾ живосрібного стовпа, що відповідає коливанням у висоті всисання на 47,5—136 см водяного стовпа; тому можливо, що смок, який добре всисає за години (високе стояння барометра), під непогоду, отже, за низького стояння барометра, робить кепсько.

Щодо тиску пари (p_t), то він залежить від температури всисуваного течива, і для води, залежно від її температури, може бути визначений так, як показує таблиця 2 (стор. 147).

Дані цієї таблиці наочно показують, що висота всисання має то більш зменшуватись, що більша температура подаваної смоком води, і окріп, або навіть вода з температурою, близькою до кипіння, зовсім не може бути всисувана; в тім випадку, коли таку воду треба однак пересмокувати, її треба змусити підтікати до смокової камери, або, інакше кажучи, живильний резервуар має стояти вище від смока. Якщо смоком пересмоку-

¹⁾ Див. В. Витковський. Практическая геодезия. 1911. Видання 2-ге, стор. 752.

ТАБЛИЦЯ 2

Температура води за Цельсієм	p_t на метри водяного стовпа	$p_a - p_t$ на мет- ри водяного стовпа	Температура води за Цельсієм	p_t на метри водяного стовпа	$p_a - p_t$ на мет- ри водяного стовпа
0	0,06250	10,27	55	1,597	8,73
5	0,0888	10,24	60	2,025	8,31
10	0,1247	10,21	65	2,542	7,79
15	0,1727	10,16	70	3,169	7,16
20	0,2364	10,09	75	3,923	6,41
25	0,3202	10,01	80	4,821	5,51
30	0,4289	9,90	85	5,887	4,44
35	0,5687	9,76	90	7,144	3,19
40	0,7465	9,58	95	8,617	1,71
45	0,9706	9,36	100	10,33	0
50	1,25	9,08			

ється не вода, а якісь інші течива, то їхню теоретичну висоту всисання легко знайдемо, коли тільки знатимемо відповідні питомі ваги цих течив відносно води.

Напр., теоретична висота всисання за тиску на 760 мм живосрібного стовпа й температури на 10° С буде:

для гасу

$$h_g = \frac{10,33}{0,817} = 12,64 \text{ м};$$

для олінафти

$$h_o = \frac{10,33}{0,90} = 11,48 \text{ м};$$

для бензини

$$h_b = \frac{10,33}{0,7} = 14,7 \text{ м};$$

для живосрібла

$$h_s = \frac{10,33}{13,60} = 0,76 \text{ м};$$

для насиченого розчину кухенної соли:

$$h_{sc} = \frac{10,33}{1,22} = 8,47 \text{ м}.$$

Не спиняючись на інших членах, що входять до виразу для можливої висоти всисання за даних умов, слід указати ще на одно явище, яке при

толокових смоках може набагато зменшити висоту всисання. Насправді, для нормального спокійного руху смока потрібно, щоб вода йшла за толоком не відриваючись, не зважаючи на його нерівномірність перебігу; в наслідок цього буде нерівномірно йти за толоком уся маса течива у всисній трубі, а для цього, видима річ, потрібна сила, яку й береться з атмосферного тиску, а відповідна висота становить втрачену з висоти всисання. Що це дійсно так, бачимо з таких міркувань. Вище ми знайшли були, що для можливості всисання потрібно виконати нерівність [8]

$$\frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_s) > \omega^2 r s_s,$$

де s_s —порахована до поперечника толока довжина всисання, а p_1 , у випадку відкритого живильного резервуара, тиск атмосфери (p_a); замінімо цю довжину всисання на справжню вартість:

$$s_s = \frac{L_s F_n}{f},$$

позначаючи через L_s —довжину всисання, через f —пересічну площу поперечного перекрою всисного водоводу й через F_n , як і раніш, площу поперечного перекрою толока; підставляючи цю вартість s_s до вище написаної нерівності й заміняючи p_1 на p_a , маємо:

$$\frac{g}{\delta} (p_a - \delta h_s) > \omega^2 r L_s \frac{F_n}{f},$$

звідки

$$\frac{p_a}{\delta} - h_s > \frac{\omega^2 r}{g} L_s \frac{F_n}{f},$$

або

$$h_s < \frac{p_a}{\delta} - \frac{v'^2}{r} \frac{L_s}{g} \frac{F_n}{f}. \quad [12]$$

Другий член правої нерівності і є не щось інше, як частина висоти атмосферного тиску, що йде при виході толока з мертвого положення, щоб надати пришвидшування масі води у всисній трубі, визначена на метри водяного стовпа; справді бо очевидно, що в зазначений момент пришвидшення цієї водяної маси дорівнює щонайбільшому пришвидшуванню толока смока $\left[\frac{v'^2}{r} \right]$, помноженому на відношення площ поперечних пере-

¹⁾ Тим що пришвидшування толока $\frac{\partial v'}{\partial t} = \omega^2 (r - x)$, то при $x = 0$, очевидно, $\frac{\partial v'}{\partial t} = \omega^2 r = \frac{v'^2}{r}$.

кроїв толока й всисної труби, цебто $\frac{v'^2}{r} \frac{F_n}{f}$; силу ж ми дістанемо, помноживши пришвидшення на масу, цебто

$$P = \frac{v'^2}{r} \frac{F_n}{f} f \cdot L_s \frac{\delta}{g} = \frac{v'^2}{r} F_n L_s \frac{\delta}{g}, \quad [13]$$

звідки відповідна висота (h_m) тиску, що йде на пришвидшення, буде:

$$h_m = \frac{P}{f} = \frac{v'^2}{r} \frac{F_n}{f} \frac{L_s}{g}. \quad [14]$$

Як оця висота може бути велика, видно хоча б із такого прикладу: нехай площа поперечного перекрою толока $F_n = 115 \text{ см}^2$ ($D = 121 \text{ мм}$), перебіг толока $S = 2r = 140 \text{ мм}$; $n = 60$; пересічна площа поперечного перекрою всисного трубопроводу $f = 95 \text{ см}^2$ ($d = 110 \text{ мм}$) і довжина всисання

$$L_s = 14 \text{ м}, \text{ тоді, тим що } v' = \frac{0,14 \cdot \pi \cdot 60}{60} = \sim 0,44 \text{ м},$$

$$h_m = \frac{v'^2}{r} \frac{F_n}{f} \frac{L_s}{g} = \frac{0,44^2 \cdot 0,0115 \cdot 14}{0,07 \cdot 0,0095 \cdot 9,81} = 4,78 \text{ м};$$

отже, маємо для висоти всисання

$$h_s < 10,33 - 4,78 = 5,55 \text{ м},$$

не беручи до уваги ніяких втрат: на опори, на швидкість тощо; видима річ, щоб дістати більш-менш задовільну висоту всисання, потрібно або зменшити кількість обертів, а це не завжди корисно, або зменшити довжину всисання; далі ми побачимо, що на це є спеціальні засоби.

§ 3. Процес нагнічування

Процес нагнічування толоковим смоком можна дослідити точнісінько так само, як і розглядуваний вище процес всисання. За вихідне рівняння для руху течива знов правитиме рівняння (1). Відмінність полягає в тім, що пурнач тут буде перебігати вже від правого мертвого положення й від нього відлічуватиметься і змінна x (її позначено на фіг. 141 через x'). Інтегруючи рівняння [1] в границях від z_2 до z' (див. фіг 141) і завдяючи пораховану до поперечника толока довжину (s_n) напірного трубопроводу, відлічувану від крайнього правого положення толока й позначаючи сучинника при v'^2 , що залежить від гідравлічних опорів на шляху нагнічування, через $\frac{\xi_n}{2}$, після відомих уже підставлень і переробок, матимемо:

$$g(z_2 - z') - \frac{g}{\delta}(p_2 - p') = \frac{\partial v'}{\partial t}(s_n - x) + \frac{v_2^2 - v'^2}{2} + \xi_n \frac{v'^2}{2}, \quad [13]$$

де всі позначення взяті згідно з рисунком і відомі.

Тут можна швидкість v_2 вважати за таку, що дорівнює нулеві, бо положення рівня у верхнім резервуарі припускається за незмінне. Заміняючи далі v' і $\frac{\partial v'}{\partial t}$ на відомі вже вирази, а також означаючи величину $z' - z_2$ через h_n , дістанемо

$$\begin{aligned} -gh_n - \frac{g}{\delta} p_2 + \frac{g}{\delta} p' &= \frac{\partial v'}{\partial t} (s_n - x) + \frac{v'^2}{2} (\xi_n - 1) = \\ &= \omega^2 (r - x) (s_n - x) + \frac{\omega^2}{2} (2rx - x^2) (\xi_n - 1), \end{aligned} \quad [14]$$

звідки, розкриваючи дужки і зробивши зведення подібних членів, визначимо p' :

$$\frac{g}{\delta} p' = \frac{g}{\delta} (p_2 + \delta h_n) + \omega^2 r s_n - \omega^2 x [s_n + r(2 - \xi_n)] + \frac{\omega^2 x^2}{2} (3 - \xi_n). \quad [15]$$

За сучинником ξ_n обраховується, як згадувано вище, опори за протікання течива від толока до верхнього рівня. На підставі даних гідравліки, цього сучинника можна віддати співвідношенням $\xi_n = \lambda \frac{s_n}{D}$, де новий сучинник λ може бути грубо взятий за рівний 0,02. Вважаючи на довжину нагнічування s_n може становити різні вартості, в кожному разі значно більші за D (напр., $s_n \leq 100D$). З виразу для ξ_n видно, що його вартість може бути менша від 3 при розмірно невеликому s_n і більша за 3 при більшій s_n . Відповідно до цього останній член матиме або знак (+) або (-). Отже, тиск на толок підчас нагнічування також змінюється, і ця зміна знов відбуватиметься по параболічній кривій. З дослідження ми побачимо, що при $\xi_n < 3$ ця крива звернена до осі абсциси своєю опуклістю; при $\xi_n > 3$, угнутістю. Передостанній член $\omega^2 x [s_n + r(2 - \xi_n)]$ завжди буде додатний (цебо то відлічується з рівняння).

Справді, представивши його, як $s - r\xi_n + 2r$ і підставивши вартість ξ_n , дістанемо $s_n \left[1 - \frac{0,02r}{D} \right] + 2r$; ми бачимо, що величина в дужках завжди більша від нуля, і, значить, увесь член додатний, і в рівнянні він стоятиме з знаком (-).

Для випадку $\xi_n < 3$ ми матимемо мінімум тиску, коли

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\omega^2 x \left\{ s_n + r(2 - \xi_n) \right\} + \frac{\omega^2 x^2}{2} (3 - \xi_n) \right] = 0,$$

звідки

$$x = \frac{s_n + r(2 - \xi_n)}{3 - \xi_n},$$

а підставивши цей вираз у рівняння для p' , визначимо й цей мінімум. При

$\xi_n > 3$ обидва останні члени у виразі для p' (15) будуть від'ємні, і максимум тиску знайдеться, припускаючи $x=0$:

$$\frac{g}{\delta} p' = \frac{g}{\delta} (p_2 + \delta h_n) + \omega^2 r s_n. \quad [16]$$

мінімум тиску буде при вартості x , що дорівнює максимальній його величині; останнє ж буде за найбільшого віддалення толока від правої мертвої точки, цебто при $x=2r$.

Підставивши останню вартість x у рівняння (15), дістанемо:

$$\frac{g}{\delta} p' = \frac{g}{\delta} (p_2 + \delta h_n) + \omega^2 r s_n - \omega^2 2r [s_n + r(2 - \xi_n)] - \frac{\omega^2 4r^2}{2} (3 - \xi_n). \quad [17]$$

Видима річ, що тиск підчас нагнічування має бути більший, ніж підчас всисання, цебто $\frac{g}{\delta} p'_n > \frac{g}{\delta} p'_s$

або

$$\frac{g}{\delta} (p_2 + \delta h_n) + \omega^2 r s_n - \omega^2 2r [s_n + r(2 - \xi_n)] - \frac{\omega^2 4r^2}{2} (3 - \xi_n) > \frac{g}{\delta} (p_1 - \delta h_s) - \omega^2 r s_s.$$

Ясно, що ця нерівність дає змогу визначити нову границю швидкості ω .

§ 4. Індикаторна робота і гідравлічний сучинник видатности толокового смока

Індикаторна робота толокового смока, цебто робота, передавана толоком безпосередньо на воду, складається з робіт всисання й нагнічування. Ту й ту легко знайти на підставі одержаних уже вище виразів для величини тиску на толок за ці періоди.

Справді, роботу всисання знаходимо, видима річ, з виразу

$$R_s = \int_0^{2r} F_n (p_a - p') dx,$$

де p_a є тиск атмосфери.

Підставляючи тепер у цей вираз вартість p' з рівняння [7], дістанемо:

$$\begin{aligned} R_s = & F_n \int_0^{2r} (p_a - p_1 + \delta h_s) dx + F_n \int_0^{2r} \frac{\delta}{g} \omega^2 r s_s dx - F_n \int_0^{2r} \frac{\delta}{g} \omega^2 x dx \times \\ & \times [s_s - r(2 + \xi_s)] - F_n \int_0^{2r} \frac{\delta}{g} \frac{\omega^2}{2} x^2 (3 + \xi_s) dx, \end{aligned}$$

а після виконання зазначеного інтегрування маємо:

$$R_s = F_n (p_a - p_1 + \delta h_s) 2r + F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 r s_s 2r - F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 2r^2 [s_s - r(2 + \xi_s)] - \\ - F_n \frac{\delta}{g} \frac{\omega^2 8r^3}{3} (3 + \xi_s).$$

Розкривши дужки та зробивши скорочення й перетворення, дістанемо остаточно:

$$R_s = F_n (p_a - p_1 + \delta h_s) 2r + \frac{2}{3} F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 r^3 \xi_s. \quad [18]$$

Так само для роботи нагнічування маємо вираз:

$$R_n = \int_0^{2r} F_n (p' - p_a) dx,$$

а підставляючи в нього вартість p' з рівняння [15], знаходимо:

$$R_n = F_n \int_0^{2r} (p_2 - p_a + \delta h_n) dx + F_n \frac{\delta}{g} \int_0^{2r} \omega^2 r s_n dx - F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 [s_n + r(2 - \xi_n)] \times \\ \times \int_0^{2r} x dx + F_n \frac{\delta}{g} \frac{\omega^2}{2} (3 - \xi_n) \int_0^{2r} x^2 dx.$$

Проінтегрувавши дістанемо:

$$R_n = F_n (p_2 - p_a + \delta h_n) 2r + F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 r^2 s_n 2 - F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 [s_n + r(2 - \xi_n)] 2r^2 + \\ + F_n \frac{\delta}{g} \frac{\omega^2}{2} (3 - \xi_n) \frac{8}{3} r^3,$$

а розкривши дужки й зробивши далі перетворення, остаточно матимемо:

$$R_n = F_n (p_2 - p_a + \delta h_n) 2r + F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 \frac{2}{3} r^3 \xi_n. \quad [19]$$

Отже, вираз повної роботи за обидва періоди, цебто за один оберт валу, набере вигляду:

$$R = R_s + R_n = F_n 2r (p_a - p_1 + \delta h_s + p_2 - p_a + \delta h_n) + \frac{2}{3} F_n \frac{\delta}{g} \omega^2 r^3 (\xi_s + \xi_n),$$

або

$$R = F_n 2r [p_2 - p_1 + \delta (h_n + h_s)] + \frac{2}{3} \frac{\delta}{g} F_n \omega^2 r^3 (\xi_s + \xi_n), \quad [20]$$

або ще

$$R = \delta F_n S \left[\frac{p_2 - p_1}{\delta} + h_n + h_s + \frac{\omega^2 r^2}{3g} (\xi_s + \xi_n) \right]. \quad [21]$$

Не важко тепер бачити, що вираз у простих дужках можна поділити на дві частини, з яких перша $\frac{p_2 - p_1}{\delta} + h_n + h_s$ становить повний статичний напір, що його смок має перемагати підчас пересмокування течива; при відкритих живильній й приймальній посудинах, коли $p_2 = p_1 = p_a$, цей напір обертається просто в спадомірну висоту підняття течива $h_n + h_s$. Позначмо цю першу частину через H .

Друга частина виразу в дужках, видима річ, становить додаткову висоту, на яку збільшується напір H , в наслідок гідравлічних опорів на шляху всисання й нагнічування течива; цю додаткову висоту позначмо через H_w . Тоді індикаторна робота толокового смока безпосереднього чину за один оберт вала, або за одного повного перебігу толока, може бути віддана відношенням:

$$R = \delta F_n S (H + H_w). \quad [22]$$

Для смоків двочинних роботу, віддану виразом [22], річ явна, треба збільшити вдвоє; викладаючи далі, матимемо на увазі поки лише смок безпосереднього чину.

Для кількості течива (на $m^3/сек$), подаваного за одиницю часу (на 1 сек), ми мали вже такий вираз:

$$Q = \eta_o \frac{F_n S n}{60}, \quad [23]$$

де η_o — обсяговий сучинник видатності смока — беремо далі за рівний 0,98; для виразу опорів, що постають підчас всисання й нагнічування, ми можемо скористатись з відомого співвідношення Dupuit:

$$H_w = \nu \frac{Q^2}{d^5} (L_s + L_n) = \nu \frac{Q^2}{d^5} L, \quad [24]$$

припускаючи, що поперечники всисної й нагнітної труб однакові й дорівнюють d , а довжини шляхів, що їх проходять частки течива підчас всисання й нагнічування, відповідно дорівнюють L_s й L_n , суму ж останніх ($L_s + L_n$) рівну L . Звісно, ми тут не беремо до уваги тих змін, що їм підпадають поперечні перекрої струмин течива підчас проходження їх крізь хлипаки, всисні й нагнітні коробки, смоковий циліндер тощо, і пов'язаних з цими змінами зростають опорів; але, поперше, коли б це було потрібно, точне обчислення таких опорів не становило б особливих труднощів, бо довелось б лише розкласти вираз [24] на окремі елементи за довжиною шляху підношуваного течива, залежно од величини й форми його поперечних

перекроїв, завівши відповідні сучинники μ_i , при чім загальний вигляд, як окремих виразів, так і сумарного, лишився б без змін, а подруге, в даному випадку, при висновуванні лише загальних відношень, це й не потрібно, тим паче, що, як побачимо далі, завжди можна з попередніх дослідів визначити розглядуваного сучинника для повної довжини всисання й нагнічування. Підставляючи тепер у вираз [22] вартості $F_n S$ та H_w з відношень [23] і [24], дістанемо:

$$R = \frac{\delta 60 Q H}{\eta_o n} + \frac{\delta 60 Q}{\eta_o n} \mu \frac{Q^2}{d^5} L. \quad [25]$$

Другого доданка останнього відношення перетворимо таким способом: з одного боку, видимо,

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\eta_o n}{60}, \quad [26]$$

де D —поперечник толока; з другого боку, швидкість v течії течива у всисній і напірній трубах завжди можна поставити в залежність од висоти піднесення течива через співвідношення:

$$v = \sqrt{2g H \Delta},$$

вибираючи тільки відповідного сучинника Δ ; і скоро, отже,

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g H \Delta},$$

то звідси

$$d = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi \sqrt{2g H \Delta}}}. \quad [27]$$

Підставляючи тепер вартість Q^2 і d із [26] і [27] у вираз [25], що поданий попереду у вигляді

$$R = \frac{\delta 60 Q H}{\eta_o n} + \frac{\delta 60 Q}{\eta_o n} \mu \frac{Q^2 L}{d^4 \bar{d}},$$

дістанемо після можливих скорочувань і позначення відношення $\frac{D}{d}$ через γ :

$$R = \frac{\delta 60 Q H}{\eta_o n} + \frac{\delta \pi^{3/2} \eta_o \mu L (2g \Delta)^{1/4} \gamma^4}{1920} Q^{1/2} S^2 H^{1/2} n.$$

Заводячи нові позначення

$$A = \frac{\delta 60}{\eta_o}$$

$$B = \frac{\delta \mu \pi^{3/2} \eta_o \gamma^4 L (2g \Delta)^{1/4}}{1920},$$

дістанемо остаточно для виразу роботи смока за один оберт таке співвідношення:

$$R = \frac{AQH}{n} + B Q^{1/2} n S^2 H^{1/4} \quad [28]$$

Дослідження цього рівняння показує, що в границях зміни n від $n > 0$ до $n = \infty$ роботи толокового смока, становлячи функцію кількості (n) обертів валу, спершу із збільшенням числа обертів зменшується, досягає мінімуму за якогось числа (n_n) обертів, а потім за дальшого збільшування починає більшати і при $n = \infty$ стає безконечно велика.

Отже, у зазначених границях роботу смока можна подати в координатах R і n у вигляді кривої R , фіг. 143.

Нарешті, те число (n_n) обертів, за якого робота смока матиме мінімальну вартість, ми дістанемо, коли продиференціюємо вираз [28] для роботи по n , і наслідок зрівняємо з нулем:

$$\frac{dR}{dn} = -\frac{AQH}{n^2} + B Q^{1/2} S^2 H^{1/4} = 0,$$

звідки:

$$n^2 = n_n^2 = \frac{A Q^{1/2} H^{1/4}}{B S^2}.$$

Тим що в толокових смоків завжди є між перебігом (S) толока й його поперечником (D) певна залежність вигляду:

$$\frac{S}{D} = k, \quad [30]$$

і тим що через співвідношення [26]

$$D^2 = \frac{4Q60}{\pi S \eta_0 n} = \frac{CQ}{Sn},$$

якщо тільки припустити

$$C = \frac{240}{\pi \eta_0}, \quad [31]$$

то із співвідношення [30] маємо:

$$S^2 = k^2 D^2 = \frac{k^2 C Q}{Sn}, \quad [32]$$

а через це співвідношення [29] прибирає вигляду:

$$n_n^2 = \frac{A Q^{1/2} H^{1/4} S n}{B C k^2 Q},$$

звідки, після можливих скорочувань і заміни S через kD , знаходимо щонайпридатніше число обертів толокового смока у вигляді

$$n_n = \frac{A}{BC} \frac{D}{k} \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}}. \quad [33]$$

Мінімальну вартість роботи, що відповідає щонайпридатнішому числу обертів, дістанемо, коли у вираз [29] для роботи смока підставимо вартість щонайпридатнішого числа обертів з рівняння [33]; після невеликих перетворень матимемо:

$$R_n = BCQ^{3/2} H^{1/4} \frac{k}{D} + \frac{A}{C} H k D^3. \quad [34]$$

Очевидно, далі, що коли є мінімальна робота для толокового смока за певного числа обертів, то має бути для нього й максимальний гідравлічний сучинник видатності для цього числа обертів.

Дійсно, такий сучинник видатності для толокового смока, видима річ, може бути поданий у вигляді:

$$\eta = \frac{\delta \frac{\pi D^2}{4} S H}{\frac{A Q H}{n} + B Q^{1/2} n S^2 H^{1/4}},$$

звідки, після поділу числівника й знаменника на $\delta \frac{\pi D^2}{4} S H$ та можливих скорочувань, дістанемо:

$$\eta = \frac{1}{\frac{4 A Q}{\delta \pi D^2 S n} + \frac{4 B S Q^{1/2}}{\delta \pi D^2 H^{1/4}} n},$$

або, заводячи позначення

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{4 A Q}{\delta \pi S D^2} \\ b &= \frac{4 B S Q^{1/2}}{\delta \pi D^2 H^{1/4}}, \end{aligned} \right\} \quad [35]$$

маємо остаточно

$$\eta = \frac{1}{\frac{a}{n} + b n}.$$

Останній вираз для сучинника видатності показує, що він (фіг. 143) дорівнює нулеві при вартостях числа обертів $n=0$ і $n=\infty$; одержуємо максимальну вартість при

$$\frac{d}{dn} \left(\frac{a}{n} + b n \right) = -\frac{a}{n^2} + b = 0,$$

або

$$n^2 = \frac{a}{b},$$

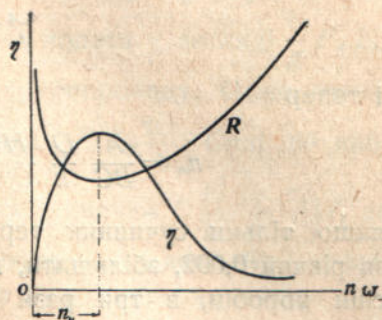
а підставляючи вартість a і b з [35], вартість S^2 з [32] та зробивши скорочення, дістанемо:

$$n = \frac{A}{BC} \frac{D}{K} \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} = n_n, \quad [37]$$

цебто саме те число обертів, за якого робота смока набирала мінімальної вартости (вираз 33).

Щонайбільша вартість сучинника видатности прибере тепер вигляду:

$$\eta_n = \frac{1}{\frac{a}{n_n} + b n_n},$$



Фиг. 143

а підставляючи сюди вартість a і b із виразу [35] і зробивши можливі спрощення та підставлення числових сучинників, дістанемо:

$$\eta_n = \frac{1}{78,2 \frac{Q}{S D^2 n_n} + \frac{0,00128 B k Q^{1/2} n_n}{D H^{3/4}}}. \quad [38]$$

Приклад: Потрібно для толокового смока безпосереднього чину з видатністю $Q = 0,0022 \text{ м}^3/\text{сек}$ і що робить при спадомірнім напорі $H = 100 \text{ м}$ та що має поперечник циліндра $D = 0,085 \text{ м}$, а перебіг толока $S = 0,150 \text{ м}$, визначити щонайпридатніше число обертів і сучинник видатности¹⁾.

Розв'язання. Перш за все визначаємо:

$$k = \frac{S}{D} = 1,77.$$

Задаємось далі швидкістю води у всисній та нагнітній трубах; нехай

$$v = 2 \frac{\text{м}}{\text{сек}},$$

тоді, поперше,

$$\Delta = \frac{v^2}{2gH} = \frac{4}{19,62 \cdot 100} = 0,002$$

¹⁾ Дані для смока взяті з книги К. Hartmann, J. Knoke. Die Pumpen. Berlin. 1906 стор. 19; число обертів для цього смока показано $n = 160$ на хвилину.

і, подруге,

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0022}{3,14 \cdot 2}} = 0,0374 \text{ м.}$$

Отже,

$$\gamma^4 = \frac{D^4}{d^4} = \frac{0,085^4}{0,0374^4} = 26,4$$

і тепер

$$n_n = \frac{A}{BC} \frac{D}{k} \frac{H}{Q^{1/2}} = \frac{480 \cdot D}{\mu \pi^{3/2} \eta_0 \gamma^4 L (2g\Delta)^{1/2} k} \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} = 157,$$

якщо тільки сучинник тертя μ , що його береться в формулі Dupuit за рівний 0,002, збільшити, в наслідок великих опорів у хлипаках і у всисній коробці, в три рази проти нормальної його вартости, а корисну довжину всисання й нагнічування полічити в два рази більшою супроти спадомірної висоти H^1). Максимальний гідравлічний сучинник видатности за цього числа обертів матиме вартість:

$$\eta_n = \frac{1}{78,2 \frac{Q}{SD^2 n_n} + \frac{0,00128 B k Q^{1/2} n_n}{DH^{3/4}}} = \frac{1}{1,096} \sim 0,92.$$

§ 5. Повітряні ковпаки, їхній вплив на роботу смока та теорія їх

Вище, коли розглядувано процес всисання й нагнічування, ми показували, що для можливости всисання й нагнічування кутова швидкість не повинна переступати якихось певних границь, що залежать, головно, від довжини всисання й нагнічування.

Границі ці були такі:

$$\omega^2 < \frac{g}{rs_s} \left[\frac{p_1}{\delta} - h_s \right]$$

$$\omega^2 < \frac{g \left[\frac{p_1}{\delta} - h_s \right]}{rs_s - \frac{[r(2 + \xi_s) - s_s]^2}{3 + \xi_s}}$$

$$\omega^2 < \frac{g}{r} \frac{\left[\frac{p_2 - p_1}{\delta} + h_s + h_n \right]}{s_n - s_s - 2r}$$

Якщо не пов'язувати процесу нагнічування з процесом всисання, то можна для першого дістати ще граничну вартість кутової швидкості з

¹⁾ В умовах дійсної устави вартості цих величин μ і L можна облічити, звісно, точно.

таких міркувань: для постійної та правильної роботи смока потрібна, як уже відомо, непереривність руху течива в трубопроводі. Розриву можна надто сподіватися в момент найбільшого пришвидшення толока, яке буде саме наприкінці нагнічування й досягає величини $\frac{v'^2}{r}$. Це пришвидшення передається масі течива від толока до приймального резервуара, що набрала в цей період руху, і величину якої можна подати у вигляді $\frac{\delta}{g} F_n L_n$, де через L_n позначена довжина напірного трубопроводу. Отже, зазначеній масі течива передається сила, що дорівнює $\frac{\delta}{g} F_n L_n \frac{v'^2}{r}$. Силі цій протичинить тиск із напірного трубопроводу, тиск дорівнює $\delta \left(h_n + \frac{p_2}{\delta} \right) f$, де через f позначена площа поперечного перекрою трубопроводу. Тепер, безперечно, розриву струмнини не станеться, якщо буде виконана умова:

$$\delta \left(h_n + \frac{p_2}{\delta} \right) f > \frac{\delta}{g} L_n F_n \frac{v'^2}{r},$$

яка, після скорочення та заміни v' відповідною вартістю ωr набирає вигляду:

$$h_n + \frac{p_2}{\delta} > \frac{L_n}{g} \frac{F_n}{f} \omega^2 r,$$

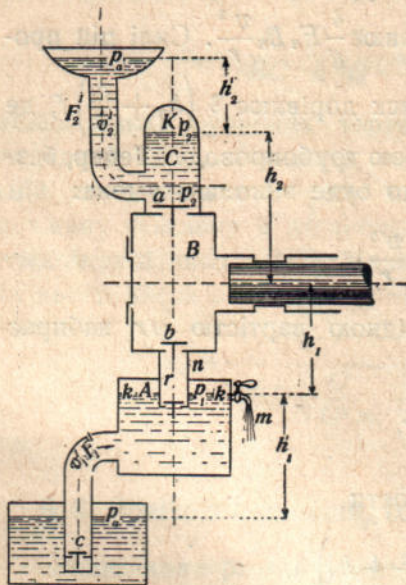
звідки дістаємо нову границю кутової швидкості

$$\omega^2 < \frac{g}{r} \frac{\left(\frac{p_2}{\delta} + h_n \right)}{\frac{L_n F_n}{f}} \sim \frac{g}{r} \frac{\left(\frac{p_2}{\delta} + h_n \right)}{s_n}.$$

Всі одержані в нас вирази для граничних вартостей кутових швидкостей смока (з яких при практичному визначуванні граничної кутової швидкості потрібно, звісно, вибрати той, що дасть якнайменшу її вартість), а значить, і числа обертів, цілком ясно показують, що причина обмеження цих швидкостей полягає в довжині всисуваного й нагнічуваного стовпів течива, що змушені брати участь у нерівномірному перебігові толока й відчувати при такому русі чинність сил інерції, що намагаються їх розірвати. Звідси стає зрозуміло, що коли б постала можливість якимнебудь способом нерівномірність перебігу толока передати лише на частину всисуваного й нагнічуваного стовпів течива, то з цього виникла б можливість чимало збільшити кутову швидкість або число обертів смока.

Виходить далі, що зробити це можливо, ставляючи на толоковий смок так звані повітряні ковпаки. На додаваному рисунку (фіг. 144) подана схема з такими повітряними ковпаками, а процес роботи смока такий.

Перед тим, як пустити в рух смок, всисну трубу й повітряний ковпак на ній треба сповнити пересмокуваним течивом до висоти гранта m , крізь який, підчас цього наповнювання, можна випускати повітря з ковпака; щоб була можливість отак наповнювати, на кінці всисної труби, видима річ, має бути хлипак. Підчас пуску смока в рух, перш за все починає всисатися течиво з ковпака. В просторі B починає утворюватись розрідження, рівень kk знижується й тиск у просторі A спадає; атмосферний тиск піднімає хлипак c , і вода з джерела починає перетікати



Фіг. 144.

до повітряного ковпака. Поки вода всисається з ковпака в більшій кількості, ніж надходить у ковпак із джерела всисною трубою, рівень води й тиск повітря в ковпаці знижуватимуться. Це знижування відбуватиметься доти, доки кількість всисуваної з ковпака й подаваної в нього води стане однакою і, таким робом, буде досягнений усталений стан. Варт відзначити, при цім, що, через розрідження, в просторі A вилучатиметься повітря, що міститься у воді, через що знижування рівня kk відбуватиметься інтенсивніше.

Коли досягнуто усталеного стану, то положення поверхні води в ковпаці й тиск повітря в ній лишаються приблизно сталі, і різниця тиску атмосфери та повітря в ковпаці стає більш-менш незмінна¹⁾. Вода від забірного джерела до ковпака рухається тепер теж із більш-менш сталою швидкістю і, таким робом, вплив інерції маси води на цім протязі не позначається на роботі смока; тільки маса води між ковпаком і толоком відчуває на собі відповідні до перебігу толока зміни швидкості.

Щоб зменшити вплив і цієї останньої маси води на роботу смока, потрібно і її зменшувати, цебто ковпак слід поміщати скільки мога ближче до корпусу смока.

За таких умов довжина всисання s_v рахуватиметься лише від краю патрубку n до осі пурнача.

Таке саме відбувається й в повітрянім нагнітнім ковпаці C . Тут довжину нагнічування s_k слід лічити від осі пурнача до рівня води в нагнітному ковпаку.

Усталені тиски в ковпаках визначаються при цім так. Кількість подаваного смоком течива на секунду нехай знов буде Q . На переміщення

¹⁾ Звісно, ми зарані маємо передбачати, що абсолютної сталості тисків у повітряних ковпаках ми могли б досягти тільки при безконечно великих розмірах останніх.

цієї кількості течива має бути витрачена енергія, що відповідає швидкості

$$v_2' = \frac{Q}{F_2'}$$

Ця енергія, беручи до уваги й гідравлічні опори, виражатиметься висотою:

$$\frac{v_2'^2}{2g} + \xi_n \frac{v_2'^2}{2g}$$

Звідси матимемо тиск у напірнім ковпаці

$$p_2 = p_a + h_2' + \frac{v_2'^2}{2g} (1 + \xi_n)$$

і аналогічно тиск у всиснім ковпаці при $v_1' = \frac{Q}{F_1'}$ буде

$$p_1 = p_a - h_1' - \frac{v_1'^2}{2g} (1 + \xi_s)$$

Оці величини тисків p_1 та p_2 і увійдуть в основні рівняння всисання, нагнічування й роботи смока, що їх ми висували раніш.

Ставлення на толокові смоки повітряних ковпаків, видима річ, дає такі переваги:

1) нерівномірне перебігання толока передається тільки на невелику масу течива (від толока до повітряного ковпака), решта ж маси течива не бере участі в цій русі, через це можливість розриву всисуваних і напірних потоків набагато зменшується;

2) число обертів смока може бути набагато збільшене, отже, видатність смока побільшена;

3) установлюється рівномірність подавання течива смоком, навіть безпосереднього чину, якщо тільки розміри повітряного ковпака вибрані досить обережно;

4) стає можливим набагато підвищити висоту всисання;

5) ставляти повітряні ковпаки на смоки може бути дуже корисно за випадкових переривів у роботі (псування окремих частин тощо), коли, внаслідок миттєвої зупинки руху мас течива, що рухались раніш, виникає удар, що може спричинити поламавання окремих частин смока. В повітрянім ковпаці енергія удару течива враз вбирається на стиснення повітря в тім, що залишився вільним, обсязі повітряного ковпака і, хоч тиск у нім піднесеться, але піднесеться поступинно, і коли правильно обчислено частини смока, не становитиме небезпеки.

Визначити розміри повітряного ковпака можна за такими міркуваннями.

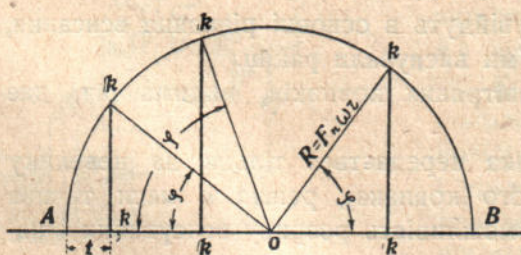
Коли, як і раніш, позначимо через F_n площу поперечного перекрою толока, через $v' = \omega r \sin \varphi = \omega r \sin \omega t = u \sin \varphi$ швидкість толока, де решта позначень уже відома, то кількість подаваної з всисного ковпака води протягом елемента часу dt буде $dQ = F_n v' dt = F_n u \sin \varphi dt$, а кількість води на якийсь визначений переміжок часу t буде $Q = \int F_n u \sin \varphi dt$.

Тим що $u = \omega r$, $\varphi = \omega t$, $d\varphi = \omega dt$ та $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$, то вираз для Q прибирає вигляду $Q = \int F_n \omega r \sin \varphi \frac{d\varphi}{\omega}$ і за час одного півоберту вала, напр., матимемо:

$$Q = \int_0^{\pi} F_n \sin \varphi d\varphi = F_n 2r = FS,$$

цього й належало сподіватись.

Накреслимо тепер за якимсь масштабом півколо (фіг. 145 а) радіусом $R = F_n \omega r$ і вважатимемо, що рух радіусу цього кола відбувається водночас з радіусом корби. Тоді кути φ_i становитимуть кути обертання корби, і з трикутника okk ми знаходимо, що $kk = oR \sin \varphi$, або $kk = F_n \omega r \sin \varphi$, де кут φ взятий для якогось часу t , протягом якого корба встигла повернутись на цей кут. Отже, ординати цього кола дають нам кількість подаваного течива за одиницю часу.



Фіг. 145 а.

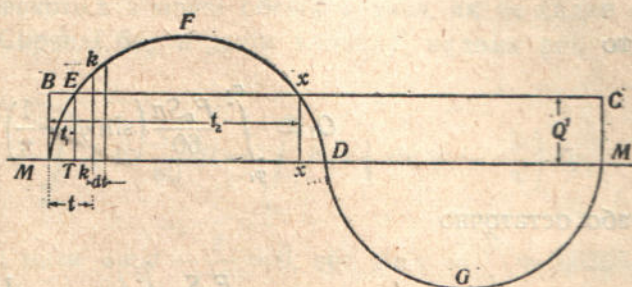
На довільній прямій (фіг. 145 б) відкладімо відтинok MM , що становить собою час повного оберту корби T , та $MD = \frac{MM}{2}$ — час півоберта в довільнім масштабі.

Для кожного кута φ і переміжку часу t ми дістанемо в тому ж масштабі відповідні величини kk , при чім має стало зберігатись співвідношення $\frac{t}{T} = \frac{\varphi}{360^\circ}$. Для якогось довільного моменту часу t елементарна смужка $kk dt$ становить собою елементарну подачу течива протягом часу dt , а, значить, вся площа, обмежена кривою MFD та віссю абсциси, становитиме собою повну віддачу течива в смокову коробку з всисного ковпака за півоберта, або подачу толоком течива з останньої в напірний ковпак, для смока ж безпосереднього чину за цілий оберт, бо в оцих смоках подача відбувається, як відомо, за один період.

З того моменту, коли можливо говорити про усталення рівноваги між віддаванням течива з напірного, напр., повітряного ковпака, й подачею в нього течива толоком, швидкість руху течива в напірній трубі вважати- мемо за незмінну; практично цієї незмінності можна досягти лише при- близно (з бажаним ступенем точності). Про таку ж незмінність швидкості руху течива можемо говорити й у всисній трубі, коли відновиться рівно- вага між всисанням течива толоком із всисного повітряного ковпака та підтіканням в останній течива. При цім слід мати на увазі, що за вказа- ної рівноваги подача течива, напр., повітряним напірним ковпаком, відбу- вається за весь повний оберт, цебто має бути розподілена по всьому від- тинку MM (див. фіг. 145 б).

Вона буде змальована, видима річ, прямокутником $MBCM$ з основою T і висотою $Q' = Q = \frac{F_n S n}{60}$. Певного перемезку часу (ордината ET) подача

течива толоком, зростаючи від нуля в точці M , зрівня- ється з віддачею з повітря- ного ковпака. Далі течиво подаватиметься толоком більш, ніж буде віддаватись його з повітряного ковпака, і воно скупчуватиметься в ковпаці. З якогось моменту часу (ордината xx) подача дедалі зменшуватиметься,



Фіг. 145 б.

поки стане дорівнювати нулеві; за час другого півоберта смок тільки віддаватиме течиво з повітряного ковпака. Площа EFx виражає собою той надмір поданого течива, що скупчується в повітрянім ковпаці, й коштом якого відбуватиметься подача течива підчас періоду всисання. Цей надмір можна виразити різницею площ $TEFxx - TExx$, або, точніш, різницею відповідних обсягів течива, що зображають ці площі. Другий обсяг

$$TExx = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} Q dt = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{F_n S n}{60} dt,$$

де границі інтегрування взяті для крайніх точок E, x прямокутника $TExx$, відповідних до часу t_1 і t_2 . Перший обсяг буде:

$$TEFxx = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n v' dt = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n \omega r \sin \varphi dt = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n \frac{\pi n}{30} r \sin \varphi dt.$$

Отже, для вище зазначеної різниці дістанемо вираз:

$$TEF_{xx} - TE_{xx} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n \frac{\pi n}{30} r \sin \varphi dt - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n \frac{nS}{60} dt = Q_1,$$

або, замінюючи $2r$ на S , маємо:

$$Q_1 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n \frac{Sn}{60} (\pi \sin \varphi - 1) dt,$$

а що

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \text{ та } dt = \frac{d\varphi}{\omega} \text{ або } dt = \frac{30d\varphi}{\pi n},$$

то

$$Q_1 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{F_n Sn}{60} \left(\sin \varphi - \frac{1}{\pi} \right) \frac{30\pi}{\pi n} d\varphi,$$

або остаточно

$$Q_1 = \frac{F_n S}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sin \varphi - \frac{1}{\pi} \right) d\varphi.$$

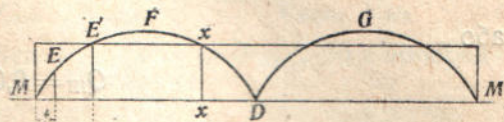
Границі інтегрування знайдемо, беручи до уваги такі міркування. Для точки E подавання в ковпак і віддача з нього однакові, і різниця елементарних обсягів дорівнює нулеві, цебто $\sin \varphi - \frac{1}{\pi} = 0$, або інакше $\sin \varphi = 0,3183$, звідки $\varphi_1 = 18^\circ 35'$, а в наслідок симетричності розміщення точки x кут $\varphi_2 = 161^\circ 25'$.

Інтегруючи тепер вираз для Q_1 в знайдених границях зміни кута φ , знайдемо

$$Q_1 = F_n \frac{S}{2} \left(-\cos \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \right) \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} = 0,55 F_n S$$

Якщо площу поперечного перекрою ковпака назвемо F_k , а x_k —розмах коливання рівня течива в нім, то явно $x_k = \frac{Q_1}{F_k}$; отже, з цього виразу можливо визначити площу ковпака F_k , задаючись бажаними границями коливання рівня (величиною x_k).

Коли ми маємо діло із смоком двочинним, то й за другий півоберт відбуватиметься подавання води до повітряного ковпака (другим боком толока). На діаграмі це подавання позначиться новою кривою DGM , побудованою на дільниці другого періоду. Нове секундне віддавання течива з ковпака буде тоді вдвоє більше, що позначиться на рисунку відповідним збільшенням висоти прямокутника, який зображає це віддавання; точки перетинань прямокутника з синусом дальшої кривої відповідатимуть, видима річ, і в цім випадку тим моментам часу або кутам повертання корби, що відповідають вирівнюванню елементарних подавань і віддавань; видимо лише, що кути ці будуть уже інші, а значить, будуть інші і границі інтегрування підчас визначення акумульованого в ковпаці обсягу течива, як це видно й безпосередньо з фіг. 146. Справді бо, в данім випадку, видима річ, матимемо:



Фіг. 146.

$$Q_{II} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{F_n \pi r n}{30} \sin \varphi dt - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} 2 F_n \frac{Sn}{60} dt = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n r \left(\sin \varphi - \frac{2}{\pi} \right) d\varphi,$$

отже, для точки E' повинні мати $\sin \varphi - \frac{2}{\pi} = 0$, або $\sin \varphi = \frac{2}{\pi} = 0,6366$, звідки $\varphi_1 = 39^\circ 30'$ і за симетрією $\varphi_2 = 140^\circ 30'$.

Інтегруючи тепер вираз

$$Q_{II} = \frac{F_n S}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sin \varphi - \frac{2}{\pi} \right) d\varphi$$

у відшуканих границях, знайдемо

$$Q_{II} = 0,21 F_n S.$$

Для смока потрійного, цебто, що складається з 3 смоків безпосереднього чину, з корбами, посадженими на валові під кутом на 120° (фіг. 147), матимемо за аналогією з переднішими випадками:

$$Q_{III} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{F_n \pi r n}{30} \sin \varphi dt - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} 3 F_n \frac{Sn}{60} dt = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_n r \left(\sin \varphi - \frac{3}{\pi} \right) d\varphi.$$

Для точок аналогічних E' (фіг. 146) знов маємо:

$$\sin \varphi - \frac{3}{\pi} = 0,$$

звідки

$$\sin \varphi = \frac{3}{\pi} = 0,9549,$$

отже,

$$\varphi_1 = 72^\circ 40', \varphi_2 = 180^\circ - 72^\circ 40' = 107^\circ 20',$$

а

$$Q_{III} = \frac{F_n S}{2} \left[-\cos \varphi - \frac{3\varphi}{\pi} \right]_{\varphi_1}^{\varphi_2} = \frac{F_n S}{2} \cdot 0,018,$$

або

$$Q_{III} = 0,009 F_n S.$$

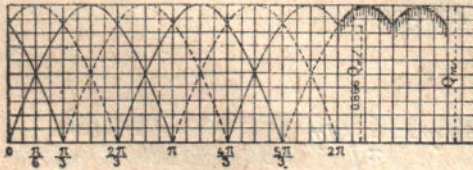
Легко б далі показати, що для смока чотиричинного (два смоки двочинних, з корбами, посадженими під кутом на 90°) дістали б для акумульованого в повітрянім ковпаці обсягу течива величину

$$Q_{IV} = 0,042 F_n S.$$

Отже, взагалі акумульований надмір течива в ковпаці можна подати у вигляді

$$Q_i = \beta F_n S, \quad [39]$$

де сучинник β має різну вартість для різних типів смоків, а коливання рівня течива в ковпаці, які виражаються з відношення $x_k = \frac{\beta F_n S}{F_k}$ за при-



Фіг. 147.

пущенням сталости швидкості води в трубопроводах, залежать, окрім, звісно, системи смока, лише від величини вільної поверхні води в ковпаці, і будуть то менші, що біль-

ша остання величина.

Розгляньмо далі зміну тиску повітря в ковпаці. Назвімо обсяг повітря в повітрянім ковпаці V . В міру того, як підноситься рівень течива, що надходить у період нагнічування його толоком у ковпак, цей обсяг повітря зменшується, сягає якоїсь мінімальної вартості $V_{\min.}$, а потому в період перевищення віддачі над нагнічуванням зростає поступінно до якогось $V_{\max.}$

Відповідно до цього й тиск в повітрянім просторі ковпака змінюється від $P_{\max.}$ до $P_{\min.}$. Приймаючи ізотермічну зміну стану повітря за Маріоттовим законом, матимемо $\frac{V_{\max.}}{P_{\min.}} = \frac{V_{\min.}}{P_{\max.}} = \frac{V_{\text{пер.}}}{P_{\text{пер.}}}$. Потому, очевидно, що $V_{\max.} - V_{\min.}$ має дорівнювати саме Q_i акумульовуваній кількості течива в повітрянім ковпаці.

Позначмо через $\delta_k = \frac{P_{\max.} - P_{\min.}}{P_{\text{пер.}}}$ — сучинника нерівномірності тиску. Тоді, тим що

$$P_{\max.} = P_{\text{пер.}} \frac{V_{\text{пер.}}}{V_{\min.}} \text{ та } P_{\min.} = P_{\text{пер.}} \frac{V_{\text{пер.}}}{V_{\max.}},$$

то

$$\delta_k = \frac{P_{\text{пер.}} \left(\frac{V_{\text{пер.}}}{V_{\min.}} - \frac{V_{\text{пер.}}}{V_{\max.}} \right)}{P_{\text{пер.}}} = V_{\text{пер.}} \left(\frac{1}{V_{\min.}} - \frac{1}{V_{\max.}} \right) = V_{\text{пер.}} \frac{V_{\max.} - V_{\min.}}{V_{\max.} V_{\min.}}.$$

Тим що далі ми можемо припустити $V_{\max.} V_{\min.} = V_{\text{пер.}}^2$, то з попереднього співвідношення дістанемо:

$$\delta_k = \frac{V_{\max.} - V_{\min.}}{V_{\text{пер.}}} = \frac{Q_i}{V_{\text{пер.}}},$$

звідки

$$V_{\text{пер.}} = \frac{Q_i}{\delta_k},$$

або, підставивши сюди вартість

$$\begin{aligned} Q_i &= \beta F_n S, \\ V_{\text{пер.}} &= \frac{\beta F_n S}{\delta_k}, \end{aligned} \quad [40]$$

отже, скоро но задаємося бажаним ступенем нерівномірності δ_k , як дістанемо пересічний обсяг повітря в ковпаці. Щодо величини δ_k , то її на практиці береться від 0,01 до 0,05, ба навіть часом більш.

Які виходять при цих сучинниках нерівномірності тиску потрібні обсяги повітря, бачимо з таких обчислень. Для смока безпосереднього чину, беручи, напр., $\beta = 0,55$, а $\delta_k = 0,025$, маємо:

$$V_{\text{пер.}} = \frac{0,55 F_n S}{0,025} = 22 F_n S.$$

Для смока двочинного при $\beta = 0,21$ і тім таки сучинникові нерівномірності тиску $\delta_k = 0,025$ знаходимо:

$$V_{\text{пер.}} = \frac{0,21 F_n S}{0,025} = 8,4 F_n S.$$

Для потрійного смока з корбами, посадженими під кутом на 120° один до одного, при $\beta = 0,009$ та $\delta_k = 0,025$, маємо:

$$V_{\text{пер.}} = \frac{0,009 F_n S}{0,025} = 0,36 F_n S,$$

нарешті, для смока чотиричинного маємо:

$$V_{\text{пер.}} = \frac{0,042 F_n S}{0,025} = 1,68 F_n S.$$

Звідси бачимо, що найменший теоретичний обсяг повітря в ковпаці найбільш поширених толокових смоків, за інших однакових умов, буде в потрібній смоці. Повний обсяг повітряного ковпака може бути визначений з того міркування, що обсяг повітря звичайно, як вважають, дорівнює $\frac{2}{3}$ обсягу повітряного ковпака.

На практиці для ходових типів смоків беруть часто деякі пересічні норми обсягів повітряних ковпаків; так, напр., обсяг всисного повітряного ковпака для смоків безпосереднього чину радять¹⁾ обчислити за формулою:

$$V_s = k F_n S,$$

в якій для сучинника k даються вартості в табл. 3.

Обсяг напірного повітряного ковпака радять обраховувати за аналогічним співвідношенням

$$V_n = k_1 F_n S,$$

для якого вартість k_1 вибирають залежно від висоти напору та довжини (H) напірної труби в границях (табл. 4).

ТАБЛИЦЯ 3

Висота всисання на меґри	k (залежно від кількості колін на всисній трубі)
5	5—8
6	8—12
7	12—16
8	16—20

ТАБЛИЦЯ 4

$H + L_n$ на метри	k_1 (залежно від кількості колін на напірній трубі)
20	4—6
50	5—7
100	6—9
500	9—13
1000	12—16
2000	16—20

Найдений з попередніх міркувань потрібний обсяг повітря в повітрянім ковпаці відповідає усталеному станові роботи смока. Та обставина, що за звичайних умов роботи рушіїв доводиться пускати смок у рух одразу з великою швидкістю, дещо ускладнює обчислення повітряного ковпака.

На ділі, напр., при роботі смока від електромотора або навіть від трансмісійного вала смок доводиться пускати відразу на нормальну кількість обертів, а це може поспувати його, через миттєве велике збільшення тиску в ковпаці.

Для цього роду умов роботи смока потрібний обсяг повітряного ковпака можна визначити на основі таких міркувань.

Припустімо, що смокова камера й напірний трубопровід після заповнення смока лишаються якийсь час сповнені водою, і смок знов у ро-

¹⁾ В e t h m a n n. Kolbenpumpen und Zentrifugalpumpen. Leipzig. 1923, стор. 38, 41.

боту не пускається. Нехай в цім випадкові обсяг повітря в ковпаці буде V_0 і тиск p_0 .

За нового пуску смока в роботу пересічна подача води протягом часу dt може бути виражена як $F_n v_n dt$. Повітря в ковпаці, стискуючись, тиснутиме на воду й змусить її виходити в напірну трубу.

Нехай в якийсь момент обсяг повітря зменшиться до V , тиск же піднесеться до p і, відповідно, швидкість у напірній трубі збільшиться до v . Тоді віддача води за той же елемент часу dt дорівнюватиме $F_2' v dt$, а збільшення води в ковпаці визначиться за цей час співвідношенням:

$$dq = F_n v_n dt - F_2' v dt. \quad [41]$$

На цю саму величину зменшиться, видима річ, обсяг повітря в ковпаці за цей час. Проінтегрувавши цей вираз, дістанемо повне зменшення обсягу повітря в ковпаці за час t .

Отже, можемо написати, що

$$V = V_0 - q,$$

і, підставляючи цю вартість V у рівність $Vp = V_0 p_0$, знаходимо звідси

$$q = \frac{V_0 p - V_0 p_0}{p} = V_0 - V_0 \frac{p_0}{p},$$

а диференціюючи, дістанемо знов:

$$dq = V_0 p_0 \frac{dp}{p^2}. \quad [42]$$

Знайдімо силу, що робить пришвидшування води в напірній трубі. Тиск $p - p_0$, що чинить на площу F_2' , помножений ще на вагу одиниці обсягу, дасть нам силу, що пересовує обсяг течива.

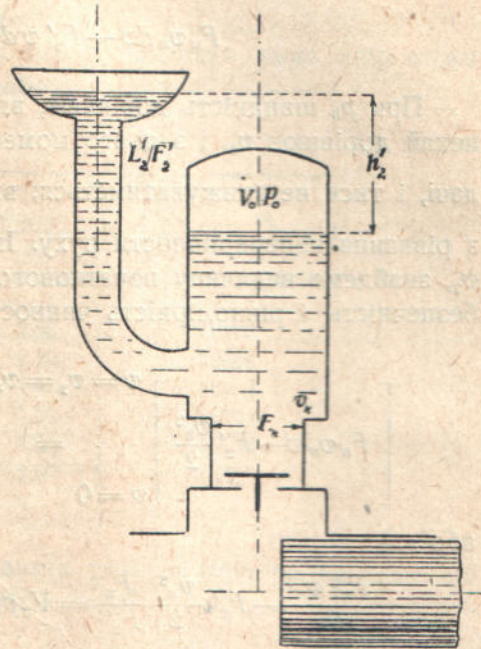
Коли $\frac{dv}{dt}$ буде в нас пришвидшування при його русі, то

$$Mu = \frac{L_n \delta F_2'}{g} \frac{dv}{dt}$$

дасть нам, з другого боку, вираз цієї сили, бо $\frac{\delta}{g} F_2' L_n$ — маса обсягу течива, що пересувається.

Отже, маємо:

$$F_2' (p - p_0) \delta = F_2' L_n \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt},$$



Фіг. 148.

звідки

$$dt = \frac{L_n}{g} \frac{dv}{p - p_0}.$$

Підставляючи цю вартість dt в рівняння [41], а також і вартість dq із [42], маємо:

$$(F_n v_n - F_2' v) \frac{L_n}{g} \frac{dv}{p - p_0} = V_0 p_0 \frac{dp}{p^2},$$

або

$$F_n v_n dv - F_2' v dv = \frac{V_0 p_0 (p - p_0) g dp}{L_n p^2}. \quad [43]$$

При p_0 швидкість дорівнює, видима річ, нулевій, при $p_{\text{макс.}}$ швидкість нехай дорівнює v_2 , і з цього моменту усталюється рівність подачі й віддачі, і тиск не знижуватиметься; видима річ— v_2 визначиться, як $v_2 = \frac{v_n F_n}{F_2'}$ з рівняння неперервності руху. Інтегруючи рівняння в границях від 0 до v_2 , знайдемо величину початкового обсягу повітря V_0 , який вже гарантує безпечність і рівномірність чинності толокового смока:

$$\left[F_n v_n v - F_2' \frac{v^2}{2} \right]_{v=0}^{v=v_2 = v_n \frac{F_n}{F_2'}} = V_0 p_0 \frac{g}{L_n} \left[\ln p + \frac{p_0}{p} \right]_{p=p_0}^{p=p_{\text{макс.}}},$$

або

$$\frac{F_n^2 v_n^2}{F_2'} - F_2' \frac{v_n^2}{2} \frac{F_n^2}{F_2'^2} = V_0 p_0 \frac{g}{L_n} \left[\ln \frac{p_{\text{макс.}}}{p_0} + \frac{p_0}{p_{\text{макс.}}} - 1 \right],$$

звідки

$$V_0 = \frac{L_n}{p_0} \frac{F_n^2 v_n^2}{2g F_2'} \frac{1}{\left[\ln \frac{p_{\text{макс.}}}{p_0} + \frac{p_0}{p_{\text{макс.}}} - 1 \right]}. \quad [44]$$

Для підрахунків можна користатися з таблиці 5¹⁾ вартостей $\ln \frac{p_{\text{макс.}}}{p_0} + \frac{p_0}{p_{\text{макс.}}} - 1$.

Звісно, визначати розміри повітряного ковпака з міркувань безпечного пуску смока в роботу потрібно, головню, при довгих напірних трубопроводах порівняно до висоти нагнічування, що цілком ясно із знайденого виразу для V_0 ; справді, цей вираз показує, що потрібний вміст повітря в повітрянім ковпаці в стані супокою то більший буває, що:

¹⁾ Berg, H. Die Kolbenpumpen. Berlin. 1921, стор. 130.

1) більше $F_n v_n$, цебто подавання води смоком при пуску; бо, коли $v_n = v_1$, цебто повній швидкості, то $F_n v_1 = Q$, де Q — пересічна секундна подача підчас роботи смока;

2) більше $\frac{L_n}{\rho_0}$, цебто що довший трубопровід щодо тиску в ковпаці підчас супокою, цебто висоти напора смока;

3) менший поперечний перекрій напірної труби;

4) менше $\frac{\rho_{\max.}}{\rho_0}$, цебто що менш припустиме піднесення тиску в повітрянім ковпаці при пуску смока в роботу.

Максимальний тиск $\rho_{\max.}$ залежить також від того, який опір може перемогти рушій за початкової стадії роботи смока.

ТАБЛИЦЯ 5

$\frac{\rho_{\max.}}{\rho_0}$	$\ln \frac{\rho_{\max.}}{\rho_0} + \frac{\rho_0}{\rho_{\max.}} - 1$	$\frac{\rho_{\max.}}{\rho_0}$	$\ln \frac{\rho_{\max.}}{\rho_0} + \frac{\rho_0}{\rho_{\max.}} - 1$
1,00	0,0000	1,35	0,0408
1,05	0,0012	1,40	0,0508
1,10	0,0044	1,45	0,0612
1,15	0,0093	1,50	0,0721
1,20	0,0156	1,55	0,0834
1,25	0,0231	1,60	0,0950
1,30	0,0316		

Проте, наведені вище способи визначати розміри повітряних ковпаків усе ж ще недостатні при точнішій облікуванні явищ, що відбуваються в ковпаках.

Н. Berg'ові, Gramberg'ові та ін. дослідження показали, що при обчисленнях обсягу повітря в повітрянім ковпаці смока потрібно вважати також на кількість обертів смока. Річ у тім, що зміни тиску в повітрянім ковпаці спричиняють коливні рухи водяного стовпа в напірній трубі, що відходить від ковпака; згідно з теорією, кількість таких коливних рухів або просто коливань (на секунду) може бути визначена співвідношенням вигляду:

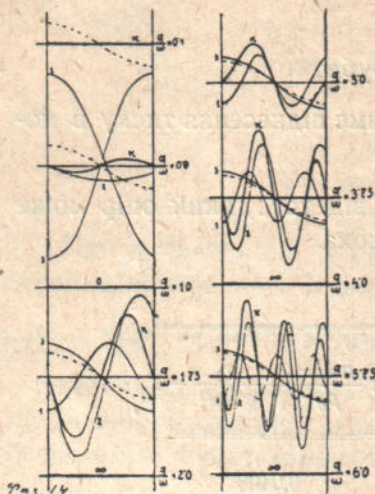
$$n_{\text{кол}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g \frac{\rho_{\text{пер.}} F_2'}{L_n V_0}} = \frac{q}{2\pi}, \quad [45]$$

позначаючи $\sqrt{g \frac{\rho_{\text{пер.}} F_2'}{L_n V_0}}$ через q .

Отже, кількість коливань то більша, що: 1) більше $\frac{\rho_{\text{пер.}}}{L_n}$, інакше кажучи, що більший пересічний тиск у повітрянім ковпаці, як рівняти до

довжини напірного трубопроводу, 2) більший поперечний перекрій трубопроводу F_2' , 3) менший обсяг повітря в казані (V_0).

Ці коливання водяного стовпа в трубопроводі, що постали в наслідок піднесення або зниження тиску під впливом якоїсь причини в ковпаці,



Фіг. 149.

можуть тривати, тому, дуже довго й для кожного даного ковпака та даного трубопроводу мають сталий характер; через це дістали вони назву власних коливань водяного стовпа (графічно зображують їх синусоїдальними кривими, поданими на фіг. 149, як вислідні кривих, позначених цифрами 1, 2). З другого боку, як уже відомо, під час роботи смока й пов'язаного з нею наперемінного перебігу толока, в повітрянім ковпаці постають періодичні зміни тиску, а значить, і коливання водяного стовпа в трубопроводі; тепер, видима річ, залежно від кількості обертів смока, спричинювані періодичним перебігом толока коливання в повітрянім ковпаці й пов'язані з ними коливання водяного стовпа в трубопроводі можуть збігатися з власними коливаннями в ковпаці та трубопроводі або не збігатись; у першій випадку матимемо посилення коливань, у другій послабшення. Дослідження показують при цьому, що коливання тиску або рівня води можна визначити у вигляді функцій від співвідношення:

$$\frac{q}{\omega} = \frac{30}{n} \sqrt{\frac{g}{\pi^2} \frac{v_{\text{пер.}}}{L} \frac{F_2'}{V_0}} \sim \frac{30}{n} \sqrt{\frac{p_{\text{пер.}} F_2'}{L_n V_0}}, \quad [46]$$

(де ω —кутова швидкість обертів вала, а n —кількість обертів його), цебто відношення кількості коливань власних коливань водяного стовпа до кількості обертів смока.

Дослідження показують далі, що для смоків двочинних при вартостях $\frac{q}{\omega}$ між 0,1 і 2 із збільшенням цього відношення амплітуди коливань неперервно зростають [див. фіг. 149], тимчасом як при $\frac{q}{\omega} = 0,1$ тиск (зображено на рисунку суцільною грубою лінією) може бути позначений майже прямою поземою лінією, і, отож, сливе завжди під час перебігу толока, при $\frac{q}{\omega} = 1,75$, він дуже сильно змінюється, а при $\frac{q}{\omega} = 2,0$ теоретично він сягає безконечности. В данім разі при кожному перебігу толока, піднесення й зниження вільної поверхні води стає наче б. безкрайньо велике;

явищу цьому дали назву резонанс. При вартостях $\frac{q}{\omega}$ між 2,0 і 3,0 амплітуди коливань зменшуються приблизно до величини, яку вони мають при $\frac{q}{\omega} = 1,6$, потім у границях від 3,0 до 4,0 знов зростають і при $\frac{q}{\omega} = 4,0$ перетворюються на безконечні; в границях 4,0—5,0 знов спадають, у границях 5,0—6,0 знов зростають і при вартості, що дорівнює 6,0, знов перетворюються на безконечні; характер коливань і кількість їхня теж увесь час змінюється: тимчасом як при вартостях $\frac{q}{\omega}$ між 0,1 і 2,0 під час одного перебігу толока зміна тиску складається з одного подвійного коливання з первопочатковим зниженням вільної поверхні води нижче за пересічне положення, якого вона досягає в середині перебігу, щоб під час другої половини перебігу піднятися вище за нього й наприкінці знов знизитися до нього; при вартостях $\frac{q}{\omega}$ між 2,0 і 3,0 рівень води зазнає теж подвійного коливання, проте, з тою різницею, що на початку перебігу толока підноситься вище за середнє положення й спадає нижче від нього у другу половину перебігу, при вартостях $\frac{q}{\omega}$ між 3,0 і 5,0 рівень води вже підноситься й знижується проти середнього положення по 2 рази, а при вартостях $\frac{q}{\omega} = 5,0 - 6,0$ підноситься й знижується 3 рази. Дослідження показують також, що при всяких вартостях $\frac{q}{\omega} > 2,0$ характер коливання вільної поверхні води нічим не відрізняється від власних коливань водяного стовпа, і що, отже, в цих випадках повітряний ковпак не тільки не корисний, а часто-густо навіть шкодить. Ось через що радять вибирати обсяг повітря з такого обчислення, щоб $\frac{q}{\omega} < 2,0$, і що далі це співвідношення відхиляється від вартості $\frac{q}{\omega} = 2,0$, то краще. За це промовляють і криві тиску від інерції маси водяного стовпа; для випадку, коли повітряного ковпака нема, їх зображають крапчковими кривими.

Далі виявляється, що й сучинник нерівномірності тиску (δ_k) так само становить функцію $\frac{q}{\omega}$ і при вартостях останнього між 0,05 і 2,0 зростає непереривно, а при останній вартості перетворюється на безконечність; функцію такого ж відношення $\frac{q}{\omega}$ становлять і коливання швидкості в трубопроводі, які зростають цілком аналогічно при збільшуванні $\frac{q}{\omega}$ до вар-

тості, що дорівнює 2,0, коли вони стають безконечно великі, при чім уже при вартості $\frac{q}{\omega} = 1,5$ швидкість води в середині перебігу толока знижується майже до нуля, і водяний стовп доходить сливе стану супокою, а при $\frac{q}{\omega} = 1,75$ вода в середині перебігу толока рине назад у повітряний ковпак, бо швидкість води в цім випадку стає від'ємна; так само й тут повітряний ковпак при $\frac{q}{\omega} \gg 2,0$ не дає ніякої користі.

Для смока безпосереднього чину коливання тиску також зростають зі збільшенням співвідношення $\frac{q}{\omega}$, тільки резонанс тут постає вже при $\frac{q}{\omega} = 1,0$; зростає із збільшенням цього співвідношення і сучинник нерівномірности тиску (δ_R) і теж при $\frac{q}{\omega} = 1,0$ перетворюється на безконечність.

Нарешті, слід відзначити, що різниці по суті в способі чину напірного й всисного повітряного ковпака нема; вона полягає лише в тім, що в напірній лінії вода відтікає від повітряного ковпака, у всисній лінії підтікає до повітряного ковпака, в наслідок цього, піднесення тиску повітря в повітрянім ковпаці спричинює пришвидшування в напірнім стовпі води і, навпаки, загаювання у всиснім стовпі води; тому зміни тиску в напірнім і всиснім повітряних ковпаках відбуваються, ніби, зворотним порядком.

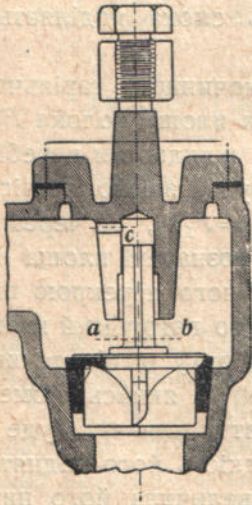
§ 6. Хлипаки й теорія їхнього руху

Уже з самого процесу роботи толокових смоків ми бачили, що хлипаки мають призначення своєчасно злучати й розлучати смокову коробку з всисною або нагнітною трубами при зворотно-поступнім перебігові толока.

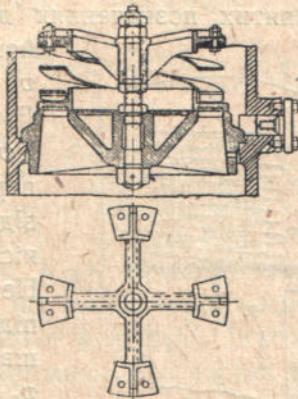
Конструкція й виготовлення цих, з одного боку, розлучних і, з другого боку, злучних органів визначаються з величини та призначення смока, а також висоти їхньої подачі й кількості обертів, і в наслідок цього надзвичайно різноманітні. Проте, не вважаючи на цю різноманітність, усі хлипаки можна підподілити на групи: звідні, відкидні й ковзні, при чім у хлипаках 1-го роду хлипакова тарілка рухається (фіг. фіг. 150 а, б) підчас відкривання й закривання перекриваного хлипаком отвору нормально до його поверхні; в хлипаках 2-го роду (фіг. 151) хлипакова тарілка обертається довкола осі, рівнобіжно з зазначеною поверхнею, і нарешті, в хлипаках 3-го роду хлипакова тарілка, вірніш, уже засувка або сувак, рухається рівнобіжно з поверхнею отвору; останнього типу хлипаків тепер не вживають. Хлипаки 1-го і 2-го роду відкриваються від чину різниці тисків у течиві з горішнього й спіднього боків хлипака, закриваються ж ці хлипаки або від чину сили тягара самого хлипака, або від чину спеціальної пружини. Всі такого роду хлипаки мають назву самочинних.

Одного часу почали застосовувати хлипаки з механічно скерововуваним закриттям (так звані хлипаки з примушеним саджанням, фіг. 152) і навіть відкриванням; однак виявилось, що хлипаки ці мало задовільні своїм чином (не зисковні), і тепер їх вживають лише для спеціальних цілів.

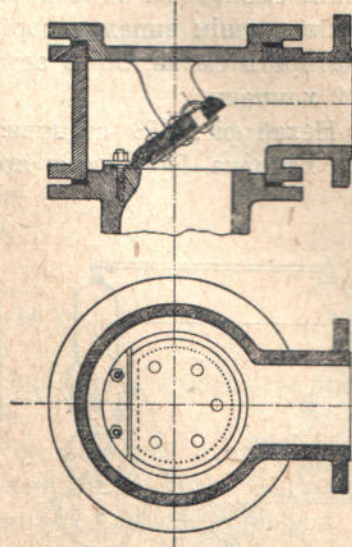
Хоч би якого типу був хлипак, він має задовольняти такі вимоги: 1) щільно закривати відповідний отвір; 2) zostавляти досить великий отвір для проходу течива; 3) якомога менш відхиляти потік течива від головного напрямку руху; 4) вільно й легко спускатися на своє сидло і, до того, без ударів.



Фіг. 150 а.



Фіг. 150 б.



Фіг. 151.

Підчас зміни напрямку перебігу толока, або при переході від періоду всисання до періоду нагнічування й навпаки, хлипаки повинні б для правильного функціонування смока, строго кажучи, відкриватись і закриватись точно в мертвій стані толока, але цього, як побачимо далі, практично здійснити не можливо.

При самочинних звідних хлипаках відкривається напірний хлипак від того надтиску, що виникає від перебігу толока, відкриття ж всисного хлипака виникає, видимо, тільки від дуже обмеженої переваги тиску з боку зовнішнього атмосферного тиску над всіма тими опорами та протитисками, що йому доводиться перемагати, тому природно, що всисний хлипак має бути якомога легкий та легший від напірного.

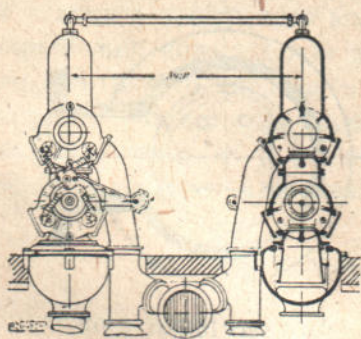
З другого боку, щоб досягти повного закриття отвору, радять робити хлипак важчий і щоб він, поряд з цим, підходив до сидла щомога м'яко.

Щоб задовольнити обидві ці супротивні вимоги, і почали вживати хлипаків з пружинним обтяженням. У цьому випадку вага хлипака може бути

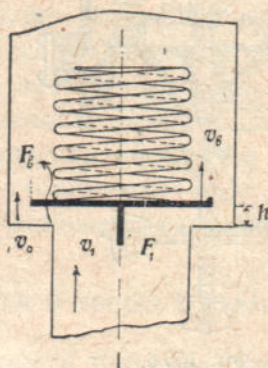
мала, і пружина вибрана так, щоб потрібна на відкриття хлипака сила була невелика, а з другого боку, достатня для щільного притискання хлипака до сідла. Очевидно, що й механічно скеровувані хлипаки з'явилися через бажання задовольнити згадувані суперечні вимоги, але виявилося, що вони незадовільні, як згадувано вже, іншими сторонами.

Величина хлипака залежить од видатності смока, цебто визначається з поперечного перекрою толока та його швидкості перебігу; при смокові безпосереднього чину хлипак має бути такої самої величини, як і при дво-чиннім смокові за однакових розмірів циліндра смока, але видатність хлипака в першому випадку дорівнює видатності смока, а в другому—половині видатності смока, бо в останньому випадку видатність смока поділяється на 2 хлипаки.

Нехай фіг. 153 становить схему розміщення самочинного тарільчастого хлипака. При раніш прийнятих позначеннях для площі толока F_n і



Фіг. 152.



Фіг. 153.

його швидкості перебігу v' буде, звісно, рівність $F_n v' = F_1 v_1$, де через F_1 і v_1 позначені площа поперечного перекрою відповідного патрубку й швидкість руху в нім течива. Нехай в якийсь момент підняття хлипака буде h , швидкість його підняття v_s і величина його нижньої поверхні F_s . В наслідок підняття, хлипак спорожнює під собою простір

$F_s v_s$, який заповнюється течивом, що надходить із смокової коробки раніш, ніж решта його обсягу піде крізь кільцевий простір, що навколо хлипака, до простору нагнічування.

Якщо назвемо a сучинник контракції (звуження), l —зовнішній обвід тарілки хлипака й v_0 —швидкість протікання течива крізь кільцевий отвір між хлипаком і сідлом, що виміряна в радіяльній напрямі, то цей останній обсяг виявиться, як $alhv_0$, і ми можемо написати залежність

$$F_n v' - F_s v_s = alhv_0 \quad [47]$$

при піднятті й

$$F_n v' + F_s v_s = alhv_0$$

при спуску хлипака, бо швидкість v_s тоді від'ємна.

Звідси безпосередньо:

$$h = \frac{F_n v' \mp F_s v_s}{alv_0} \quad [48]$$

Швидкість хлипака $v_s = \frac{dh}{dt}$, цебто $v_s = \frac{1}{\alpha l v_0} \left(F_n \frac{dv'}{dt} - F_s \frac{dv_s}{dt} \right)$.

Коли покласти, як перше наближення, припустимо для практичних цілів, що

$$F_s \frac{dv_s}{dt} = 0, \text{ то } v_s = \frac{F_n}{\alpha l v_0} \frac{dv'}{dt},$$

а підставляючи цю вартість у рівняння (47), дістанемо:

$$h = \frac{F_n}{\alpha l v_0} \left(v' - \frac{F_s}{\alpha l v_0} \frac{dv'}{dt} \right). \quad [49]$$

Користуючись з відомих уже виразів для $v' = \frac{dx}{dt}$ і $\frac{dv'}{dt}$, знаходимо:

$$h = \frac{F_n \omega r}{\alpha l v_0} \left[(\sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r}{L} \sin 2\varphi) - \frac{F_s \omega}{\alpha l v_0} (\cos \varphi \pm \frac{r}{L} \cos 2\varphi) \right], \quad [50]$$

а при $\frac{r}{L} \ll 0$, коли $v' = \omega r \sin \varphi$, $\frac{dv'}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi$,

маємо:

$$h = \frac{F_n \omega r}{\alpha l v_0} \left(\sin \varphi - \frac{F_s \omega}{\alpha l v_0} \cos \varphi \right); \quad [51]$$

співвідношення [50] і [51] є основні при вивченні руху хлипака й відомі під назвою рівнянь або Westphal'евих¹⁾ законів.

Отже, ми бачимо, що закон зміни висоти (h) підняття хлипака визначається за синусоїдальною функцією. Із спрощеного Westphal'євого рівняння безпосередньо випливає, що висота підняття хлипака дорівнює нулеві при

$$\sin \varphi - \frac{F_s}{\alpha l v_0} \omega \cos \varphi = 0, \quad [52]$$

звідки знаходимо, що відповідний кут поверту корби визначається співвідношенням

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{F_s}{\alpha l v_0} \omega, \quad [53]$$

цебто доходимо висновку, що хлипак почне підійматись лише тоді, коли корба повернеться з свого мертвого положення на визначуваний цим відношенням кут φ_0 . Толок смока за цей час встигне вже відійти від мертвого положення на якусь відстань x_0 . Для періоду спускання хлипака з попередніх відношень легко дістанемо також, що $\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{F_s}{\alpha l v_0} \omega$, цебто корба, після проходження другого мертвого положення, встигне оберну-

¹⁾ Westphal, M. Beitrag zur Grössenbestimmung der Pumpenventile. Z. d. V. d. Ing. 1893, стор. 381 і далі.

тися на той же кут φ_0 , коли хлипак урешті закриється. Отже, і в тім і в цім випадку рух хлипаків відбувається із спізнюванням.

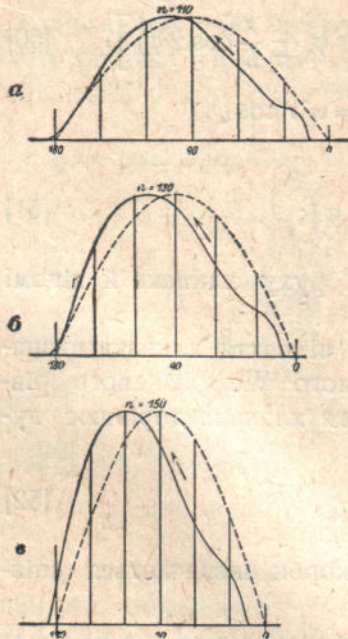
Наступний приклад може дати зрозуміти до деякої міри величину цього спізнювання.

Нехай площа хлипака $F_s = 0,002826 \text{ м}^2$; $\omega = 6,3846 \text{ м}$; $n = 61$; $r = 0,125 \text{ м}$; $l = 0,1884 \text{ м}$; $v_0 = 2,3 \text{ м}$ і $\alpha = 0,86$.

За цих умов дістаємо:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{F_s}{\alpha l v_0} \omega = 0,482, \text{ або } \varphi_0 = 2^\circ 47';$$

із цього прикладу видно, що спізнювання хлипаків теоретично не дуже велике, практично, як побачимо, воно дещо більше.



Фіг. 154 а, б, в.

Взагалі, цілком природно сподіватися, що дійсний закон зміни висоти (h) підняття хлипака, залежно від перебігу толока (кут поверту корби), має дещо відрізнятись від того, що впливає з наведеної теорії. Дійсно, як показують долучувані рисунки (фіг. фіг. 154 а, б, в) здійнятих діаграм, відмінність полягає, поперше, в тім, що спізнювання відкриття й закриття хлипака, а також спізнювання в досягненні щонайбільшої вартости постають у більшій мірі, ніж це впливає за теорією, подруге, спізнювання відкриття більше, ніж спізнювання закриття, при чім, за Краусс'ом¹⁾, відкриття завжди відбувається пізніше, ніж закриття відповідного протилежного хлипака, а відкриття напірного хлипака буває то пізніше, що більше число обертів (n) смока, що більша висота всисання й що більше вибрано обтяження для всисного хлипака; потрете, ординати підчас підняття зростають повільніше, ніж

зменшуються ординати підчас спуску хлипака, й, нарешті, при збільшуванні числа обертів максимальне підняття хлипака, а отож, і шлях хлипака, що його він має пройти для закриття, щораз більше зростає; водночас вершок лінії руху хлипака щодалі відхиляється від середини до кінця руху, отже, той час, що є для проходження вершка до кінця руху, дедалі зменшується, а через це перша половина перебігу толока, що відповідає підняттю хлипака, чимраз зростає.

¹⁾ Krauss. Untersuchung selbsttätiger Pumpenventile und deren Einwirkung auf den Pumpenhang. Mitt. über Forschungsarbeiten, 1920. N. 233.

Усі ці явища з'ясовуються, поперше, тим, що завжди є більш-менш значний мертвий рух корбового механізму, що потребує відповідного повороту корби, поки толоч почне свій перебіг у новім напрямі, а також і тим, що для перетворення в смоковій коробці тиску течива із стану, який відповідає всисанню, на стан, що відповідає нагнічуванню, або навпаки, потрібен деякий перебіг толока або поворот корби. Тим що, далі, толоч у момент відкриття хлипака має вже певну швидкість, то відкриття відбувається неминуче з ударом; до того ж для підняття хлипака з сідла знизу хлипака потрібен деякий надмір тиску, тим паче, що обмивана течивом поверхня хлипака трохи менша, ніж обмивана згори, на величину поверхні сідла. Хлипак, піднятий з свого сідла зазначеним надміром тиску і, до того, з ударом, спершу рухається швидше, ніж це відповідає синусоїдальному закону руху. А що потік течива, який виходить спочатку з хлипакового отвору з незначною швидкістю, не може зберегти первопочаткової швидкості підняття хлипака, то звичайно примічається велике зменшення її, ба навіть, як показує перший з поданих рисунків, може статись на короткий час цілковита зупинка хлипака. Але далі швидкість течива в отворі з подальшим перебігом толока поступінно зростає, через що збільшується й гідродинамічний тиск течива на хлипак, отже, починається новий період пришвидшеного руху хлипака, а потому хлипак ізнову починає підніматись з щодалі зменшуваною швидкістю, доки, нарешті, він досягне свого щонайвищого положення з нульовою швидкістю. Хоч швидкість течива в хлипаковім отворі, а разом з тим і сила тиску потоку на хлипак потроху спадає вже починаючи від кута повороту корби $\varphi = 90^\circ$, хлипак, у наслідок набуття рухової енергії, отож, підноситься ще трохи далі й за подальшого повороту корби; але що далі йде це підняття, то слабшає сила течивного потоку, що чинить знизу, в момент початку спуску хлипака, з то більшою швидкістю тоді хлипак під впливом уже своєї власної ваги або обтяження пружини стане наближуватись до сідла; поряд з тим, коротшає час, потрібний на те, щоб дійти до цього сідла, поки ще толоч не почав перебігати в зворотнім напрямі.

Не вважаючи на зазначені відхилення дійсного шляху хлипака від виведеного теоретичного, через те, що ці відхилення, загалом беручи, не такі великі, обчислюючи хлипаки, заведено ними нехтувати, і тоді хід обчислення буде ось який.

Максимальне підняття хлипака, видима річ, легко визначити, поклавши в рівнянні (47) швидкість (v_0) хлипакову (миттьову) за таку, що дорівнює нулеві. В цім випадку матимемо:

$$h_{\text{макс.}} \alpha \omega_0 = F_n v', \quad [54]$$

при чім корба в цей час буде повернута на кут $(90 + \varphi_0)$. Знаючи, далі, що секунднє подавання смока безпосереднього чину, або подавання одним

боком толока двочинного смока

$$Q = \eta_0 \frac{F_n S n}{60},$$

визначаємо звідси

$$F_n = \frac{60 Q}{\eta_0 S n};$$

опріч того, для даного моменту, з огляду на нікчемність кута φ_0 ,

$$v' = r \omega = \frac{2 \pi r n}{60} = \frac{\pi S n}{60},$$

отже,

$$F_n v' = \frac{60 Q}{\eta_0 S n} \frac{\pi S n}{60} = \frac{\pi Q}{\eta_0}.$$

Підставляючи цю вартість $F_n v'$ у рівняння [54], остаточно дістанемо:

$$l h_{\text{макс.}} = \frac{\pi Q}{\alpha \eta_0 v_0}, \quad [55]$$

звідки визначаємо величину зовнішнього обводу хлипака

$$l = \frac{\pi Q}{\alpha \eta_0 v_0 h_{\text{макс.}}} \quad [56]$$

Робивши ці обчислення при середніх умовах роботи смока й стараннім виготовленні, величину обсягового сучинника видатності η_0 можна брати за дорівнювану одиниці, або, як ми умовились уже раніш, за дорівнювану 0,98.

Швидкість v_0 протікання води у вихіднім отворі хлипака вибирають то більшу, що менша висота всисання, що більша подача смока й що більший напір.

Для гнітових смоків з тиском до 50 і більш атмосфер вибирають v_0 до 10 м/сек, якщо смоки не мають всисати.

При взагалі значних напорах і середніх подаваннях $v_0 = 2 \div 5$ м/сек; при малих напорах $v_0 = 1 \div 2$ м/сек, і як пересічне для нормальних умов (водопровідні смоки та ін.) беруть $v_0 = 2$ м/сек.

Для всисних же хлипаків цієї границі переступати не слід. Щодо сучинника звуження α , то вартість його беруть для тарілкових плоских хлипаків у границях 0,7 \div 0,8, і для конічних у границях 0,8 \div 0,9. При дуже малих рухах хлипака вартість α наближається до одиниці.

Найбільшу висоту ($h_{\text{макс.}}$) підняття хлипака заведено вибирати залежно від числа обертів смока n . За підставу до цього правлять отакі міркування: вище ми мали при спусканні хлипака в період нагнічування (друга

половина перебігу толока) співвідношення:

$$F_n v' + F_s v_s = a l h v_0;$$

при спусканні хлипака, але в початковий період всисання, видима річ, матимемо $F_s v_s = a l h v_0 + F_n v'$, отож,

$$v_s = \frac{a l h v_0 + F_n v'}{F_s} = \frac{a l h v_0 + F_n r \omega \sin \varphi}{F_s}, \quad [57]$$

вираз для швидкості спускання хлипака. Ми бачили також, що кут (φ_0), при яким відбувається сідання хлипака на сідло ($h = 0$), не дорівнює нулеві, а має деяку величину то більшу, що більш толок робить перебігів (вал обертів); звідси випливає, що швидкість, з якою хлипак сідає на своє сідло, становитиме також не нуль, а деяку величину $v_s = \frac{F_n r \omega \sin \varphi_0}{F_s}$ то

більшу, що більше кут φ_0 різниться від нуля в цей момент, інакше кажучи, що більший шлях лишалось пройти хлипакові до сідла в момент перебігу перебігу толока, отже, що більш води засмоктується під хлипаком після цієї перебігу перебігу толока і, що очевидно так само, що більша буде швидкість, з якою засмоктується під хлипаком вода; коли ця швидкість досить велика, що буває при значних числах обертів смока, щоб підчас спускання хлипака на сідло міг розірватися шар течива, що міститься між опірними поверхнями хлипака й сідла, то металеві поверхні зіткнуться між собою, і закриття хлипака супроводжуватиме виразний для слуху удар; у противнім разі, між металевими частинами залишатиметься тонкий шар води, і вдару не буває.

Все це цілком стверджено Берг'овими дослідями¹⁾ і впливає безпосередньо з виразу для швидкості хлипака в данім випадку

$$v_s = \frac{a l h v_0}{F_s} = \frac{a l h}{F_s} \sqrt{2 g (k - \xi k)}, \quad [58]$$

де k —перевищення тиску під хлипаковою тарілкою, визначене на метри водяного стовпа, а ξk та частина його, яка йде на гідравлічні опори при протіканні води; якщо це ξk зростає в наслідок звуження перекрою проходу (зменшення h) до k , що може статись раніш, ніж висота h дорівнюватиме нулеві, то швидкість v_s дорівнює нулеві, і хлипак зупиняється, не дійшовши до сідла.

Берг'ові досліді з серією хлипаків привели, далі, до таких висновків: 1) хлипак, обтяжений певною пружиною, підіймається завжди на однакову висоту, коли перепускавана ним на секунду кількість води $Q = \frac{F_n S \cdot n}{60}$

¹⁾ Zeit. d. Ver. d. Ing. 1886, стор. 424.

лишається однакова; при цім однаковісінько, з яких окремих вартостей (площа F_n , рух S , число обертів n) цей добуток $F_n \cdot S \cdot n$ складається; 2) у хлипака з певним пружним обтяженням завсіди постає явище вдару його об сідло, тільки не добуток $Q_k n$, цебто добуток з кількості води, перепускуваної на секунду хлипаком, і числа обертів смока на хвилину сягає певної вартости, яка то більша, що сильніш хлипак обтяжений; можна тому сказати, що гранична вартість $Q_k n$ приблизно пропорційна обтяженню (P_0) хлипака при його посадженні, і, на основі нових дослідів, оголошених¹⁾ року 1921, взагалі

$$P_0 l = \lambda Q_k n, \quad [59]$$

де λ залежить від конструкції хлипака, вартости якого для хлипаків форми I, II, III, IV, V і VI (фіг. фіг. 155 а, б, в, г, д, е) наведені в оцій таблиці 6.

ТАБЛИЦЯ 6

Форми хлипака	$\lambda = \frac{P_0 l}{Q_k n}$		
	Мале обтяження	Велике обтяження	Пересічне
Тарілчастий хлипак I	0,374	0,375	0,37
Тарілчастий хлипак II	0,423	0,422	0,42
Простий кільцевий хлипак III	0,426	0,422	0,42
Простий кільцевий хлипак IV	0,386	0,397	0,39
Подвійний кільцевий хлипак V	0,500	0,511	0,51
Потрійний кільцевий хлипак VI	0,721	0,706	0,71

Для смоків безпосереднього чину диференційних Q_k дорівнює Q — повній подачі смоком води на секунду; для смоків двочинних Q_k дорівнює $\frac{Q}{2}$. У випадку, коли кількість хлипаків, що сидять на однім сідлі, є z , то

$$Q_k = \frac{Q}{z},$$

або, відповідно,

$$Q_k = \frac{Q}{2z}.$$

Припустімо, тому, $Q_k = \beta Q$, де β дорівнює відповідно $1, \frac{1}{2}, \frac{1}{z}, \frac{1}{2z}$, тоді для однотипових хлипаків, за вищенаведеним, на границі вдару можна б покласти $\beta Q n = C$, а тим що

$$Q = \frac{F_n S n}{60},$$

¹⁾ Berg, H. Die Kolbenpumpen. Berlin. 1921, стр. 394.

ТО

$$\frac{\beta' F_n S n^2}{60} = C,$$

ЗВІДКИ

$$S n^2 = C' \quad [60]$$

є співвідношення, що його знайшов був ще Вах¹⁾; тим що, далі,

$$h_{\text{макс.}} \alpha l v_0 = F_n v' = \frac{F_n \pi n S}{60},$$

ТО

$$n S = \frac{60 \alpha l v_0}{F_n \pi} h_{\text{макс.}},$$

а через це Баховому співвідношенню можна б надати також вигляду:

$$n h_{\text{макс.}} \frac{60 \alpha l v_0}{\pi F_n} = \text{const.} \quad [61]$$

або, нарешті, беручи

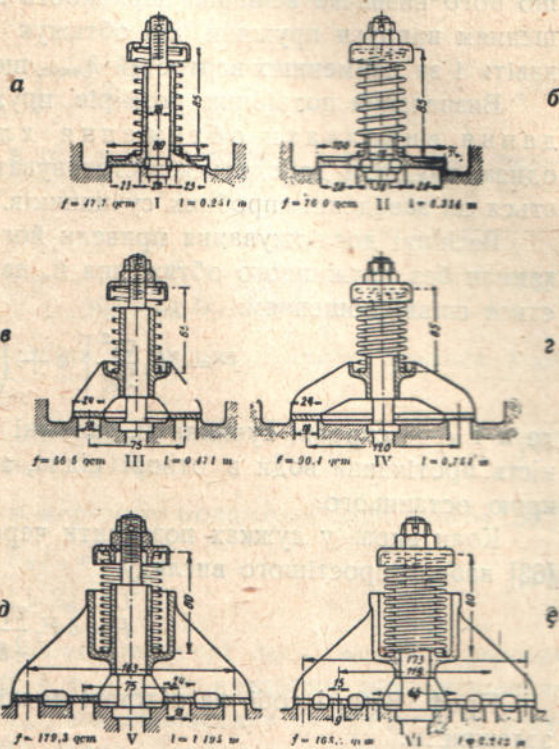
$$\frac{\text{const}}{60 \alpha l v_0} \pi F_n$$

за нову сталу C , дістанемо Klein'ове рівняння²⁾:

$$n h_{\text{макс.}} = C, \quad [62]$$

цебто при незмінюваному обтяженні хлипака, на границі безударного закривання його, добуток з числа обертів смока на максимальний перебіг хлипака є величина стала. Сам Klein пропонував був для типів хлипаків, досліджуваних від нього (кільцевий хлипак з кінчною [кут скошу 45°] опірною поверхнею і шириною від 16 до 22 мм) допускну висоту підняття хлипака обчислювати для кожного числа обертів із співвідношення:

$$n h_{\text{макс.}} = 400 \div 450.$$



Фіг. 155.

¹⁾ Вах. Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbsttätiger Pumpenventile. Zeit. d. Ver. d. Ing. 1886, стр. 421 і далі.

²⁾ Klein. Über freigehende Pumpenventile. Dingler. Polyt. Journal. 1907, стр. 353 і далі.
Klein. Versuche an Pumpen-Ringventilen. Dingler. Polyt. Journal. 1908, стр. 289 і далі.
Klein. Versuche an Pumpen-Ringventilen. Dingler. Polyt. Journal. 1908, стр. 785 і далі.

Точнісінько так само Dahme рекомендував¹⁾ був співвідношення

$$nh_{\max.} = 400,$$

при чім припускалося, що $h_{\max.}$ не перебільшує величини на 10 ÷ 12 мм. Варт, проте, відзначити, що тимчасом як Berg'ове співвідношення [59] є цілком доведене тепер, Klein'ове (62) і Bach'ове [60] співвідношення вищезазначеними Krauss'овими дослідженнями не potwierdжені: удар хлипака, що його визначає величина швидкості закриття хлипака, разом із збільшенням напруги пружини, що обтяжує хлипак, чимраз зменшувався, але навіть і за найменших вартостей $h_{\max.}$ ще його, хоч і не дуже, було чутно.

Визначання потрібних розмірів пружини становить так зване завдання визначити обтяження хлипака. Точні обчислення тут, однак, трудні, і доводиться застосовувати приблизну методу, що ґрунтується на заведенні спробних сучинників.

Bach'ові досліджування привели його до висновку, що тиск води на хлипак без пружинного обтяження й, навпаки, хлипака на воду визначається співвідношенням:

$$P = \delta F_1 \frac{v_1^2}{2g} \left[k + \left(\frac{F_1}{\mu lh} \right)^2 \right], \quad [63]$$

де k і μ — спробні сучинники, залежні від форми хлипака, v_1 — швидкість протікання води в отворі сідла, а F_1 — площа поперечного перекрою останнього.

Коли вираз у дужках позначити через новий сучинник ξ_1 , то рівняння [63] набере простішого вигляду:

$$P = \delta F_1 \frac{v_1^2}{2g} \xi_1. \quad [64]$$

Проф. Berg, і собі, на підставі дослідження пружинних хлипаків дав залежність:

$$P = \delta F_s \frac{v_0^2}{2g} \xi_2, \quad [65]$$

яку, видима річ, легко дістати і з Bach'ового співвідношення, заміняючи швидкість v_1 на пропорціональну їй величину швидкості (v_0) в щіліні хлипака. Визначаючи з останнього рівняння v_0 , маємо:

$$v_0 = \frac{1}{\sqrt{\xi_2}} \sqrt{2g \frac{P}{\delta F_s}}. \quad [66]$$

Тим що досліджування, як Berg'ові, так і Krauss'ові, встановили, що навіть при найбільших висотах підняття пружинних хлипаків і числах обертів смоків вплив маси хлипака, як рівняти до величини напруги пружини,

¹⁾ D a h m e. Die Kolbenpumpen. München—Berlin. 1908. Є російський переклад.

жини, нікчемний, то, нехтуючи силою інерції, яка залежить від маси хлипака, можемо прийняти $P = G_s + F$, де G_s є власна вага хлипака, рахуючи й вагу пружини, і F — сила, з якою тисне пружина. Величина

$$\frac{P}{\delta F_s} = \frac{G_s + F}{\delta F_s},$$

видима річ, є тиск, що його зараховано до площі хлипака й визначений на метри водяного стовпа (H_s). При цих позначеннях рівняння [66] набере вигляду:

$$v_0 = \frac{1}{\sqrt{\xi_s^2}} \sqrt{2g H_s}. \quad [67]$$

Підставляючи цю вартість v_0 в рівняння [51] для h і означаючи величину $\frac{\alpha}{\sqrt{\xi_s^2}}$ через μ_0 , дістанемо:

$$h = \frac{F_n \omega r}{\mu_0 l \sqrt{2g H_s}} \left(\sin \varphi - \frac{F_s \omega}{\mu_0 l \sqrt{2g H_s}} \cos \varphi \right). \quad [68]$$

З останнього співвідношення до найбільшої висоти підняття хлипака, коли $\varphi \sim 90^\circ$, маємо:

$$h_{\text{макс.}} = \frac{F_n r \omega}{\mu_0 l \sqrt{2g H_s}}, \quad [69]$$

а для висоти положення хлипака в мертвому положенні корби ($\varphi = 180^\circ$),

$$h_0 = \frac{F_n F_s \omega^2 r}{(\mu_0 l \sqrt{2g H_s})^2}. \quad [70]$$

Цікаво при цім відзначити, що спробні Краусс'ові дослідження з різними типами хлипаків фіг. фіг. 156 а, б, в, г, д, е, ж, показали, що зменшення $h_{\text{макс.}}$ призводить і до зменшення h_0 , і що збільшенням попередньої (в мертві положенні корби) напруги (F_0) можна одержати менші величини h_0 , ніж навіть з сильнішою пружиною, але без попередньої (початкової) напруги. З дослідів з'ясувалося, далі, що при нормальній роботі смока щонайбільше підняття $h_{\text{макс.}}$ всисного й напірного хлипаків однакове, що воно, як уже відомо, залежить лише від нагнічуваної кількості води, від обтяження $G_s + F_{\text{макс.}}$, тако само, як від величини й конструкції хлипака, але що воно лишається цілком незалежне від висоти нагнічування, й що лише при кепській всисній здатності смока коливання всисного хлипака бувають такі великі, що часто значно перевищують найбільшу висоту підняття, обчислену із співвідношення:

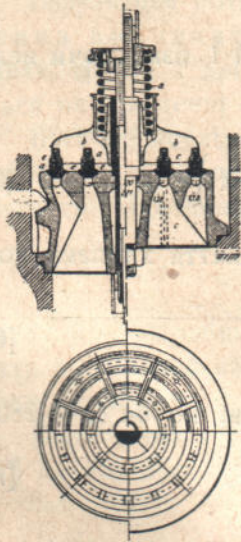
$$h_{\text{макс.}} = \frac{F_n r \omega}{\mu_0 l_1 \sqrt{2g \frac{P_{\text{макс.}}}{\delta F_1}}} = \frac{\pi Q}{\mu_0 l_1 \sqrt{2g \frac{P_{\text{макс.}}}{\delta F_1}}}, \quad [71]$$

що відрізняється від вищенаведеного виразу для $h_{\text{макс.}}$ тим, що Krauss, супротивно Berg'ові, в своїх дослідженнях, поперше, у виразі

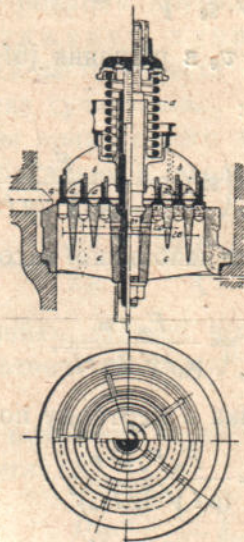
$$H_a = \frac{G_a + F}{\delta F_a}$$

замінив поверхню хлипака F_a на площу поперечного перекрою отвору в сідлі (F_1), а, подруге, в виразі $h_{\text{макс.}}$, замість обводу (l) хлипака, завів обвід (l_1) отвору в сідлі.

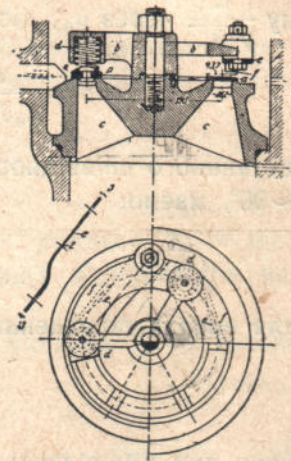
Щодо сучинника ρ_0 , що входить у вищенаведені співвідношення, то для виявлення його вартости дуже важними є знов таки дослідження Krauss'ові.



Фіг. 156 а.



Фіг. 156 б.



Фіг. 156 в.

Для порівняння вартостей ρ_0 для різних хлипаків він завів, іще з Lindner'ового¹⁾ почину, співвідношення:

$$x = \frac{l_1 h_{\text{макс.}}}{F_1} = \frac{h_{\text{макс.}}}{0,5 b_1}$$

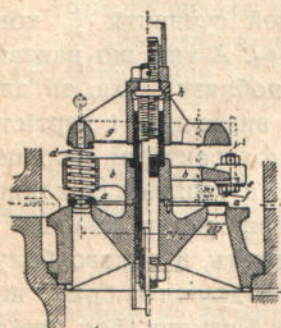
для плоских кільцевих хлипаків і

$$x = \frac{l_1 h_{\text{макс.}}}{F_1} = \frac{h_{\text{макс.}} \cos(45^\circ)}{0,5 \cdot b_1}$$

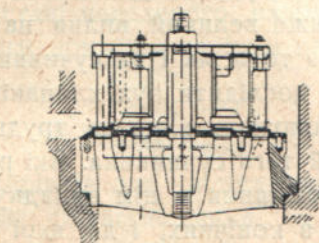
для конічних хлипаків з кутом конусовости на 45° , при чім тут l_1 — коло щілини хлипака, виміряне попри отвору сідла, b_1 — ширини кільцевого перекрою кільцевого хлипака.

¹⁾ Lindner. Berechnung Pumpenventile. Zeit. d. Ver. d. Ing. 1908, стор. 1392 і дальші.

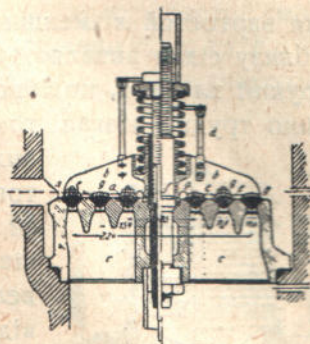
Krauss, на підставі своїх досліджень, дійшов висновку, що вартість μ_0 при малих висотах підняття, через непевність визначання h_{\max} , не може бути досить точно визначена, але що при великих висотах підняття, як це буває за нормального руху смоків, вартості μ_0 навіть у різних типів хлипаків не дуже різнять між собою. Він цілком довів далі, що зазначувана ще від Lindner'a залежність $\mu_0 = \frac{1}{\sqrt{1+5x}}$ не тільки для тарілчастих хлипаків, але й для хлипаків, що застосовував він підчас своїх досліджу-



Фіг. 156 г.



Фіг. 156 д.



Фіг. 156 е.

вань, гаразд відповідає дослідним даним і може прислужитись до визначування цього сучинника (μ_0) при не надто малих підняттях хлипаків.

Далі, на підставі Krauss'ових досліджень щодо сучинника опору

$$\xi_1 = \frac{P}{\frac{\delta F_1}{v_1^2}}, \quad \frac{2g}{}$$

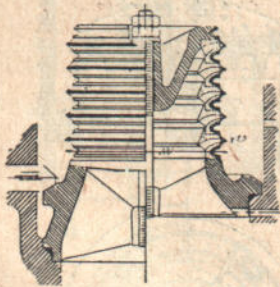
у вищенаведеній Vach'овій формулі [64] виявилось, що величина його залежить від конструкції хлипака й дуже змінюється з висотою підняття хлипака; зв'язуючи величину й цього сучинника з вартостями відношення x , Krauss дійшов, проте, висновку, що для вартостей x , більших за 0,7, вартості сучинника ξ_1 для всіх типів хлипаків, що їх досліджували були Vach, Berg і самий Krauss, мало що не збігаються й дуже наближаються до вар-

тостей, одержаних для Васі'ових плоских тарілкових хлипаків як з верхнім напряманням, так і з нижніми напрямними ребрами (таблиця 7):

ТАБЛИЦЯ 7

$x =$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\xi_1 =$	8,0	6,75	6,0	5,5	5,0	4,65	4,3	4,0	3,75	3,6	3,4	3,25	3,1	2,95

Для вартостей x , менших за 0,7, цебто для малих висот підняття й надто поблизу сідла виявляється вже великий вплив на цей сучинник ξ_1 конструкції хлипака, подібно до того, як і на сучинник μ_0 . А тим що надзвичайно трудно взагалі точно дослідити рух хлипаків поблизу сідла, то для цих положень хлипака трудно визначити і вартість того й того сучинника. Які різнохарактерні є процеси протікання в цім випадку і в тарілкових хлипаків, і в конічних, і до якої міри опори хлипака й величини його обтяження залежать, з одного боку, від роду цих процесів течій, з другого боку, від форми й розмірів хлипака, сідла й камери, і як тарілчасті та конічні хлипаки взагалі мають бути виготовлені, щоб дістати яко мога менші опори —, показали Schrenk'ові дослідження¹⁾.



Фіг. 156 ж.

На підставі наведеного, видима річ, можна дійти висновку, що хід визначування обтяження пружинного хлипака мав би бути такий.

Максимальна напруга ($F_{\text{макс.}}$) пружини визначається з вищенаведеного виразу [71] для максимальної висоти $h_{\text{макс.}}$ підняття хлипака, визначивши наперед вартість сучинника μ_0 за Lindner'овою формулою

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+5x}}.$$

Напруга (F_0) пружини для висоти підняття хлипака в мертвим положенні корби визначиться з відомого вже Berg'ового співвідношення для уникання вдара хлипака

$$P_0 l = \lambda Q n,$$

де сучинник λ має бути добраний залежно від типу хлипака (таблиця 6), Q — теоретична кількість води, що протікає крізь отвір хлипака, і P_0 — обтяження хлипака при мертвим положенні корби. Нарешті, за контроль безударного посадження хлипака має правити справджування Braun'ового²⁾

¹⁾ Schrenk. Versuche über Strömungsarten, Ventilwiderstand und Ventilbelastung. Mitteilungen über Forschungsarbeiten. H. 272.

²⁾ Stückle, R. Die selbsttätigen Pumpenventile. Berlin. 1925, стр. 247.

співвідношення, що висновуване з Vach'ових і Berg'ових дослідних даних:

$$\frac{n u \sqrt{G_s} \cdot \sqrt{F_s} \sin^2 \alpha}{l} \cong 1000 (P_0 - R); \quad [72]$$

у цім співвідношенні F_s означає перекирвану хлипаком опірну площу вільної поверхні сідла на $см^2$, u_m — пересічну швидкість толока на m , l — корисний обвід хлипака для витікання води на m , α — половину кута при вершку конуса, що створює конічну поверхню для такого хлипака, R — опір у напрямних хлипака, що дорівнює в умовах Vach'ових дослідів 0,15, а в умовах Berg'ових дослідів навіть нулеві, n — число обертів смока.

Визначивши, на підставі наведеного, напругу пружини $F_{\text{макс.}}$ та F_0 , знаходимо прибуток напруги пружини на 1 мм стискування, цебто знаходимо сталу пружину

$$C = \frac{F_{\text{макс.}} - F_0}{1000 h_{\text{макс.}}} \quad [73]$$

Із теорії опору матеріалів для циліндричної гвинтової сталі пружини маємо, далі, відоме співвідношення:

$$y = \frac{64 z r^3}{d^4 G} P,$$

де y — прогин пружини на $см$,

z — кількість звоїв пружини,

r — пересічний її радіус на $см$,

d — поперечник дроту на $см$,

P — обтяження пружини на $кг$,

G — модуль зсуву, що його вважають для загартованої пружинної сталі за рівний $750\,000 \text{ кг/см}^2$.

Якщо тепер взяти до уваги, що при $y = 0,1 \text{ см}$ обтяження P дорівнює сталій пружині C , і підставити ці вартості в попереднє співвідношення, то дістанемо нове співвідношення для визначення C :

$$C = \frac{y G d^4}{64 z r^3} = \frac{G d^4}{640 z r^3}, \quad [74]$$

в яким поперечник пружини визначається з поперечника звою, а кількість звоїв визначається з вимоги, щоб відстань між окремими звоями була трохи більша від $\frac{h_{\text{макс.}}}{z}$. Задаючись двома з трьох величин d , z та r , знайдемо третю.

Для конічних пружин на взір зрізаного конуса з радіусами основ r_1 і r_2 подається формулу

$$y = \frac{16 z (r_1 + r_2) (r_1^2 + r_2^2)}{d^4 G} P.$$

Беручи знов таки $y = 0,1 \text{ см}$, маємо

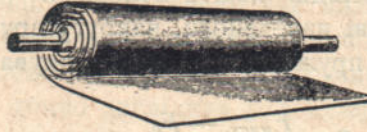
$$C = \frac{G d^4}{160 z (r_1 + r_2) (r_1^2 + r_2^2)}, \quad [75]$$

яка й становить розрахункову формулу для конічних пружин.

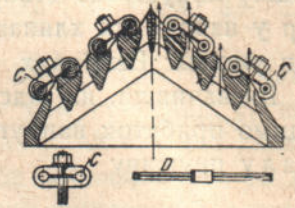
Щодо відкидних хлипаків, то дослідного матеріялу зовсім нема. Пояснюється це тим, що часто-густо застосовувані попередніми часами відкидні хлипаки за новіших часів сливе зовсім були виперті докладніше опрацьованими й придатнішими для сьогочасних швидкорушних смоків підймальними хлипаками; відкидні хлипаки задержались, може, хіба що в ручних смоках і деяких спеціальних смоках, як от конденсаційних і деяких



Фіг. 157 а.

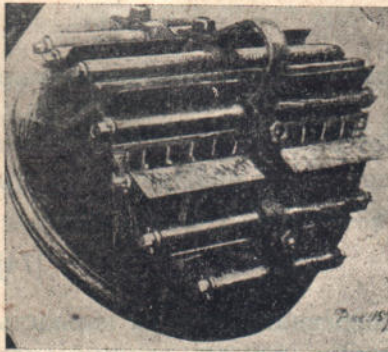


Фіг. 157 б.



Фіг. 157 в.

повільно чинних смоках. Природно, отож, що всю увагу досліджувачів і звернено на вивчення підймальних хлипаків, на відкидні ж хлипаки, як мало поширені на практиці, не зважали. Найостаннішими часами починається, щоправда, з цього погляду деякий поворот, починають з'являтися конструкції відкидних хлипаків і для швидкорушних смоків. До цього, ли-



Фіг. 157 г.

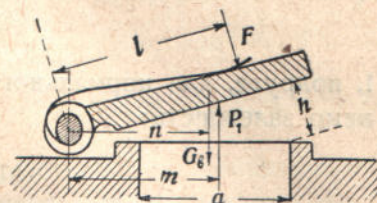
бонь, схиляє та обставина, що відкидні хлипаки дають змогу розміщати їхні сідла в першім-ліпшій положенні і навіть прямо-висно і тим створюють для води дуже сприятливий напрямок течії; опріч того, чимало важить і та умовина, що отвір сідла при відкидних хлипаках не звужується всякими ребрами та ін. Надто вдалі з цього погляду хлипаки Gutermuth'a (фіг. фіг. 157 а, б, в, г); для них канал, що відводить воду, має скісний напрямок до поверхні сідла, через що водяний потік знає, під впливом хлипака, дуже незначного відхилення від свого основного напрям-

ку, супротивно тарілчастим хлипакам, при яких вода два рази мусить змінювати свій напрямок на 90° . Опріч того, тим що маса Gutermuth'ового хлипака надзвичайно мала, то такого роду хлипаки дуже придатні й для смоків із великою кількістю обертів. Хіба звичайних відкидних хлипаків—це їхня періодична гра при періодичній зміні швидкості протікання течива в сідловім отворі, що завжди буває в толокових смоках, а через те й зміна тиску (P_1) течива на хлипак. Легко бачити також, що в рівнанні моментів сил (фіг. 158), що чинять на хлипак,

$$P_1 m = G_s n + F l, \quad [76]$$

де через P_1 позначена сила течивного потоку на хлипак, через G_0 —вага хлипака в течиві, через F —тиск пружини, і через m , n і l —відповідні рамена цих сил відносно осі обертання, із зміною кута відкриття всі три моменти змінюються, при чім зміна постає, очевидно, в наслідок зміни величин P_1 , n та F , тимчасом як три останні величини можна вважати за сталі.

При прямокутнім хлипакові, що перекриває отвір шириною a та довжиною b (рівнобіжної осі), течиво витікає крізь прямокутній отвір завбільшки bh (див. фіг. 158) і крізь два бічні трапезуваті отвори. Проте, визначаючи перекрої вихідного отвору, не можна зазначені площі заводити цілком до обчислення, бо це було б рівнозначно визнанню, що течиво в кутових точках хлипака відтікає двома взаємно сторчковими напрямками.



Фіг. 158.

Ваше через те вважає за площу витікання величину $h \left(b + 2\frac{a}{2} \right) = h(a+b)$.

Позначаючи, далі, через α —сучинник звуження, через c —швидкість у вихідному отворі, через c_1 —пересічну підхідну швидкість в отворі сідла, через f_1 —площу цього отвору, матимемо, очевидно, співвідношення:

$$h(a+b)\alpha c = f_1 c_1,$$

звідки визначається висоту підняття хлипака (зовнішнього його окрайка, що якнайдалі лежить від осі обертання хлипака):

$$h = \frac{f_1 c_1}{(a+b)\alpha c}. \quad [77]$$

Для граючого хлипака, коли взяти до уваги випирання течива хлипаком, ми дістанемо друге рівняння:

$$h = \frac{f_1 c_1 + f v}{(a+b)\alpha c}, \quad [78]$$

де f —площа ab хлипака, що випирає течиво, а v —швидкість центру тягара цієї площі.

Для точного визначення за цими формулами висоти підняття хлипака треба знати вартості сучинника α і взаємовідношення між швидкістю c і обтяженням хлипака; тим що дослідних даних з цього погляду нема, то це визначення доводиться робити, видима річ, лише приблизно.

§ 7. Зведене число обертів для толокових смоків і визначення царин застосовування толокових смоків

У § 4 цього розділу висновано таке співвідношення [33] між найпридатнішим числом обертів толокового смока, напором і кількістю води:

$$n_n = \frac{A D}{B C k} \frac{H^{0.4}}{Q^{1.2}},$$

де A, B, C, D й k становлять певні величини, залежні, головним чином, од відношень між розмірами смока. Заведімо тепер у теорію толокових смоків поняття про зведене число обертів, яке розумітимемо за число обертів (n_0) смока при подачі течива в кількості $Q = 1 \text{ м}^3/\text{сек}$, на висоту $H = 1 \text{ м}$; тоді, поперше, таке заведене число обертів визначиться, видима річ, як

$$n_0 = \frac{A}{BC} \frac{D}{k}, \quad [79]$$

і, подруге, для нормального найпридатнішого числа обертів смока дістанемо залежність:

$$n_n = n_0 \frac{\sqrt[4]{H^3}}{\sqrt[4]{Q^{1/2}}},$$

або

$$n_0 = n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \quad [80]$$

цілком аналогічну тій, що є між найпридатнішим числом обертів, напором, кількістю води й зведеним числом обертів у водяних турбінах, ротативних смоках і, як побачимо нижче, у відосередкових смоках.

Для смоків подвоєних, потроєних, почотверєних та ін., де видатність у 2, 3, 4 або взагалі в z разів більша за видатність (Q) смока безпосереднього чину, за тих самих розмірів і того самого числа обертів (n) на хвилину, зведене число обертів n_0 , видима річ, буде дорівнювати $\sqrt[4]{z} \cdot n_0$, де n_0 — зведене число обертів смока безпосереднього чину.

З другого боку, вираз для зведеного числа обертів смоків безпосереднього чину, після підставлення в нього відомих з вищенаведеного вартостей A, B, C, D і k набирає вигляду:

$$\begin{aligned} n_0 &= \frac{A}{BC} \frac{D}{k} = \frac{480 D}{A^{1/4} \eta_0 \pi^{3/2} \mu \gamma^4 L (2g)^{1/4} k} = \frac{41,7 D}{A^{1/4} L \mu \gamma^4 k} \cong \\ &\cong \frac{42 D}{A^{1/4} L \mu \gamma^4 k} = \frac{42 m}{A^{1/4} \mu \gamma^4 k}, \end{aligned} \quad [81]$$

заводячи нове позначення $m = \frac{D}{L}$. Очевидно, цей же вираз для n_0 зберігається і для диференційного смока з 2-ма толоками.

Аналогічним способом можна б найти, що для смоків подвоєних і двочинних з двома толоками зведене число обертів визначиться у вигляді:

$$n_0 \cong \frac{21 m}{A^{1/4} \gamma^4 \mu k}, \quad [82]$$

для смоків тричинних

$$n_0 \cong \frac{14 m}{D^{1/4} \gamma^4 \mu k} \quad [83]$$

і, нарешті, для смоків чотиричинних у вигляді

$$n_0 \cong \frac{10,5 m}{D^{1/4} \gamma^4 \mu k} \quad [84]$$

отже, взагалі,

$$n_0 = \frac{\beta D}{D^{1/4} \gamma^4 \mu k L}$$

де β для різних типів смоків має відповідну вартість.

В наступній таблиці 8 (стор. 195—197) подається зведені числа обертів, що їх ми обчислили для найновітніших ходових смоків різних типів і різних фірм (Weise & Monski—Halle a. S., Weise Söhne—Halle a. S., A. L. G. Dehne—Halle a. S., Borsig—Berlin, C. Hesse—Chemnitz та ін.), при чім для обчислювання ми намагались дібрати для кожного типу смоки різних видатностей і для різних напорів.

З перегляду даних цієї таблиці ми упевнюємось у тім, що, поперше, вартості чисел обертів для смоків різних типів і різних фірм для різних видатностей і напорів лежать у розмірно вузьких границях 0,002—2,00, подруге, не вважаючи на трудність провести, в наслідок різноманітності виготовлюваних смоків щодо видатности і висоти напорів, гостру грань між вартостями зведених чисел для окремих типів, усе ж для них назначається деяка різниця в пересічних зведених числах обертів, при чім найбільші вартості зведених чисел обертів (до 2,0) належать смокам двочинним, а найменші (до 0,0018)—смокам чотиричинним і почасти смокам потрійним для великих напорів (гнітові смоки).

Такого роду висновки цілком відповідають усталеному вже поглядіві вважати двочинні смоки за найпридатніші до великих подач для середніх напорів (до 150—200 м), а смоки потроєні й чотиричинні—до малих подач і великих напорів.

Щоб іще трохи ліпше орієнтуватися в границях заведеної пристосованости різних типів смоків, спробуємо з даних нашої таблиці вилучити вартість зведених чисел обертів різних смоків для напорів до 150; тоді маємо:

для смоків безпосереднього чину	$n_0 = 0,186$	(границі 0,103 — 0,306),
„ „ чотиричинних	$= 0,264$	„ 0,130 — 0,388),
„ „ потроєних	$= 0,300$	„ 0,071 — 0,569),
„ „ диференційних	$= 0,334$	„ 0,164 — 0,488),
„ „ подвоєних	$= 0,346$	„ 0,058 — 0,710),
„ „ двочинних	$= 0,894$	„ 0,172 — 2,07),

Точнісінько так само для напорів од 150 до 500 м маємо:

для смоків чотиричинних	$n_o = 0,128$	(границі 0,055 — 0,322),
„ „ потроєних . .	$= 0,144$	„ 0,043 — 0,244),
„ „ диференційних	$= 0,182$	„ 0,091 — 0,315),
„ „ двочинних . .	$= 0,185$	„ 0,141 — 0,261),

і, нарешті, для напорів понад 500 до 3000 м

для смоків потроєних . .	$= 0,022$	(границі 0,015 — 0,026),
„ „ чотиричинних .	$= 0,025$	„ 0,018 — 0,041),
„ „ двочинних . .	$= 0,0325$	„ 0,0175 — 0,058).

Із знов одержаних даних щодо зведених чисел обертів можна висувати, що для напорів до 150 м і для дуже малих кількостей пересмоковуваної води (до 4—5 л/сек) попервах ідуть смоки безпосереднього чину; із збільшенням пересмоковуваного течива останні поступають перед смоками чотиричинними, потроєними, диференційними, подвоєними, і, нарешті, за великих кількостей подаваної води 50—60 л/сек і більш заходить черга смоків двочинних.

При напорах від 150 до 500 м з малими подачами найменш зведені числа обертів мають смоки чотиричинні, потім потроєні і, нарешті, диференційні та двочинні.

Нарешті, при напорах від 500 до 2000 м і більш найменш зведені числа обертів мають потроєні смоки, потім смоки чотиричинні та двочинні.

Усе це, загалом беручи, гаразд збігається з практикою поступінного живання тих чи тих типів толокових смоків.

У таблиці, oprіч вартостей зведеного числа обертів, містяться вартості відношень перебігу пурнача до поперечника $\left(\frac{S}{D} = k\right)$, поперечника пурнача до поперечника всисної й нагнітної труби $\left(\frac{D}{d_s}, \frac{D}{d_n}\right)$, вартості швидкостей у всисних і нагнітних трубах (v_s, v_n), вартості швидкісних сучинників (Δ_s, Δ_n), що дорівнюють відношенням квадратів швидкостей течива у всисних і нагнітних трубах до напору $\left(\Delta_s = \frac{v_s^2}{2gH}, \Delta_n = \frac{v_n^2}{2gH}\right)$, і, нарешті, вартості сучинника опору

$$\mu = \frac{\beta D}{L \Delta^n n_o \gamma^4 k},$$

де величина сучинника β залежить, як згадувано раніш, від типу смока.

Сучинник цей, згідно з вищеподаним, є повний сучинник опору (називатимемо його віртуальним сучинником опору) за просування течива крізь всисну й нагнітну труби, взявши до уваги всі місцеві опори у хлипаках, забірній коробці, колінах, розширах трубопроводів, їх

Рід смока	Поперечник пур- нача D на мм	Перабіт пурнача S на мм	Число обертів n на хвил.	Видатність смока Q на метр ³ сек	Попереч- ники труб		Відношення $k = \frac{D}{S}$	Відношення		Напр H на м	Зв'язане чис. обер- тів $n_0 = n \frac{V}{Q}$	Швидкості води у труб.		Сучинник		Сучинник $\mu =$
					Висан. d_v на мм	Нагіч. d_n на мм		$\gamma_1 = \frac{d_v}{D}$	$\gamma_2 = \frac{d_n}{D}$			$v_{\text{вод}} = \frac{Q}{n \pi d_v^2}$ на м	$v_{\text{смол}} = \frac{Q}{n \pi d_n^2}$ на м	$\Delta v = \frac{v_{\text{вод}}}{v_{\text{смол}}}$	$\Delta \mu = \frac{v_{\text{вод}}}{v_{\text{смол}}}$	
Смоки двоюринні	110	200	60	0,0033	70	70	1,82	1,57	1,57	15	0,453	0,86	0,86	0,0025	0,0025	0,138
	150	250	57	0,0066	80	80	1,33	1,87	1,87	15	0,608	0,96	0,96	0,0059	0,0059	0,078
	200	250	50	0,0117	125	125	1,25	1,6	1,6	15	0,710	0,95	0,95	0,0031	0,0031	0,193
	75	80	160	0,00167	50	40	1,065	1,5	1,87	35	0,457	0,85	0,85	0,0026	0,0026	0,034
	230	250	60	0,0187	150	125	1,085	1,53	1,84	35	0,570	1,06	1,06	0,0016	0,0016	0,081
	200	300	50	0,0142	150	125	1,5	1,33	1,6	40	0,374	0,8	0,8	0,00083	0,00083	0,144
	65	80	130	0,001	40	40	1,23	1,62	1,62	80	0,154	0,8	0,8	0,0004	0,0004	0,185
	85	90	130	0,002	60	50	1,06	1,42	1,70	100	0,058	0,71	0,71	0,00026	0,00026	0,230
	170	200	75	0,0102	125	100	1,18	1,36	1,70	100	0,239	0,83	0,83	0,00035	0,00035	0,089
	60	80	200	0,00133	50	40	1,33	1,20	1,50	140	0,182	0,68	0,68	0,00017	0,00017	0,052
	120	150	100	0,005	100	90	1,25	1,20	1,33	140	0,174	0,64	0,64	0,00015	0,00015	0,219
	160	200	75	0,009	125	100	1,25	1,28	1,60	140	0,175	0,73	0,73	0,0002	0,0002	0,075
Смоки подвоєні	300	400	66	0,0567	275	250	1,33	1,09	1,20	15	2,07	0,96	0,96	0,00138	0,00138	0,127
	175	220	117	0,0183	175	150	1,26	1,0	1,17	20	1,67	0,96	0,96	0,00314	0,00314	0,284
	115	150	160	0,0075	100	90	1,30	1,15	1,28	40	0,87	0,96	0,96	0,00147	0,00147	0,204
	175	350	75	0,0196	175	150	2,0	1,0	1,17	40	0,66	0,92	0,92	0,00117	0,00117	0,100
	230	300	125	0,0467	250	225	1,3	0,92	1,02	40	1,70	0,95	0,95	0,00085	0,00085	0,186
	110	180	140	0,007	100	80	1,64	1,1	1,38	60	0,172	0,90	0,90	0,00115	0,00115	0,248
	220	350	125	0,0050	275	250	1,59	0,8	0,88	60	1,30	0,84	0,84	0,00060	0,00060	0,188
	65	130	185	0,00161	70	50	2,16	0,86	1,20	70	0,308	0,42	0,42	0,00013	0,00013	0,361
	85	150	170	0,00417	80	70	1,76	1,06	1,21	100	0,343	0,83	0,83	0,00035	0,00035	0,090
	220	350	125	0,0050	300	250	1,59	0,74	0,88	100	0,884	0,71	0,71	0,00026	0,00026	0,089
	65	150	170	0,00233	70	60	2,3	0,93	1,08	140	0,250	0,61	0,61	0,00013	0,00013	0,360
	170	350	120	0,0283	200	175	2,06	0,85	0,97	140	0,496	0,90	0,90	0,00030	0,00030	0,095
165 ¹⁾	1000	60	0,0371	507	341	6,07	0,327	0,48	315	0,154	0,19	0,19	0,00006	0,00006	0,094	
165	1000	60	0,0350	225	200	6,07	0,73	0,82	342	0,141	0,88	0,88	0,00011	0,00011	0,226	
166	500	123	0,042	250	225	3,20	0,66	0,74	442	0,261	0,86	0,86	0,00085	0,00085	0,297	
325	800	32	0,038	225	200	2,46	1,44	1,62	515	0,058	0,95	0,95	0,00089	0,00089	0,124	
84	1100	60	0,012	150	125	13,10	0,56	0,67	2000	0,022	0,68	0,68	0,000012	0,000012	0,218	
95	1200	46	0,013	150	125	12,60	0,63	0,76	2000	0,0175	0,73	0,73	0,0000136	0,0000136	0,186	
										0,632	0,78	0,78	0,0006	0,0006	0,190	

¹⁾ Примітка. За обчислення сучинника μ для смока двоюринного, що для нього дані наведені в останньому рядку ($Q = 0,0371$ метр³сек, $H = 315$), довжину l трубопроводу прийняли за дорівнювану 10084 м, бо довжина висання $l_0 = 410$ м і довжина нагнічування $l_n = 9674$ м. Якби прийняли, що l дорівнює тільки 315 м, то вийшло б, що μ дорівнює 3,02.

Смоки двоюринні
Повідня вил
паров. маш.

Під смока	Поперечник пур- начя D на мм	Перевіт пурначя S на мм	Число обертів n на хвил.	Видатність смока Q на метр ³ сек	Попереч- ники труб		Відношення $k = \frac{D}{S}$	Відношення		Напр H на м	Зведене чис. обер- тів $n_0 = n \frac{V}{V_0}$	Швидкості води у труб.		Сучинник		Сучинник $\mu =$
					Висан. d_a на мм	Нагнй. d_n на мм		$\gamma_1 = \frac{d_a}{D}$	$\gamma_2 = \frac{d_n}{D}$			$4Q$ на м	$4Q$ на м	$\Delta v = \frac{2gH}{a^2}$	$\Delta v = \frac{2gH}{a^2}$	
Смоки потрісні Повія від пар. маш. електромотора	55	110	70	0,0 083	45	45	2,0	1,22	1,22	30	0,158	0,52	0,00046	0,00046	0,250	
	140	175	60	0,0067	100	100	1,25	1,40	1,40	30	0,383	0,85	0,00122	0,00122	0,190	
	270	350	40	0,0333	225	225	1,30	1,20	1,20	30	0,569	0,84	0,00119	0,00119	0,390	
	310	350	40	0,050	250	250	1,13	1,24	1,24	40	0,564	1,02	0,00133	0,00133	0,377	
	150	200	65	0,010	100	100	1,33	1,50	1,50	50	0,346	1,27	0,00164	0,00164	0,090	
	100	100	90	0,00317	70	70	1,00	1,33	1,33	80	0,189	0,83	0,00044	0,00044	0,205	
	35	60	150	0,00042	30	30	1,71	1,17	1,17	150	0,071	0,59	0,00012	0,00012	0,139	
	90	180	90	0,0033	70	70	1,44	1,28	1,28	150	0,120	0,86	0,00025	0,00025	0,206	
	136	250	100	0,0167	200	175	1,84	0,68	0,78	200	0,244	0,53	0,00007	0,00007	0,550	
	50	250	100	0,0021	70	70	5,00	0,71	0,71	500	0,043	0,54	0,00003	0,00003	0,340	
	50	250	100	0,0021	70	70	5,00	0,71	0,71	1000	0,026	0,54	0,000015	0,000015	0,330	
	45	300	100	0,0021	70	70	6,70	0,64	0,64	2000	0,015	0,54	0,0000075	0,0000075	0,350	
	Смоки чотяринні Повія від електро- мотора	140	180	60	0,010	125	100	1,28	1,12	1,40	80	0,224	0,81	0,00042	0,00103	0,094
		130	260	100	0,020	175	150	2,00	0,74	0,87	120	0,388	0,83	0,00029	0,00054	0,170
		90	200	71	0,0056	100	80	2,22	0,9	1,12	140	0,130	0,71	0,00018	0,00045	0,102
90		150	150	0,008	100	80	1,67	0,9	1,12	150	0,312	1,02	0,00035	0,00086	0,045	
200		600	60	0,069	275	250	3,00	0,73	0,80	180	0,322	1,16	0,00038	0,00056	0,188	
90		180	60	0,004	80	65	2,00	1,12	1,38	200	0,071	0,80	0,00016	0,00037	0,067	
80		180	61	0,0033	75	65	2,25	1,06	1,23	250	0,055	0,75	0,00012	0,00020	0,100	
70		180	90	0,0025	65	50	2,57	1,08	1,40	300	0,063	0,75	0,000095	0,00027	0,031	
325		800	16	0,076	275	250	2,46	1,18	1,30	515	0,041	1,28	0,00016	0,00024	0,184	
88		1000	50	0,0204	175	150	11,35	0,50	0,59	1225	0,0345	0,85	0,00003	0,000055	0,184	
95		1200	46	0,026	200	175	12,6	0,475	0,54	2000	0,025	0,83	0,000017	0,00003	0,448	
20		125	60	0,00015	25	25	6,25	0,8	0,8	3000	0,0018	0,31	0,0000016	0,0000016	0,430	
											0,139	0,84	0,000184	0,00038	0,170	

звуження і ін. у формулі Дюпюї, яку взяли ми для обчислення гідравлічних опорів при пересмокуванні течива смоком. Його, звичайно, можна б під час проектування нового смока, коли відомі всі місцеві умови устави смока (довжини всисання, нагнічування, розміри трубопроводів, розміри хлипаків і ін.), визначити для даного смока більш-менш точно, й тоді ми мали б змогу за формулою $n_0 = \frac{\beta D}{L A^{1,4} \mu \gamma^4 k}$ визначити для цього смока найпридатніше зведене число обертів; але тим, що те ж зведене число обертів визначається ще за формулою

$$n_0 = n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt{H^3}},$$

то, видима річ, з першої формули ми можемо скористатись зворотно для визначення в смокових уставах, що вже є, справжнього сучинника μ ; таке визначення цього сучинника й зробили ми для всіх смоків, перелічених у таблиці, а відповідні вартості його наведені в останнім прямовиснім стовпчикові таблиці.

Перегляд вартостей віртуального сучинника μ показує, що, загалом беручи, за тих швидкостей, що бувають у всисних і нагнітних трубах (у перших пересічно 0,8 м/сек, в других 1 м/сек), вилучаючи смоки безпосереднього чину, що в них ці швидкості далеко нижчі (0,4 м/сек, 0,5 м/сек), він мало змінюється і пересічно дорівнює 0,22, зменшуючись для подвоєних смоків до 1,3 м і збільшуючись до 0,360 для смоків безпосереднього чину; останнє пояснюється, звичайно, менш рівномірним рухом води в трубопроводах цих смоків.

Усе подане щодо зведеного числа обертів і його вартостей дає змогу визначити й царини вживання толокових смоків взагалі і різних типів їх зокрема. Справді, тим що за завдання при уставі смоків або їх проектуванні завжди буває кількість пересмокуваного течива (Q на м³/сек), напір (H на м) і число обертів (n на хвилину), зумовлюване родом рушія, від якого має робити смок, і відповідно добраною за місцевими умовами повіднею, то, визначаючи, за формулою

$$n_0 = n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt{H^3}},$$

зведене число обертів, ми негайно ж можемо сказати, чи відповідає воно, поперше, взагалі толоковим смокам, і, подруге, якому типові останніх воно найбільш відповідає; таблиця 8, що містить велику кількість вартостей зведених чисел, має на це досить багато матеріялу. У всякім разі, ми можемо певно сказати, що на підставі цього матеріялу практика не промовляє поки за вживання толокових смоків при зведених числах обертів вище над 2,0. Видимо, за цими границями вже лежить царина не толоко-

вих смоків. Що це справді так, далі підчас розгляду відосередкових смоків знайдемо цілковите потвердження.

Крім того, і царина вартостей зведених чисел обертів нижче від 2 не цілком зміцнена за толоковими смоками. Уже ми бачили, напр., що сьогочасні швидкорушні ротативні смоки мають вартості зведених чисел обертів близько 0,6 і більш.

Отже, царина виняткового вживання толокових смоків, коли гадати лише з їхнього зведеного числа обертів, іще більш меншає й лежить, либонь, набагато нижче за одиницю; це гаразд потверджують дані таблиці, бо навіть пересічна вартість для зведених чисел обертів толокових двоцинних смоків, які мають, а це ми бачили, взагалі найбільші вартості зведених чисел обертів, коли рівняти їх до інших типів толокових смоків, мало не 0,6; більші ж вартості для цих смоків становлять радше виняток.

РОЗДІЛ V

КОНСТРУКЦІ ТОЛОКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Вибір типу смока для даних умов

Видатність смока й напір, а також і довжини всисання й нагнічування завжди, звісно, залежать від місцевих умов. Щодо числа обертів, то його вибирають з різних міркувань. Загалом кажучи, цілком зрозуміло, що всі розміри смока, а разом з тим і його вага, отже, і ціна його, будуть то менші, що більше прийняте число обертів. З другого боку, є багато причин на те, щоб держати число обертів у розмірно вузьких границях. Приміром, при ручних смоках нема рації збільшувати число обертів понад 40—50 на хвилину, бо продукційність людини найінтенсивніша буває при цім числі обертів.

Так само й при механічних повіднях, щоб уникнути гідравлічних ударів у трубопроводах, неправильної роботи хлипаків та ін., не можна набагато збільшувати число обертів. Колись, напр., як ще не було повітряних ковпаків або навіть коли й були, але не досить іще вправно сконструковані, число обертів і для таких смоків не брали більш як 50—60 на хвилину.

Тільки пізніш, коли ставили на смоки вже правильно сконструковані всисні й напірні ковпаки та вдосконалено конструкції хлипаків, постала можливість досягти таких чисел обертів, яких бажали, зважаючи на вживані рушії і, водночас, намагаючись або зовсім усунути шкідний вплив передатних механізмів, або принаймні обмежити цей вплив.

Теперішніми часами, припускаючи середні розміри смоків, звуть толокові смоки з числом обертів від 40 до 80 на хвилину тихорущними, з числом обертів від 80 до 120 нормальними, з числом обертів від 120 до 150 швидкорущними і, нарешті, з числом обертів від 150 до 300 експрес-смоками або ультра-швидкорущними; останні, що-правда, будують лише для невеликих подач і з дуже невеликими перебігами толоків, і мають вони взагалі спеціальну конструкцію.

Якщо обминути такого роду спеціальні конструкції смоків для спеціальних цілів, то для звичайних ходових середнього розміру смоків вважають за нормальне число обертів 80—120 на хвилину. Якщо ж з якихось міркувань доводиться все ж надати смокові великі числа обертів, то це

вимагає вже збільшувати розміри смока, старанно визначати обтяження хлипаків і особливої уваги до правильного, з погляду гідравліки, ведіння води в середині смока, а також чималого зменшення висоти всисання.

У границях, сприятливих для смоків, виходять звичайно з числа обертів рушія, часом трансмісійного вала, з тим розрахунком, щоб дістати найвищий сучинник видатности всього агрегату.

Для того, щоб ліпше пристосуватись до електропровідні, років із 20 тому експрес-смоки для невеликої видатности почали були будувати з числом обертів, як уже зазначувано, дуже високим, що сягало в окремих випадках 350. Практика, однак, показала, що сполучені з такими високими числами обертів хиби, як от: короткий строк служби такого роду смоків, мала всисна чинність, малий обсяговий сучинник видатности через непевність роботи хлипаків набагато перевищують вигоду від такої швидкорухливості, через це теперішніми часами й для експрес-смоків зрідка беруть числа обертів вищі за 200.

Коли, згідно із зробленими вказівками, число обертів для смока вибрано, тип смока можна визначити зведеним числом обертів (n_0), цебто, розв'язуючи рівняння

$$n_0 = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}}$$

та рівняючи його з даними поданої в попередньому розділі таблиці 8.

§ 2. Смокові циліндри, їхня конструкція й розрахунок

Внутрішні розміри циліндра, цебто його поперечник (D) і довжина (S_n) залежать передусім від потрібного обсягу, що його описує толлок: $F_n \times S$; останній, своєю чергою, залежить від обсягу Q пересмокуваного течива на секунду часу й обсягового сучинника видатности смока η_0 і, видима річ, дорівнює $\frac{Q}{\eta_0}$. Як уже зазначувано, для ходових невеликих ринкових смоків обсяговий сучинник видатности радять не вибирати вищий за 0,85, за надійніших виготовлень 0,9 і для великих, старанно виготовлюваних смоків 0,95 і навіть 0,98.

Знаючи тепер обсяг $F_n S = \frac{Q}{\eta_0}$, який можна дістати при різних величинах F_n та S або D та S , потрібно вибрати певне співвідношення між останніми величинами. Вибір цей ґрунтується на низці міркувань. Перш за все, тут має вирішальну вагу висота нагнічування, з якої визначають величину тиску в смокові, отже, й силу, що чинить на толлок; за останньою, своєю чергою, визначають розміри частин повідневого механізму.

Цілком зрозуміло, що при великих напорах, щоб не мати надмірно грубих частин механізму, слід площу толока брати малу, що за визначеної

вже величини обсягу $F_n S$ призведе до збільшення перебігу толока S . Гнітові смоки й взагалі смоки для великих напорів мають, отож, будуватись з далеко більшими перебігами толока, ніж смоки для малих напорів. З другого боку, великий перебіг толока призводить до збільшення довжини всього смока, отже, більшої ваги і, в наслідок цього, до великої вартости смока. Крім того, при вибранім уже числі обертів поряд з перебігом толока більшають також швидкість толока та його пришвидшення, а разом з тим і величина тиску, що потрібна на пришвидшення водяних мас. Отож, щоб досягти значніших висот всисання, а також для того, щоб уникнути розриву водяного стовпа, надто швидкорушні смоки треба виготовляти з якомога короткими перебігами, а потрібного обсягу $F_n S$ добуватися, збільшуючи площі (F_n) поперечного перекрою толока. Потому, як на швидкорушні смоки почали ставляти великі хлипаки та хлипакові коробки, вибором великого поперечника толока або так само поперечника циліндра добувають кращих наслідків.

Прямовисні смоки виготовляють також з короткими перебігами, щоб їхня висота не була дуже велика.

У кожному окремім випадку вибору відношення перебігу S толока та його поперечника D треба всі вищезазначені обставини взяти до уваги.

Для орієнтування підчас вибору цього відношення зазначимо, що в гнітових смоках (для гнітів та акумуляторів і взагалі для смоків з напорами до 500 *атм.*) його вибирають у границях від $\frac{4}{1}$ до $\frac{8}{1}$ і навіть до $\frac{12}{1}$;

для смоків, що роблять на напори від 50 до 200 *м* відношення $\frac{S}{D}$ лежить у

границях від $\frac{2}{1}$ до $\frac{4}{1}$, для смоків, що роблять при малих напорах і нор-

мальних числах обертів, $\frac{S}{D} = \frac{1}{1} \div \frac{2}{1}$, нарешті, для експрес-смоків воно часом менше за одиницю. Знов таки і з цього погляду дані наведеної вже вище таблиці можуть стати у великій пригоді.

Саме тіло смокового циліндра при невеликих і пересічних напорах виливають звичайно з чавуна. Якщо мають пересмоковувати кислоти, то вживають спижової або антимоново-олив'яної покриви внутрішньої поверхні циліндра. При великих напорах тіло циліндра виливають із сталі, при дуже великих напорах (гнітові смоки) вживають фосфористого спижу, а також сталі. Тіло смока складається по змозі з частин простих геометричних форм, щось ніби циліндрів, частин кулі та ін., що не лише полегшує виготовлення, але й забезпечує далеко більшу міцність проти внутрішнього тиску.

Зважаючи на рід толока смока, циліндер просвердлюють цілком або ні. В першім випадку треба звернути увагу на можливе в майбутнім до-свердлювання його, а тому grubину стінок радять робити на 2÷3 *мм* більшу від розрахункової.

Грубину стінок визначають, поперше, з міркувань практичного виконання, і, подруге, з міркувань достатнього опору внутрішньому тискові.

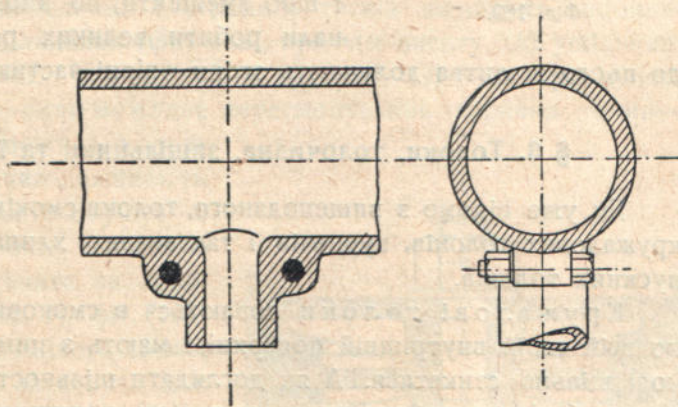
Практична здійснюваність потребує визначати належну грубину (s) стінок (на $мм$) з співвідношення $s = \frac{D}{50} + a$, де D —внутрішній поперечник циліндра на $мм$, а a —додатковий член, його беруть за рівний $10 мм$ при прямовиснім виливі і $12 мм$ при поземім виливі. Наведену формулу Вач'а прикладають тільки до стінок чавунних і при невеликих напорах.

При значних напорах міркування міцності промовляють про доконечність визначати грубину стінок за відомою формулою:

$$s = 0,5 D \left[\sqrt{\frac{k_2 + 0,4 p}{k_2 - 1,3 p}} - 1 \right] + b \text{ (на мм)},$$

де k_2 —означає допускну напругу матеріялу стінок на $\frac{кг}{см^2}$, що її вважають за рівну $100 \div 150 \frac{кг}{см^2}$ для чавуна, $200 \frac{кг}{см^2}$ для спижу та $200 \div 400 \frac{кг}{см^2}$ для сталюого литва, p —внутрішній тиск на $кг/см^2$; D —внутрішній поперечник на $мм$, b —додатковий член, що дорівнює $3 \div 6 мм$.

При цім треба мати на увазі, що формула ця вірна лише для порожнистих циліндрів, що їхні стінки не знеміцнені чималого перекрою штуцерами, які відгалужуються. На те, щоб яко мога менш збільшувати по таких місцях відгалужень напругу на розтяг, неодмінно треба робити в таких місцях добре закруглені переходи. Іноді, коли такого роду великі закруглення з якихось причин незручні, вдаються і до допоміжного засобу, який полягає в тім, що попри небезпечнім місці виливають вічко (фіг. 159), крізь нього просовують сталюого прогонича й

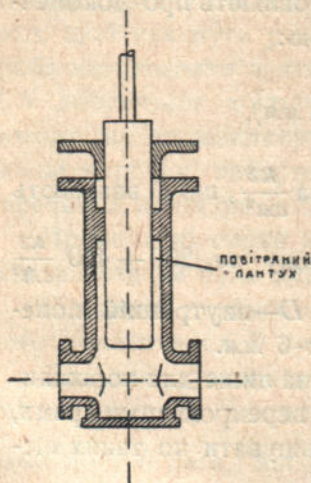


Фіг. 159.

міцно загвинчують; через таку злагоду, коли смок не перебуває під тиском, у матеріялі є тільки напруга стиску, а коли смок підпадає тискові, вислідна напруга меншає.

А що обтяження матеріялу в смоковім циліндрі, в наслідок швидкої зміни процесів всисання й нагнічування, відбувається ударами, то цим і з'ясовуються ті невеликі причини допускних напруг, що їх зазначено вище.

Вибираючи форму для смокового тіла, треба також пильнувати, щоб шлях течива в середині його був якомога коротший та прямолінійний. З цього погляду поземні смоки, в яких лежать один над одним всисний та нагнітний хлипаки, є найдоцільніші. Напірний хлипак, далі, має бути розміщений в найвищій місці внутрішнього простору смока, щоб повітря, яке проходить крізь всисний хлипак, могло вільно вилучатись крізь напірний хлипак, не застоюючись і не створюючи повітряних мішків, вони бо дуже зменшують обсягового сучинника видатности смока. З цього погляду цілком, напр., не допустима конструкція циліндра смока, що її зображено на подаванім рисунку (фіг. 160).



Фіг. 160.

Хлипаки мають бути доступні зовні крізь бічні штуцери або, принаймні, крізь люки.

Тимчасом як у поземних смоках (див. фіг. 39, 42) власне тіло смокове виготовляється здебільшого окремо від всисного й нагнітного повітряних ковпаків і з останніми злучається за допомогою крисів, через що для всіх окремих частин одержуються надзвичайно прості форми, у прямовисних смоках (див. фіг. 51) усі ці частини, так само, як і хлипаків коробки, становлять здебільшого одне литво. Траєкторії руху течива через це виходять у таких смоків, а надто двочинних, дуже складні, і щоб зменшити, по змозі, опори, доводиться канали робити великих розмірів. Незрідка також

до цього ж литва долучають згори опірні частини для колінчастого вала.

§ 3. Толоки, толочилна, защільники та їхня конструкція

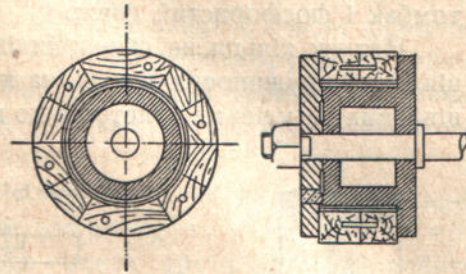
Як уже відомо з вищеподаного, толоки смоків виготовляють у вигляді кружалових толоків, пурначів і так званих хлипаків толоків або перепускних толоків.

Кружалові толоки соваються в смокових циліндрах, оброблених по всій своїй внутрішній поверхні, і мають з цими поверхнями по всьому колі щільно стикатися. А як доглядати щільности стикання не можливо, і коли б підчас роботи смока щільність порушилася, і її не можна відновити, то такого роду толоки придатні лише в смоках для малих напорів.

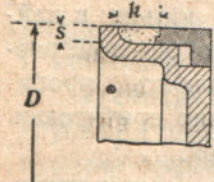
У невеликих і середніх розмірів смоках, як ото в смоків, які подають мастильну олію тощо, часто зовсім не застосовують ніяких спеціальних ущільних засобів і лише кружало толока пришліфовують до точно обробленого внутрішнього злучника, вставляваного під тиском у циліндер і виливаного в данім разі з простого металу; такого злучника, коли б навіть підчас роботи смока він і зіпсувався, легко замінити на інший.

Саме тіло толока виготовляють звичайно з чавуна. Для течив, що чинять на чавун, як, напр., морська вода, на чавунне кружало надівають гільзу з червоного металу, якщо тільки не простіш і не дешевше, як це буває при дуже малих толоках, ціле кружало зробити з цього металу. Сталі й заліза вживають на тіло толока лише в тих випадках, коли з якихось причин толок має бути малої ваги.

Для зовсім другорядних цілів при чистій воді часом на ущільнення кружала з поверхнею циліндра вживають дерев'яної покриви (фіг. 161). Ліпші наслідки бувають при так званих ремінних кружалах, які за невеликих збудовань надівають просто на дещо конічний кінець толочилна, за значніших—на чавунне тіло толока й затискують мутрою. При загвинчуванні мутри зовнішній поперечник шайби дещо більшає, цим досягають більшої щільности.



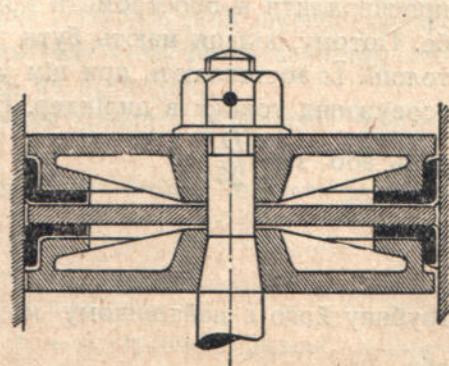
Фіг. 161.



Фіг. 162.

Досконаліші є толоки з особливим ущільненням по колу; таких толоків і вживають завжди за більш-менш добрих виготовлень смоків. Такого роду смоки складаються з двох частин, що мають пересуватися одна до одної, щоб отак можна було вставити або перемінити ущільнення.

За невеликих і середніх тисків вживають конопляного ущільнення (фіг. 162), при чім висоту (h) ущільниці визначають за формулою $h = 4 \sqrt{D}$, а глибину (s) — за формулою $s = \sqrt{D}$, де s і D на mm , коли можливе пересмокування гарячих течив—металеве. За великих тисків і холодних пересмокуваних течив вживають ремінних чохлав, яких застосовують з одного боку або з обох боків, вважаючи на те, чи чинить тиск течива на один бік чи на два боки толока. На фіг. (163) подано такого толока двочинного смока, в якому ремінні чохла затиснуті між двома частинами толока. Переложена всередині шайба має бути виготовлена суцільною, бо її можна центрувати лише на толочилні.



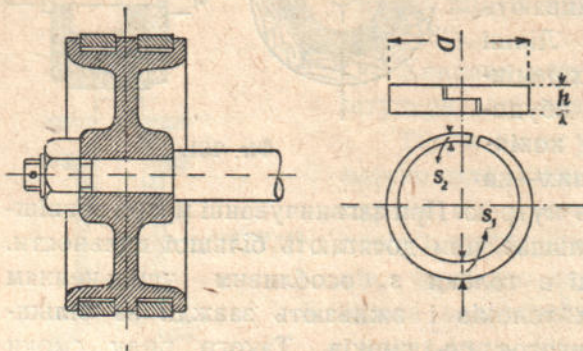
Фіг. 163.

Глибину реміню беруть у границях від 3 до 6 mm , висоту чохла від 15 до 20 mm і глибину переложуваної шайби від 10 до 25 mm .

Толоки з ущільними металевими кільцями (фіг. 164) мають ту пере-

вагу, що вони навіть після довгочасної зупинки смока знов готові до роботи, тимчасом як всякі м'які щільниці мають спершу увібрати в себе воду, щоб потому дати достатню щільність. Вживають такого роду толоків для перших-ліпших чистих течив. Матеріал на толокові кільця має бути м'якший від матеріалу стінок циліндра. Вживають на них чавун, залізо, сталь, томбак і фосфористий спиж.

Натиск кільця на стінки циліндра залежить од власної пружности. Спеціальних пружинних кілець, на які натискували б ущільні кільця, або спеціальних регулівних пристроїв до натиску їх у смоках рідко вживають. Ви-



Фіг. 164.

товляють ущільні кільця так: насамперед виливають кільце з ексцентричним внутрішнім отвором; корисну частину цього кільця обробляють на $1,04 D$. Потому, як це кільце розпилено на окремі кільця, останні начисто обробляють з іверових боків.

Потому ці кільця в найтоншім перекрої по лінії розділу просвердлюють, пропилюють і старанно притирають

так, що кінці можна зсунути один на один в перекривок.

Далі кільце за допомогою натяжного кільця стискають, закріплюють на пляншайбі верстату й обточують за поперечником циліндра; закріплювати при цім кільце доводиться через те, що половину висоти його перекриває стягель.

Для зв'язку можна також обидві лапки, що насовуються одна на одну, просвердити й простромити крізь них шпеник, скоро кільце досить грубе. Потому, кільця мають бути з іверових боків пришліфовані до гар у толоці. Їх зоставляють при цім у стягелі, зробленім з плоского заліза, до всовування толока в циліндер. Грубину кільця в найгрубшому місці беруть або $s_1 = \frac{D}{25}$,

$$\text{або} \quad s_1 = \frac{D}{40} + 7 \text{ мм};$$

$$\text{грубину його в найтоншому місці } s_2 = \frac{D}{30},$$

$$\text{або} \quad s_2 = 0,7 s_1;$$

$$\text{висоту кільця беруть } h = \frac{D}{15}.$$

або

$$h = \frac{D}{20} + 15 \text{ мм.}$$

Пурначі здебільша також виготовляють з чавуна. До 100 мм у поперечнику (в смоків для живлення казанів, у гнітових смоків) їх роблять суцільні, а при поперечниках понад 100 мм—порожнисті. Зовсім невеликі пурначі виготовляють із заліза або спичу. Для швидкорушних смоків пурначі з конічною голівкою або кульовою вартніші за пурначі з плоскою голівкою. Щоб пурнач не брався іржею, надягають злучника з червоного металу, тягнутого без шва.

При малих смоках безпосереднього чину пурначів уживають відкритих і в середині їх тоді вмщують опору для пальця ковзанця, при чім при прямовисних смоках треба злучення робити якомога глибше, щоб дістати невелику висоту.



Фіг. 165.

При значніших розмірах смоків безпосереднього чину ковзанці вмщують в особливі круглі напрямні, які сприймають складові опірною тиску. Здебільшого ковзанця тоді виливають ураз із толоком і прогонича ковзанцевого укріплюють, як показано на фіг. 165.

У смоках двочинних пурначі виготовляють закриті порожнисті, при чім грубину стінок (у поземних смоків), де можна, вибирають таку, щоб вага пурнача приблизно дорівнювала вазі випертої води. Цим забезпечується зашльники від одностороннього стирання. Такого роду пурначі виготовляють також із чавуна, при чім кінцевим частинам пурнача надають більшої грубини стінок і ставляють утулки для укріплення на прохіднім пурначевім билі. Для того, щоб скористатись з підйімальної сили випертої води, місця проходу біла мають бути ущільнені. Цього добуваються через конусове злучення з старанним пришліфуванням. Натяг частини штанги, що міститься в середині пурнача, при монтуванні має бути такий великий, щоб навіть при розтягові конусове ущільнення не потерпіло.

При дуже великих смоках часом пурначі роблять із залізної труби й вилитих кінцевих частин.

Ніколи не слід забувати перевірити грубину стінок пурнача за такою відомою формулою

$$r_3 = r_0 \sqrt{\frac{k}{k - 1,7p}} + b,$$

де r_3 — зовнішній радіус пурнача на см, r_0 — внутрішній радіус пурнача на см, p — найбільший тиск на кг/см^2 , k — допускна напруга матеріялу на кг/см^2 , що беруть для чавуна, заліза й спичу на 600 кг/см^2 і для сталі на 900 кг/см^2 , нарешті, b — додатковий член, що беруть рівний $2 \div 6 \text{ мм}$.

Толочишно, що зазнає розтягу та згину й що виготовлюється звичайно

з тієї ж таки сталі при великих силах, що чинять на толок, перевіряють на повздовжний згин за відомою формулою

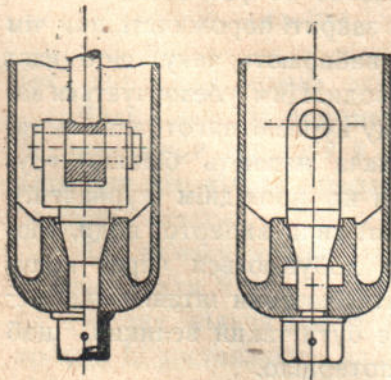
$$d = \sqrt[4]{\frac{20 P \alpha l^2}{\pi^2 E}},$$

де d — поперечник толочилна, P — тиск на толок ($P = p \frac{\pi D^2}{4}$), l — довжина толочилна (при кружалових толоках довжину беруть від середини толока до середини ковзанця; при пурначах — од верхнього кінця пурнача до ковзанця); E — модуль пружности ($E = 2\,000\,000$ для заліза, $E = 2\,200\,000$ для сталі), α — сучинник надійности, який беруть від 10 до 20.

За грубих обчислень часом беруть $d = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{7}\right) D$. Коли пересмокувана вода містить кислоти, толочилно виготовляють зчаста з червоного металу.

Злучають толочилно з ковзанцем звичайно за допомогою клина або різі з мутрою та примутрою.

Вище зазначувано, що при невеликих смоках з відкритими пурначама толочилно з пурначем скріплюють у середині останнього; у цім випадку



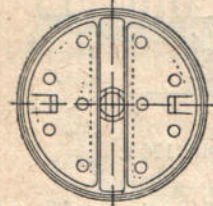
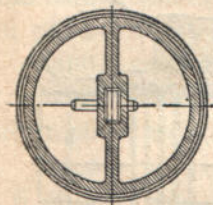
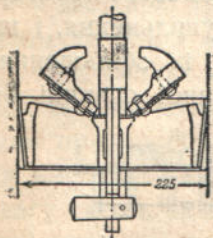
Фіг. 166.

говорити про ковзанець у повнім розумінні цього слова не доводиться, бо скріплюють просто вилкою (фіг. 166), при чім водонепроникливости в оцій конструкції здобувають закритою мутрою. У смоках високонапірних двочинних з обвідним толочилном (див. фіг. 41) траверзу цього толочилна виготовляють як ковзанця, часом палець ковзанця вміщують на самому кінці траверзи, що спричинюється до потреби в другім гонкові або видкуватім гонкові. Тим що в пурначевих смоках найбільший тиск виявляється здебільшого лише в напрямі руху, то звичайно конструюючи ковзанця, вкладень його вміщують з одного боку й в напрямі тиску. Палець ковзанцевий обчислюють на питомий поверхневий тиск; контролюють здобуті розміри обчисленням роботи тертя. Напрямування ковзанця сливе без винятку здійснюється за допомогою круглих напрямних. Коли тиск від складової сили в напрямі гонка на поверхню стикання менший за 3 кг/см^2 , то зношування можна не чекати.

Хлипакові толоки виходять з кружалових толоків, коли в останніх зробити отвори, над якими поставити хлипаки. Їх застосовують, як уже зазначувано у відповіднім місці, в невеликих прямовисних смоках для невеликих напорів. У колодязних, напр., смоках толоки ставляють у данім

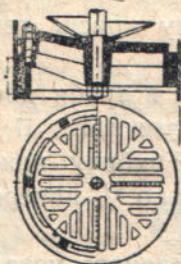
випадку або тарілчасті хлипаки, або відкидні ремінні хлипаки, в конденсаційних смоках звичайно гумові хлипаки.

На фіг. 167 подано толок з ремінним хлипаком і з ремінним ущільником толока. Хлипаки становлять напівкруглі ремінні шайби, які для збільшення їхньої ваги прикриті чавунними або залізними платівками, причім на перші звичайно ставляють, як показано на рисунку, спеціальні обмежувачі перебігу.



Фіг. 167.

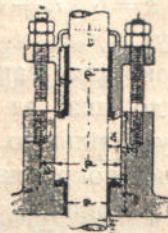
На фіг. 168 подані два хлипакові толоки, з них лівий з конопляним ущільненням, а правий з металевим. Той і той толок мають один хлипак з гумовою платівкою, укріпленою в центрі спеціальним конічним обмежувачем. Платівка лежить на верхній гратчастій поверхні толока.



Фіг. 168.

На фіг. 36 був поданий хлипаковий толок з кільцюватим відкидним хлипаком і своерідним ущільненням толока.

Защільники до пурначів та їхніх бил за малих і се-

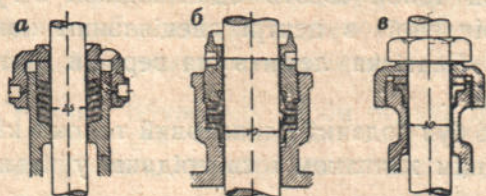


Фіг. 169.

редніх напорів виготовляють, як звичайні защільники (фіг. 169), при чім вживають здебільшого м'яких щільників, а саме налоених конопель, сплетених в коси; останні укладають в щільниковий простір спіралею або на взір кілець. Мастіння робиться почасти коштом лою, що наситив коноплі, почасти олією, подаваною крізь покришку защільника. При швидкорушних смоках треба передбачити спеціальні пристрої до мастіння защільників.

При невеликих защільниках толока останні виготовляють геть чисто з червоного металу, при значніших же защільниках їх виливають з чавуна з вставною гільзою з червоного металу. Покришку натискується прогоничами, число $[i = 2 \text{ (при } d \leq 50 \text{ мм)} \div 4 \text{ (при } d \geq 100 \text{ мм)} \div 6 \text{ (при } d \geq 250 \text{ мм)} \text{ і більш}]$ їх залежить від поперечника (d) защільника, а поперечник (δ)—від сили натиску й може бути визначений із співвідношення $(d + w) \pi \beta p = i \delta^2 k_2$, де β —сучинник запасу, який дорівнює $1,5 \div 3$, k_2 —допускна напруга, що вибирають у границях $180 \div 225 \text{ кг/см}^2$, δ —поперечник прогонича на см, w —грубина щільниці, p —тиск течива в циліндрі на кг/см^2 . Довжину (l) букші беруть або рівну d , або рівну $0,5 d$, при чім перший розмір

стосується до поземого розпологу, другий—до прямовисного; глибину (w) щільниці для бил беруть рівну $20 \div 25$ мм, для пурначів $20 \div 50$ мм, або пересічно $(2 \div 2,5 \sqrt{d})$; отож, поперечник (d_1) щільникового простору до рівнюватиме $(4 \div 5) \sqrt{d} + d$. Висоту цього простору беруть пересічно рівну d_1 . Треба при цім мати на увазі, що велика висота щільникового простору потребує меншого тиску на те, щоб зробити достатнє ущільнення, і що при цім било або пурнач менше псується. Опріч того, із збільшенням стиску зростає тертя в защільнику. Глибину стінок чавунної осяниці бе-



Фіг. 170 а, б, в.

руть $s = 0,1 d + 15$ мм; глибину крисів дещо більшу.

Покришку защільника нема потреби доводити до дна; за найбільшого засування її ще має бути вільною висота $2 w$. Глибину крисів чавунної покритки беруть близько $\frac{5}{4}$ поперечника прогоничів.

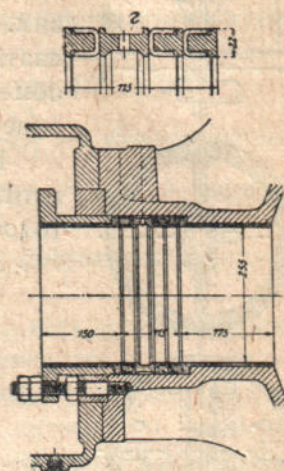
Глибина вистелюваної з червоного металу гільзи та букші $4 \div 15$ мм.

За тисків понад 25 атмосфер вживають сливе винятково ремінних чохлах U -подібного або L -подібного вигляду; останнього вигляду чохлах вживають зчаста на два або три ряди. На фіг. фіг. 170 а, б, в, г зображено декілька таких защільників, при чім остання конструкція належить фірмі Weise & Monski (Halle a. S.)

U -подібна чохла міститься довкола пурнача так, що відкритий його бік звернений в середину циліндра, і течиво, яке надходить борозенками циліндричної поверхні в середину чохла, натискує останню на пурнача. Щоб уникнути при ремінних чохлах всисання повітря в смоковий простір, звичайно за прямовисного розміщення на покритці защільника передбачають ваннуватий простір, який сповнює течиво.

Ремінні чохла не придатні до гарячої води, яка дуже розм'якшує ремінь, не придатні, звичайно, ремінні чохла й до пересмокування течив, які шкідно чинять на ремінь, напр., кислоти тощо. Довгочасність служби ремінних чохлах залежить від напору, з яким смок робить: що більший останній, то дужче притискується ремінь до толока, то хутчіш чохла зношується.

На чохла беруть добрий підшоввий ремінь, при чім ремінь у чохлах слід розміщувати так, щоб зовнішній бік ремня (що на нім росло во-



Фіг. 170 г.

лосся) був звернений в середину чохла, а внутрішній до пурнача та стінок циліндра.

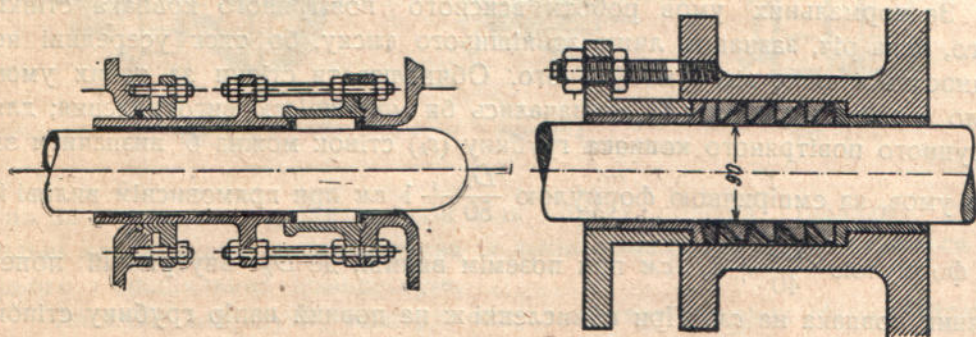
Корисна висота чохла залежить від поперечника її, і для не дуже малих поперечників лежить у границях від 12 до 20 мм, за глибини ременя 3 ÷ 6 мм; при дуже малих толоках корисну висоту чохла зменшується часом до 4 ÷ 5 мм за глибини ременя від 1 мм.

При смоках нормальної швидкості, так само, як і при защільниках з конопляною щільницею, для мастиння досить лою, що виділяється із щільниці; при швидкорухливих же смоках треба передбачити спеціальний підвід мастила. Для двочинних смоків, щоб скоротити довжину, а виходить, і вагу смока, за пропозицією фірми Klein, Schanzlin & Becker, застосовують защільника конструкції, показаної на фіг. 171, і він сам обслуговує обидві робочі частини смока.

Зашчільники з металевою щільницею придатні лише для чистої води і їх можна вживати до цілком круглих толочилен, які мають при цім геть чисто рівну непошкоджену (жолобки, риски та ін.) поверхню.

Перевага такої щільниці в тім, що вона далеко довше служить (щось із 6 років) і мало дає тертя.

Зашчільникових прогоничів при такій щільниці зовсім не треба міцно підтягати: часом буває досить тільки пальцями підкрутити прогоничі, щоб



Фіг. 171.

Фіг. 172.

дістати належну щільність; навпаки, сильне підкручування може призвести до сильного зогрівання, ба навіть топлення щільниць.

За матеріал для щільниць править завжди м'який метал, напр., такий стоп: 65% цинку, 20% олива та 15% стибію (антимону); оливо часом заміняють на мідь в далеко меншій кількості (4%) із збільшенням вмісту цинку (до 89%); вживають часом і чистої м'якої міді.

На фіг. 172 подано, напр., конструкцію металевого защільника фірми Howaldt (Kiel); щільниця складається з 4 кілець червоного металу й 4 кілець білого металу; кільця трикутного перекрою й поділені кожне на 3 частини. Для виймання кілець у них є нарізні отвори. Зверху металевих кілець

прокладено м'яку щільницю, що має призначення сприймати температурні знеформлювання металевих кілець і перешкоджати пилові та брудові проходити в щільницю.

§ 4. Повітряні ковпаки та злагода їх

Не зупиняючись на питанні про розміри повітряних ковпаків, про що вже докладно говорено, зазначмо передусім, що коли повітряні ковпаки виготовляють як самостійні конструктивні частини (див. фіг. 39), то їм надають для ліпшого сприймання внутрішнього тиску форми циліндрів з опуклим обрисом дна, форми кулі та навіть грушуватої (для невеликих напірних ковпаків). Ковпаки або виливають (з чавуна, сталі, червоного металу), або виготовляють з аркушевого заліза, сталі, міді. Глибину стінок ковпаків, як всисних, так і нагнітних, звичайно обчислюють за тим унутрішнім тиском, що визначають з напору; річ у тім, що за більш-менш довгочасної зупинки смока, якщо всисний хлипак не абсолютно щільно закритий, і коли всисна труба має забірний хлипак, у всиснім повітрянім ковпаці може усталитись тиск, що відповідає повному напорові, на який, отже, і доводиться обчислювати всисний повітряний ковпак. Якщо цього хтять уникнути, треба у всиснім повітрянім ковпаці передбачити забезпечений хлипак, що починав би чинити далеко раніш, ніж виникне цей тиск.

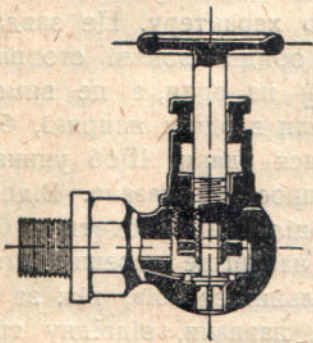
За нормальних умов роботи всисного повітряного ковпака стінки його, ясна річ, зазнають лише зовнішнього тиску, бо тиск усередині не підноситься вище від атмосферного. Обчислювати стінки за таких умов було б зайве, і розміри їх визначались би можливістю виготовлення; для чавунного повітряного ковпака глибину (s_k) стінок можна б визначити за цих умов, за емпіричною формулою $\frac{D_k}{50} + 1$ см при прямовиснім виливі й за формулою $\frac{D_k}{40} + 1,2$ см при поземім виливі, де D_k —внутрішній поперечник ковпака на см. При обчисленні ж на повний напір глибину стінок доведеться перевіряти, як і стінок напірного повітряного ковпака, за формулою

$$s_k = 0,5 D_k \left(\sqrt{\frac{k_z + 0,4 p}{k_z - 1,3 p}} - 1 \right) + a \text{ (на см)},$$

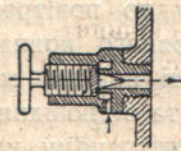
де p —знов найбільший внутрішній тиск на кг/см^2 , k_z —допустима напруга для матеріялу ковпака, і яку приймають за рівну 100 кг/см^2 для чавуна, 300 кг/см^2 для сталюого литва, 500 кг/см^2 для зварного заліза, 800 кг/см^2 для сталюних аркушів, a —додатковий член, що його вибирають у границях від $0,3$ до 1 см.

На всисний повітряний ковпак, звісно, залежно від величини смока, бажано ставити вакууметр, зірне водяне скло та пристрій для всисання

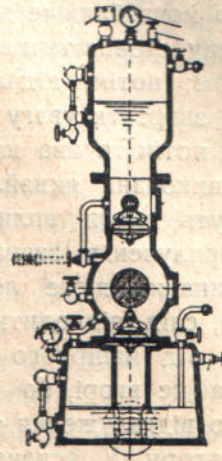
повітря. Цього можна добутись простіш над усе, зробивши у всиснім штуцері декілька маленьких отворів, крізь які повітря виходило б у формі баньочок, не порушуючи роботи смока. Напірний повітряний ковпак виготовляють із таких самих матеріалів, що й всисний ковпак; грубину його стінок обчислюють так само, як зазначувано для всисного ковпака. Вода, що міститься в таких ковпаках, вбирає в себе повітря й то більш, що більший тиск, через це в ковпаці кількість повітря зменшуватиметься. Отож, напірні повітряні ковпаки доводиться раз-у-раз сповнювати повітрям, при



Фіг. 173.



Фіг. 174.



Фіг. 175.

чим за невеликих окремих смоків для впуску повітря ставляють спеціальні хлипаки, а за великих устав із декількома смоками користуються для цього з спеціальних компресорів.

Хлипаки для впуску повітря, одну з конструкцій яких (фірми Hilpert'a) зображено на додаванім рисунку (фіг. 173), ставляють у тілі смока під напірним хлипаком і підчас процесу всисання дозволяють деякій кількості повітря пройти зовні в середину смока; повітря це, потім, підчас нагнічування крізь напірний хлипак загоняється в повітряний ковпак. Перебіг хлипака й разом з тим кількість всисуваного повітря можна регулювати зовні за допомогою крутенця.

Опірч хлипаків для впуску повітря, вживають іще спеціальних гвинтів; на фіг. 174 зображено, напр., такого гвинта, що відкручується вже, коли треба, рукою. Ставляють його під всисним хлипаком або попри повітрянім всиснім ковпаці і, отож, він може впускати повітря підчас його відкривання за періодів всисання або у всисну трубу, або у всисний повітряний ковпак, а потім переганяється так само, як і за ставляння хлипаків, у напірний повітряний ковпак.

Застосовують іще для тієї ж мети допоміжних повітряних ковпаків, повітряний простір яких злучено патрубком з грантом з водяним простором основного повітряного ковпака; якщо тепер крізь особливий грант випускати воду з допоміжного ковпака, роз'єднавши попередю грантом обидва ковпаки та відкрутивши ще нового гранта в допоміжнім ковпаці для впуску повітря, то останнє сповнятиме випорожнюваний від води простір у допоміжнім ковпаці; з цього повітря, потім, і можна скористатись на сповнювання основного ковпака.

На фіг. 175 показано розміщення арматури на всиснім і напірнім повітряних ковпаках. Розміщуючи повітряні ковпаки, слід завжди містити їх якомога ближче до смокового циліндра, щоб тим самим зменшити довжину стовпа течива, що бере участь у нерівномірнім русі разом з толоком; потім, підчас розміщування підводу течива та його відводу, конче звертати увагу на те, що повітряний казан має призначення розділити потік течива на частини зовсім ріжного характеру. Це завдання буде виконане якнайліпше тоді тільки, коли обидва водяні стовпи не матимуть змоги впливати безпосередньо один на один, а це вимагає, щоб прилучення зазначених водоводів не лежали в однім напрямі, бо в цім випадку дуже легко могли б передаватися удари. Щоб уникнути ударів, слід підводити воду до повітряного простору казана. Відвідну трубу від напірного повітряного ковпака доцільніш відводити з боку його, а не вгорі, бо витікові повітря можна найлегше перешкодити за бічного відгалуження труби та відповідних ущільних засобів, ніж за відводу вгору. У всисному повітряному ковпаці, навпаки, відвідну трубу ліпше прилучати вгорі, бо після спадання рівня води до відвідної труби повітря можна відвести дрібно поділене, якщо відкриту відвідну трубу знизу закрити, а з боку її пробити маленькі отвори.

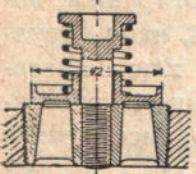
§ 5. Хлипаки, їхня злагода та устава

З викладу теорії руху хлипаків, у зв'язку з досліджуваннями цього руху, ми вже познайомились були з низкою форм їх. Ми бачили, що найпростіші та, либонь, найліпше вивчені—це тарілчасті хлипаки, з плоским або конічним сідлом, і кільцеві.

Одну з форм першого роду хлипаків без пружинного обтяження знапрямними нижніми ребрами, якої вживають тільки при тихорушних толоквих смоках невеликої потужности або часом у гнітових смоках, де з умов міцности доводиться всіх розмірів додержувати в невеликих вузьких рямах, подано на долучуванім рисунку (фіг. 176). Обидва хлипаки, всисний і напірний, сидять тут у хлипаковій коробці один над одним, і обох можна вийняти зверху крізь отвір, що його закриває покришка; покришку цю притискується щільно гвинтом за допомогою рихви, що охоплює

своїми кінцями криси коробки. Покришці надано такої форми, що середня частина становить упору, коли піднімати напірний хлипак, а той, своєю чергою, обмежує підняття всисного хлипака. Напрямні ребра хлипака поставлені дещо скісно на те, щоб при піднятті хлипака відбувалось його повертання, цим досягають рівномірного зношування сідла й довготривалішої щільності. Хлипакові сідла при таких невеликих хлипаках зовні обточують трохи на конус і, покривши манією, вставляють у таким же способом обточений кожух, цим досягають тривкості та доброї щільності.

На фіг. 177 зображено другого невеликого тарілчастого хлипака з верхнім напрямним шпінделем системи Weise & Monski (Halle a. S.). Самий хлипак, сідло та напрямний шпіндель виготовляють із спижу. Для того, щоб хлипакова тарілка важила якомога менш, останню напрямляють за допомогою короткого злучника вздовж шпінделя, вкрученого в хлипакове сідло; шпіндель на своєму верхньому кінці має витичний гребінь, що становить опору для пружини, яка обтягує хлипак. Для того, щоб перешкодити проходу води між напрямним злучником і шпінделем, конче треба і всередині мати щільно пришліфовану поверхню, не зважаючи на те, що вода виходить лише із зовнішнього боку хлипакової тарілки.

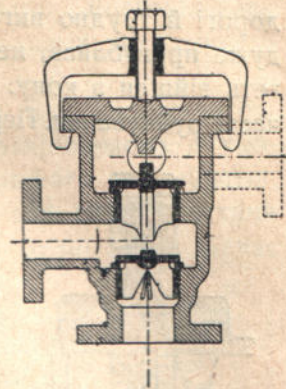


Фіг. 177.

Хлипаки з конічною сідловою поверхнею, як от ті, що подані на фіг. 178, чинять, звісно, менший опір течиву, коли рівняти їх до плоских тарілчастих хлипаків, але їх застосовують тільки як дуже невеликі хлипаки, бо притирати великі конічні поверхні, надто, коли їх декілька в одному хлипаку (як, напр., у кільцевих), трудненько.

У великі смоки, що подають велику кількість води, як от в смоки для водопостачання, не можна, звісно, ставити по одному всисному й нагнітному хлипаку, бо, щоб пропускати відповідну кількість води, такий єдиний хлипак мав би бути і великого поперечника і ходи. Поряд із тим, уже за середніх чисел обертів, з'явилися б удари хлипака, бо для спокійного ходу потрібно, щоб хід хлипака був невеликий. Але мале підняття хлипака, річ ясна, спричинилося б до ще дальшого збільшення його поперечника. Отож, у таких випадках довелось відмовитись від уживання одного звичайного хлипака і ставити декілька невеликих хлипаків, що звуть їх груповими хлипаками (див. фіг. 38).

До таких групових хлипаків звичайно вживали описуваних уже тарілчастих хлипаків з плоским або конічним сідлом.



Фіг. 176.

Отже, вживання групових хлипаків, дарма, що ідея замінити великі, дорогі й трудно виготовлювані хлипаки на більше число малих хлипаків дуже приваблива, не дало бажаного успіху, і вони останніми часами сливе геть зійшли з кону. Головні хиби їхні — неспокійний процес роботи та часті руйнування. Перше явище цілком зрозуміле, тим що, коли навіть всі,

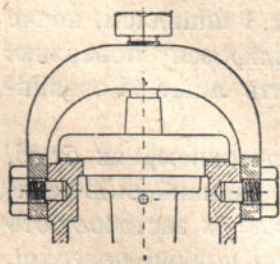
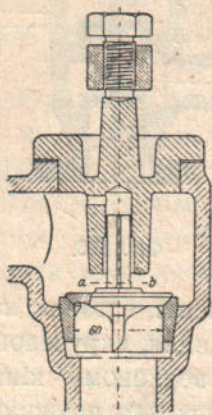


Fig. 178.

що разом роблять, хлипаки даної групи виготовлені цілком однаково, то все ж уникнути різниці в їхнім процесі роботи здебільшого неможливо, бо неможливо досягнути тотожних процесів протікання течива по всіх хлипаках. Через це однакові обтяжені пружини чинитимуть різно і, крім того, вони змінюватимуться й від часу різно, а це, звісно, призведе до ще менш правильної їх роботи. Надто це явище помітно у всисних хлипаках, в яких обтяження хлипака становить розмірно більшу частину опору отворів, ніж у напірних хлипаках.

Друге із зазначених уже явищ з'ясується так: нехай один або декілька хлипаків даної групи не досить щільні, а це при пересмокуванні, напр., брудної води або просто в наслідок зносу хлипака, завжди може статися, тоді такі хлипаки відкриватимуться легше, ніж інші щільніші, бо тиск течива знизу при піднятті хлипака з його сідла чинитиме також і на поверхню ущільнення. Коли ж відкривається лише якась невелика кількість хлипаків, то все витискуване толоком течиво рине з великою швидкістю крізь відповідну невелику кількість отворів. Хлипаки негайно ж після відкриття досягнуть верхнього свого положення. Із збільшенням швид-

кості толока зростає тиск у смоковім просторі із зростанням прохідного опору відкритих хлипаків. Якщо зростання тиску стане таке ж велике, як і опір відкриттю хлипаків, що лишались закриті, раніш, ніж толок досягає середини перебігу, то починають і ці хлипаки також робити, в противнім разі лишаються закриті. Те перевищення тиску в смоковім просторі, під яким вода протікає крізь хлипаки, може, отож, зрости до висоти опору відкриттю хлипаків, що лишались закриті. Якщо тепер конструкція хлипаків малосила, щоб встояти проти сили струмини, що виходить під цим тиском, то хлипак ламається¹⁾.

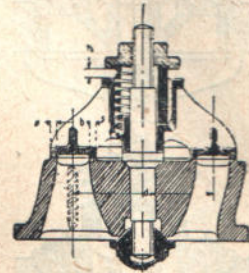
Вважаючи на ці умови, із збільшенням видатности смоків як прості тарілчасті хлипаки, так і групові почали замінювати на кільцеві

¹⁾ Див. з цього приводу наведене обчислення сил, що чинять на хлипак, у Berg'a. Die Kolbenpumpen. Berlin. 1921, стор. 239 і далі.

хлипаки, які підподіляють на: двосідлові кільцеві хлипаки, або дво-пірні кільцеві хлипаки, подвійні, потрійні й т. д., або взагалі, многокільцеві, або многопірні хлипаки з багатьма концентричними кільцями, що їх сполучають одне з одним ребра.

На фіг. 179 зображені два кільцеві хлипаки, що в них, як можна бачити на рисунку, сідла складаються з зовнішнього, закріпленого в смоковім кожусі, сідлового кільця та внутрішньої, здебільшого конусоватої, частини, що служить для укріплення напрямного шпінделя. Обидві частини злучені між собою кількома ребрами, які, щоб менші були опори підчас протікання течива, роблять по змозі тонкими з заго-стреними краями. Середній хлипаковий шпіндель, що

його часом виливають одночасно з центральною сідловою частиною, здебільшого, як і в зображеному на подаванім рисунку, хлипакові, виготовляють окремо й прикручують до цієї частини сідла, але так, щоб він був строго нормальний до сідлової поверхні й тим забезпечував цілком правильну посадку хлипака. Останній складається з кільця та з'єднаного з ним декількома ребрами центрального напрямного злучника. Щоб зменшити, по змозі, вагу й воднораз мати ще достатню

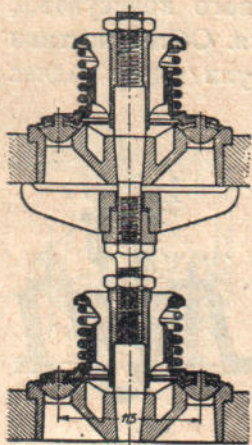


Фіг. 179.

цупкість конструкції, кільцеві надають відповідний профіль поперечного перекрою; на рисунку, напр., таким профілем буде тетуватий. Злучні ребра роблять яко мога тонші із щораз збільшуваною висотою перекрою до центрального злучника, в яким зоставляють досить простору для металевої пружини, що обтяжує хлипак (ліва частина рисунку), або трубчастой гумової пружини. Пружини ці вгорі впираються на мутру, що нагвинчена на напрямний шпіндель і дає змогу регулювати по потребі обтяження хлипака. Мутра ця разом з тим є обмежувач ходу хлипака. Коли правильно визначено розміри пружини, хлипак за нормальної роботи аніяк не має торкатись цього обмежувача, врівноважувати ж тиск течива, що протікає знизу, мусить лише тиск пружини зверху. Обмежувач ходу потрібний лише на випадок зменшення натягу пружини. Конструкуючи хлипак, треба, далі, звертати увагу на те, щоб на внутрішньому боці між хлипаковою тарілкою та напрямним злучником було ще досить місця для течива, що підтікає з середини; отже, вже з конструктивних міркувань поперечника кільця не слід вибирати дуже малого. Ширину (b) проходу в сідлі визначають з того міркування, щоб швидкість течива в сідлі була менша, ніж у щілині хлипака. Отож, коли позначити через δ ширину злучного ребра й через i кількість цих ребер, то має бути виконана умова $(d_m \pi - i \delta) b > 2 \mu d_m \pi h_{\max.}$, де d_m є пересічний перекрій кільцевого отвору, а μ — сучинник витрати крізь хлипакову щілину. Здебільшого беруть $b \approx 3h_{\max.}$ Зовнішньому сідловому кільцю часом за малих збудувань надають конічної форми й тоді його просто вганяють у тіло смока, за великих же роз-

мірів хлипака кільце має бути укріплене в кожусі спеціальними пристроями.

На фіг. 180 подано конструкцію всисного й нагнітного кільцевих хлипаків фірми Weise & Monski та кріплення їх у кожусі смока. Кільцеві хлипаки мають конусовату сідлову поверхню й ремінне ущільнення. Обтяжувальна пружина спирається вгорі на відігнутий крайок напрямного порожнистого циліндра, а внизу чинить на гребінь сполученого з кільцевим хлипаком другого циліндра, напрямлюваним в його русі першим циліндром. З внутрішнього вінця хлипакового кільця течиво відводиться крізь порожнисту частину



Фіг. 180.

ззначеного вище напрямного циліндра. Хлипакове кільце центрують чотирма чопами, що входять у вирізи гребеня циліндра, який лежить над ним. Між цими двома кільцями переложена ремінна шайба, і цим досягають достатнього ущільнення, тимчасом як тиск течива, що чинить на хлипак, сприймають металеві сідлові поверхні хлипакового кільця. Напрячний шпindel роблять із сталі, решту частин хлипака виливають з червоного металу.

Для кріплення напірного хлипака в кожусі його конусоватий шпindel має на нижнім кінці різь з нагвинченою на нього мутрою, що входить в заглибину рихви. Підчас загвинчування мутри сідло хлипака затискується в смоковім кожусі. Всисний хлипак укріплюється за допомогою шостикантового натискного шпінделя, який обпирається на згадану вище мутру, а другим своїм кінцем угвинчується в напрямну частину всисного хлипака. За зворотного повертання цього шпінделя сідло всисного хлипака за допомогою його конусоватого шпінделя натискується донизу й міцно злучається з кожухом. Навернута на натискний шпindel мутра служить для надійности всього злучення.

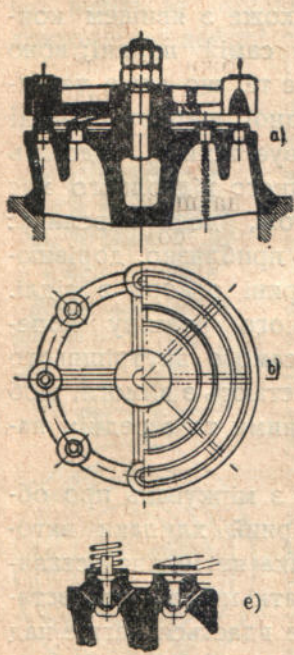
На фіг. фіг. 181 а, b, c, d, e, зображений двокільцевий хлипак Н. Ноєбіґ еґ'ової конструкції, що останніми часами дуже поширилася.

Власне частина, що закривається, являє собою платівку (d), яка міцно згвинчена із зробленою з пружинної сталі або бронзи напрямною платівкою (c), що лежить над першою. Напрямна платівка має в двох місцях вирізи, через це вона може своєю зовнішньою периферією легко висовуватися з площини міцно затиснутого центра платівки. Ця платівка створює, з одного боку, напрямок раніш описаній хлипаковій платівці, з другого боку, пружинне обтяження хлипака. Щоб, однак, останню ліпше регулювати, в чотирьох або більш місцях (у зображенім хлипакові у 8 місцях) застосовані осібні пружини, що обпираються на циліндричні вирізи спеціальної траверси.

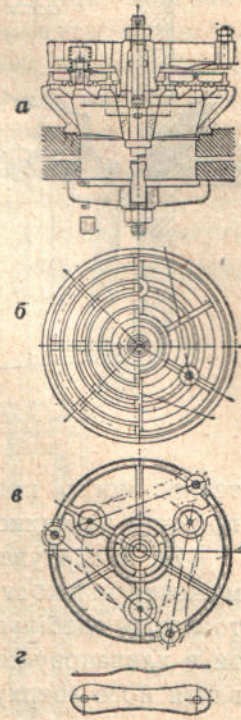
Траверза міцно пригвинчена в центрі прогонича до сідла й становить обмежувач ходу хлипаків. Самий хлипак звичайно має конусовате сідло з

ремінним ущільненням, призначення якого розділити частину, яка сприймає силу, від тієї, що ущільнює, і тим мати можливість навіть за великих тисків для ущільнювання користуватися з ременю.

На фіг. 182 зображено хлипак тієї ж конструкції вже з трьома концен-



Фіг. 181



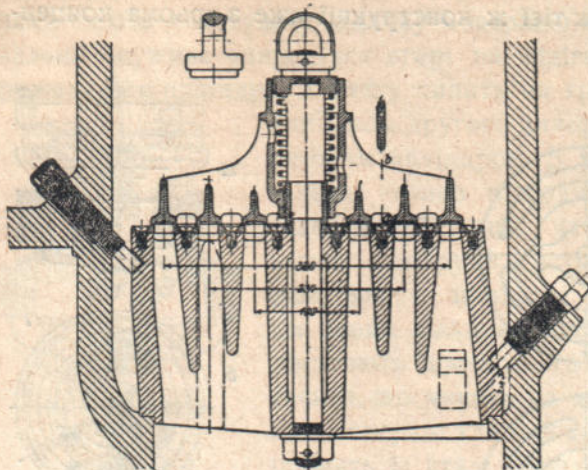
Фіг. 182

тричними кільцями, злученими між собою ребрами; опірні частини плоскі, напруження за допомогою серезки.

Рухи хлипака спрямовують без жодного тертя три пружинні серезки, прикріплені, з одного боку, до хлипака, з другого боку, до добре укріплених обмежувачів; через це зупинення хлипака зависло в наслідок яких-небудь затисків зовсім не можливе. Потрібне обтяження на хлипак досягається тут за допомогою 3-х гвинтових мосяжевих пружин, переложених між обмежувачами та хлипаковим кільцем. Щоб вставляти й виймати хлипаки та обмежувачі, хлипаковий шпіндель спускається вниз, при чім випадати шпінделеві перешкоджає невеликий клинець, що проходить крізь нього. Хлипакове сидло удержує в своїй камері рихва. Сидло та хлипак вилиті з червоного металу, обмежувач з чавуна, шпіндель зроблено з сталі, а рихву із заліза.

Проектуючи многопірні кільцеві хлипаки (фіг. 183, конструкція Borsig'a, Berlin), треба звернути увагу на те, щоб кільця одне від одного

були на досить далекій відстані, бо цим можна уникнути дроселювання води, що протікає. Потоки течива, що виходять з щільною швидкістю,



Фиг. 183

між кожними двома кільцями безпосередньо стикаються між собою і мають бути відхилені догори. При цім відбувається явище, схоже з явищем контракції в самій щілині; воно спричиняє те, що лише частину прохідної ширини справді скористовує течиво. Відстань кілець одного від одного має бути, отож, досить велика: вона має приблизно дорівнювати ширині отвору в сідлі. Мінімального розміру поперечника самого внутрішнього кільця дістають з вимоги, щоб

течиво могло протікати без усяких загаювань між ними та середнім напрямним злучником.

Як із міркувань про злучність виготовлення, так і з міркувань про обмеження кількості резервних частин, всисний і напірний хлипаки виготовляють здебільшого однакові. Коли всисного хлипака не можна вставити в хлипакову коробку крізь бічний штуцер, треба мати можливість вставляти його зверху крізь сідло напірного хлипака. Це вдається легше над усе, коли за інших однакових розмірів обох хлипаків зовнішнє сідлове кільце напірного хлипака розширити донизу, його ж у всисному хлипакові звузити так, щоб останній можна було вставити крізь залишений для напірного хлипака отвір у тілі смока.

При далеко більших хлипаках з багатьма кільцями хлипакове сідло має бути обчислене на згин, надто це потрібно при великих напорах, бо навіть щонайменший прогин сідла не дає змоги щільно закривати. Ребра, що злучують окремі кільця сідла, зазнають згину, при чім на кожне ребро припадає відповідна частина повної сили; цю ж останню визначають добуток з площі основи хлипакового сідла на різницю тисків зверху й знизу.

При цім, коли обчислюють ребра, тепер кожне з них вважають за трям, вправлений своїми кінцями¹⁾, бо зовнішнє сідлове кільце вже з самих конструктивних міркувань роблять таке міцне, що такого прогину, який відповідає трямові з кінцями, що лежать вільно на опорах, ні в яким разі не може бути. Для литва з червоного металу беруть при цім допускну напругу на згин на 100 кг/см^2 .

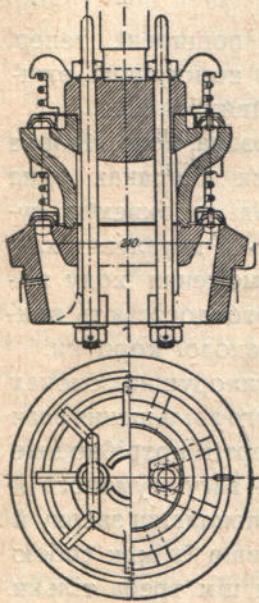
¹⁾ Метод обчислювати див. у Berg'a. Die Kolbenpumpen. Berlin, 1921, стор. 228 і далі.

Розміщуванню концентричних кілець на одній площі через те, що воно дає легке притертя поверхонь ущільнення, тепер віддають перевагу перед розміщенням на різних площинах, що застосовувалося переднішими часами в так званих поверхових хлипаках, де окремі кільця однакової або навіть різної величини розміщувалося одне над одним (фіг. 184, конструкція Borsig'a, Berlin). Слід відзначити, що конструкцію поверхових хлипаків з кільцями різної величини тепер зовсім кинута через те, що навіть за доцільного вибору обтяження для окремих кілець усе ж довгочасної доброї сукупної роботи таких хлипаків добутись не вдається.

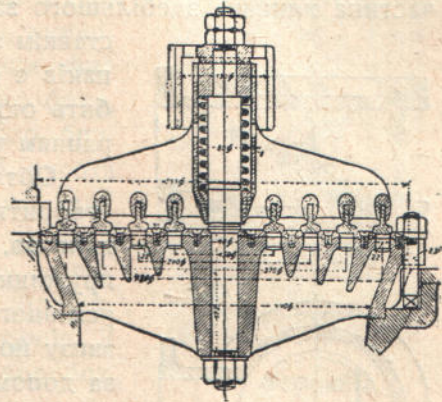
Поверхові ж хлипаки з кільцями однакового розміру, що для них потрібна меншого поперечника хлипакова коробка, але далеко більшої висоти, збереглися і досі в окремих виробках, надто в шахтових смоках, де через обмеженість місця взагалі потрібні компактні щодо ширини конструкції.

Многопірні кільцеві хлипаки з окремо рухомими кільцями репрезентує хлипак, що його зображено на фіг. 185.

Такого розбору хлипаки слід залічити також до категорії групових хлипаків. Тим то, усі ті хиби, що притаманні взагалі груповим хлипакам, ще більше є властиві й розглядуванім кільцевим хли-



Фіг. 184



Фіг. 185

пакам. І справді, одночасне відкриття й закриття кілець різної величини потребує пружин різної сили, розміри яких незвичайно трудно цілком правильно виявити під час проектування. Відкривається, напр., на початку перебігу толока одне кільце, а решта їх, в наслідок малої кількості хлипаків, лишається ще закрити, отож, пружина цього одного кільця буде переобтяжена і, опріч того, прохідні опори побільшають.

На закінчення викладу злагоди підіймальних хлипаків треба ще трохи спинитися на способах кріплення хлипакових сідел.

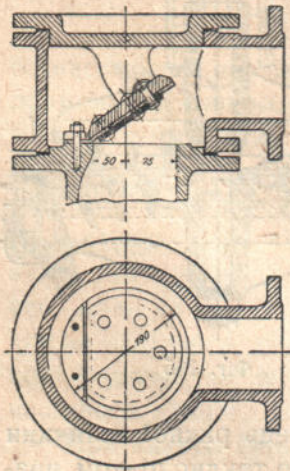
При малих хлипаках, як ми бачили вже, це закріплення роблять, просто вставляючи їх під тиском або вгвинчуючи. При великих хлипаках до цього є низка спеціальних пристроїв, щось ніби спеціальні натискні збкку гвинти (див. фіг. 183), або натяжні прогоничі (див. фіг. 185, праворуч), або спеціальні клинові затискачі (див. фіг. 185, ліворуч) і т. д.

Але при всіх такого розбору укріпленнях треба звертати увагу на щільність самих пристроїв, бо різі також не дають достатньої щільності. Отже, при натискних гвинтах, напр., треба ставити закриті мутри з нижнім ущільним кільцем (див. фіг. 183, ліворуч), при чім за переміжку правлять гумові шнури і за великих виробів ставляють навіть ремінні чохла.

Точнісінько так само й саме сідло мусить бути ущільнене, чого добуваються при малих хлипаках фарбуванням тих місць, що потребують ущільнення, манією, обгорнувши попереду тонким шаром конопель, а при великих хлипаках переліжкою круглих гумових шнурів (див. фіг. 181) або плоских гумових кілець (див. фіг. 182).

Відкидні хлипаки, дуже переднішими часами поширені, тепер, якщо не вважати на деякі спеціальні нові (Gutermuth'ові) конструкції, вживаються лише в ручних смоках та в деяких конденсаційних смоках.

Вісь обертання у відкидного хлипака здебільшого позема, його сідлова поверхня теж позема або похила. В ремінних і гумових хлипаках одна частина хлипака здебільшого закріплена (фіг. 186), і тоді в окремім су-ставнім зчленуванні нема потреби. У металевих хлипаків є су-ставний прогонич. Обмеження ходу робить окремий обмежувач, або його досягають впи-ранням у виступну частину хлипакової коробки.



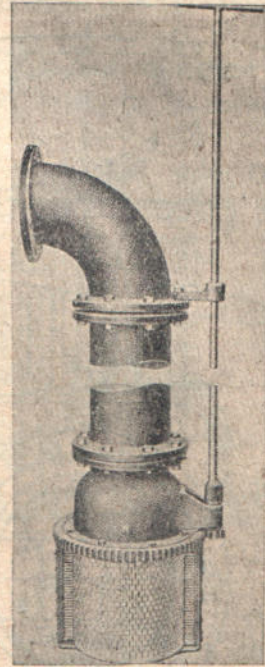
Фіг. 186

Обтяження хлипака можна в тихорухних смоках утворити за допомогою лише самого збільшення ваги хлипака, за великих же чисел обертів потрібно вже пружинне обтяження. Збільшити вагу гумового й ремінного хлипака можна, напр., поклавши зверху й знизу його залізні шайби злучивши їх між собою за допомогою нютової злуки; при цім треба тільки звертати увагу на те, щоб центр ваги містився по змосі далі від осі обертання, бо момент, що закриває хлипак, із збільшенням кута нахилу останнього, меншає. З цього погляду похиле положення хлипака вигідніше, а сама конструкція смока з таким розміщенням хлипака виходить компактніша.

Ще вигідніші з цього останнього погляду будуть, як уже зазначувано, дуже поширені й в швидкокорухних смоках Gutermuth'ові хлипаки, виготовлювані з аркушевої сталі або спижу; вони вже самою своєю формою дають щільне злучення з сідлом, дають досить добрий з погляду гідравліки напрям проточній воді, мають винятково малу рухому масу і, нарешті, їх зручно устанавляти навіть у чималій кількості в спеціальної форми, що облягає смоковий простір, вставній частині; вони дають можливість смокам навіть з великою видатністю надавати компактну форму (див. фіг. 157).

§ 6. Забірні коробки та злагода їх

Призначення забірних коробок — не давати брудові проходити разом з течивом у всисну трубу. Такому призначенню, на перший погляд, могла б прислужитися просто сітка, що закриває кінець всисної труби, але явища контракції, що неминуче пов'язані підчас проходу води крізь вузькі отвори, можливе забивання деяких отворів брудом, нарешті, великі гідравлічні опори, що з'являлися б за такого звуження перекрою труби й які спричинялися б до чималого зниження висоти всисання, змушують відмовитись від такого способу запобігати попаданню сторонніх тіл і бруду до всисної труби і замість цього укріпляти на кінці всисної труби спеціальну коробку звичайно з прямовисними прорізами або круглими отворами в бічних її стінках. Розміщення отворів у бічних стінках, а не в дні коробки, впливає з того, що, з одного боку, коробку звичайно установлюють дном на підмостку, а з другого боку, щоб не засмоктувати з дна колодязя дрібного бруду, який завжди буває; для цього ж таки й висота коробки над дном колодязя має бути така, щоб швидкості засмоктаного течива при дні не були достатні для підняття з нього мулу, піску тощо. На практиці ця висота звичайно дорівнює подвійному внутрішньому поперечникові всисної труби. З другого боку, глибина занурення забірних коробок, щоб уникнути засмоктання повітря, не повинна бути дуже мала: за мінімальну допускну висоту шару води над коробкою вважають 1 м.



Фіг. 187 а.

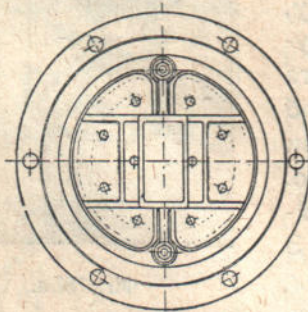
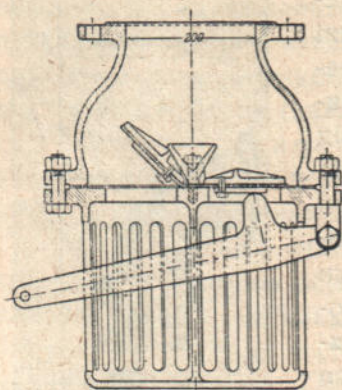


Фіг. 187 б.

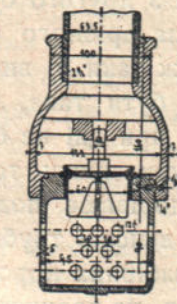
Так само, беручи до уваги неминучу контракцію підчас проходу течива крізь отвори в коробці та можливе забивання деякого числа отворів, заведено загальну площу отворів робити в 3÷4 рази більшу за площу поперечного перекрою всисної труби.

Коробкам надають або кулевої або циліндричної форми і роблять їх з чавуна, заліза, міді. У чавунних коробках отвори роблять у формі прорізів (фіг. 187 а), у залізних і мідних у формі круглих отворів (фіг. 187 б), поперечник їхній від 5 до 12 мм, при прямокутніх отворах той же розмір надають ширині отвору. Для води, за яку відомо наперед, що несе з собою багато дрібних домішок, на коробку напинають тонку дріт'яну сітку.

Разом із забірною коробкою установлюють іще так званий нижній всисний хлипак. Останній має призначення перешкоджати витіканню води з всисної труби, коли зупиняється смок, і давати змогу сповнювати всисну трубу перед пуском смока в хід. За висот всисання понад 3 м такого роду хлипаки ставляють завжди. Звичайно нижній всисний хлипак монтують у забірній коробці (див. фіг. 187 а), яку за допомогою крис або злучника сполучають з трубопроводом. Застосовують ще, як такі хлипаки, тарілчасті або відкидні хлипаки. Для чистої або хоч і дещо забрудненої води, але без твердих часток, вживають забірних коробок з ремінними хлипаками.



Фіг. 188 а.



Фіг. 188 б.

Олії, бензина, спирт, амоніак потребують забірних коробок із залізними конічними хлипаками. Для гарячої води, ропи та сиропів придатні забірні коробки теж з металевими конусуватими хлипаками.

За малих поперечників у просвіт коробки виливають із чавуна, за великих поперечників — виготовляють з аркушевого заліза.

На фіг. 188 а зображено забірну коробку з відкидними хлипаками та важелем для спуску води в конструкції Amag-Hilpert'a (Nürnberg), а на фіг. 188 б таку ж коробку з тарілчастим хлипаком.

Треба ще мати на увазі те, що всисну трубу, при якій є забірна коробка, завжди слід обчислювати на той же тиск, що й напірну трубу.

§ 7. Особливості в злагоді толокових смоків для дуже в'язких і брудних течив

Особливості в злагоді толокових смоків для дуже в'язких і брудних течив впливають передусім з того, що швидкості протікання таких течив по всіх органах смока вибирають звичайно далеко менші від протікання води. Вище в нас уже говорено, що швидкість для води у всисних трубах звичайно вибирають пересічно близько 0,8 м/сек, знижуючи для смоків безпосереднього чину до 0,4—0,5 м/сек, в напірних трубах швидкість дещо підноситься, але пересічно коливається від 1 до 1,2 м/сек. Для течив в'язких такі швидкості, щоб уникнути великих опорів, а в на-

слідок цього зниження, напр. висоти всисання, зовсім не допускають. Англійська практика¹⁾ дає, напр., для течив з модулем в'язкості на 0,005 м/сек і з густиною 0,937 швидкості на 0,17 ÷ 0,2 м/сек.

Для течив ще в'язкіших надають меншу швидкість. Природно, що за таких малих швидкостей дуже сильно збільшуються всі розміри смоків: всисних труб, смокового циліндра, хлипакових коробок, самих хлипаків і інші.

Окрім цього, для того ж зменшення опорів у смоках для пересмокування таких течив усі переходи треба робити м'якші, поверти плавкіші тощо.

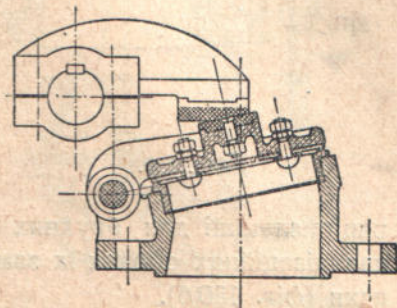
Матеріал на смоки, звісно, треба вибирати з тих міркувань, щоб течива не впливали на нього, а з другого боку, й щоб самий матеріал не впливав на властивості течива; останнє, звісно, в тім випадку, коли незмінність якостей пересмокуваного течива становить одне з завдань цього пересмокування (напр., за пересмокування патоки, мелясу, гліцерину, ріжних дорогих сортів олії та ін.).

Вельми істотну вагу має за пересмокування в'язких і брудних течив форма й злагода хлипаків.

Звичайних плоских та конічних тарілчастих хлипаків для брудних течив і течив дуже в'язких, напр., навіть у забірних коробках, рідко вживають, за винятком хіба дуже великих каналізаційних смоків. У таких випадках деякі фірми вживали відкидних хлипаків з дуже великими отворами, щоб вільно проходили навіть великі тверді тіла.

На фіг. 189 і 190 зображено, напр., хлипак для каналізаційного смока в двох положеннях. А як для такого роду течив пружинне обтяження хлипаків вважали за недоцільне, то для правильної та точної посадки їх вживано примусової їхньої посадки; її, як видно з рисунка (див. фіг. 43), обслуговують зовні ексцентрик, низка передач і відповідної форми кулаки, що чинять уже безпосередньо на хлипаки.

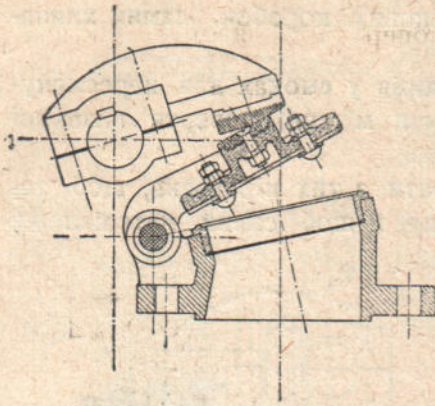
Хлипаки ці укріплені на одній рамі, яка держить хлипакові сідла й так змонтована в тілі смока, що, коли витягнути укріпні клини, її легко можна вийняти крізь отвір і оглянути. Верхню частину хлипака (власне хлипак) виробляють з литого червоного металу та ще риштункують щільницею з червоної міді, нижню частину (хлипакову раму) виготовляють з чавуна й також риштункують червоною міддю. Отож, виготовляючи опірні частини з червоної міді, добувають достатню щільність, а за зносу опірних частин треба лише замінити риштунок з червоної міді, а це можна



Фіг. 189.

¹⁾ Swindin, N. The modern Theory and Practice of Pumping. 1924, стор. 329 і далі.

зробити протягом дуже недовгого часу. З другого боку, через вживання особливого загартованого матеріалу на хлипак та кулаки, — а ці частини стикаються між собою, — зношування їх не буває; поряд із цим, завдяки



Фіг. 190.

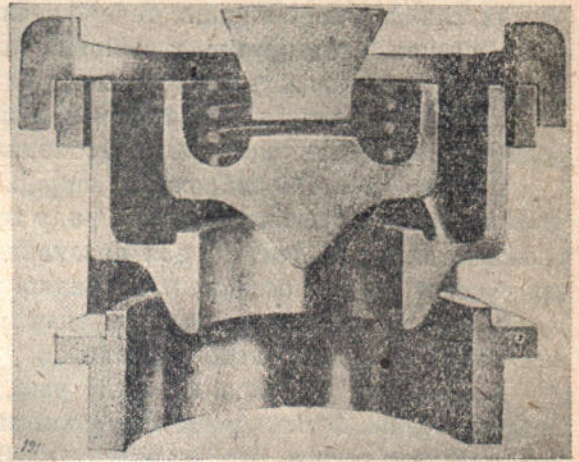
відповідному виготовленню всієї системи, що регулює посадку, а також і її окремих органів, навіть за великих чисел обертів, відбувається м'яке, щільне та енергійне закривання хлипаків.

Водночас конструкція ця, здавалося б, так опрацьована, що за затиску між хлипаком і сідлом великих і навіть твердих речей система регулювання не зруйнується, а навпаки, таку річ, що стане на перешкоді роботі хлипака, він роздробить і випре геть, не порушуючи роботи інших хлипаків.

Практика, однак, показала, що й такі хлипаки, які вважали деякий час за най-

раціональніші для брудних і засмічених течив, незадовільні, і в новітніх каналізаційних смоках їх замінюють особливої конструкції¹⁾ кільцеві хлипаки (фіг. 150 б).

Підчас пересмокування олій, як уже зазначувано найголовнішу трудність становить всисання, отож, як всисну трубу, так і всисні хлипаки треба робити якнайширші. Площу поперечного перекрою хлипакового отвору годилося б завсіди робити більшу від площі смокового циліндра, а хлипакову коробку так виготовляти, щоб можна легко й хутко оглянути як хлипак, так і його сідло. Для важких в'язких течив найбільш уживається відкидних хлипаків та



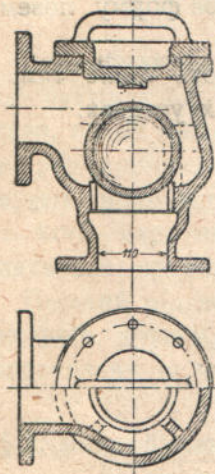
Фіг. 191.

кульових, а для пересмокування гарячої олії хлипакове сідло вставляють так вільно, щоб від розширення зовсім не траплялося пошкодження.

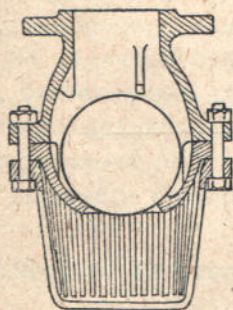
Фірма Worthington опрацювала останніми часами для своїх великих олієсмоків тип хлипака, що його зображено на фіг. 191. Як видно з цього рисунку, три кільцеві отвори дають олії прохід крізь хлипаковий отвір

¹⁾ Langbrin, E. Fünfzig Jahre Berliner Stadtentwässerung. Z. d. V. d. Ing. 1928, стр. 65.

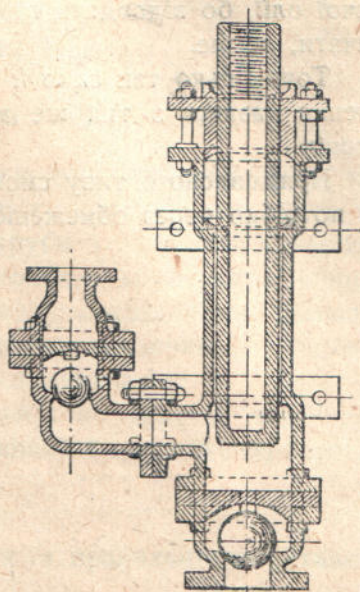
замість одного, запобігаючи цим утворенню вихрів. Хлипакове сидло вільне, і його кільцева форма відповідає хлипакові. Кульові хлипаки роблять прохідний отвір у сидлі цілком вільним і не мають ніяких напрямних поверхонь, oprіч того, їх не треба притирати, бо опірня поверхня раз-у-раз змінюється, але, з другого боку, такі хлипаки придатні тільки до невеликих напорів. Кульові хлипаки малого поперечника виготовляють ме-



Фіг. 192.



Фіг. 193.



Фіг. 194.

талеві й суцільні, великого поперечника—порожністі або ж у формі гумових куль з металевим ядром.

Обмежують хід за допомогою спеціальної рами або відповідних приливів на покришці та на хлипаковій коробці (фіг. 192).

На фіг. 193 зображено забірну коробку фірми Klein, Schanzlin & Becker з таким же кульовим хлипаком, а на фіг. 194—невеликий толоковий смок безпосереднього чину з всисним і нагнітним кульовими хлипаками. Останній смок цікавий ще тим, що весь виготовлений з особливого твердого ебоніту. Такий ебоніт добре відпирається сливе всім кислотам і взагалі хемічним течивам, і лише його крихкість на холоді й розм'якшення при високих температурах обмежує його вживання.

Він набуває широкого вжитку навіть для таких руйнаційних кислот, як хлоридна й флюоридна.

Такі смоки виготовляє фірма The American Hard Rubber Company.

У смоках для брудної води пурначів не вживають, бо звичайно на дні забірних копанів збирається багато піску та інших твердих часточок, що

можуть терти поверхню. Тому здебільшого в таких смоках вживають круглових толоків з ремінними чохлами (див. фіг. 189). Толок перебігає при цьому у вставляванім у смоковий циліндер чавуннім злучнику, що його легко, коли потрібно, і хутко змінити. Самий смок у цім випадку виготовляють звичайно у формі поземого смока, бо виготовлення такого смока з його спеціальними хлипаками далеко простіше, та й сама устава в цих спеціальних умовах пересмокування теж простіша. Такого ж роду поземого типу смокам віддають перевагу й у випадках пересмокування гарячої олії, бо відводити газу, а це завжди в цих випадках треба передбачати, легше.

Точнісінько так само й смокам для висмокування конденсатів і живлення казанів з тих же міркувань надають переважно форму поземих смоків.

Прямовисного типу смоків за цих випадків уживають лише там, де це потрібно через обмеженість місця, як от, по суднових уставах.

РОЗДІЛ VI

ВИПРОБУВАННЯ ТОЛОКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Мета випробування та об'єкти випробування

Випробування толокових смоків має двояку мету: поперше, смок випробовують з погляду надійності й правильності виготовлення його та устави, як от щодо щільності його напірної труби і всіх інших частин, повітронепроникливості його всисної труби тощо; подруге, смок випробовують щодо якості його роботи; у цім випадку дослідженню підпадають його видатність, його індикаторний, гідравлічний, повний сучинник видатності, правильність установаження та роботи хлипаків.

Перший рід випробувань далеко простіший і не вимагає особливих пристроїв, другий рід випробувань геть складніший і потребує серйозного підготування та чималої кількості приладів.

§ 2. Випробування надійності виготовлення та правильності устави

Щоб виявити нещільність в смокові, випробовують на тиск із повітрям або на тиск з водою. В першім випадку напірну трубу щільно закривають і ставляють манометр. Всисну трубу залишають відкритою. Коли пускають смок у рух, манометр покаже піднесення тиску. Якщо за 2 ÷ 3 хвилини тиск почне спадати, значить, є нещільності.

У другім випадку воду всисається й нагнічується в закрити напірну трубу. Коли знов по манометру примічається спад тиску, значить, є нещільності.

Порожню досліджують так. Порожню установажують на всисній трубі з нижнім всисним хлипаком. Якщо смок робить, як повітросмок, то розрідження повітря через деякий час робиться стале. Коли тепер потому, як порожню відставлено, по 2 ÷ 3 хвилинах розрідження спадає, то це визначатиме, що є нещільності. Висота живосрібного стовпа на 60 ÷ 70 см промовляє за добру порожню.

§ 3. Випробування роботи смока з боку якості

Випробування роботи толокового смока з боку якості має за мету виявити такі дані:

- а) дійсну кількість подаваного течива;

- b) висоту нагнічування;
- c) індикаторну роботу;
- d) дійсно споживану енергію.

На підставі добутих даних постає потім можливість визначити такі характеристики випробовуваного толокового смока, як обсяговий сучинник видатности, гідравлічний сучинник видатности, механічний сучинник видатности й, нарешті, повний сучинник видатности.

a) Вимірювання кількостей подаваного толоковими смоками течива, з огляду на розмірно невеликі кількості його, робити далеко простіше, ніж вимірювання кількості води, перепускуваної водяною турбіною¹⁾.

Тут перш за все буде підхожою метода вимірювання подаваного течива вимірними посудинами, метода, либонь, найточніша за малих видатностей смоків, при чім, коли смок подає течиво в якунебудь правильної форми посудину, станву, бак, водойму, то цю подачу можна просто визначити піднесенням рівня течива в цих посудинах, наперед точно вимірянних і тарованих.

Найголовніше, звісно, за цих вимірів — точно визначити початкове й кінцеве положення рівнів течива за період вимірювання й так само точно виміряти останній, при чім, ясна річ, що довший переміжок часу між початковим і кінцевим моментами, то вірніші будуть наслідки вимірів.

За вимірів видатности спеціальними вимірними посудинами, ці вимірювання можна робити також обсяговим способом (звісно, наперед точно протарувавши посудину) або ваговим, зважуючи посудину на терезах. Останній спосіб завсіди дає точніші наслідки. Метода ця придатна до вимірювання видатностей, що не перевищують декількох сотень літрів на секунду й в кожному разі не більші, ніж один кубічний метр. Дещо більші видатності можна виміряти, застосовуючи дві такі посудини, наперемінно сповнювані течивом і потому спорожнявані; на жаль, брак часу для сповнення за великих видатностей і тут кладе край збільшенню цих видатностей.

Дуже великі видатності можна виміряти водоспусками. Потрібно тільки особливу увагу приділяти тому, щоб спокійно підводилось течиво до водоспуску й вживати всіх заходів до здійснення цього. За такого способу пильнувати треба також точного й правильного (щодо вибору місця) виміру глибини шару течива, який переливається крізь водоспуск, а також удалого вибору формули для визначення сучинника витрати. Вказівки щодо цього питання можна знайти в курсах гідравліки. Слід, проте, визначити, що спорудження водоспуску не завжди є просте й дешеве завдання. Крім того, виміри витрат за допомогою водоспусків лише тоді призведуть до більш-менш точних наслідків, коли водоспуск, з якого користуються для вимірювання видатностей, сам тарований.

¹⁾ Пинегин, В. Н. Гидравлические двигатели. Одеса. 1928 р., стор. 282 і далі.

Не таке точне буває вимірювання видатностей крильчастими водомірами, що їх монтують у напірній трубі, водомірами Ventury, трубками Pito й т. ін. Woltman'ів водомір, напр., дає точність виміру не більш як 2%. Для експлуатаційного контролю такої точности, звісно, цілком досить, але для точних випробувань смока її замало.

При цім, користуючись з такого роду водомірів, треба пильнувати правильности вибору місця установлення такого водоміру: всякі поворти та згини мають бути на достатній відстані од водоміра, як тоді, коли підтікає до нього течиво, так і тоді, коли відтікає.

б) Вимірюючи напори в толокових смоках, треба розрізнати спадомірний напір од корисного напору.

Під першим напором розуміють спадомірну (прямовисну) відстань (H) між рівнями течива у всиснім колодязі або резервуарі та в приймальнім резервуарі або баці. Якщо напірна труба вільно підходить до рівня течива в приймальнім резервуарі, то за спадомірний напір (H) вважають прямовисну відстань од рівня течива у всиснім колодязі аж до самої верхньої точки напірної труби. Напір цей вимірюють або за допомогою геодезичних інструментів, або просто вимірними стьожками, шнурами тощо.

Під другим (корисним) напором розуміють суму з зазначеної спадомірної висоти (H) та висот усіх опорів, як унутрішніх (у самім смоці), так і зовнішніх (у всисній та нагнітній трубах). Цей повний напір найлегше визначається за допомогою індикаторної діаграми: пересічний індикаторний тиск, визначений на метри водяного стовпа, і буде повний напір.

Зовнішні опори визначаються показами поставлених на всиснім і напірнім повітряних ковпаках манометрів, беручи водночас до уваги прямовисну відстань один від одного рівнів течива в цих ковпаках, бо визначений, таким способом, манометричний напір більший від спадомірного напору на величину зовнішніх опорів. Отож, висота зовнішніх опорів дорівнює манометричній висоті, одлічивши звідси статичну спадомірну висоту.

Унутрішні опори в смокові визначають тепер як різницю між корисним напором і визначеним допіру манометричним напором.

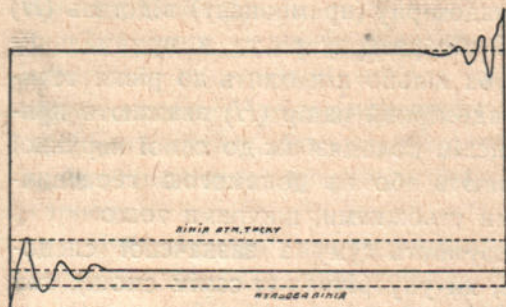
Як спадомірний напір, так і загальний складаються, за загальнозживаним правилом, із висоти всисання та висоти нагнічування. Коли ж течиво підтікає до смока під тиском, то висоту всисання треба заводити в обчислювання з від'ємним знаком.

Площину розділу між висотою всисання та висотою нагнічування береться при поземих смоках як таку, що проходить по осі смока, або, вірніш, сідлом напірного хлипака, бо в період всисання під всисним тиском перебуває весь простір циліндра.

При прямовисних смоках зазначену площу розділу вважають за таку, що проходить крізь найвищу точку смокового простору, в окремих випадках вона лежить і збігається з площиною сідла напірного хлипака; це залежить від конструктивного виконання смока.

Із вищеподаного ясно, що при розглядуваних випробуваннях за інструменти правлять індикатори та манометри. За невеликих висот тиску (до $4 \div 5$ атм.) ліпше за все користатися з живосрібних манометрів, як найточніших. Пружинні манометри завжди не такі надійні й потребують перед випробуванням і після випробування перевірки. Коли б була можливість, певніш усе ж таки замість звичайних манометрів користатися за таких випробувань з контрольних манометрів.

Потрібно також звертати увагу на місце установаження манометрів, бо не все одно, де їх встановлено. Припустімо, напр., що напірний манометр стоїть тільки в злучі з повітрям напірного повітряного ковпака, —



Фіг. 195.

це навіть і радять; тоді він показує лише той тиск, який чинить на вільну поверхню течива в цім ковпаці. І на те, щоб дістати повну манометричну висоту тиску, річ ясна, треба додати до його показу ще висоту стовпа течива од вільної поверхні течива в напірнім ковпаці до осі смока або площини сідла напірного хлипака. Те саме стосується, звісно,

і до манометра, встановленого на всиснім ковпаці і до висоти всисання.

с) Визначання індикаторної роботи толокового смока роблять, як і в парових машинах, за допомогою індикатора. Щоправда, за дослідження роботи смока індикатором буває деяка неточність, бо смок під час здійснення індикаторних діаграм робить дещо інакше, ніж іншими часами, через те, що зміна тисків під час всисання й нагнічування за змін перебігів толока, коли відкрито індикаторний грант, відбувається трохи повільніше й супроводиться коливаннями тиску, а останні залежать од коливань толока індикатора, що його обтяжується пружиною. Добираючи сильніші пружини, можна дещо цю хибу пом'якшити, але зовсім її усунути ніколи не вдається. Теоретична смокова діаграма становила б правильний чотирикутник. Близьку до такого чотирикутника ми дістанемо справжню діаграму смока за правильно вибраних обсягів повітряних ковпаків, за правильної їхньої конструкції та установаження, за правильно вибраних перекроїв трубопроводів, за правильної роботи хлипаків і за нормального числа обертів вала; відмінність од правильного прямокутника полягатиме, головню, в коливаннях у напірній лінії та лінії всисання зараз же після переміни перебігу толока в наслідок зазначеної вище причини. Фіг. 195 показує таку діаграму. В дійсності таку діаграму рідко вдається добути, бо навіть коли нормально роблять смоки, діаграма ця, в наслідок опорів хлипаків та пришвидшувань і загаювань течивних мас, зазнає всіляких змін, які за нормаль-

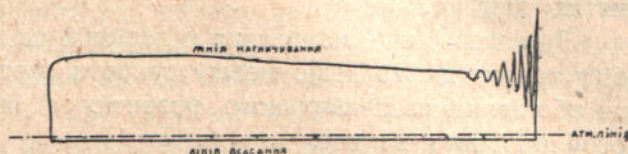
ної роботи смока, в наслідок нещільностей в хлипаках, утворення повітряних мішків, несприятливих розмірів перекроїв, можуть дуже збільшитись.

На фіг. 196 зображено, напр., дійсне здійснену діаграму з одного водотяжного смока з перекроєм толока на 0,172 м з перебігом толока на 0,60 м та числом обертів 60 на хвилину.

Далі ми побачимо, що з вигляду добутих діаграм можна часто гадати навіть про причини ненормальностей в роботі смока.

Діставши таку діаграму, ми, видима річ, у величині її площі матимемо величину індикаторної роботи смока протягом подвійного перебігу, припускаючи покищо смок безпосереднього чину, і яка визначається, як уже відомо, співвідношенням виду

$$R = \frac{\delta Q(H + H_w)}{\eta_o},$$



або, на сили механічного коня, виразом

Фіг. 196.

$$N_i = \frac{\delta Q(H + H_w)}{\eta_o \cdot 75} = \frac{\delta F_n(H + H_w)}{75} \frac{S \cdot n}{60} = \frac{\delta F_n(H + H_w) v_{пер}}{2.75},$$

де η_o — обсяговий сучинник видатності смока, F_n — площа смока (на m^2), S — перебіг толока (на m), n — число обертів вала на хвилину, $v_{пер}$ — пересічна швидкість толока, що дорівнює $\frac{2 \cdot S \cdot n}{60}$ (на m).

Виміряючи площу індикаторної діаграми (на mm^2) і ділячи її на довжину діаграми (на mm), дістанемо пересічну висоту ($h_{пер}$) ординати діаграми; знаючи тепер масштаб (m) індикаторної пружини, цебто зміну (на mm) довжини пружини для 1 kg/cm^2 зміни тиску, матимемо пересічний індикаторний тиск у циліндрі смока

$$p_{пер} = \frac{h_{пер}}{m}.$$

А як, крім того, маємо, що

$$p_{пер} = \delta(H + H_w),$$

то, заводячи цю вартість $p_{пер}$ у вище поданий вираз індикаторної роботи, остаточно дістанемо:

$$N_i = \frac{F_n p_{пер} v_{пер}}{150},$$

звідки й можна обчислити величину індикаторної роботи смока, цебто роботи, безпосередньо витрачуваної смоком на пересмокування течива, не беручи до уваги роботи, що йде на переможення механічних опорів. Для

двочинного смока з одним толоком вираз індикаторної роботи буде, очевидно, у вигляді:

$$N_i = \delta (2 F_n - f) (H + H_w) \frac{S_n}{60 \cdot 75} = \delta (2 F_n - f) (H + H_w) \frac{v_{пер}}{150},$$

де f — площа толочилна (на m^2); підставляючи знов вартість пересічного індикаторного тиску ($p_{пер}$), матимемо:

$$N_i = \frac{(2 F_n - f) p_{пер} \cdot v_{пер}}{150},$$

куди для обчислення індикаторної роботи треба підставити вартість $p_{пер}$, як пересічну вартість тисків із двох одночасно з обох боків толока здійснених діяграм.

Зазначені вище коливання в напірній та всисній лініях за зміни перебігу толока дають дещо меншу супроти справжньої висоту діяграми, але ця обставина, за правильного розвитку з інших боків площі діяграми, особливої ваги не має.

Повідню індикатора слід завжди робити безпосередньо від толочилна; різного роду корбових механізмів слід уникати; за здебільшого зменшених чисел обертів вони також не корисні. Такі механізми придатні лише до здійснення зсунутої діяграми. Важелеві або коліщаткові зменшувачі ходу для цієї мети рівноварті.

d) Переведення вимірів дійсне споживаної смоком енергії залежить від типу повідні й не завжди може бути виконане з достатньою точністю.

Споживання енергії тим самим смоком може надзвичайно сильно змінюватись, і це залежить, головню, від догляду за щільників. Дуже міцного або навкісного підкручування щільниці вже буде досить, щоб збільшити механічний опір, а проте, його не завжди можна примітити вчасно, бо тепло, що вилучається за цього тертя, сливе непомітно вбирає вода, а це й становить найнебезпечніше явище.

Толоковим смокам надається чину всякими можливими машинами, причім з останніми їх злучають або безпосередньо або за допомогою пасової, кодільної, трибової і т. ін. повідень.

У смоків, що їм надається чину за допомогою цих повідень, завжди частину енергії машини витрачається некорисно на це передавання, і саме це та частина енергії звичайно й становить трудність визначати роботу, дійсне потрібну смокові.

Найпростіш, звісно, визначати потрібну смокові роботу тоді, коли йому надається чину безпосередньо з ним злученим електромотором простого струму. В цім випадку досить виміряти струм J на амperi й напругу його V на вольти, і добуток оцих двох величин JV , розділений на тисячу, і дасть потрібну потужність для смока на кіловати, звісно, коли взяти до уваги ще сучинник видатности мотора, який має бути відомий, інакше бо

Його треба визначити спеціальними випробуваннями за допомогою, напр., гальма.

Якщо смок робить від мотора змінного струму, то завдання стає далеко трудніше, бо для визначення потужності треба було б, як відомо, добуток JV ще помножити на $\cos \varphi$, де φ —кут зсуву фаз, визначення ж останнього становить уже складне завдання. Приблизно споживання потужності в цім випадку можна визначити, користуючись із спеціальних приладів-ватметрів, які показують потужність просто на кіловати. Подробиці електричних вимірів, звісно, переходять уже границі цієї книги, а тому читача, що хотів би ознайомитися з цими питаннями докладніш, посилаємо до відповідної літератури.

Якщо смокові надається чину від мотора за допомогою пасової повідні, то для точного визначення роботи, споживаної лише смоком, довелось б визначити ще споживання енергії самою пасовою повіднею. Завдання це, коли тільки мати на увазі саме тертя паса, не становить складного завдання, і розв'язання його безпосереднім випробуванням не становить великих труднощів.

Коли смок робить від якогонебудь теплового рушія—газового, нафтового або парового рушія, то для визначення споживаної смоком роботи користуються з такої методи: визначають передусім у даного рушія його власний механічний сучинник видатності, для чого переводять індуктування машини й водночас визначають її потужність через гальмування¹⁾; ясна річ, ріжниця робіт, добутих гальмуванням та індуктуванням, дасть роботу на механічні опори, звідки й можна визначити механічного сучинника видатності машини. Потому машину злучають із смоком і підчас нормальної роботи останнього машину знов індуктують; знаючи вже механічного сучинника видатності машини, легко обчислити й дійсно споживану смоком роботу (N_d). Треба лише мати на увазі, що механічний сучинник видатності газових, нафтових рушіїв, дизелів і т. ін. не є стала величина, а підпадає змінам, як із впливом часу, так залежно від роботи машини.

Так само зазнає зміни механічний сучинник видатності, хоч і не так сильно, і в парових машинах.

Коли смокам надається чину водяними рушіями, то для визначення споживаної смоком роботи, доведеться передусім випробувати ці рушії, побудувавши відповідні характеристики, а потім, користуючись уже з останніх, можна визначити й роботу смоків. Щодо випробування водяних рушіїв, посилаємо читача також до відповідної літератури. В тій бо літературі можна знайти вказівки й про вимірювання чисел обертів смокового вала.

¹⁾ Див., напр., з цього приводу книгу—„Гидравлические двигатели“, автора (Одеса. 1928 стор. 295 і далі), або книгу Staus, A. Maschinenuntersuchungen. Berlin. 1926. Bd. I.

е) Обчислення сучинників видатности смока.

Коли вже усі вищезазначені випробування зроблено, можна заходитись коло визначення сучинників видатности цього смока. Перш за все, зрозуміло, знаючи з передніших випробувань справжню видатність смока Q_d і знаючи теоретичну подачу смоком Q_m ($Q_m = \frac{F_n S n}{60}$, де всі величини визначають безпосередніми вимірами), знаходимо обсягового сучинника видатности смока

$$\eta_o = \frac{Q_d}{Q_m}.$$

Потому визначається гідравлічного сучинника видатности із співвідношення

$$\eta_z = \frac{H}{H + H_w},$$

де H —спадомірний напір, а $H + H_w$ —повний напір, визначуваний згідно з індикаторною діаграмою з виразу

$$p_{nep} = \delta (H + H_w).$$

Обчислюючи, далі, корисну роботу смока за співвідношення

$$N_n = \frac{\delta Q_d H}{75}$$

і знаючи вже з переднішого індикаторну роботу смока

$$N_i = \frac{F_n p_{nep} v_{nep}}{150} = \frac{\delta Q_d (H + H_w)}{75 \eta_o},$$

або

$$N_i = \frac{(2F_n - J) p_{nep} v_{nep}}{150} = \frac{\delta Q_d (H + H_w)}{75 \eta_o},$$

дістаємо індикаторного сучинника видатности смока:

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i} = \frac{\delta Q_d H}{75} : \frac{\delta Q_d (H + H_w)}{75 \eta_o} = \eta_i \eta_o.$$

Врешті, механічного сучинника видатности смока визначається із співвідношення

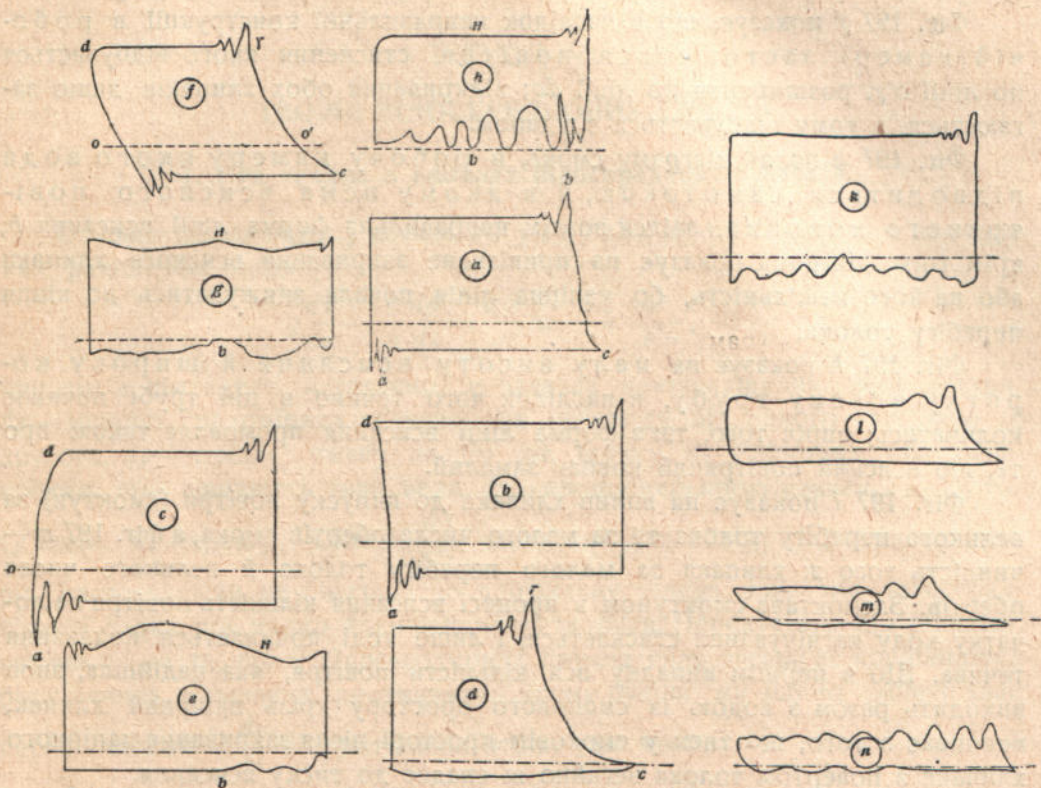
$$\eta_m = \frac{N_i}{N_d} = \frac{\delta Q_m (H + H_w)}{75 \cdot N_d}.$$

Повного сучинника видатности (η_n) смока, видима річ, визначається як

$$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Згідно з вищеподаним, сучинників видатности η_o, η_z, η_i визначається з дослідів з достатньою точністю; щодо сучинника η_m , то його точно можна визначити не за всяких умов.

ф) Значення форми індикаторних діаграм підчас випробування смоків. Вище зазначувано, що по вигляду індикаторних діаграм, якщо вони відхиляються від правильної форми, можна гадати про ті чи ці неправильності в технічному виконанні, в конструкції або установленні смоків і хлипаків. Діаграма, що зображено її на фіг. 197 а, показує, напр., запізне закривання всисного хлипака, через що лінія



Фиг. 197.

bc відхиляється від прямовиса точки *c* ліворуч; ординати точок *a* й *b* показують, які величини надміру тиску треба мати в робочій камері, щоб відбулось вчасне закривання хлипаків.

Фиг. 197 *b* показує на запізне закривання напірного хлипака: ухилення лінії *da* праворуч од прямовиса точки *d*. Фиг. 197 *c* показує на негерметичне закриття всисного хлипака—ухилення лінії *do* праворуч од прямовиса точки *o*. Фиг. 197 *d* показує на недосконале розрідження в робочій камері, як у наслідок надмірної висоти всисання, так і в наслідок потрапляння повітря; через це—запізне відкриття нагнітного хлипака й до того ж з ударом, на що показує кут γ . Опріч того, видно, що повітря, стиснення якого відбувається

за кривою cy , усувається доволі досконало, бо перехід од нагнічування до всисання відбувається досить виразно.

Фіг. фіг. 197 e, g віддають індикаторні діаграми швидко-рушних смоків, де всисні й нагнітні хлипаки поставлені дуже далеко від циліндра, через що лінії b й H помітно відбивають на собі зміну тисків у робочій камері, у наслідок нерівномірного перебігу толока.

Фіг. 197 f показує, що в наслідок неправильної конструкції в робочій камері застоюється повітря, стиснення якого відбувається по лінії $o'y$, розширення по лінії do ; відкриття обох хлипаків дещо загаюється, а тому відбувається з ударом.

Фіг. 197 h подає діаграму смока, в робочу камеру якого вода підводиться самотокою, й в якому нема всисного повітряного ковпака, звідси зовсім неправильна форма лінії всисання b ; крім того, діаграма показує на припізнене закривання всисного хлипака або на його нещільність, бо напірна лінія почала знижуватись до кінця перебігу толока.

Фіг. 197 k показує на малу висоту всисання й широку коротку всисну трубу, в наслідок чого течиво в цій трубі починає коливатись; опріч того, така форма лінії всисання промовляє також про те, що всисний повітряний ковпак замалий.

Фіг. 197 l показує на вплив хлипака до випуску повітря (смоктун) за великого перебігу толока та за малого числа обертів смока, а фіг. 197 m —чинність того ж хлипака за малого перебігу толока й великого числа обертів. Засмоктана смоктуном в процесі всисання кількість повітря на початку ходу нагнічування стискається, і лише тоді починається подавання течива. Що в першій випадку вся кількість повітря, яка надійшла, знов виходить разом з водою із смокового простору крізь напірний хлипак, впливає з того, що тиск у смоковім просторі після закривання напірного хлипака з повертом толока негайно ж спадає до тиску всисання.

У другім випадку цього не буває; остача стисненого повітря, що лишилася в смоковім просторі, знов розширяється на початку ходу всисання. Таким робом, застосування хлипака до впуску повітря за чималих чисел обертів смока не корисне.

Коли є повітряний мішок у смоковім просторі, цебто в тім місці, біля якого раз-у-раз затримується повітря, бо воно не усовується, то створюється коливання в напірній та всисній лініях, як це видно на фіг. 197 n .

РОЗДІЛ VII

ТЕОРІЯ ВІДОСЕРЕДКОВИХ СМОКІВ

1. Рух течива в каналах відосередкових смоків

Основне рівняння руху течива за усталеної течії, як це в нас було вже раніш, має вигляд:

$$g \frac{dz}{ds} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} = \frac{dw}{ds} w + k \frac{w^2}{F^{1/2}},$$

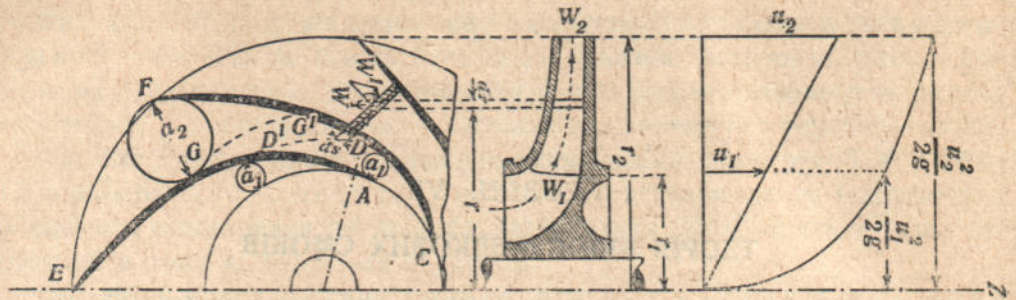
при чім у цім виразі, нагадаємо, g означає пришвидшення сили тягара, dz — приріст спадомірних позначок за переходу від одного перекрою до другого, dp — приріст тиску на цім же шляху, ds — відстань між перекроями, w — швидкість течії води, F — площу перекрою каналу, ρ — густоту води, й, нарешті, член $k \frac{w^2}{F^{1/2}}$ заведений для обліку гідравлічних опорів. Застосовуючи це рівняння до протікання течива каналами відосередкового смока, ми маємо його дещо перетворити. Передусім, в цім рівнянні, вважаючи на те, що у відосередкових смоках сила тягара не пришвидшує руху течива, а навпаки, протичинить цьому рухові, ми маємо змінити знак перед членом $g \frac{dz}{ds}$ на противний; отож, уже маємо:

$$g \frac{dz}{ds} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} = - w \frac{dw}{ds} - k \frac{w^2}{F^{1/2}}. \quad [1]$$

Потім, тим що канали відосередкового смока підчас його роботи обертаються, і обертання відбуватиметься з рівномірною кутовою швидкістю, то течиво, що протікає каналом, зазнаватиме складного пришвидшування U , яке складається з трьох пришвидшувань: відносного U_1 , зворотного U_2 та переносного U_3 , цебто $U = U_1 + U_2 + U_3$, де всі пришвидшення залічені до одиничної маси.

Відносне прискорення U_1 залежить від зміни тиску, зворотне U_2 , через те, що рух усталений, складатиметься лише з відосередкового $\frac{U^2}{r}$; щодо переносного пришвидшення, то, як відомо, його визначають як $U_3 = 2w' \omega$, де w' є проекція швидкості течива w , що протікає крізь розглядуваний перекрій каналу, на площину, сторчову до осі обертання; напрямом $2w' \omega$

дістанемо, коли обернемо швидкість w' на її площині на 90° довкола себе самої в протилежний обертання каналу бік. Але тим, що це пришвидшен-



Фіг. 198.

ня буде сторчове до w' , а, виходить, і до w' (фіг. 198), то в напрямі каналу воно не дасть ніякого пришвидшення швидкості.

Отож, лишається тільки два пришвидшення: від зміни тиску і відосередкове. Основне рівняння руху течива каналом набере, через це, вигляду:

$$g \frac{dz}{ds} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{ds} = -w \frac{dw}{ds} - k \frac{w^2}{F^{1/2}} + \frac{u^2}{r} \cos \psi; \quad [2]$$

помножуючи всі члени цього рівняння на ds , дістанемо:

$$g dz + \frac{dp}{\rho} = -w dw - k \frac{w^2}{F^{1/2}} ds + \frac{u^2}{r} \cos \psi ds. \quad [3]$$

Тим що обводова швидкість $u = \omega r$, а елемент шляху ds , помножений на $\cos \psi$, є приріст радіусу, цебто $ds \cos \psi = dr$, то з останнього рівняння знайдемо:

$$\frac{dp}{\rho} = \omega^2 r dr - k \frac{w^2}{F^{1/2}} ds - w dw - g dz, \quad [4]$$

а інтегруючи в границях каналу, дістанемо:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\omega^2 r_2^2 - r_1^2}{2} - \int_1^2 k \frac{w^2}{F^{1/2}} ds - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - g(z_2 - z_1) \quad [5]$$

або, ділячи все рівняння на g і заміняючи p_2 й p_1 відповідно на δH_2 і δH_1 , матимемо:

$$H_2 - H_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} - \frac{k}{g} \int_1^2 \frac{w^2}{F^{1/2}} ds - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - (z_2 - z_1), \quad [6]$$

позначаючи ще $\frac{k}{g} \int_1^2 \frac{w^2}{F^{1/2}} ds$ через $H_{w_{1,2}}$ і не зважаючи на члена $(z_2 - z_1)$,

як дуже малого, дістанемо остаточно таке основне рівняння руху течива каналами, що обертаються, відосередкового смока:

$$H_2 - H_1 + H_{w_{1,2}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}, \quad [7]$$

але ще

$$\omega_2^2 = \omega_1^2 - 2g(H_2 - H_1 + H_{w_{1,2}}) + u_2^2 - u_1^2. \quad [8]$$

Додамо тепер до обох частин рівності [7] по $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$, тоді дістанемо нове рівняння:

$$H_2 - H_1 + H_{w_{1,2}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad [9]$$

Вираз, що стоїть у першій частині цього рівняння, річ ясна, становить собою величину зростання енергії одного кг течива підчас проходження його крізь робоче колесо смока, і яка складається з суми величин збільшення потенціальної енергії або збільшення тиску ($H_2 - H_1$), збільшення швидкісної висоти $\left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}\right)$ і висоти, що відповідає гідравлічним опорам у колесі. Суму всіх оцих висот називають теоретична висота подачі смока. Позначаючи її через H_m , маємо:

$$H_m = H_2 - H_1 + H_{w_{1,2}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad [10]$$

або за [9]

$$H_m = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad [11]$$

Останнє рівняння являє клясичну форму основного рівняння відосередкових смоків.

З другого боку, випробовуючи відосередкові смоки, заведено виміряти тиски, що їх утворюють вони, з показів тисків на всисних і напірних штуцерах смока. Абсолютна різниця цих тисків є те, що називають манометрична висота (H_m) подачі смока. Не трудно бачити, що

$$H_m = H + H_w + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad [12]$$

де H — спадомірна різниця рівнів течива в приймальнім і забірнім резервуарах, H_w — напір, втрачений на гідравлічні опори на всім шляху піднесення течива, за винятком опорів у самім смокові, а c_2 і c_1 — швидкості виходу й входу течива в робочім колесі, що їх беруть, без великої похибки, за такі, що дорівнюють швидкостям у напірнім і всиснім штуцерах смока, коли смок з напрямним апаратом c_2 означає швидкість виходу з останнього.

Тим що далі, коли ми назвемо η_z гідравлічний сучинник видатности смока, маємо:

$$\eta_z = \frac{H_m}{H_m} = \frac{H_m}{H_m + H_{w_{1,2}}},$$

то з [10]

$$H_2 - H_1 = \frac{H_m}{\eta_z} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} - H_{w_{1,2}} = H_m - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = H + H_w, \quad [13]$$

а з [11]

$$\frac{H_m}{\eta_z} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad [14]$$

Висновуючи ці співвідношення, ми мали на увазі, звісно, пересічні швидкості та тиск в поперечних перекроях каналу відосередкового смока, бо на ділі про рівність швидкостей на першім-ліпшій концентричній колі за кінцевого числа лопаток, звісно, не можна й казати; навпаки, відносні швидкості на заднім боці лопаток завжди далеко більші, ніж на чоловім боці лопаток. У цім легко упевнитись, перетворивши рівняння [7] на таке:

$$H_2 + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} = H_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} - H_{w_{1,2}}, \quad [15]$$

яке для ідеального течива набирає, видима річ, вигляду:

$$H_2 + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} = H_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g},$$

або просто

$$H + \frac{w^2 - u^2}{2g} = \text{const.} \quad [16]$$

З останнього рівняння безпосередньо впливає, що вдовж першого-ліпшого концентричного кола, цебто за сталої обводової швидкості u , відносна швидкість течива має зростати, коли тиск H меншає.

З другого боку, на чоловім боці лопатки тиск має бути більший, ніж на заднім боці, тим що, інакше, за рівности, напр., тисків на обох боках лопатки, на ню не чинила б ніяка вислідна сила, цебто не відбувалося б ніякої передачі роботи. Отож, на підставі всіх оцих міркувань розподіл відносних швидкостей можна уявити так, як зображено на подаваній фіг. 199.



Фіг. 199.

Для справжніх течив, що мають тертя, з огляду на те, що опори зростають пропорціонально до квадрата швидкостей, нерівномірність розподілу швидкостей дещо вирівнюється, але, певна річ, рівности їх, проте, не буде.

Ця нерівномірність розподілу швидкостей, що дуже сильно виявляється в деяких типах відосередкових смоків і що призводить

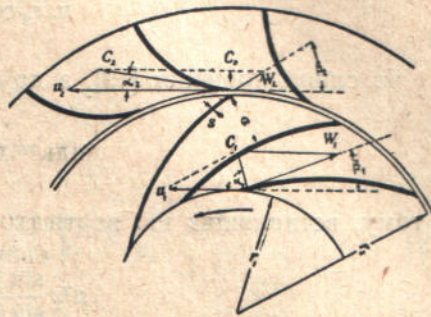
навіть до утворення вихрових рухів (фіг. 200), у деяких умовах спричинюється, як побачимо далі, до відмовлення від уживання на практиці таких типів смоків.

§ 2. Основні співвідношення між кутами й швидкостями

Розглядаючи тепер поперечний перекрій робочого колеса й прямого апарату та їхнє взаємне розміщення (фіг. 201), ми бачимо, що течиво, входячи в робоче колесо, за нормальних умов роботи, має набути дві



Фіг. 200.



Фіг. 201.

строго визначені швидкості: обдодову u_1 та відносну w_1 ; вислідна цих двох швидкостей, очевидно, віддаватиметься косою (c_1) рівнобіжника, побудованого на цих двох швидкостях, отже, маємо змогу дістати такі залежності між цими двома швидкостями та кутом α_1 :

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1. \quad [17]$$

Точнісінько так само матимемо, явна річ, вихідного рівнобіжника швидкостей (u_2, c_2, w_2), який дає нам змогу написати таку залежність між ними та кутами α_2 та β_2 :

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad [18]$$

$$\frac{w_2}{\sin \alpha_2} = \frac{c_2}{\sin \beta_2} = \frac{u_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)}. \quad [19]$$

Підставляючи тепер добуті вартості швидкостей w_1 та w_2 из 17 и 18 у співвідношення [7], матимемо, після можливих скорочувань:

$$2g(H_2 - H_1 + H_{w_{1,2}}) = 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 + c_1^2 - c_2^2; \quad [20]$$

останнє рівняння, після підставляння вартости $H_2 - H_1 + H_{w_{1,2}}$ із [13], набирає вигляду:

$$2g \frac{H_M}{\eta_2} = 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 - 2u_1 c_1 \sin \alpha_1,$$

або, скорочуючи, просто

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 = g \frac{H_M}{\eta_2}. \quad [21]$$

Останнє рівняння має назву рівняння роботи відосередкового смока.

Тим що завжди можна добитись того, щоб течиво входило в робоче колесо радіально, або нормально до його вхідної поверхні, цебто завжди можна припустити $\alpha_1 = 90^\circ$, то співвідношення (21) набере цілком звичайного вигляду:

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 = g \frac{H_M}{\eta_2}. \quad [22]$$

Із співвідношення [19], з другого боку, маємо:

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)},$$

а тому, вставляючи цю вартість у рівняння [22], дістанемо:

$$u_2^2 \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = g \frac{H}{\eta_2},$$

звідси

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \frac{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}} = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}\right)}. \quad [23]$$

Вираз, що його дістали ми для обводової швидкості u_2 , показує, що коли $\beta_2 = 90^\circ$, обводова швидкість

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2}};$$

коли $\beta_2 < 90^\circ$, позначаючи відношення $\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}$ через A ,

для обводової швидкості дістанемо вираз:

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} (1 + A)};$$

і, нарешті, коли $\beta_2 > 90^\circ$, матимемо:

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} (1 - A)}.$$

Отож, із цих виразів для обводової швидкості ясно, що смокам з кутом $\beta_2 = 90^\circ$ потрібна пересічна обводова швидкість, коли рівняти їх до

смоків, у яких кут $\beta_2 \cong 90^\circ$. Це дає нам право називати відосередкові смоки з кутом $\beta_2 = 90^\circ$ нормальними смоками, смоки з кутом $\beta_2 < 90^\circ$ швидкорушними та смоки з кутами $\beta > 90^\circ$ тихорушними.

Рівняння [23] показує також, що на збільшення або зменшення обводої швидкості, крім зменшення або збільшення кута β_2 , впливає й збільшення або зменшення кута α_2 .

Визначаючи, далі, із співвідношень [19] вартість u_2

$$u_2 = \frac{c_2 \sin(\alpha_2 + \beta_2)}{\sin \beta_2}$$

та вставляючи її в рівняння [22], маємо:

$$c_2^2 \frac{\sin(\alpha_2 + \beta_2) \cos \alpha_2}{\sin \beta_2} = g \frac{H}{\eta_c},$$

звідки

$$c_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_c} \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2) \cos \alpha_2}} = \frac{1}{\cos \alpha_2} \sqrt{g \frac{H}{\eta_c} \frac{1}{1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}}}. \quad [24]$$

Визначаємо, нарешті, із співвідношень [19] вартість ω_2 через u_2 , дістанемо:

$$\begin{aligned} \omega_2 &= u_2 \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \sqrt{g \frac{H}{\eta_c} \frac{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}} = \\ &= \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \sqrt{g \frac{H}{\eta_c} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}\right)}. \end{aligned} \quad [25]$$

Добуті співвідношення дають можливість висувати таке.

Ми вище бачили, що що менший кут β_2 , то більша має бути обводова швидкість і, виходить, потрібне число обертів смока; з другого боку, в данім випадку абсолютна вихідна швидкість, згідно з співвідношенням [24] разом із зменшенням кута β_2 меншатиме.

Зменшення вихідної з робочого колеса швидкості призводить, як відомо, до піднесення тиску, отже, і піднесення тиску в щілині між робочим колесом та напрямним апаратом. Збільшення числа обертів становить хибу, скоро воно збільшується за границі, яких досягає рушій, що надає колесу руху, при чім цієї границі досягнеться то хутчіш, що вищий буде напір.

Зменшення вихідної швидкості з робочого колеса становить вартість, бо поряд з цим зменшенням мають меншати гідравлічні опори в напрямнім апараті або кожусі смока.

Піднесення тиску в щілині знов становить хиби, тим що збільшуються втрати течива крізь щілину; це збільшення втрат течива крізь щілину дуже збільшуватиметься із більшанням напору.

Через зазначувані причини малі величини кутів β_2 , однак не менші як 10° , можна допускати лише для смоків низького тиску; через невеликі вартості в цім випадку вихідних швидкостей напрямних апаратів на такі смоки звичайно не ставляють.

Для смоків пересічного та високого тиску кути β_2 вибирають у границях од 45° до 90° .

Щодо застосування кутів $\beta_2 > 90^\circ$, то таких кутів у сьогочасних смоках, виключаючи хіба випадки, коли потрібні бувають устави смоків з визначною видатністю й водночас, щоб перемогти великі напори, коли при цім іще треба зменшити число обертів смока¹⁾, намагаються уникати з ось яких міркувань.

Хоч із вищеподаного й випливає, що смоки з кутами $\beta_2 > 90^\circ$ потребують меншого числа обертів і дають меншу втрату крізь щілину, але через те, що абсолютна швидкість c_2 , отже, і гідравлічні опори, по виході з робочого колеса в напрямім апараті або кожусі, а також і в самім робочім колесі, через значну скривленість лопаток, досягає таких визначних величин, що зазначене зменшення втрати течива крізь щілину ані трохи не компенсує цього збільшення інших гідравлічних опорів; через це смоки з кутами $\beta_2 > 90^\circ$ завжди уже в наслідок допіру зазначених причин повинні мати менший сучинник видатности, ніж смоки з кутами $\beta_2 \leq 90^\circ$.

Але, крім того, зменшення сучинника видатности в таких смоках буває ще від зазначуваної вище сильної нерівномірности розподілу швидкостей в поперечних перекроях каналів робочого колеса; коли тепер взяти ще до уваги, що течиво, навіть те, що надійшло в канали робочого колеса без вихрів (цебто без обертального руху часточок течива), у самім робочім колесі, в наслідок обертання останнього, має дістати такий вихровий рух, то останній призведе до таких наслідків: обертальний рух часточок течива відбувається, видима річ, у бік противний обертанню колеса; через це складання швидкостей вихрового руху та відносного призведе до зменшення вислідної швидкості на чоловім боці лопатки і збільшення на заднім боці її; на чоловім боці лопатки це зменшення швидкостей може призвести навіть до від'ємної швидкості, або, виходить, до часткової противної течії (див. фіг. 200). Тим що тепер вихрова течія не залежить од відносної течії, то поверт швидкості відбуватиметься в кожному відосередковім смокові, скоро видатність смока знизиться нижче певної границі. При цім, звісно, велику вагу має тут форма лопатки: противна течія постане то пізніш, що більша швидкість на чоловім боці лопатки супроти швидкості на заднім боці, через це зігнуті назад лопатки сприятливіші з цього погляду, ніж зігнуті вперед, бо зміни швидкостей в зігнутих назад каналах і вихрів у них ідуть у противнім один до одного напрямі, отож частково один одного нищать, тимчасом як у каналах, зігну-

¹⁾ Zieh n. Neuere Zentrifugalpumpen. Die Fördertechnik. 1910. H. II, стр. 266.

тих уперед, взаємно посилюють. А тим що противні течії течива в каналах дуже сильно знижують сучинника видатности, то це й становить додаткову причину недоцільности відосередкових смоків з кутами $\beta_2 > 90^\circ$.

Виходячи з вищенаведеного, ми далі зовсім не спинятимемося на відосередкових смоках з кутами $\beta_2 > 90^\circ$; за граничний максимальний кут вважатимемо кут $\beta_2 = 90^\circ$.

§ 3. Гідравлічні втрати у відосередкових смоках і їхній сучинник видатности

Відзначмо передусім, що, розглядаючи гідравлічні втрати, ми виходитимемо з односхідчастого відосередкового смока з однобічним підводом течива, що має напрямний апарат, бо побачимо далі, що перехід до іншого типу смоків відбувається вже порівняно просто. Всі гідравлічні втрати, що бувають у такого роду відосередковим смокові, можна підподілити перш за все на втрати в напорі і на втрати у воді, що протікає крізь щілину між робочим колесом і напрямним апаратом (або кожухом у смоках без напрямного апарату).

Втрати в напорі, своєю чергою, підподіляють на втрати:

а) в робочім колесі та напрямнім апараті:

- 1) на опір за входу в канали;
- 2) на тертя підчас протікання води в каналах;
- 3) на опори від скривлення каналів;
- 4) на удар підчас виходу води з каналів;

б) в кожусі, всисній та напірній трубах: на опір підчас протікання в них води.

Усі перелічені втрати розмірно легко визначити на основі відомих співвідношень гідравліки, коли взяти деякі пересічні розміри смоків, що є тепер, при чім до обчислення доведеться заводити відносні співвідношення між розмірами, які здебільшого в практиці лишаються сталі. Розглядаючи втрати в напорі в робочім колесі, перш за все спинімся на втраті підчас входу води в канали; цю втрату можна визначити з співвідношення, застосовуваного до обчислення втрати в напорі підчас входу води в насад:

$$h_1 = \xi_1 \frac{c_1^2}{2g}, \quad [26]$$

де c_1 —вхідна швидкість у каналі, а ξ_1 —сучинник, залежний від стану окрайка насаду, в нашім випадку від стану окрайків лопаток і ободу робочого колеса.

Позначаючи тепер (див. фіг. 201) відносні швидкості течії води на початку й кінці каналу відповідно через w_1 і w_2 , площі поперечних перекроїв на початку й кінці каналу через f_1 і f_2 , кути, що їх утворюють ло-

патки з вхідним і вихідним каналами робочого колеса, через β_1 і β_2 , маємо очевидні співвідношення $c_1 = w_1 \sin \beta_1$ і $w_1 = w_2 \frac{f_2}{f_1}$, отож,

$$h_1 = \xi_1 \frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{\sin^2 \beta_1}{2g} w_2^2,$$

а для всієї кількості води, що надходить у смок $\left(Q \frac{M^3}{сек}\right)$, втрата в роботі являтиме вигляд:

$$L_1 = \delta Q h_1 = \xi_1 \frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{\sin^2 \beta_1}{2g} w_2^2 \delta Q,$$

де δ — вага одного куб. метра води. Тим що далі кількість води, що проходить крізь смок, завжди можна уявити у вигляді:

$$Q = z_k a_2 b_2 w_2,$$

де z_k — кількість каналів, a_2 — ширина каналу попри виході, b_2 — висота робочого колеса, і тим що, очевидно,

$$a_2 = t_2 \sin \beta_2 \varrho_2,$$

де t_2 — лопаткова відстань, а $\varrho_2 = \frac{a_2}{a_2 + s}$, при чім s — грубина лопатки, то, маючи на увазі, що $t_2 z_k = \pi D_2$, а b_2 можна віддати через μD_2 , матимемо:

$$Q = t_2 \sin \beta_2 \varrho_2 z_k b_2 w_2 = \pi D_2^2 \mu \varrho_2 \sin \beta_2 w_2, \quad [27]$$

а через те

$$L_1 = \delta \xi_1 \frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{\sin^2 \beta_1}{2g} \pi D_2^2 \mu \varrho_2 \sin \beta_2 w_2^3.$$

Тим що, нарешті,

$$\left. \begin{aligned} \pi D_2 &= \frac{60 u_2}{n} \\ w_2 &= \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} u_2 = k u_2 \end{aligned} \right\} \quad [28]$$

позначаючи $\frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}$ через k ; означаючи ще через u характеристичну обводову швидкість для напору $H = \frac{1}{2g}$, дістанемо:

$$L_1 = \delta \xi_1 \frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{\sin^2 \beta_1}{2g} \frac{60^2}{\pi} \mu \varrho_2 \sin \beta_2 k^3 u^5 \left(\frac{2gH}{n^2}\right)^{3/2}.$$

Для відносної втрати в роботі до всієї роботи смока $L = \delta Q H$ маємо:

$$\frac{L_1}{L} = \xi_1 \frac{f_2^2}{f_1^2} \sin^2 \beta_1 (2g)^{3/2} \frac{60^2}{\pi} \mu \varrho_2 \sin \beta_2 k^3 u^5 \frac{H^{3/2}}{Q n^2}. \quad [29]$$

Втрата в напорі на переможання тертя підчас протікання води каналом може бути виражена співвідношенням

$$h_2 = \xi_2 \frac{l}{R} \frac{\omega^2}{2g}, \quad [30]$$

де ξ_2 — спробний сучинник, l — довжина каналу, R — гідравлічний радіус каналу, ω — відносна швидкість протікання води. Вважаючи на те, що як гідравлічний радіус, так і швидкість непереривно змінюються в каналах, можна, щоб спростити завдання, підподілити канал по довжині на дві частини і, взявши для першої половини каналу швидкість ω_1 та гідравлічний радіус R_1 , а для другої половини ті ж таки величини позначивши відповідно через ω_2 і R_2 , виразити співвідношення [30] у вигляді:

$$h_2 = \xi_2 \frac{l}{4g} \left(\frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} \frac{R_2}{R_1} + 1 \right) \frac{\omega_2^2}{R_2} = \xi_2 \frac{l}{4g} \left(\frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{R_2}{R_1} + 1 \right) \frac{\omega_2^2}{R_2}.$$

Помножуючи останній вираз на δQ , дістанемо повну роботу тертя в робочім колесі смока, яка після заміни Q згідно із співвідношенням [27], набере вигляду

$$L_2 = \delta Q h_2 = \xi_2 \delta \frac{l}{4g} \left(\frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{R_2}{R_1} + 1 \right) \frac{\omega_2^3}{R_2} \pi D_2^2 \mu \varrho_2 \sin \beta_2.$$

Беручи відношення L_2 до L і заміняючи ω_2 і D_2 через їхній вираз із [28], дістанемо:

$$\frac{L_2}{L} = \xi_2 \frac{l}{2R_2} \left(\frac{f_2^2}{f_1^2} \frac{R_2}{R_1} + 1 \right) \mu \varrho_2 \sin \beta_2 \frac{60^2}{\pi} (2g)^{3/2} k^3 u^5 \frac{H^{7/2}}{Qn^2}. \quad [31]$$

Втрата в напорі через скривлення каналів визначається співвідношенням:

$$h_3 = \frac{\delta_0}{90} \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha}{\varrho} \right)^{3,5} \right] \frac{\omega^2}{2g}, \quad [32]$$

де δ_0 — кут скривлення каналу, α — ширина каналу, ϱ — радіус кривини осі каналу. Ділячи знов канал на дві частини та завівши відповідні позначення, дістанемо:

$$h_3 = \frac{\delta_0}{180} \left\{ \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha_1}{\varrho'} \right)^{3,5} \right] \frac{f_2^2}{f_1^2} + \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha_2}{\varrho''} \right)^{3,5} \right] \right\} \frac{\omega^2}{2g}.$$

Помножуючи це співвідношення на δQ , заміняючи Q і ω_2 згідно з виразами (27) і (28) та ділячи знов на повну роботу смока $L = \delta Q H$, знайдемо відносну втрату в роботі смока від скривлення каналів робочого колеса, позначаючи ще для скорочення вираз у дужках через ξ_3 :

$$\begin{aligned} \frac{L_3}{L} &= \frac{\delta_0}{180} \left\{ \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha_1}{\varrho'} \right)^{3,5} \right] \frac{f_2^2}{f_1^2} + \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha_2}{\varrho''} \right)^{3,5} \right] \right\} \mu \varrho_2 \sin \beta_2 \frac{60^2}{\pi} \times \\ &\times (2g)^{3/2} k^3 u^5 \frac{H^{7/2}}{Qn^2} = \frac{\delta_0}{180} \xi_3 \mu \varrho_2 \sin \beta_2 \frac{60^2}{\pi} (2g)^{3/2} k^3 u^5 \frac{H^{7/2}}{Qn^2}. \quad [33] \end{aligned}$$

Нарешті, користуючись з відомого Бордового принципу для втрати в напорі від розширення струмини підчас виходу з каналів робочого колеса, дістаємо співвідношення:

$$h_4 = \frac{1}{2g} \left[\omega_2 - \omega_3 \frac{a_2}{a_2 + s} \right]^2 = \frac{\omega_2^2}{2g} \left(\frac{s}{a_2 + s} \right)^2 = \xi_4^2 \frac{\omega_2^2}{2g}, \quad [34]$$

звідки

$$L_4 = \delta Q h_4 = \delta \xi_4^2 \frac{\omega_2^2}{2g} Q = \delta \xi_4^2 \frac{\omega_2^3}{2g} \pi D_2^2 \mu \rho_2 \sin \beta_2,$$

а потому

$$L_4 = \delta \xi_4^2 \frac{\omega_2^3}{2g} \mu \rho_2 \sin \beta_2 \frac{60^2}{n^2} \frac{u_2^2}{\pi} = \delta \xi_4^2 \mu \rho_2 \sin \beta_2 \frac{60^2}{\pi} (2g)^{3/2} k^3 u^5 \frac{H^{3/2}}{n^2}$$

і, нарешті, відносна втрачена робота

$$\frac{L_4}{L} = \xi_4^2 \mu \rho_2 \sin \beta \frac{60^2}{\pi} (2g)^{3/2} k^3 u^5 \frac{H^{3/2}}{Q n^2}. \quad [35]$$

Отже, повна втрата в роботі від опорів у робочім колесі смока матиме вираз, як сума всіх окремих втрат, визначуваних співвідношеннями [29], [31], [33] і [35], і набере вигляду:

$$\begin{aligned} \Sigma \frac{L_i}{L} = (2g)^{3/2} \frac{60^2}{\pi} \mu \rho_2 \sin \beta_2 k^3 u^5 \frac{H^{3/2}}{Q n^2} & \left[\xi_1 \frac{f_2^2}{f_1^2} \sin^2 \beta_1 + \xi_2 \frac{l}{2R_2} \left(\frac{f_2^2 R_2}{f_1^2 R_1} + 1 \right) + \right. \\ & \left. + \frac{\delta_0}{180} \times \left\{ \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{a_1}{\rho'} \right)^{3,5} \right] \frac{f_2^2}{f_1^2} + 0,13 + 0,16 \left(\frac{a_2}{\rho'} \right)^3 \right\} + \xi_4^2 \right], \quad [36] \end{aligned}$$

або, позначаючи весь множник при $\frac{H^{3/2}}{Q n^2}$ через A_1 , матимемо:

$$\Sigma \frac{L_i}{L} = A_1 \frac{H^{3/2}}{Q n^2}. \quad [37]$$

Втрата води крізь щілину між робочим колесом смока та напрямним апаратом (або кожухом) може бути визначена так.

Позначмо тиск у щілині між робочим колесом і напрямним апаратом через p_2 , а тиск підчас входу в робоче колесо через p_1 ; позначмо, далі, ширину щілини через e , сучинника витікання крізь щілину через φ і зовнішній поперечник робочого колеса, як і раніш, через D_2 , тоді за $p_2 > p_1$, що завжди має бути в смоках, коли вони нагнічують, витрата течива крізь щілину нижнього ободу визначиться виразом:

$$Q'_{щ} = \pi D_2 e \varphi \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\delta}}.$$

Тим що, далі, у верхнім ободі робочого колеса для усунення течива з простору між цим ободом і кожухом, а також, як побачимо далі, і для

знетяжування від вісного тиску, завжди роблять отвори, то й крізь щілину вздовж верхнього ободу буде під впливом того ж тиску $\frac{p_2 - p_1}{\delta}$ вертатись у всисну трубу така ж кількість течива, як і крізь щілину вздовж нижнього ободу, а тому повна кількість витіку течива крізь щілину буде:

$$Q_{ш} = 2 \pi D_2 e \varphi \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\delta}}. \quad [38]$$

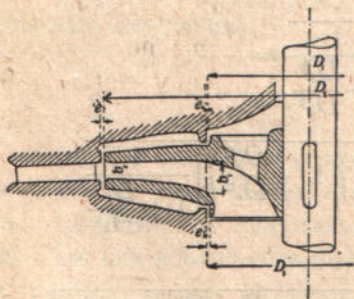
Але тим що водночас вода, яка потрапила між обіддям робочого колеса та кожухом, що оточує його, під впливом обертання робочого колеса сама набирає обертального руху й прибирає форму параболоїда обертання, то тиск з боку цього параболоїда обертання протичинитиме витіканню течива крізь щілину, при чім, ясна річ, коли б не було тертя течива об кожух, що оточує робоче колесо, то протитиск з боку параболоїда течива виразився б величиною $\frac{u_3^2}{2g}$, в наслідок же тертя цей протитиск зменшиться й буде $\xi^2 \frac{u_3^2}{2g}$, де ξ беруть звичайно за дорівнених $1/2$. Отож, кількість води, що протікає крізь щілину, визначиться тепер ось як:

$$Q_{ш} = 2 \pi D_2 e \varphi \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\delta} - \xi^2 u_3^2},$$

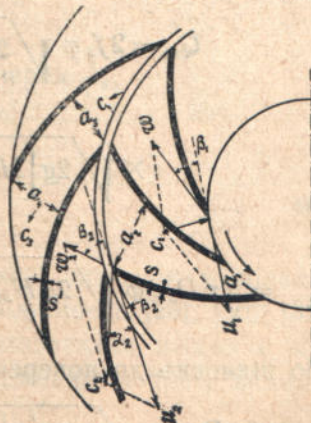
а підставляючи вартість $\frac{p_2 - p_1}{\delta} = H_2 - H_1$ з рівняння [13], матимемо:

$$Q_{ш} = 2 \pi D_2 e \varphi \sqrt{2g (H + H_w) - \xi^2 u_3^2}. \quad [39]$$

У тім випадку, коли в смокові зроблені дві пари щілин (фіг. 202 а), а цей спосіб тепер набуває великого поширення, втрата течива крізь щілину визначається ось як. Назвемо площу зовнішньої щілини при поперечнику D_2 через f_2 , площу щілини внутрішньої при поперечнику D_s через f_s ; відповідні швидкості протікання течива крізь щілини назвемо v_2 і v_s , а відповідні напори, під якими відбувається протікання течи-



Фіг. 202 а



Фіг. 202 б

ва, H_2 і H_s ; за зроблених позначень, не беручи покищо до уваги проти-

тисків з боку течивних параболоїдів, матимемо такі очевидні співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} v_2 f_2 &= v_s f_s \\ v_2 &= \varphi_2 \sqrt{2g(H_2 - H_s)} \\ v_s &= \varphi_s \sqrt{2gH_s} \end{aligned} \right\} \quad [40]$$

Перше з цих рівнянь, після підставлення в нього вартостей v_2 і v_s із другого й третього, набере вигляду:

$$\varphi_2 f_2 \sqrt{2g(H_2 - H_s)} = f_s \varphi_s \sqrt{2gH_s},$$

а покладаючи $\varphi_2 = \varphi_s = \varphi$ і розв'язуючи це рівняння щодо H_s , матимемо

$$H_s = \frac{H_2}{1 + \frac{f_s^2}{f_2^2}},$$

звідки

$$Q_{ш} = 2\varphi f_s \sqrt{2gH_s} = 2\varphi f_s \sqrt{\frac{2gH_2}{1 + \frac{f_s^2}{f_2^2}}}. \quad [41]$$

Беручи тепер до уваги, що, в наслідок утворення водяних параболоїдів, напори H_2 і H_s мають різнитись один від одного на величину

$$\xi^2 \left(\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_s^2}{2g} \right),$$

що за вищеподаним

$$H_2 = H_m - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} - H_{w_{1,2}},$$

або грубо

$$H_2 = H_m - \frac{c_2^2}{2g} = \frac{H_m}{\eta_2} - \frac{c_2^2}{2g},$$

матимемо:

$$Q_{ш} = 2f_s \varphi \sqrt{2g \left[H_2 - \xi^2 \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{D_s^2}{D_2^2} \right) \right]} \frac{1}{1 + \frac{D_s^2}{D_2^2}} = 2\pi D e \varphi \times$$

$$\times \sqrt{2g \left[H_2 - \xi^2 \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{D_s^2}{D_2^2} \right) \right]} \frac{1}{1 + \frac{D_s^2}{D_2^2}} =$$

$$= 2\pi D_s e \varphi \sqrt{2g H_m \left[1 - \frac{c_2^2}{2g H_m} - \xi^2 \frac{u_2^2}{2g H_m} \left(1 - \frac{D_s^2}{D_2^2} \right) \right]} \frac{1}{1 + \frac{D_s^2}{D_2^2}}$$

або відносно до поперечника D_2 :

$$Q_{ш} = 2\pi D_2 e \varphi \sqrt{2g H_m \left[1 - \frac{c_2^2}{2g H_m} - \xi^2 \frac{u_2^2}{2g H_m} \left(1 - \frac{D_s^2}{D_2^2} \right) \right]} \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{D_s^2}{D_2^2}} \right] \quad [43]$$

звідки легко бачити вплив поперечника колеса D_2 на втрату течива крізь щілину: із зменшенням його, надто коли співвідношення $\frac{D_2}{D_s}$ при цім лишається сталє, або так само із збільшенням, за решти однакових умов, числа обертів колеса, втрата течива крізь щілину меншає; цим і з'ясовується прагнення в смокобудівництві до великих чисел обертів у відосередкових смоках.

Покладаючи тепер

$$e = \lambda D_2, c_2 = \sqrt{A_0 \frac{H}{\eta_2} 2g}$$

і за попереднім

$$u_2 = u \sqrt{2gH},$$

а також маючи

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}$$

і позначаючи

$$\left[\frac{1}{\eta_2} - A_0 - \frac{u^2}{4} \left(1 - \frac{D_s^2}{D_2^2} \right) \right] \left[1 - \frac{1}{1 + \frac{D_s^2}{D_2^2}} \right]$$

через ν , попередньому співвідношенню [43], по деяких перетворюваннях можна надати вигляду:

$$Q_{uc} = 2 \frac{60^2}{\pi} (2g)^{1/2} \lambda \varphi \sqrt{\nu} u^2 \frac{H^{1/2}}{n^2}, \quad [44]$$

звідки дістаємо відношення роботи, втраченої в наслідок витікання води крізь щілину, до повної роботи смока:

$$\frac{L_5}{L} = \frac{2.60^2}{\pi} (2g)^{1/2} \lambda \varphi \sqrt{\nu} \frac{u^2 H^{1/2}}{n^2 Q}; \quad [45]$$

позначаючи знов добуток всіх членів при $\frac{H^{1/2}}{n^2 Q}$ через A_2 ,

дістанемо остаточно:

$$\frac{L_5}{L} = \frac{A_2 H^{1/2}}{n^2 Q}. \quad [46]$$

Втрати в роботі від опорів у напрямнім апараті визначають цілком так само, як і в робочім колесі, виходячи із співвідношень [28], [30], [32] і [34], зробивши в них лише відповідні зміни в позначеннях, згідно з фіг. 202. Тим що втрата в напорі підчас входу в напрямний апарат, видима річ, набирає тепер вигляду

$$h_1' = \xi_1' \frac{c_2^2}{2g}$$

згідно з фіг. 202 із вихідного швидкісного рівнобіжника впливає, що

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = u \sqrt{2gH} \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}, \quad [47]$$

покладаючи знов $u_2 = u \sqrt{2gH}$.

Таким робом

$$h_1' = \xi_1' u^2 H \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)},$$

а робота, що втрачена підчас входу в напрямний апарат, становитиме вираз

$$L_1' = \delta \xi_1' u^2 H Q \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)};$$

підставляючи сюди вартість для Q із співвідношення [27] та маючи на увазі співвідношення [28], дістанемо:

$$L_1' = \delta \xi_1' u^5 H \mu \varrho_2 k (2g)^{3/2} \frac{60^2 H^{3/2}}{\pi n^2} \frac{\sin^3 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)};$$

відношення втраченої підчас входу в напрямний апарат роботи до повної роботи смока набирає тепер форми:

$$\frac{L_1'}{L} = \xi_1' \frac{\sin^3 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)} \mu \varrho_2 k u^5 (2g)^{3/2} \frac{60^2 H^{3/2}}{\pi n^2 Q}. \quad [48]$$

Таким самим способом ми дістанемо вирази відношень решти втрачених робіт у напрямнім апараті до повної роботи смока; не роблячи самих викладок, тим що виразна тепер уже метода визначати ці втрати, ми дозволимо собі подати їх просто в остаточному вигляді:

$$\frac{L_2'}{L} = \xi_2' \frac{l_a}{2R_3} \frac{\sin^3 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)} \left(1 + \frac{f_3^2 R_3}{f_4^2 R_4}\right) \mu \varrho_2 k \frac{60^2}{\pi} u^5 \frac{(2g)^{3/2} H^{3/2}}{n^2 Q}; \quad [49]$$

$$\begin{aligned} \frac{L_3'}{L} = \frac{\delta_0'}{180} \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha_3}{\varrho_3}\right)^{3,5} + \left\{ 0,13 + 0,16 \left(\frac{\alpha_4}{\varrho_4}\right)^{3,5} \right\} \frac{f_3^2}{f_4^2} \right] \mu \varrho_2 \frac{\sin^3 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)} (2g)^{3/2} \times \\ \times \frac{60^2}{\pi} k \frac{u^5 H^{3/2}}{n^2 Q}; \quad [50] \end{aligned}$$

$$\frac{L_4'}{L} = \xi_5^2 \mu \varrho_2 \frac{\sin^3 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)} \frac{60^2 f_3^2}{\pi f_4^2} k (2g)^{3/2} u^5 \frac{H^{3/2}}{n^2 Q}, \quad [51]$$

при чім перше співвідношення виражає відношення втраченої на тертя роботи до повної роботи, друге — відношення втраченої роботи від скривлення каналів до повної роботи, третє — відношення втраченої роботи підчас виходу води з напрямного апарату до повної роботи смока; нові, не подибувані досі позначення тут отакі: l_a — довжина лопаток напрям-

ного апарату; f_3 і f_4 — площі поперечного перекрою каналів попри вході й виході з напрямного апарату; R_3 і R_4 — гідравлічні радіуси на першій та другій половині каналів; a_3 і a_4 — ширина каналів на тих же ділянках останніх, а відповідні вартості радіусів кривини осей каналів — ρ_3 і ρ_4 ; ξ_2' — такий же сучинник, як ξ_2 ; ξ_5 означає відношення $\frac{s'}{a_4 + s'}$, де s' — grubина лопаток напрямного апарату.

Складаючи тепер співвідношення (48), (49), (50) і (51), ми дістанемо відношення сумарної втрати в роботі в напрямнім апараті до повної роботи смока:

$$\begin{aligned} \Sigma \frac{L'_i}{L} = & (2g)^{3/2} \frac{60^2}{\pi} \frac{\sin^3 \beta_2}{\sin^2(\alpha_2 + \beta_2)} \mu \rho_2 k u^5 \left[\xi_1' + \xi_2 \frac{l_a}{2R_3} \left(1 + \frac{f_3^2 R_3}{f_4^2 R_4} \right) + \frac{\delta_0'}{180} \times \right. \\ & \left. \times \left\{ 0,13 + 0,16 \left(\frac{a_3}{\rho_3} \right)^{3,5} + \left[0,13 + 0,16 \left(\frac{a_4}{\rho_4} \right)^{3,5} \right] \frac{f_3^2}{f_4^2} \right\} + \xi_5^2 \frac{f_3^2}{f_4^2} \right] \frac{H^{3/2}}{n^2 Q}, \quad [52] \end{aligned}$$

це співвідношення, за означення всього множника при $\frac{H^{3/2}}{n^2 Q}$ через A_3 , набирає вигляду:

$$\Sigma \frac{L'_i}{L} = A_3 \frac{H^{3/2}}{n^2 Q}. \quad [53]$$

Повна відносна втрата на роботі в робочім колесі, щіліні та напрямнім апараті тепер матиме вираз:

$$S_1 = \Sigma \frac{L_i}{L} + \frac{L_5}{L} + \Sigma \frac{L'_i}{L} = \frac{A_1 + A_2 + A_3}{n^2} \cdot \frac{H^{3/2}}{Q} = A \frac{H^{3/2}}{n^2 Q}, \quad [54]$$

позначаючи суму $A_1 + A_2 + A_3$ через A ; для першого-ліпшого смока, очевидно, A становитиме сталу величину.

Щоб встановити зв'язок відносних втрат у роботі, що постають підчас протікання води в кожусі смока, висній та напірних трубах, скористуємось з відомого співвідношення Dupuit:

$$h_w = 0,0025 \frac{Q^2}{D_0^5} l_m, \quad [55]$$

де l_m — довжина тої чи тої труби, а D_0 — поперечник труби; це ж співвідношення можна застосувати й до кожуха, його бо, як відомо, обчислюється так, що швидкість протікання у ній води лишається однакою по всіх поперечних перекроях, або, що те саме, відношення кількості води до площі поперечного перекрою кожуха по всіх перекроях останнього є величина стала. Тим то ми не дуже помилились, якщо для наших цілів вважатимемо поперечника D_0 за однаковий для вихідного отвору кожуха, висній та напірної труби.

Перепишімо співвідношення [55] у такім вигляді:

$$h_w = 0,0025 \frac{Q^2}{D_0^4} \frac{l_m}{D_0},$$

звідки, маючи на увазі, що $D_0 = D_2 \left(\frac{D_0}{D_2} \right)$, дістанемо:

$$h_w = 0,0025 \frac{Q^2}{D_2^4} \left(\frac{D_2}{D_0} \right)^4 \frac{l_m}{D_0},$$

а позначаючи ще співвідношення $\frac{l_m}{D_0}$ через σ , маємо:

$$h_w = 0,0025 \frac{Q^2}{D_2^4} \left(\frac{D_2}{D_0} \right)^4 \sigma.$$

Далі, маємо

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} = \frac{60 u \sqrt{2gH}}{\pi n},$$

а через це

$$h_w = 0,0025 \frac{Q^2 \pi^4 n^4 \sigma}{60^4 u^4 (2gH)^2} \left(\frac{D_2}{D_0} \right)^4,$$

а ділячи обидві частини рівності на H , матимемо відносну втрату на кожен одиницю (1 м) напору:

$$\frac{h_w}{H} = 0,0025 \frac{\pi^4 n^4 \sigma Q^2}{(2g)^2 60^4 \cdot u^4 \cdot H^3} \left(\frac{D_2}{D_0} \right)^4. \quad [56]$$

Застосовуючи тепер співвідношення [56] до кожуха, всисної та напірної труби й позначаючи відповідні вартості σ через σ_1 , σ_2 та σ_3 для повної відносної втрати в них дістанемо:

$$\Sigma \frac{h_{w_i}}{H} = 0,0025 \frac{\pi^4 \cdot n^4 \cdot Q^2}{60^4 \cdot u^4 \cdot (2g)^2 \cdot H^3} \left(\frac{D_2}{D_0} \right)^4 (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3), \quad [57]$$

а позначаючи $0,0025 \frac{\pi^4 \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \left(\frac{D_2}{D_0} \right)^4}{60^4 \cdot u^4 \cdot (2g)^2}$ через B , маємо:

$$S_2 = \Sigma \frac{h_{w_i}}{H} = B \frac{n^4 Q^2}{H^3}, \quad [58]$$

для сучинника B для смоків, що є тепер, можна знов таки вважати за величину сталу.

Отже, сума всіх відносних втрат у роботі відосередкового смока може бути подана у формі:

$$\Sigma \frac{L_1}{L} + \frac{L_5}{L} + \Sigma \frac{L_i'}{L} + \Sigma \frac{h_{w_i}}{H} = S_1 + S_2 = S = A \frac{H^{3/2}}{n^2 Q} + B n^4 \frac{Q^2}{H^3}, \quad [59]$$

де через S_1 позначена сума втрат у самім смокові, а через S_2 сума втрат у кожусі та трубопроводах.

Мінімальні втрати дістанемо при числі обертів n , яке знайдемо, диференціюючи S по n і дорівнюючи вислідну нулеві:

$$-2A \frac{H^{3/2}}{n^3 Q} + 4B \frac{n^3 Q^2}{H^3} = 0,$$

звідки

$$n = n_n = \sqrt[6]{\frac{A}{2B} \cdot \frac{V H^3}{V Q}}. \quad [60]$$

Заводячи знов поняття про зведене число обертів (n_o), цебто число обернене при $H=1$ м та $Q=1$ м³/сек, тоді з [60]

$$n_o = \sqrt{\frac{A}{2B}}, \quad [61]$$

а саме рівняння [60] набере вигляду:

$$n_n = n_o \frac{\sqrt[4]{H^3}}{\sqrt{Q}}. \quad [62]$$

Таким робом, і для відосередкових смоків співвідношення [62] становить вираз найпридатнішого числа обертів відосередкового смока, при яким його сучинник видатности має максимальну вартість; останнє дістанемо, підставляючи вартість n_n із [60] у вираз сучинника видатности:

$$\begin{aligned} \eta = 1 - \sum_{i=1}^{i=4} \frac{L_i}{L} - \frac{L_5}{L} - \sum_{i=1}^{i=4} \frac{L_i}{L} - \sum \frac{h_{wi}}{H} = 1 - A_1 \frac{H^{3/2}}{Qn^2} - A_2 \frac{H^{3/2}}{Qn^2} - \\ - A_3 \frac{H^{3/2}}{Qn^2} - B \frac{n^4 Q^2}{H^3} = 1 - A \frac{H^{3/2}}{Qn^2} - Bn^4 \frac{Q^2}{H^3}; \end{aligned} \quad [63]$$

воно становитиме

$$\begin{aligned} \eta_{\max.} = 1 - \frac{A \cdot (2B)^{1/2}}{A^{1/2}} - \frac{B \cdot A^{1/2}}{(2B)^{1/2}} = 1 - \sqrt[3]{2A^2 B} - \sqrt[3]{0,25 A^2 B} = \\ = 1 - 1,89 \sqrt[3]{A^2 B}. \end{aligned} \quad [64]$$

Точнісінько так само ми могли б підставити вартість найпридатнішого числа обертів n_n у вираз для сумарної втрати [59] і нашли б очевидну тепер уже найменшу вартість:

$$S_{\min.} = \frac{A}{\left(\frac{A}{2B}\right)^{1/2}} + B \left(\frac{A}{2B}\right)^{2/2} = 1,89 \sqrt[3]{A^2 B}. \quad [65]$$

З поданого, як висновок, випливає, що в кожного смока, так само, як у кожного типу відосередкових смоків, є найпридатніше зведене число обертів, а виходить, і найпридатніше справжнє число обертів, за якого всі втрати доходять мінімуму, або сучинник видатности — максимуму. Очевидно, далі, що коли б нам пощастило визначити для головних типів відосередкових смоків відповідні найпридатніші зведені числа обертів, то вибір типу відосередкового смока, найпридатнішого за даних умов, був би цілком забезпечений.

Як відомо, на практиці вживають трьох головних типів відосередкових смоків: низького тиску, середнього та високого.

З конструктивного погляду підподіл цей базується, головню, на величині кута β_2 та величині відношення внутрішнього та зовнішнього поперечників робочого колеса $\gamma = \frac{D_1}{D_2}$.

У смоків низького тиску кут β_2 коливається в границях від 15° до 35° , зменшуючись часом до 10° , відношення поперечників γ коливається в границях $0,8—0,6$; у смоків середнього тиску кут β_2 лежить у границях $35^\circ—60^\circ$, при відношенні поперечників $\gamma = 0,6—0,45$; нарешті, в смоків високого тиску кут β_2 підноситься до 90° та вище, при відношенні поперечників $\gamma = 0,45—0,3$ та менш. Для нашої мети виберемо смоки з кожного типу з пересічною вартістю кута β_2 та сучинника γ , цебто в смоків низького тиску лічитимемо кут $\beta_2 = 25^\circ$, а сучинника $\gamma = 0,667 \left(\frac{1}{1,5} \right)$, у смока середнього тиску лічитимемо кут $\beta_2 = 45^\circ$, а відношення $\gamma = 0,572 \left(\frac{1}{1,75} \right)$ і, нарешті, в смока високого тиску візьмемо $\beta_2 = 90^\circ$, а

$$\gamma = 0,445 \left(\frac{1}{2,25} \right).$$

Сучинник $\mu \left(\frac{b_2}{D_2} \right)$ для вибраних у нас смоків взято відповідно за дорівнюваний $0,1; 0,07; 0,04$.

Кут α_2 для наших смоків визначимо за виснованим¹⁾ у нас же далі співвідношенням для відосередкових смоків:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{C^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_2} + 2C},$$

де стала

$$C = \frac{\Delta \psi^2 \gamma^4}{16 \mu^2 q^2},$$

в якій сучинник ψ є відносне звуження вхідного отвору смока валом і взятий у нас відповідно за дорівнюваний $0,95; 0,93; 0,90$; сучинник Δ , взя-

¹⁾ Пинегин, В. Н. К расчету центробежных насосов, 1913 р.

тий у нас за дорівнюваний відповідно 0,05; 0,03; 0,015, править для визначення вхідної швидкості води в робоче колесо із співвідношення:

$$c_1 = \sqrt{2gH\Delta};$$

нарешті q_2 — сучинник звуження каналів робочого колеса лопатками

$$\left(q_2 = \frac{s}{a_2 + s} \right)$$

може бути взятий за дорівнюваний відповідно 0,95 — 0,93.

При таких вартостях сучинників Δ , ψ , γ , μ і q_2 виходить, що кут α_2 для наших смоків дорівнює відповідно $24^\circ 30'$; $18^\circ 14'$; $9^\circ 30'$. При знайдених вартостях кута α_2 і відповідних вартостях кута β_2 відношення

$$\frac{\sin \alpha_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)},$$

позначене в нас вище через k , набирає відповідно вартості 0,546; 0,350; 0,167.

Щоб визначити величину виразу

$$v = \frac{1}{1 + \frac{D_2^2}{D_s^2}} \left\{ 1 + \Delta_0 - \frac{u^2}{4} \left[\frac{D_s^2}{D_2^2} \right] \right\},$$

що входить у співвідношення для визначення відносних втрат роботи в щіліні смока, треба наперед знайти характеристичну обводову швидкість u та сучинника Δ_0 . Першу з цих двох величин визначається із співвідношення [23]:

$$u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} = \frac{\sqrt{\frac{gH}{\eta_2} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)}}{\sqrt{2gH}} = \sqrt{\frac{1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}}{2\eta_2}}; \quad [66]$$

другий же із співвідношення¹⁾:

$$\Delta_0 = \frac{\sin \beta_2}{2\eta_2 \sin (\alpha_2 + \beta_2) \cos \alpha_2}.$$

Беручи тепер ще для η_2 пересічну вартість 0,75 і підставляючи в рівняння [66] і вираз для Δ_0 вартості кутів α_2 і β_2 , знайдемо для наших смоків відповідні вартості обводової характеристичної швидкості 1,148; 0,942; 0,817, а для сучинника Δ_0 : 0,409; 0,558; 0,699.

При таких вартостях u і Δ_0 вираз v дістає відповідно вартості 0,235; 0,158; 0,085.

Щоб визначити площі поперечних перекроїв каналів, як у робочім колесі, так і в напрямнім апараті, а також визначити вартості гідравлічних радіусів каналів та їхніх радіусів кривини, нам треба буде задатись пересічними розмірами ходових відосередкових смоків.

¹⁾ Пинегин, В. Н. К расчету центробежных насосов. 1913.

Зупинімося на таких даних для відосередкових смоків¹⁾:

1) Смок низького тиску; напрямного апарату нема.

$$l = 400 \text{ мм}; a_1 = 40 \text{ мм}; a_2 = 80 \text{ мм}; b_1 = 75 \text{ мм}; b_2 = 50 \text{ мм}; \frac{a_1}{\rho'} = 0,12;$$

$$\frac{a_2}{\rho''} = 0,175;$$

визначаємо:

$$f_1 = 0,003 \text{ м}^2; f_2 = 0,004 \text{ м}^2; \frac{f_2}{f_1} = 1,33; R_1 = 0,013; R_2 = 0,0154; \frac{R_2}{R_1} = 1,19.$$

2) Смок середнього тиску; напрямний апарат є;

$$l = 300 \text{ мм}; a_1 = 22 \text{ мм}; a_2 = 60 \text{ мм}; b_1 = 34 \text{ мм}; b_2 = 25 \text{ мм}; \frac{a_1}{\rho'} = 0,1;$$

$$\frac{a_2}{\rho''} = 0,25;$$

визначаємо:

$$f_2 = 0,00150 \text{ м}^2; f_1 = 0,00075 \text{ м}^2; R_2 = 0,0088; R_1 = 0,00668; \frac{f_2}{f_1} = 2,00;$$

$$\frac{R_2}{R_1} = 1,32.$$

Для напрямного апарату:

$$l_a = 350 \text{ мм}; a_3 = 58 \text{ мм}; a_4 = 116 \text{ мм}; b_3 = b_4 = 25 \text{ мм}; \frac{a_3}{\rho_3} = 0,1;$$

$$\frac{a_4}{\rho_4} = 0,4;$$

визначаємо:

$$f_3 = 0,00145 \text{ м}^2; f_4 = 0,0029 \text{ м}^2; R_3 = 0,017; R_4 = 0,021; \frac{f_3}{f_4} = 0,5;$$

$$\frac{R_3}{R_4} = 0,8.$$

3) Смок високого тиску; напрямний апарат є.

$$l = 200 \text{ мм}; a_1 = 24 \text{ мм}; a_2 = 100 \text{ мм}; b_1 = 20 \text{ мм}; b_2 = 15 \text{ мм}; \frac{a_1}{\rho'} = 0,08;$$

$$\frac{a_2}{\rho''} = 0,35;$$

визначаємо:

$$f_2 = 0,0015 \text{ м}^2; f_1 = 0,00048 \text{ м}^2; R_2 = 0,00652; R_1 = 0,00545; \frac{f_2}{f_1} = 3,1;$$

$$\frac{R_2}{R_1} = 1,2.$$

¹⁾ Дані взяті з деяким округленням із книги F. Neuman n. Die Zentrifugalpumpen. 1912.

Для напрямного апарату:

$$l_a = 250 \text{ мм}; a_3 = 30 \text{ мм}; a_4 = 60 \text{ мм}; b_3 = b_4 = 14 \text{ мм}; \frac{a_3}{\rho_3} = 0,05;$$

$$\frac{a_4}{\rho_4} = 0,3;$$

визначаємо:

$$f_3 = 0,00042 \text{ м}^2; f_4 = 0,00084 \text{ м}^2; R_3 = 0,005; R_4 = 0,006; \frac{f_3}{f_4} = 0,5;$$

$$\frac{R_3}{R_4} = \frac{5}{6}.$$

Нам лишається тепер тільки вибрати вартості для таких сучинників, як $\xi_1, \xi_1', \xi_2, \xi_2', \xi_4, \xi_5, \lambda$ та φ ; щодо перших двох сучинників, то їх можна вважати за тотожні, бо умови входу води в робоче колесо й напрямний апарат однакові, через те що вода підчас входу в канали того й того зазнає деякого стиснення лише з боку крайків лопаток, з боку ж ободів такого стиснення нема. Тим то ми вважаємо за можливе взяти для $\xi_1 = \xi_1'$ лише половину тієї вартості, яку Thomann¹⁾ бере (0,063) для турбін, цебто 0,032. Сучинник ξ_2 ми теж беремо однакокий з ξ_2' , бо стінки каналів робочого колеса й напрямного апарату однаково старанно оброблюють; числову вартість його беремо за Zeuner'ом²⁾, ц. т., що дорівнює 0,005.

Сучинник ξ_4 , що являє відношення $\frac{s}{a_2 + s}$, очевидно, є не щось інше, як $1 - \rho_2$, отже, має вартості в границях 0,05 — 0,07. Беручи grubину лопаток (s і s') за виходу з робочого колеса й напрямного апарату однаковою, знайдемо, що й $\xi_5 = \xi_4$. Сучинник λ , що визначає ширину щілини, за доброго виготовлення смоків, можна вважати за рівний 0,001.

Швидкісного сучинника φ обчислюємо за формулою³⁾

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{0,04 \frac{l}{e} + 1,5}} \quad [67]$$

для випадку, коли маємо звичайну щілину без лабіринтових гар, при чім у цій формулі через l позначено довжину стінки щілини, а через e , як і раніш, ширину щілини; покладаючи, наприклад, $l = 20 \text{ мм}$, а $e = 0,001 \cdot 250 = 0,25 \text{ мм}$, матимемо $\varphi = 0,46$.

1) Thomann. Die Wasserturbinen. 1908, стор. 57.

2) Zeuner. Vorlesungen über Theorie der Turbinen. 1899, стор. 50.

3) Becker. Strömungsvorgänge in ringsförmigen Spalten. Zeit. d. V. d. Ing. 1907, стор. 1133.

Для випадку, коли щілина має лабіринтові гари, сучинника φ обчислюється за формулою¹⁾:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{0,04 \frac{l}{e} + 1,5 + 1,1 z}}, \quad [68]$$

де через z позначено число лабіринтових гар; застосовуючи обидві формули, припускають, що як окрайки щілини, так і окрайки лабіринтових гар гострі.

Скінчивши з установленням числових вартостей сучинників та окремих членів, що входять у вираз для визначення відносних втрат роботи в робочім колесі, напрямнім апараті та в щілині між ними, нам лишається ще дещо спинитись на з'ясуванні деяких членів, що входять у співвідношення для визначення втрат у кожусі, всисній та напірній трубах.

Тут, передусім, треба визначити (бодай, приблизно) вартості відношень σ_1 , σ_2 і σ_3 ; для кожуха, очевидно, ми не зробимо великої похибки, коли візьмемо відношення пересічної довжини шляху води до поперечника D_0 (σ_1) рівне 4—5, бо довжина ця змінюється для окремих струмин приблизно від (8—10) D_0 до нуля, якщо припустити, що поперечник кожуха втричі більший від поперечника D_0 .

Відносну довжину всисання (σ_2) треба взяти далеко більшу, бо доводиться брати до уваги опір у ґратниці на кінці всисної труби та в хлипаку, ці бо опори часом у декілька разів перевищують опори в самій трубі; тим то ми беремо σ_2 , що дорівнює 50. Щодо σ_3 , то ми вважаємо, що вона залежить від типу смока, і для смока низького тиску ми взяли, що вона дорівнює тільки 16, для смока середнього тиску дорівнює вона 46 і для смока високого тиску дорівнює 96.

Нарешті, ми припустили, що самий поперечник D_0 дорівнює D_1 , що, звісно, теж приблизно.

Звісно, що вартості, які ми взяли для σ_2 , σ_3 , є вірні лише для смоків невеликих порівняно розмірів, в яких поперечник D_0 коливається у границях 15—25 см; в кожному особнім випадкові всі ці вартості легко обчислювати за справжніми даними.

Коли всі вартості окремих членів, що входять у склад сталих A_1 , A_2 , A_3 і B , визначені, обчислити ці сталі для різних типів смоків не трудно; потому ми визначали найпридатніші зведені числа обертів і сучинники видатности смоківих устав; нарешті, вставляючи в співвідношення для втрат зведені числа обертів, обчислювали й самі втрати на відсотки від повної роботи. Наслідки всіх підрахунків зведені в таблиці 9.

Одержані в нас вартості гідравлічних втрат і сучинників видатности та їхні зміни залежно від типу смоків добре збігаються з даними досліду

¹⁾ Just. Über Labyrinthdichtungen für Wasser. Dissertation. 1910.

Таблиця 9

Гідравлічні втрати		Тип відосередкового смока, що характеризується величиною кута β_2		
		25°	45°	90°
А. Робоче колесо	Втрати в напорі			
	Підчас входу	0,005	0,0027	0,0006
	Від тертя	0,108	0,051	0,013
	Від скривлення	0,072	0,032	0,011
	Підчас виходу з колеса	0,001	0,0004	0,0001
Сумарна втрата в напорі в робочім колесі		0,186	0,086	0,025
Б. Напрямний апарат	Підчас входу	•	0,009	0,009
	Від тертя	•	0,032	0,054
	Від скривлення	•	0,038	0,039
	Підчас виходу з напірного апарату	•	0,0007	0,0005
	Сумарна втрата в напорі в напрямнім апараті		•	0,080
В. Ко-жух	У кожусі	0,007	0,006	0,003
Г. Щілина	Втрата води крізь щілину між робочим колесом і напрямним апаратом	0,021	0,027	0,048
Сумарні втрати в смокові		0,214	0,200	0,177
Гідравлічний сучинник смока		0,786	0,80	0,823
Г. Всисн. і напр. трубопро-води	Втрати в напорі у всиснім і напірнім трубопроводах	0,091	0,100	0,095
Гідравлічний сучинник смокової устави		0,695	0,70	0,728
Зведене число обертів n_0		56	37	22

й практики; практично, за старанного виконання смоків, сучинники видатності, надто в смоків середнього й високого тисків, можуть бути набагато побільшені, як це ми й бачили вище, кажучи про сьогочасне побудовання відосередкових смоків; це добре погоджується й з нашими висновками, коли взяти спробні сучинники, що входять у наші співвідношення, нижчі, ніж у нас взято, а також вжити заходів до можливого зменшення довжини й кривини лопаток і довжини всисної та напірної труб.

Щоб це наочніше було, ми, напр., спробували підрахувати зведені числа обертів і сучинники видатності смокових устав за дуже малої висоти нагнічування; наслідки підрахвань вийшли такі:

$$S_n = 0,27; \eta_{i_n} = 0,73; n_o = 59$$

$$S_c = 0,24; \eta_{i_c} = 0,76; n_o = 40$$

$$S_s = 0,20; \eta_{i_s} = 0,80; n_o = 26.$$

Повний сучинник видатності відосередкових смоків залежить, звісно, ще від механічних опорів, які у відосередкових смоків можуть чимало важити.

Найголовнішого механічного опору зазнає робоче колесо, яке, обертаючись з певною кутовою швидкістю в кожусі смока, підпадає гальмівному чинові течива, що сповнює цей кожух і яке оточує робоче колесо. Сила тертя, що виявляється при цім, спричиняє, очевидно, обертальний рух зазначеного течива, і природно, що на підтримання цього обертального руху потрібна витрата частини тієї енергії, яку витрачає мотор, що надає смокові руху. Очевидно також, що ця витрата енергії буде то значніша, що більший є простір між робочим колесом і внутрішньою поверхнею кожуха, або, інакше кажучи, що більша маса течива, якій надається обертального руху.

Щоб визначити цю роботу, можна скористатися з Карман'овою¹⁾ формули, що він виснував теоретично для обліку роботи, яку поглинає тертя смокового кружала, що обертається в воді:

$$N_m = 0,00623 \omega^{2,8} \left(\frac{D}{2}\right)^{4,6} P.S. \quad [69]$$

У застосуванні до відосередкового смока формулу цю, по деяких спрощеннях, можна подати²⁾ в такій формі:

$$N_m = 0,3 \div 0,38 \left(\frac{2u_2}{D_2}\right)^3 \left(\frac{D_2}{2}\right)^5 \frac{1}{75} = 0,075 \div 0,095 u_2^3 D_2^2 \frac{1}{75} P.S., \quad [70]$$

а якщо завести нового сучинника

$$k_m = 0,075 \div 0,095 \left(\frac{2g}{v}\right)^{3/2},$$

¹⁾ Zeit. für angen. Mathem. u. Mechanik. 1921, стор. 247.

²⁾ Medici, M. Pompe centrifughe. Milano. 1927, стор. 192.

де ν — сучинник у співвідношенні $u_2 \cong \sqrt{\frac{2gH}{\nu}}$ дорівнює 0,7 ÷ 1,1 як до типу відосередкового смока, та ще у формі:

$$N_m = \frac{k_m}{75} \cdot H^{3/2} D_2^2. \quad [71]$$

Останнє співвідношення показує, що втрати від тертя робочого колеса смока можуть часом сягати чималих величин, і, виходить, сильно зменшувати сучинника видатності смока.

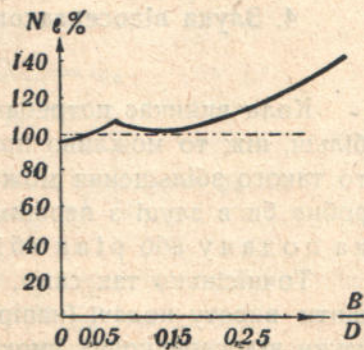
Далі, на підставі Gibson'ових і Ryan'ових¹⁾ досліджень над тертям металевого кружала, яке обертається у воді, виявляється, що на величину цієї роботи N_m , що її поглинає тертя робочого колеса смока, дуже впливає величина $\left(\frac{B}{D}\right)$ відношення відстані (B) між поверхнями ободу робочого колеса й кожуха до поперечника D робочого колеса. На підставі цих дослідів, Weil²⁾ залежність N_m од відношення $\frac{B}{D}$ подав кривою, що її зображено на фіг. 203. Як бачимо, тертя що далі, то зменшується в міру наближення стінки кожуха до колеса й за вартости $\frac{B}{D} = 0,11$ досягає найменшої вартости.

За дальшого зменшення B постає знов невелике збільшення роботи тертя і знову нове зменшення, сягаючи нового ще значнішого мінімуму при дуже малих вартостях B . Для конструктора звідси впливає правило: відстань B не робити більшу ніж 0,11 D . Точнісінько так само корисно буває зменшити радіальну щілину між ободом і кожухом.

До механічних втрат слід, звісно, залічити також і енергію, витрачану на тертя в опірних частинах. Втрата ця, як відомо, залежить не лише від питомого тиску між тертьовими поверхнями, але й від швидкості обертальної частини відносно нерухомої, від температури, роду та стану мастилня.

Подати цю енергію математично точно становило б труднощі, але з деяким наближенням роботу, що йде на тертя за одиницю часу (1 секунду) в опірних частинах, можна визначити формулою такого вигляду:

$$R_m = \frac{p \nu d l u^x}{t}, \quad [72]$$



Фиг. 203.

¹⁾ Min. Proc. Inst. Civ. Eng. Том 179, част. I, 1909—1910.

²⁾ Weil. Die Reibungsarbeit rotierender Scheiben. Zeit. f. d. ges. Turbinwesen. 1920, стор. 404.

де через d позначено поперечника чопа (на m), через l — довжину його (на m), через p — питомий тиск $\left(\frac{P}{dl}\right)$, через u — обводову швидкість чопа (на $m/сек$), через x — сучинника, що дорівнює одиниці за швидкостей $5 \div 20 m/сек$ і що дорівнює $\frac{3}{2}$ за швидкостей в границях $0,5 \div 4 m/сек$; t — температура в градусах Цельсія; μ — сучинник тертя.

А як ще за клясичними Lasche'вими¹⁾ дослідями в границях зміни p 1 до $15 кг/см^2$, $t = 30 \div 100^\circ C$, $u = 5 \div 20 m/сек$, можна покласти

$$\mu p t = \text{const} = 2,$$

то рівняння [72] можна подати ще у формі:

$$R_m = \frac{2 l d u^x}{t}; \quad [73]$$

згідно з цим співвідношенням робота тертя не залежить від тиску p , але пропорціональна довжині чопа, і тим що швидкість u , яка дорівнює $\frac{\pi d n}{60}$, пропорціональна квадратові поперечника чопа, то через це дуже доцільно розміри опірних частин робити, яко мога, малі.

Дехто²⁾ радить за грубих обчислень визначати роботу тертя з більшим запасом за формулою:

$$R_m = 0,7 d l u^x.$$

4. Злука відосередкових смоків і сучинник видатности складних سموкових агрегатів

Коли виникає потреба збільшити подачу течива за незмінного напору більш, ніж то можливо при наявності звичайного відосередкового смока, то такого збільшення можна досягти лише установивши другий смок, що робив би в злучі з першим рівнобіжно. Така злука має назву злука на подачу або рівнобіжна злука смоків.

Точнісінько так само, коли, за незмінної подачі течива, потрібно збільшити висоту подачі (напір), досягають цього за допомогою низкової злуки відосередкових смоків, що має назву злука на напір або низкова злука смоків.

Розгляньмо загальні принципи цих злук³⁾.

Нехай будуть злучені низково два смоки та їхні однакові подачі Q_1 і Q_2 , що водночас дорівнюють загальній подачі Q , сума ж їхніх напорів H_1 і H_2 дорівнює повному напові H . При цім під напорами розуміємо

¹⁾ Zeit. d. Ver. d. Ing. 1902, стр. 1881 і далі.

²⁾ Medici, M. Pompe centrifughe. Milano. 1927, стр. 195.

³⁾ Докладніше див. A. Laronche. Über die Schaltung von Schleuderpumpen. Die Turbine. 1908, H. II.

спадомірні напори (корисні), що складені з висотами всіх опорів у трубопроводах. Вважаючи, що обидва смоки поставлені на однім рівні, й що на втрати в їхнім злучнім трубопроводі можна не зважати, ми маємо, отже, за умовиною,

$$\left. \begin{aligned} Q_1 = Q_2 = Q \\ H_1 + H_2 = H \end{aligned} \right\} \quad [74]$$

Позначаючи, далі,

$$\frac{Q}{\sqrt{2gH}} = q; \quad \frac{Q_1}{\sqrt{2gH_1}} = q_1; \quad \frac{Q_2}{\sqrt{2gH_2}} = q_2,$$

знаходимо:

$$\frac{Q^2}{2gH} = q^2; \quad \frac{Q_1^2}{2gH_1} = q_1^2; \quad \frac{Q_2^2}{2gH_2} = q_2^2.$$

Визначаючи звідси H , H_1 і H_2 та вставляючи в друге з рівнянь (74), дістанемо по можливих скороченнях:

$$\frac{1}{q^2} = \frac{1}{q_1^2} + \frac{1}{q_2^2}, \quad [75]$$

або ще

$$q_1^2 + q_2^2 = \frac{q_1^2 q_2^2}{q^2} \quad [76]$$

— основне рівняння для злуки двох смоків. Якщо смоків буде не два, а більш, напр., n , тоді знов маємо

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_{n-1} = Q_n$$

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_{n-1} + H_n$$

$$\frac{Q}{\sqrt{2gH}} = q; \quad \frac{Q_1}{\sqrt{2gH_1}} = q_1; \quad \frac{Q_2}{\sqrt{2gH_2}} = q_2; \dots; \quad \frac{Q_n}{\sqrt{2gH_n}} = q_n,$$

отже:

$$\frac{1}{q^2} = \frac{1}{q_1^2} + \frac{1}{q_2^2} + \frac{1}{q_3^2} + \dots + \frac{1}{q_n^2}.$$

Якщо при цім колеса (як це буває за многосхідчастих смоків) цілком однакові розмірами, то, видимо,

$$\frac{1}{q^2} = \frac{n}{q_i^2}, \quad [77]$$

де q_i означає однакову для всіх коліс вартість $\frac{Q_i}{\sqrt{2gH_i}}$.

о:

$$q_i = q\sqrt{n}$$

або, виходить,

$$\frac{Q_i}{\sqrt{2gH_i}} = \frac{Q}{\sqrt{2gH}} \cdot \sqrt{n},$$

звідки

$$H_i = \frac{H}{n}. \quad [78]$$

Отже, в многосхідчастім смокові кожний із смоків, що входить до його складу, перемагає n -у частину повного напору.

Нехай, далі, два відосередкові смоки злучені рівнобіжно й подають воду в ту саму напірну трубу. Нехай Q — загальна подача, H — загальний напір, Q_1 — подача першим смоком і Q_2 — подача другим смоком. Заводячи, за попереднім, позначення:

$$\frac{Q}{\sqrt{2gH}} = q; \quad \frac{Q_1}{\sqrt{2gH_1}} = q_1; \quad \frac{Q_2}{\sqrt{2gH_2}} = q_2,$$

маємо:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

і, виходить,

$$q = q_1 + q_2. \quad [79]$$

цебто, коли два смоки злучені рівнобіжно й роблять на одну напірну трубу, то величина q всенької системи дорівнює сумі величин q_1 і q_2 окремих смоків; це — основна залежність для рівнобіжної злуки двох відосередкових смоків.

Аналогічна залежність вийде, звісно, і для першого-ліпшого числа (n) злучених рівнобіжно смоків, але тільки за умови, що всі смоки роблять непереривно разом.

Подивімось тепер, який має бути сучинник видатности таких складних відосередкових смоків, як рівняти їх до звичайних смоків. Попервах розгляньмо смоки з низковою злукою або многосхідчасті смоки. Щоб виявити вищезазначену розмірну оцінку сучинників видатности многосхідчастого (нехай число східців буде i) та односхідчастого смока, ми, звісно, припустатимемо, що напори й подачі обох смоків є однакові, точнісінько так само припускаємо за однакові й поперечники коліс і відношення в них $\frac{D_2}{D_1}$, а також і кути. Тим що, за вищенаведеним, для многосхідчастого смока $H = i H_i$, де H — напір, що його перемагає кожний східець, і тим що

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{v}},$$

або

$$H = v \frac{u_2^2}{2g},$$

де v можна припустити, як ми бачили вище, що він дорівнює $0,7 \div 1,1$, як до типу смока, то, називаючи в односхідчастого смока обводову швидкість і число обертів відповідно u_{21} і n_1 , а в кожному східцеві многосхідчастого смока ті ж величини відповідно через u_{2i} і n_i , матимемо:

$$u_{21}^2 = i u_{2i}^2$$

і виходить

$$n_1^2 = i n_i^2,$$

звідки

$$n_i = \frac{n_1}{\sqrt{i}}. \quad [80]$$

За цими співвідношеннями, тим що кути в обох смоках не дуже різняться між собою, можна й для інших швидкостей написати аналогічні співвідношення; напр.,

$$\omega_1^2 = i \omega_i^2, \text{ або } \omega_i = \frac{\omega_1}{\sqrt{i}}.$$

Вдаючись тепер до огляду гідравлічних втрат, першу втрату в напорі на тертя можна визначити відомим співвідношенням:

$$h_{wm} = \lambda \frac{L \omega^2}{d 2g},$$

в яким, поперше, можна взяти, за Lang'ом, $\lambda = a + \frac{b}{\sqrt{\omega d}}$, а подруге, вважаючи на те, що поперечні перекрої каналів є не круглі, можна покласти $d = 4 \frac{F}{P}$, де F —площа, а P —обвід каналу. Довжину каналів L в колесі кожного східця можна вважати за однакою, бо й поперечники коліс є однакові, отож, для i коліс многосхідчастого смока матимемо $L_i = i L_1$. А як, далі, очевидно, що $F_i = \sqrt{i} \cdot F_1$, а P_i у кожному випадку більше від P_1 , хоч і не зовсім у \sqrt{i} разів, то $d_i > d_1$, а тому, беручи ще сучинника λ однаковим в обох випадках, що за сказаним стосовно швидкості ω та поперечника d є можливе, знайдемо:

$$\Sigma h_{w_{mi}} = \Sigma \lambda \frac{i L_1}{d_i} \frac{\omega_1^2}{i} = \Sigma \lambda \frac{L_1}{d_i} \frac{\omega_1^2}{2g} < \Sigma \lambda \frac{L_1^i}{d_1} \frac{\omega_1^2}{2g},$$

звідки випливає, що втрата на тертя в многосхідчастім смокові буде менша ніж в односхідчастім.

Втрати в напорі від скривлення каналів можна вважати за однакові в обох смоках, бо

$$\Sigma h_{w_{ki}} = \Sigma i \xi \frac{\omega_1^2}{2g} = \Sigma i \xi \frac{\omega_1^2}{i} = \Sigma \xi \frac{\omega_1^2}{2g}.$$

Звертаючись тепер до втрат течива крізь щілини, легко упевнитись, що втраті крізь щілину в односхідчастім смокові не можна протиставити суму втрат у щілинах окремих східців, а лише втрату теж в одному східцеві. І справді, в багатосхідчастім смокові ми можемо втрачений течивний потік уявити собі суцільним непереривним потоком, що проходить наскрізь через усі східці, цебто вважати, що всі щілинні потоки злучені низково, подібно до того, як злучаються низково подачі. А як поперечники коліс є однакові, то й вирази для щілинної втрати поперечного перекрою щілини і сучинники φ (67 і 68) для односхідчастого й багатосхідчастого смоків теж однакові.

Отож, втрата крізь щілину в багатосхідчастім смокові, тим що

$$H_{s_i} = \frac{H_{s_1}}{i},$$

згідно з рівнянням [41], визначиться як

$$Q_{щ_i} = \frac{Q_{щ_1}}{V i}, \quad [81]$$

цебто щілинна втрата в i -східчастого відосередкового смока становить лише $\frac{1}{V i}$ частину щілинної втрати односхідчастого смока.

Точнісінько так само й втрата на тертя робочих коліс i -східчастого смока, бо $H_i = \frac{H}{i}$, набере форми:

$$N_{m_i} = i \frac{k_m}{75} \left(\frac{H}{i}\right)^{3/2} D_2^2 = \frac{1}{V i} \frac{k_m}{75} H^{3/2} D_2^2 = \frac{1}{V i} \cdot N_{m_1} \quad [82]$$

і, виходить, дорівнює тільки $\frac{1}{V i}$ частині такої ж втрати односхідчастого смока.

Втрата на тертя в опірних частинах багатосхідчастого смока буде, звісно, дещо більша від такої ж втрати односхідчастого смока, бо вага першого смока більша, ніж у другого, але, тим що взагалі вплив цієї втрати на сучинник видатності смока малий, то ця втрата на кінцевім наслідку особливо не позначається.

Точнісінько так само не мають особливої ваги в багатосхідчастих смоках і гідравлічні опори підчас переходу течива від одного східця до другого, бо вони за доброго виготовлення смоків взагалі бувають дуже малі.

Отож, на підставі всього вищеподаного можна сказати, що за зроблених припущень багатосхідчасті смоки взагалі повинні мати ліпшого сучинника видатності, ніж односхідчасті, тим паче, що припущення рівності поперечників робочих коліс в обох випадках не завжди виконується, бо, намагаючись уникнути великих чисел обертів для односхідчастих смоків, звичайно збільшують поперечники останніх смоків, що призводить до збільшення втрат в односхідчастих смоках і, виходить, до зниження су-

чинника видатності. Річ ясна, що переваги багатосхідчастих смоків лише тоді виявляються, коли сучинник видатності мотора, який надає їм чину, через менше число обертів, не вирівнює цих переваг і, крім того, подорожчання вартості смока й мотора не зводить на нівець заощадження на потрібній потужності.

Усе це цілком заперечує думці, що довго панувала, мавши за підставу нераціональні конструкції смоків, про те, що багатосхідчасті відосередкові смоки повинні мати меншого сучинника видатності, ніж односхідчасті, лише найновітніші конструкції відосередкових смоків прислужились, нарешті, до переконання на інакше цієї неправдивої гадки.

Не трудно також показати, що й рівнобіжна злука смоків, за умов сталості їхньої роботи, не має спричинюватись до зниження сучинника видатності. І справді, перш за все, рівнобіжна злука декількох коліс дає, ясна річ, можливість чимало зменшувати поперечники коліс і, виходить, збільшувати числа їхніх обертів, ніж це можливе було б у звичайних коліс, при чім порівняння обох розміщень відбувається, звісно, за припущення геометричної подоби. Припускається далі, знову, що подачі й напори в обох випадках однакові. Не трудно бачити також, що наслідком усіх тих припущень буде, поперше, рівність в обох випадках швидкостей під час входу в колесо й виходу з нього, подруге, обернена пропорційність поперечних перекроїв каналів при i колесах числу i , і разом із тим обернена пропорційність кореневі квадратному з числа i довжини й поперечників.

За всім подаваним, щодо окремих втрат, можна сказати таке. Тим що у виразі для втрати в напорі від тертя $h_{wm} = \lambda \frac{L}{d} \frac{w^2}{2g}$ вартість $\frac{L}{d}$ лишається однакою, то цей вираз може змінюватись лише стільки, скільки змінюється λ , яке, напр., за Lang'овою формулою, має вираз вигляду $a + \frac{b}{\sqrt{wd}}$. Очевидно, ця зміна залежить від зміни другого члена, в яким d зменшується пропорційно \sqrt{i} ; з другого боку, цей вплив набагато вирівнюється тим, що на ділі за малих розмірів колеса роблять і меншу кількість лопаток.

Втрати від скривлення в обох випадках, ясна річ, однакові.

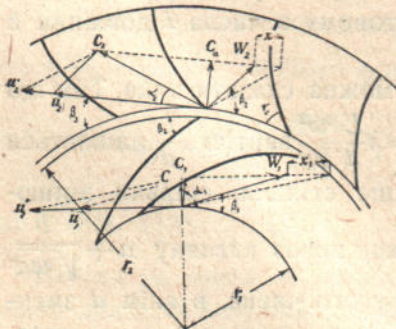
Втрати течива крізь щілину при i колесах, тим що величина щілини F_i кожного колеса зменшується пропорційно i , а величини φ_i та H_{s_i} лишаються однакові, дорівнює втраті одного колеса. Тертя колеса так само не змінюється, через те що сума поверхонь i коліс дорівнює поверхні одного колеса, а обводні швидкості однакові. Втрата крізь щілину навіть зменшується на половину, коли застосувати двобічний підвід течива, якщо рівняти до звичайного колеса (одnobічний підвід течива). Урешті, тим що вага змінюється пропорційно $\left(\frac{1}{\sqrt{i}}\right)^3$, а отож загальна вага i ко-

ліс дорівнює $i \left(\frac{1}{\sqrt{i}} \right)^3 = \frac{1}{\sqrt{i}}$ ваги одного колеса, то слід сподіватися відповідного зменшення тертя в опорах, скоро обводові швидкості чопів лишаються однакові. Загалом беручи, за підподілу подачі течива на колеса, що роблять рівнобіжно, в наслідок зазначеної поведінки гідравлічних втрат, за однакового числа лопаток, слід сподіватися нікчемного погіршення сучинника видатності, якщо порівнюваний смок має двобічний підвід. Коли ж порівнювати з одноколісним смоком, що має однобічне підведення, і припустити зменшення числа лопаток, то в наслідок чималого зменшення механічного тертя колеса та зменшення втрати в напорі на тертя в каналах, рівнобіжна злука дає поліпшення сучинника видатності.

Умови стають дуже сприятливі для рівнобіжної злуки смоків, скоро можливо збільшити число обертів супроти такого в одноколісного смока. Отже, такої злуки агрегату смоків за дуже високих чисел обертів і малих напорів завжди можна застосувати з великою користю.

§ 5. Робота відосередкових смоків за змінного режиму

Вище ми виснували були для роботи відосередкового смока при піднесенні одного кілограма течива на висоту H за нормального числа обертів i , виходить, безударности входу й виходу течива таке співвідношення:



Фіг. 204.

$$2 u_2 c_2 \cos \alpha_2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1 = 2g \frac{H}{\eta_e} = 2g (H_m + H_{w_{1,2}}) = 2g \left(H + H_{w_n} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \right). \quad [83]$$

Коли число обертів смока різнитиметься від нормального, а це в роботі смока частий випадок, останнє рівняння набере складнішого вигляду. Справді, коли зміниться кутова швидкість з ω на ω' , то обводові швидкості змінюються з u_1 на u_1' та u_2 на u_2' , відтинки x_1, x_2 (фіг. 204), очевидно, будуть втрачені на удар. За рисунком маємо:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_1 \omega' - r\omega = r_1 \omega' - (c_1 \cos \alpha_1 + w_1 \cos \beta_1) = r_1 \omega' - \left(\frac{c_a}{\sin \beta_1} \cos \beta_1 + \right. \\ &\quad \left. + c_1 \cos \alpha_1 \right), \\ x_2 &= r_2 \omega' - r\omega = r_2 \omega' - (c_2 \cos \alpha_2 + w_2 \cos \beta_2) = r_2 \omega' - \left(\frac{c_a}{\sin \alpha_2} \cos \alpha_2 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{c_a}{\sin \beta_2} \cos \beta_2 \right) \end{aligned} \right\} [84]$$

Отже, попереднє рівняння напишемо:

$$2u_2' c_2 \cos \alpha_2 - 2u_1' c_1 \cos \alpha_1 = 2g(H + H_{wn}) + c_2^2 + x_1^2 - c_1^2 + x_2^2,$$

або, підставляючи знайдені вартості x_1 та x_2 :

$$2u_2' c_2 \cos \alpha_2 - 2u_1' c_1 \cos \alpha_1 = 2g(H + H_{wn}) + c_2^2 + \left[r_1 \omega' - \left(\frac{c_s}{\operatorname{tg} \beta_1} + c_1 \cos \alpha_1 \right) \right]^2 + \left[r_2 \omega' - \left(\frac{c_a}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{c_a}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \right]^2 - \frac{c_1^2}{2g}. \quad [85]$$

Якщо візьмемо, що вода входить у робоче колесо радіусом, а це цілком імовірно, то матимемо, беручи до уваги, що тоді $c_1 \cos \alpha_1 = 0$, а $c_1 = c_s$, рівняння

$$2u_2' c_2 \cos \alpha_2 = 2g(H + H_{wn}) + c_2^2 + \left(r_1 \omega' - \frac{c_s}{\operatorname{tg} \beta_1} \right)^2 + \left[r_2 \omega' - c_a \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \right]^2 - c_2^2.$$

Розкриваючи дужки, одержимо:

$$2u_2' c_2 \cos \alpha_2 = 2g(H + H_{wn}) + c_2^2 - r_1^2 \omega'^2 + 2r_1 \omega' \frac{c_s}{\operatorname{tg} \beta_1} + \frac{c_s^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_1} + r_2^2 \omega'^2 - 2r_2 \omega' c_a \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) + c_a^2 \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 - c_s^2. \quad [86]$$

Опірч того, за рисунком маємо $c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - \frac{c_a}{\operatorname{tg} \beta_2}$, $c_2 = \frac{c_a}{\sin \alpha_2}$,

а через це

$$2u_2'^2 - 2u_2' \frac{c_a}{\operatorname{tg} \beta_2} = 2g(H + H_{wn}) + \frac{c_a^2}{\sin^2 \alpha_2} + r_1^2 \omega'^2 + 2r_1 \omega' \frac{c_s}{\operatorname{tg} \beta_1} + \frac{c_s^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_1} + r_2^2 \omega'^2 - 2r_2 \omega' c_a \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) + c_a^2 \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 - c_s^2; \quad [87]$$

а як $u_2' = r_2 \omega'$; $c_a = \frac{Q}{F_2}$, $c_s = \frac{Q}{F_1}$, де через Q позначена секундна подача смока, а через F_2 і F_1 площі виходу й входу в канали робочого колеса смока, то рівняння [87] матиме форму:

$$(r_2^2 - r_1^2) \omega'^2 - 2r_2 \omega' \frac{Q}{F_2 \operatorname{tg} \beta_2} = 2g(H + H_{wn}) + \frac{Q^2}{F_2^2 \sin^2 \alpha_2} + 2r_1 \omega' \frac{Q}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} + \frac{Q^2}{F_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1} - 2r_2 \omega' \frac{Q}{F_2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) + \frac{Q^2}{F_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 - \frac{Q^2}{F_1^2},$$

або

$$(r_2^2 - r_1^2) \omega'^2 + 2\omega' Q \left(\frac{r_2}{F_2 \operatorname{tg} \alpha_2} - \frac{r_1}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right) - Q^2 \left[\frac{1}{F_2^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{F_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1} - \frac{1}{F_1^2} + \frac{1}{F_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \right] = 2g(H + H_{wn}),$$

або, припускаючи $2gH_{\omega_n} = c_x^2$, де c_x є якась швидкість, і знаходячи сучинника ξ , щоб

$$Q = F_2 c_x \xi,$$

звідки

$$2gH_{\omega_n} = c_x^2 = \frac{Q^2}{\xi^2 F_2^2},$$

дістанемо:

$$(r_2^2 - r_1^2) \omega'^2 + 2\omega' Q \left(\frac{r_2}{F_2 \operatorname{tg} \alpha_2} - \frac{r_1}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right) - Q^2 \left[\frac{1}{F_2^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{\xi^2 F_2^2} + \frac{1}{F_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1} - \frac{1}{F_1^2} + \frac{1}{F_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right] = 2gH. \quad [88]$$

Заводячи тепер іще такі позначення:

$$\left. \begin{aligned} A &= r_2^2 - r_1^2; \quad B = 2 \left(\frac{r_2}{F_1 \operatorname{tg} \alpha_2} - \frac{r_1}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right); \\ C &= \frac{1}{F_2^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{\xi^2 F_2^2} + \frac{1}{F_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1} - \frac{1}{F_1^2} + \frac{1}{F_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad [89]$$

та відкидаючи знак при ω , одержимо остаточно таке співвідношення:

$$A\omega^2 + B\omega Q - CQ^2 = 2gH. \quad [90]$$

Співвідношення це називають характеристичним рівнянням відосередкових смоків, і являє собою воно в системі прямокутних координат H , ω і Q — рівняння гіперболічного параболоїда, тим що A і C завжди > 0 і $B^2 > -4AC$, незалежно від вартости B .

В окремім випадку, за нормального числа обертів смока, за безударности, отже, входу течива в робоче колесо й виходу з нього, замість рівняння [88] матимемо рівняння:

$$2\omega'^2 (r_2^2 - r_1^2) + 2\omega' Q \left(\frac{r_1}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} - \frac{r_2}{F_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) - Q^2 \left[\frac{1}{F_2^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{F_2^2 \xi^2} - \frac{1}{F_1^2} \right] = 2gH, \quad [91]$$

яке по заведенні позначень:

$$A = 2(r_2^2 - r_1^2); \quad B = 2 \left(\frac{r_1}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} - \frac{r_2}{F_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right); \quad C = \frac{1}{F_2^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{F_2^2 \xi^2} - \frac{1}{F_1^2} \quad [92]$$

та відкиненні знака при ω , набере вигляду:

$$A\omega^2 + BQ\omega - CQ^2 = 2gH, \quad [93]$$

цілком однакового з рівнянням [90].

Дослідження характеристичного рівняння [90] або [93] показує, що це рівняння, очевидно, для всякої певної вартості H в координатах ω , Q становить гіперболу (фіг. 205), а для $H=0$ переходить в рівняння двох прямих:

$$Q = \frac{1}{2} \omega \left[\frac{B}{C} \pm \sqrt{\frac{B^2}{C^2} + \frac{4A}{C}} \right],$$

що проходять крізь точку O і являють собою асимптоти гіперболі. Одна з них — Oy лежить у царині від'ємних Q , а через те практичного значення не має, тимчасом як друга — Ox показує, що кількість течива, що її подає смок без напору, пропорційна до кутової швидкості.

Далі рівняння показує, що кожній висоті H відповідає кутова швидкість ω_0 без усякого подавання течива, і швидкість ця буде знайдена, коли припустимо $Q = 0$:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2gH}{A}} = \sqrt{\frac{2gH}{r_2^2 - r_1^2}}.$$

На рисункові ця швидкість дається перетином відповідної гіперболи з віссю ω .

Взагалі рівняння [90] дає для будь-якої вартості дві вартості для Q :

$$Q = \frac{1}{2} \frac{B}{C} \omega \pm \sqrt{\frac{1}{4} \frac{B^2}{C^2} \omega^2 - \frac{(2gH - A\omega^2)C}{C^2}} =$$

$$= \frac{1}{2} B \omega \pm \sqrt{\frac{1}{4} B^2 \omega^2 - (2gH - A\omega^2) C}$$

і лише для випадку:

$$\frac{1}{4} B^2 \omega^2 = (2gH - A\omega^2) C = 2gHC - A C \omega^2$$

одну вартість:

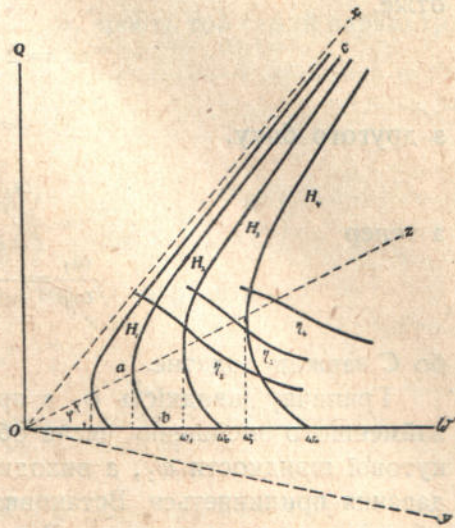
$$Q = \frac{1}{2} \frac{B}{C} \omega \sim \frac{1}{2} \frac{B}{C} \omega_1,$$

що відповідає верхковій гіперболі. Очевидно також, що верхки всіх гіпербол лежать на простій Oz , що її рівняння має вигляд:

$$Q = \frac{1}{2} \frac{B}{C} \omega.$$

Що швидкість справді $\omega_1 < \omega_0$, це видно з таких міркувань. Умова однозначного розв'язання рівняння є

$$\frac{1}{4} B^2 \omega^2 + A \omega^2 C = 2gHC,$$



Фіг. 205.

звідки

$$\omega = \sqrt{\frac{2gHC}{\frac{1}{4}B^2 + AC}} = 2\sqrt{\frac{2gH}{\frac{B^2}{C} + 4A}},$$

отже,

$$\omega_1 = 2\sqrt{\frac{2gH}{\frac{B^2}{C} + 4A}};$$

з другого боку,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2gH}{A}},$$

а тепер

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{4A}{\frac{B^2}{C} + 4A} < 1,$$

бо C завжди додатне.

Граничну швидкість ω_1 в практиці одержати сливе неможливо, бо за найменшого зменшення числа обертів смока нижче за відповідну вартість кутової швидкості ω_1 , а виходить, і мотора, стається розрив течива, і подавання припиняється. Встановити цю швидкість новим збільшенням числа обертів також не можливо. З рисунка бачимо, що гіперболя простої Oz поділяється на дві галузі ab та ac ; перша з них дуже коротка і відповідає невеликій зміні обводової швидкості, при цій за граничних її швидкостей ω_1 і ω_0 припиняється подавання води. Тим то і стан смока, що відповідає цій галузі гіперболи, зветься нестійким. При цьому для цього стану разом із збільшенням обводової швидкості від ω_1 до ω_0 кількість подаваної води меншає. Друга галузь гіперболи ac , що лежить вище від простої Oz , відповідає зміні обводової швидкості від ω_1 до $+\infty$ (теоретично) і, якщо ми не будемо дуже наближатись до граничної швидкості ω_1 , то подавання завжди забезпечене, і ми матимемо справу із стійким станом смока. Разом із збільшенням обводової швидкості від ω_1 збільшується безмежно і подавана кількість течива.

Для безпеки роботи смока конче потрібно, отже, поставити його роботу в такий стан, що відповідав би роботі по горішній галузі гіперболи і до того якнайдалі від пункту a . Цілковита безпека була б досягнена за обводової швидкості, вибраної взагалі вище за ω_0 , але надто сильне збільшення числа обертів, з другого боку, також не завжди бажане.

Отже, щоб зменшити по зможі нестійку зону, конструктор повинен був би вибирати як основні розміри смока, так і інші його елементи, що входять до характеристичного рівняння, так, щоб кут φ був по зможі малий. Цей кут φ визначається, очевидно, з рівняння:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{B}{2C}.$$

Якщо в характеристичному рівнянні смока будемо, далі, лишати як сталу величину обводову швидкість ω , то рівняння в координатах H і Q являтиме собою параболу для кожної вартості $\omega = \omega_n$ (фіг. 206):

$$A\omega_n^2 + B\omega_n Q - CQ^2 = 2gH.$$

Очевидно також, що всі параболи за різних ω_n мають той самий параметр. Вершок параболі має координати

$$Q = \frac{B}{2C} \omega_n$$

і

$$H_{\text{макс}} = \frac{A\omega_n^2}{2g} + \frac{B^2\omega_n^2}{2g2C} - \frac{CB^2\omega_n^2}{2g4C^2} = \frac{\omega_n^2}{2g} \left(A + \frac{B^2}{4C} \right).$$

Таким чином, дійсна частина параболі зростає од вартості

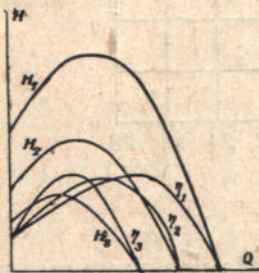
$$H_1 = \frac{A}{2g} \omega_n^2$$

при $Q=0$, тобто за цілком закритої засувки, до $H_{\text{макс}}$ на величину

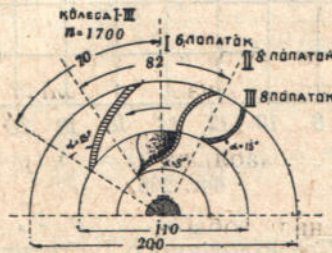
$$\frac{B^2 \omega^2}{4C 2g}$$

і, потому, знову спадає до 0 при

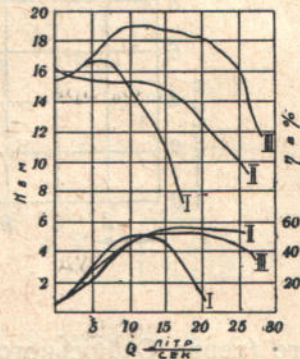
$$A\omega_n^2 + B\omega_n Q = CQ^2.$$



Фіг. 206.



Фіг. 207 а.



Фіг. 207 б.

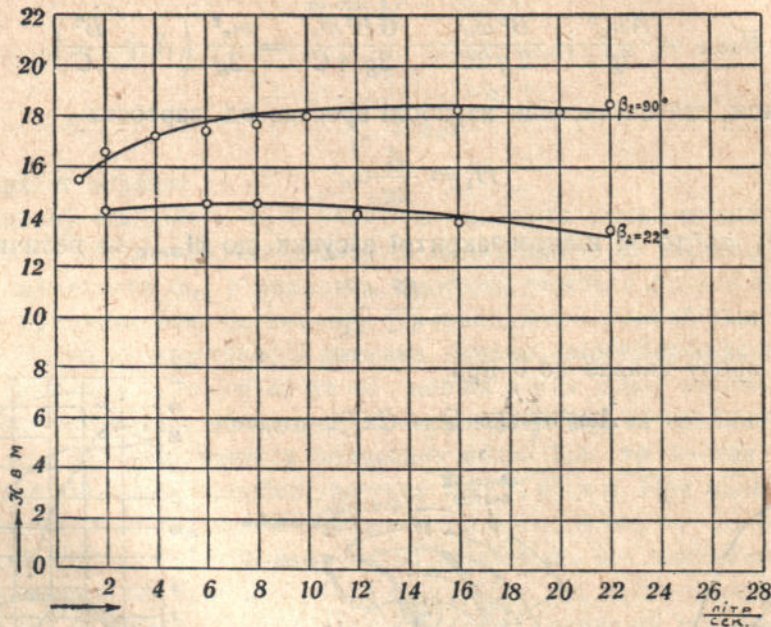
Підвищення напору дуже залежить, очевидно, од величини сучинника B , і в колесах із загнутими вперед лопатками ($\beta_2 > 90^\circ$) досягає найбільшої вартості.

Максимум напору розташовується то ближче до осі ординат, що менш загнуті вперед лопатки колеса. Сказане добре потверджується дослідами. Отакі, наприклад, досліди, зроблені в Московській Вищій Технічній школі з трьома робочими колесами, що мають різні кути β_2 ; наслідки їх подано на цих рисунках (фіг. 207 а, б) ¹⁾.

¹⁾ Куколевский, И. И. К теории центробежного насоса. Бюллетени Политехн. О-ва при И. М. Т. У. 1912 р. № 7.

Як показують цифри на рисункові, ліва частина характеристики загнутих уперед лопаток розташовується набагато нижче від середньої робочої частини. Це підвищення робочої ділянки буває іноді небажане, а надто там, де кільком смокам доводиться робити на спільний трубопровід, перемагаючи, з першого ж моменту пуску в роботу, чималий напір.

Аналогічні наслідки дістав і я, коли випробовував відосередкового смока з двома робочими колесами, що мали різні вихідні кути ($\beta_2 = 22^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$); ці випробовання зроблено ще в гідравлічній лабораторії Томсь-



Фіг. 208.

кого (тепер Сибірського) Технологічного Інституту. На поданому тут рисункові (фіг. 208) наведені, напр., наслідки одного випробовання цього смока, що робить без напрямного апарату.

Попередні висновки показують, між іншим, що з переміною швидкості смока подавання води міняється пропорціонально до відношення числа обертів або до відношення кутових швидкостей. Зміна ж напорів відбувається пропорціонально до квадрату тих відношень, отже, роботи, що їх вбирає смок (складаються з добутку Q і H на деякі сталі сучинники) відносяться між собою, як куби чисел обертів або кутових швидкостей.

Переходячи тепер до сучинника видатності відосередкового смока, будемо визначати його, як відношення напору спадомірного H до дійсного, що смоком утворюється, напору, який дорівнюва-

тиме H , складеному з усіма висотами опорів, ударів і т. ін. В такому випадку:

$$\eta = \frac{H}{H + H_{w_n} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{x_1^2}{2g} + \frac{x_2^2}{2g}} \quad [94]$$

Знайдемо спочатку вартість знаменника. Підставляючи сюди, як і раніш, вартості c_a , x_1 і x_2 , одержимо:

$$\begin{aligned} H + H_{w_n} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{x_1^2}{2g} + \frac{x_2^2}{2g} &= H + H_{w_n} + \frac{Q^2}{F_2^2 2g} + \frac{(r_1 \omega' - c_a)^2}{2g} + \\ &+ \frac{\left[r_2 \omega' - c_a \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \right]^2}{2g} = H + H_{w_n} + \frac{Q^2}{F_2^2 2g} + \frac{r_1^2 \omega'^2}{2g} - \frac{2 r_1 \omega' c_a}{2g \operatorname{tg} \beta_1} + \\ &+ \frac{c_a^2}{2g \operatorname{tg}^2 \beta_1} + \frac{r_2^2 \omega'^2}{2g} + \frac{c_a^2}{2g} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 - 2 r_2 \omega' c_a \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right), \end{aligned}$$

або, підставляючи вартості c_a і c_a , матимемо:

$$\begin{aligned} H + H_{w_n} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{x_1^2}{2g} + \frac{x_2^2}{2g} &= H + H_{w_n} + \frac{Q^2}{F_2^2 2g} + \frac{\omega'^2}{2g} (r_1^2 + r_2^2) + \\ &+ \frac{Q^2}{2g F_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1} - \frac{2 r_1 \omega' Q}{2g F_1 \operatorname{tg} \beta_1} + \frac{Q^2}{2g F_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 - \\ &- 2 r_2 \omega' \frac{Q}{F_2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right), \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} H + H_{w_n} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{x_1^2}{2g} + \frac{x_2^2}{2g} &= H + \frac{\omega'^2}{2g} (r_1^2 + r_2^2) - \frac{2 \omega' Q}{2g} \left[\frac{r_1}{F_1 \operatorname{tg} \beta_1} + \right. \\ &+ \left. \frac{r_2}{F_2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \right] + \frac{Q^2}{2g} \left[\frac{1}{F_2^2} + \frac{1}{F_2^2} + \frac{1}{F_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1} + \right. \\ &+ \left. \frac{1}{F_2^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right], \end{aligned}$$

або, нарешті, вводячи скорочені позначення та знов відкидаючи значок при ω , одержимо:

$$H + H_{w_n} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{x_1^2}{2g} + \frac{x_2^2}{2g} = H + a\omega^2 - b\omega Q + CQ^2,$$

і тоді сучинник видатності буде:

$$\eta = \frac{H}{H + a\omega^2 - b\omega Q + CQ^2} \quad [95]$$

Цей вираз дає змогу простежити зміну сучинника видатності із зміною обводової швидкості та кількості подаваної води. Нехай обводова швидкість ω буде стала, тоді

$$\eta_{\omega=\text{const}} = \frac{H}{H + a' - b'Q + cQ^2},$$

звідки не трудно бачити, що η змінюється по параболі.

При $Q = 0$,

$$\eta_{\omega=\text{const}} = \frac{H}{H + a'},$$

а як $a' = a\omega_n^2 \propto a_0 H$, то

$$\eta_{\omega=\text{const}} = \frac{H}{H + a_0 H} \propto \frac{1}{1 + a_0},$$

цебто не залежить від H (див. фіг. 206).

Максимум $\eta_{\omega=\text{const}}$ одержимо, коли знайдемо мінімум вартости знаменника щодо зміни Q ; це буде, очевидно,¹⁾ при $Q = \frac{b'}{2c}$, і в цьому випадку матимемо:

$$\eta_{\text{макс.}\omega=\text{const}} = \frac{H}{H + a' - \frac{b'^2}{4c}}.$$

За дальшого збільшення Q , сучинник видатності спадатиме, і коли при деякому Q , H дорівнюватиме нулеві, η також обернеться в нуль. Практично і при $Q = 0$ сучинник видатності дорівнює нулеві, що бачимо з фіг. 206.

При $H = \text{const}$ одержимо:

$$\eta_{H=\text{const}} = \frac{1}{1 + a''\omega^2 - b''\omega Q + c''Q^2}.$$

Криві сучинника видатності зображені на фіг. 205; теоретично $\eta_{H=\text{const}} = 0$ лише при $\omega = \infty$. Максимум $\eta_{H=\text{const}}$ знайдемо, визначаючи знову мінімальну вартість знаменника, а це станеться, коли вираз $a''\omega^2 - b''\omega Q + c''Q^2$ досягне мінімуму, що буде при вартості змінній $\omega = \frac{b''}{2a''} Q$; для цієї вартости вираз $a''\omega^2 - b''\omega Q + c''Q^2$ матиме форму:

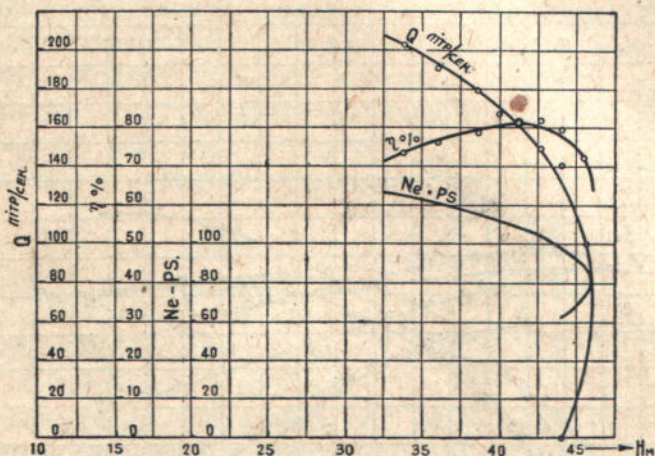
$$a'' \frac{b''^2 Q^2}{4 a''^2} - \frac{b''^2 Q^2}{2 a''} + c'' Q^2 = Q^2 \left[c'' - \frac{b''^2}{4 a''} \right];$$

¹⁾ Зрівнюючи з нулем першу похідну від знаменника.

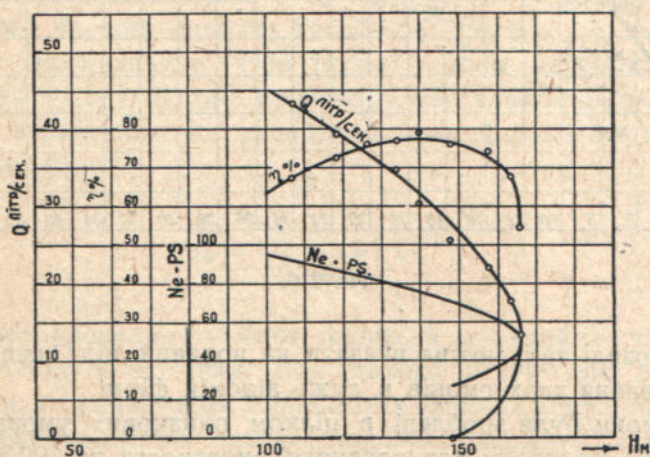
таким чином,

$$\eta_{\text{макс.н=const}} = \frac{1}{1 + \left[c'' - \frac{b''^2}{4a''} \right] Q^2}$$

А що $c'' > \frac{b''^2}{4a''}$, то знаменник завжди додатний і максимум η буде при $Q=0$. При $Q=\infty$ сучинник видатності дорівнюватиме нулеві.



Фіг. 209 а.

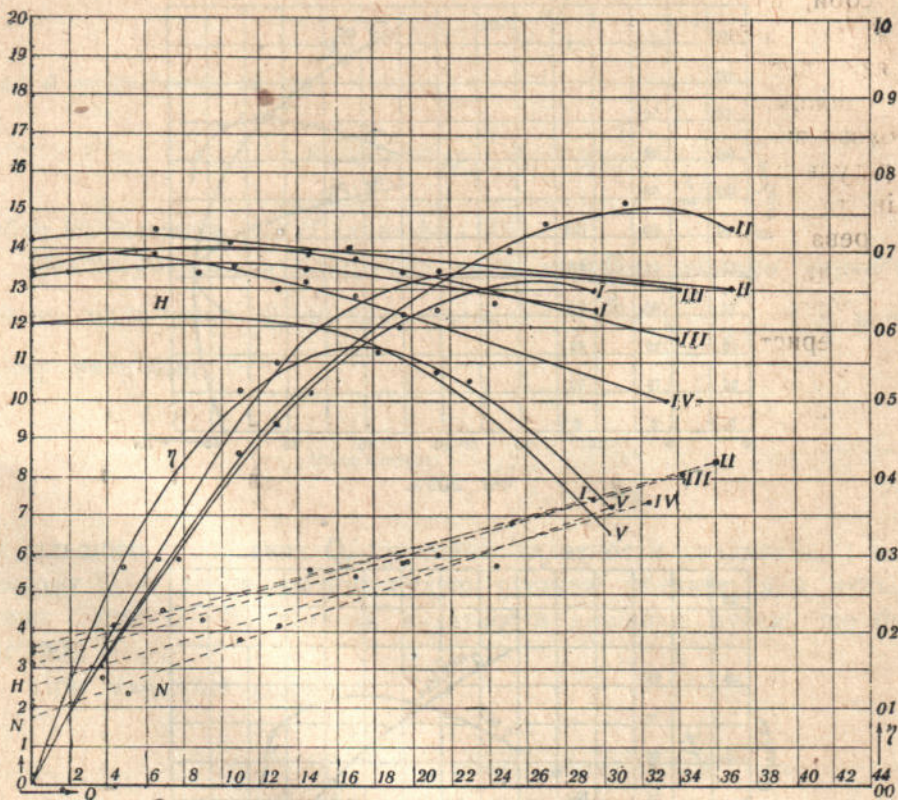


Фіг. 209 б.

На фіг. 209 подано наслідки спроб над двома відосередковими смоками, односхідчастим та п'ятисхідчастим, фірми Escher Wyss & Cie (Ravensburg, Німеччина), а на фіг. 210 наслідки спроб, що я робив із смоком

($\beta_2 = 22^\circ$) заводу Парвіца (Рига) за різних положень лопаток напрямного апарату та за сталого числа обертів $n = 1000$.

Слід доречі відзначити, що відосередкові смоки взагалі дуже чутливі до старанности виконання їх, і сучинник видатности може змінюватися не тільки для різних систем смоків, але й для однієї системи, залежно від того, в якій мірі пильно поставився до цього виконання завод, хоча б і дуже відомий в будованні смоків.



Фиг. 210.

Що це справді так, можна вказати на поданий від інженера Feeg'a¹⁾ приклад виконання двох смоків в дуже відомій фірмі.

Обидва смоки були зроблені в цілком однакових умовах і будовано їх за тою самою моделлю: для однакової видатности на 100 літр/хвил, при однаковому числі обертів=1200 на хвилину. Будовано їх в той самий час і мали вони цілком однакові розміри. Не зважаючи на це, сучинники ви-

¹⁾ Otto Feeg. Wirkungsgrad von Kreiselpumpen. Die Turbine, 1909. H. XV. S. 316.

датности, як показують діаграми (фіг. 211), відрізняються вельми один від одного: для одного смока він досягає 0,83, для другого 0,76. Відрізняються один від одного, звичайно, і потрібні роботи смоків. А втім, обидві зазначені вартості сучинників видатности все ж були вищі за гарантовані від заводу сучинники.

§ 6. Регулювання відосередкових смоків

Способи, що ними можна регулювати відосередкові смоки, зазначаються тим характеристичним рівнянням, що в нас уже виведене й що зв'язує числа обертів, кількості подаваної води та напори, створювані смоком. На підставі цього характеристичного рівняння дуже легко буває вяснити найголовніші принципи регулювання та переваги одних перед іншими.

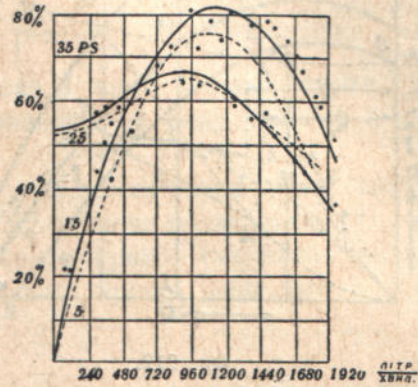
У переважній більшості випадків практики доводиться змінювати подавання води. Зробити це можливо, як показують характеристики, або змінюючи число обертів смока, або завдячи у трубопроводі додатковий опір (напр., висунанням та всуванням засувки, залученої в напірний або всисний трубопровід), тобто зміною напору. Останній спосіб має назву регулювання переминанням.

Перевага того чи того способу з'ясується такими міркуваннями. При роботі смока переможуваній ним напір складається з двох частин: корисного, або спадомірного, напору H та напору, що втрачається у трубопроводі на гідравлічні опори; його легко віддати виразом:

$$H_w = \lambda \frac{P}{F} \frac{v^2}{2g} = k Q^2,$$

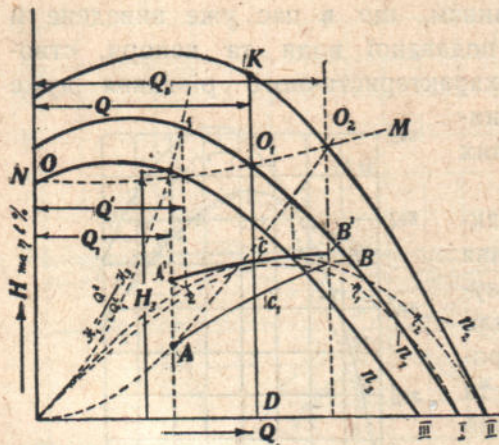
де P — обвід трубопровода, F — його площа, а k — якийсь сучинник пропорціональності, взятий за сталу. Для сталого H суму цих двох напорів можна зобразити в прямокутних координатах напірної кривої NM (фіг. 212). Перетин її з характеристикою подавання смока Q , а перетин відповідної ординати з характеристикою сучинника видатности дає і сучинник видатности для даних умов роботи смока.

А що під регулюванням розуміють довільну зміну подавання у раніш передбачуваних границях Q_1 і Q_2 , то легко бачити, що для відосередкових смоків із зв'язком, що є в них між подаванням та напором, згадана ста-



Фіг. 211.

лість напору H є неодмінна умова розглядуваного завдання. За змінного H витрата води почне, згідно з характеристикою, мінятися незалежно від регулювання. Тим то, очевидно, крива напору і характеристики повинна мати одну лише точку зустрічі в царині робочих подавань смока. Справді бо, коли припустимо, що лівий кінець характеристики (див. фіг. 212) опуститься, і крива I перетнеться удруге з напірною лінією MN , напр., в точці O , то стійкість подавання через це зникне, і величина її або обернеться в нуль, якщо напір збереже свою вартість, або коливатиметься в границях $Q \div 0$ за змінного напору, порушуючи регулярність течії води у трубопроводі й спричиняючи різкі зміни напору.



Фіг. 212.

Припустимо, що засувка зовсім висунута й найбільше потрібне подавання Q_2 визначається перетином кривої NM з характеристикою II в точці O_2 , і вартість сучинника видатности може бути безпосередньо відлічена на кривій в точці B.

Щоб одержати тепер менше подавання Q , всуваємо засувку; очевидно, чималі опори, що при цьому з'являються, вбирають частину напору O_1K , але одночасно сучинник видатности, ясна річ, спадає.

Справді, коли цей останній щодо характеристики дорівнює CD , то в нових умовах він буде поданий тільки як відтинок $C_1D = CD \frac{O_1D}{DK}$.

Аналогічне зменшення ординат кривої та проміжних витрат дасть криву AB , що характеризує ошадність розглядуваного способу регулювати. Пониження її лівого кінця зазначає погіршення ошадности роботи з пониженням витрати.

За способом регулювати подачу зміною числа обертів робочу характеристику треба вибирати між II та III так, щоб відповідне її подавання становило пересічну видатність устави, а сучинник видатности досягав максимуму¹⁾.

Нехай це буде характеристика I (n_1) з подаванням Q та сучинником видатности CD . Переводимо смок на менше подавання Q_1 ; для цього нового подавання треба визначити відповідне число обертів (n_2) смока та сучинник видатности.

¹⁾ Див. з цього питання статтю И. И. Куколевского: К теории центробежных насосов. Бюллетени Политехнич. о-ва при И. М. Т. У. 1912, № 7.

За викладеним вище маємо:

$$\frac{H_3}{H_1} = \left(\frac{n_3}{n_1}\right)^2 = \frac{Q_1^2}{Q'^2}, \quad [96]$$

звідки

$$H_1 = \frac{H_3}{Q_1^2} Q'^2;$$

останнє рівняння являє собою рівняння параболі з вершком на початковій координат; параболу цю можна назвати параболою сталого сучинника видатности, бо напір, що втрачається на терті, також пропорціональний $\left(\frac{n_3}{n_1}\right)^2$.

Побудувавши зазначену параболу до зустрічі з характеристикою I, знайдемо відповідну вартість Q' , а потім з рівняння $\frac{n_3}{n_1} = \frac{Q_1}{Q'}$ потрібне число обертів n_3 . Сучинник видатности смока в нових умовах роботи, на підставі сталости його по всій параболі, знайдемо з ходу ліній I—2—A' (фіг. 212).

Такою самою побудовою легко знайти ряд інших точок нової кривої сучинника видатности; так, наприклад, за збільшення подавання до Q_2 , ми аналогічною побудовою відшукаємо нову точку кривої сучинника видатности B' , а сполучивши точки A' , C , B' плавної кривої, знайдемо і нову криву $A'CB'$ сучинника видатности.

Звідси висновуємо:

а) за регулювання переминанням зменшення подачі призводить до чималого погіршення сучинника видатности смока та знетяження тягового його рушія;

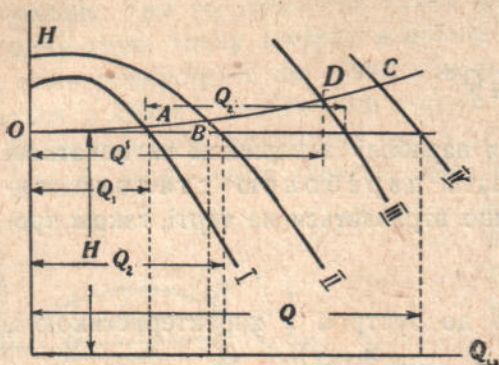
б) за регулювання змінного числа обертів сучинник видатности смока дуже мало змінюється, і через те робота рушія зберігає майже сталу вартість.

Ми вже зазначали були, що регулювання подачі в складних смокових уставах, що в них кілька смоків з'єднані рівнобіжно, залученням та вилучуванням окремих смоків призводить до погіршення роботи устави. Тепер це легко показати.

Нехай, справді, робочий напір устави, що зображається взагалі параболічною кривою ($H + H_w = H + kQ^2$) буде поданий на рисункові (фіг. 213) кривою $OABDC$. Нехай з'єднуються паралельно два відосередкові смоки з видатністю Q_1 і Q_2 при подаванні на височінь H , і сума Q_1 і $Q_2 = Q$. Нехай, нарешті, характеристики смоків будуть, відповідно, криві I і II.

Тепер, очевидно, що якби обидва смоки робили безперервно вкупі, то, тим що в цьому випадку величина $H_w = kQ^2$ лишалася б незмінна—загальне подавання води дорівнювало б Q , і була б одержана звичайним складанням окремих подавань смоків. Коли ж ми будемо, бажаючи регу-

лювати подавання, залучувати й вилучувати один з тих, що роблять, смоків, або навіть обидва, то член $H_w = kQ^2$ буде при цьому мінятися по зазначеній кривій напору, і сумарне подавання обох смоків не дорівнюватиме



Фіг. 213.

аритметичній сумі окремих подавань, що легко бачити з одержання точки D , що відповідає сумарному подаванню.

Цей відступ дійсного подавання від теоретичного арифметичного дуже яскраво спостерігаємо в уставах з різким підвищенням лінії напору і, очевидно, в цьому випадку, якщо точно регулюється подавання, застосовувати такі складні агрегати було б трудно. Треба ще зауважити, нарешті, що для певности й стійкості роботи

такого роду смокової устави потрібно, щоб початковий напір характеристики лежав вище максимуму робочого напору мережі, що його зазначає точка D .

§ 7. Основні властивості вісних відосередкових смоків

Виведене в нас основне співвідношення для радіальних відосередкових смоків

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 = g \frac{H_m}{\eta_e} = g \left(H + H_{w_n} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) \quad [97]$$

в застосуванні до вісних смоків (фіг. 214), якщо обводові швидкості віднести до геометрично середнього поперечника $D_c = \sqrt{\frac{D_o^2 + D_n^2}{2}}$, коли очевидно $u_2 = u_1 = u_c$, набуває вигляду:

$$u_c (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = g \frac{H_m}{\eta_e} = g \left(H + H_{w_n} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right). \quad [98]$$

Через те, що з вхідного та вихідного паралелограмів швидкостей (фг. 215) виходить, що

$$u_c = c_1 \cos \alpha_1 + w_1 \cos \beta_1 = c_2 \cos \alpha_2 + w_2 \cos \beta_2,$$

звідки

$$c_1 \cos \alpha_1 = u_c - w_1 \cos \beta_1 \quad \text{і} \quad c_2 \cos \alpha_2 = u_c - w_2 \cos \beta_2, \quad [99]$$

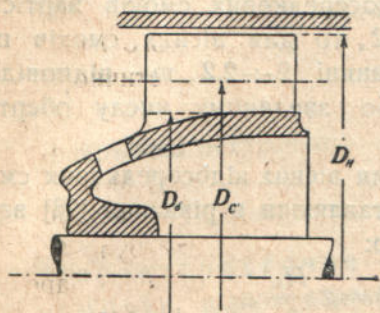
то попереднє співвідношення набуває вигляду:

$$u_c (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2) = g \frac{H_m}{\eta_e},$$

або за очевидними співвідношеннями

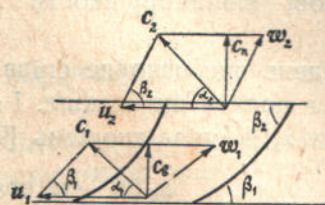
$$\omega_1 = \frac{c_v}{\sin \beta_1} \text{ і } \omega_2 = \frac{c_n}{\sin \beta_2},$$

де c_v і c_n вхідна й вихідна швидкості, нормальні до вхідної та вихідної поверхні робочого колеса смока, остаточно перетворюється на:



Фиг. 214

$$u_c \left(\frac{c_v}{\operatorname{tg} \beta_1} - \frac{c_n}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) = g \frac{H_M}{\eta_z} \quad [100]$$



Фиг. 215

Для чисто вісного смока, якщо нехтувати впливом на вхідну та вихідну поверхню звуження від лопаток, матимемо, очевидно:

$$c_v = c_n = c_c,$$

а через те основне співвідношення набере вигляду:

$$u_c c_c \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) = g \frac{H_M}{\eta_z} \quad [101]$$

Із цього співвідношення безпосередньо випливає, що для можливості утворювати взагалі якийнебудь напір потрібно, щоб завжди $\beta_2 > \beta_1$, тобто, щоб лопатки в робочому колесі вісного смока були завжди загнуті вперед у бік обертання колеса; опріч того, з цього ж відношення виходить, що що менш кути β_1 і β_2 взагалі будуть відрізнятися один від одного, то більша повинна бути обводова швидкість для утворення того самого напору, а це призводить до того, що лопатки то менш будуть загнуті, що більшу вибирається обводову швидкість. Тим то, далі, разом із збільшенням обводової швидкості вхідний кут стає менший, а це видно хоч би з того, що, при нормальній вхідній швидкості ($c_1 = c_v$), $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_v}{u_c}$ в цьому випадку меншає також і кут β_2 .

Щождо того, чи вигідніше для вісних смоків мати дуже загнуті вперед лопатки і, значить, менші обводові швидкості, чи, навпаки, мало викривлені лопатки та великі обводові швидкості, то як теорія, так і практика показують, що здатність всисати течива і разом з тим змога уникати

явища кавітації (відставання течива від лопаток) підвищується із збільшенням обводних швидкостей та із зменшенням кривини лопаток. З другого боку, ясна річ, разом із збільшенням обводних швидкостей більшає відносна швидкість протікання течива, отже, і гідравлічні опори. З огляду на останні обставини надто великих вартостей відношення $\frac{u}{\sqrt{2gH}}$ брати не радять, і якщо для радіальних відосередкових смоків вартість його відношення лежить в границях $0,8 \div 1,2$, то для вісних смоків цю вартість не підвищують дуже багато за границі $2 \div 2,2$, що відповідає сучинникові швидкорушности 700—750 або зведеному числу обертів 190—205.

Наведене оце основне співвідношення для вісних відосередкових смоків можна подати ще інакше. І справді, підставляючи в рівняння [98] вартість $c_2 \cos \alpha_2$ із співвідношень [99], дістанемо:

$$u_c (u_c - w_2 \cos \beta_2 - c_1 \cos \alpha_1) = g \frac{H_M}{\eta_c},$$

або

$$u_c^2 - u_c (w_2 \cos \beta_2 + c_1 \cos \alpha_1) = g \frac{H_M}{\eta_c} = g \left((H + H_{w_n} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}) \right),$$

або

$$2u_c^2 - 2u_c (w_2 \cos \beta_2 + c_1 \cos \alpha_1) - 2gH_{w_n} - c_2^2 + c_1^2 = 2gH.$$

Через те, що

$$c_2 = \frac{c_n}{\sin \alpha_2}, w_2 = \frac{c_n}{\sin \beta_2}, c_1 = \frac{c_s}{\sin \alpha_1}$$

і, нарешті, завжди можна покласти $2gH_{w_n} = c_w^2$, то попереднє рівняння набере вигляду:

$$2u_c^2 - 2u_c \left[\frac{c_n}{\operatorname{tg} \beta_2} + \frac{c_s}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right] - c_w^2 - \frac{c_n}{\sin^2 \alpha_2} + \frac{c_s}{\sin^2 \alpha_1} = 2gH. \quad [102]$$

Для чисто вісного смока, як уже зазначувано раніш $c_n = c_s = c_c$, крім того, очевидно:

$$u_c = \omega \frac{D_c}{2} = \omega R_c \text{ і } 2\pi R_c l c_c = F_c c_c = Q,$$

де l — висота лопаток, і, нарешті, завжди можна підшукати такого сучинника ξ , щоб $\xi c_w F_c = Q$, тому рівняння [102] перетворюється на таке:

$$2\omega^2 R_c^2 - 2\omega R_c \frac{Q}{2\pi R_c l} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right] - \frac{Q^2}{\xi^2 4\pi^2 R_c^2 l^2} - \frac{Q^2}{4\pi^2 R_c^2 l^2 \sin^2 \alpha_2} + \frac{Q^2}{4\pi^2 R_c^2 l^2 \sin^2 \alpha_1} = 2gH,$$

або

$$2 R_c \omega^2 - \frac{Q \omega}{\pi l} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right] - \frac{Q^2}{4 \pi^2 R_c^2 l^2} \left[\frac{1}{\xi^2} + \frac{1}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \right] = 2gH,$$

а заводячи позначення

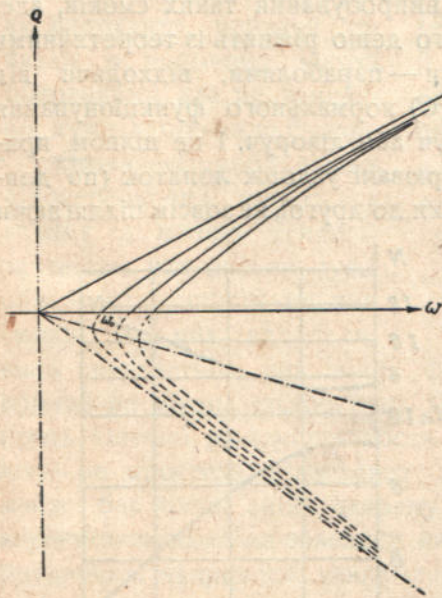
$$A = 2 R_c^2; B = \frac{1}{\pi l} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right]; C = \frac{1}{4 \pi^2 R_c^2 l^2} \left[\frac{1}{\xi^2} + \frac{1}{\sin^2 \alpha_2} - \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \right],$$

одержимо остаточно

$$A \omega^2 - B \omega Q - C Q^2 = 2gH, \quad [103]$$

характеристичне рівняння для вісних відосередкових смоків, цілком аналогічне знайденому раніш характеристичному рівнянню (90) для радіальних відосередкових смоків. Добуте нове характеристичне рівняння являє собою, очевидно, в прямокутних осях координат (ω , Q і H) рівняння гіперболічного параболоїда.

Досліджуючи це характеристичне рівняння вісних відосередкових смоків точнісінько так, як досліджували ми характеристичне рівняння радіальних відосередкових смоків, знайдемо знов, що для умови $H = \text{const}$, рівняння це в координатах ω і Q дасть гіперболі, але тільки верхки цих гіперболі лежать нижче, ніж вісь абсциси (ω), і, таким чином, у вісних відосередкових смоках подавання безперервно зростає разом із збільшенням обводової швидкості від $\omega_0 = \sqrt{\frac{2gH}{A}}$ (фіг. 216); за

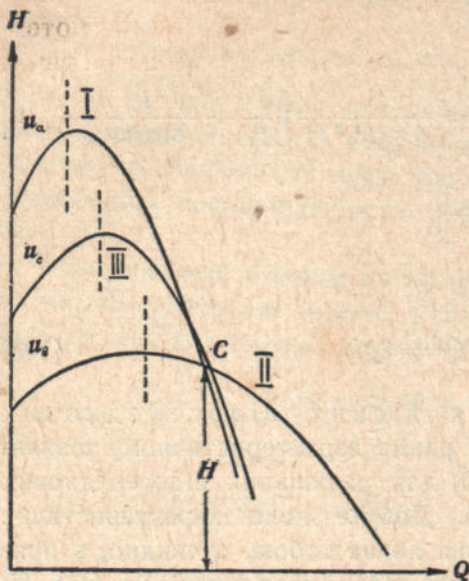


Фіг. 216

швидкостей же, що дорівнюють оцій швидкості та менших, подавання не буває.

При умові $\omega = \text{const}$ характеристичне рівняння дасть нам в координатах Q і H знов параболі (фіг. 217), але дуже загострені, при чім верхки тих параболі дуже близько розташовані до осі ординат (H).

По суті в чисто вісному колесі, через неперервну зміну обводової швидкості уздовж лопатки (по довжині l) від вартості u_a , біля втулки,



Фіг. 217

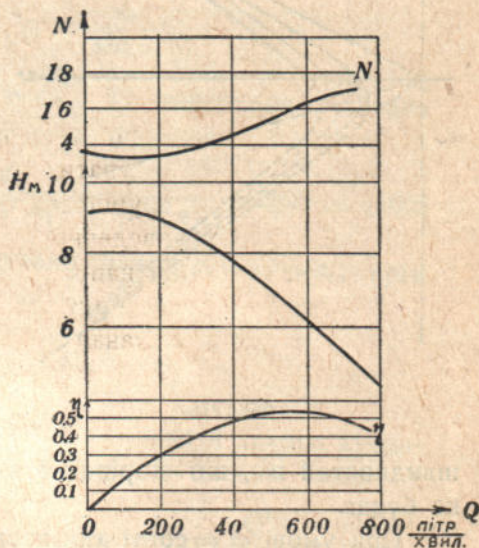
до вартості u_s на зовнішній периферії для різних струминок течива ми повинні були б дістати різні параболи; так для зовнішньої струминки параболу I, для внутрішньої — параболу II і для середньої (що відповідає поперечникові D_c) — параболу III; остання парабола відповідає виснованому у нас характеристичному рівнянню. Умові нормального функціонування чисто вісного колеса має відповідати, очевидно, точка C перетину трьох парабол I, II і III.

Дійсні характеристичні криві H_m/Q чисто вісного смока, що їх дістають під час випробування таких смоків, здебільшого дещо різняться із теоретичними кривими — параболіями, відходячи від точки (C) нормального функціонування праворуч або ліворуч, і це цілком при-

родно, бо ж дійсні величини напору, створювані уздовж лопаток (по довжині l) увесь час міняються від однієї точки до другої, не зовсім підлягаючи нашим припущенням; крім того, є й інші причини, як ото розподіл швидкостей, що не погоджуються знов таки з нашими припущеннями, вихрові рухи і т. ін., які вносять дальші зміни в характеристичні криві і разом з тим знижують сучинник видатності смока.

На поданому рисунку (фіг. 218) зображені, напр., характеристики (для потужності, напору та сучинника видатності залежно від зміни подавання) смока заводу Weise & Söhne (Halle, S.) системи „Murgia“ для основних даних $Q = 500 \div 700$ л/хвил., $H_m = 6 \div 7$ м та $n = 2850$ обертів на хвилину.

На фіг. 219 подані такі ж характеристики для смока не чисто вісного з двобічним підвозом води заводу Sulzer'a, виготовленого для завдань $Q = 850$ л/сек, $H_m = 10$ м і $n = 725$ обертів на хвилину.



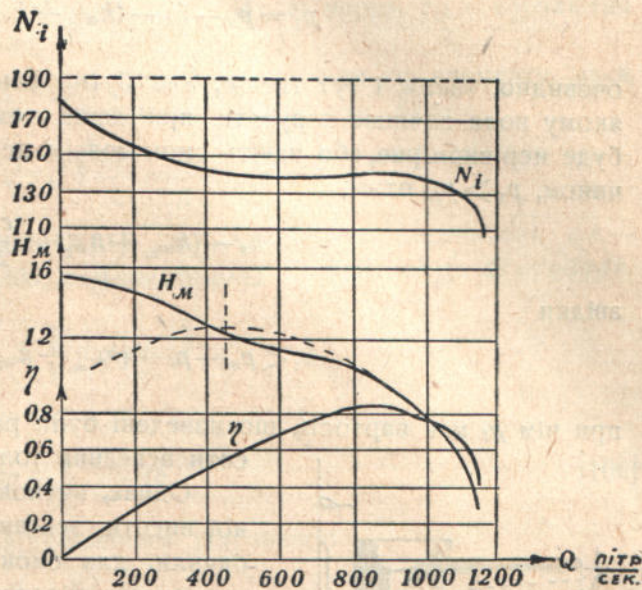
Фіг. 218

Для останнього смока характерне є те, що за нульового подавання потрібна робота досягає максимуму, далі із збільшенням подавання робота ця спадає, доходючи мінімуму поблизу нормального подавання, а потому знов зростає; це саме явище, щоправда не так гостро, буває і в першого смока. В літературі це вже не раз відзначаevano ¹⁾. Очевидно, така потреба в найбільшій потужності при закритій засувці утруднює пуск смока. Хід кривих сучинника видатности для вісних смоків

показує звичайно (це видно на фіг. 219) швидке падіння його, скоро видатність смока почне відрізнятися в той чи той бік від нормальної (коли тільки й буває безударність входу); певна річ, цю хибу можна було б трохи виправити, роблячи лопатки в робочому колесі обертовими, але це, звичайно, дуже здорожило б смок.

Зазначені хибі вісних відосередкових смоків, у зв'язку з малою всисною здатністю, натурально дуже обмежують поширення цих смоків; до них вдаються,

коли виявляється, що інших форм відосередкових смоків з тих чи тих причин не можна застосувати. Особливо це буває, коли від смока вимагають більшої швидкорухності. Крім того, виграшна якість вісних смоків—це простота підведення та відведення течива від смока і при тим майже без ніякої зміни напрямку. Ця кількість може бути рішальною при пересмоковуванні на невелику висоту чималих мас води, а також дуже забруднених, наприклад, каналізаційних вод, мулких тощо.



Фиг. 219

§ 8. Гранична висота всисання у відосередкових смоках

Якщо воду смоком всисається безпосередньо з колодязя, джерела, відкритого резервуара, бака і т. ін., то тиск p_1 , що під ним вода входить в робоче колесо смока, очевидно, так само, як і при всисанні толоковими смоками, повинен дорівнювати тискові (p_a) атмосфери (вираженому в m водяного стовпа), зменшеному на висоту (h_s) всисання (спадомірній від-

¹⁾ Neumann Zeit. f. d. ges. Turbinenwesen. 1917, стр. 117. Pfeiffer. Beiträge zur Theorie und Berechnung der Schraubenpumpen auf Grund von Versuchen. Dissertation. München, 1916-

далі між верхнім внутрішнім крайком лопаток робочого колеса та вільною поверхнею течива в колодязі в m) на суму гідравлічних втрат $(h_{w_m} + h_{w_k})$ у всисній трубі та в корпусі смока до входу в канали колеса (виражену в m водяного стовпа) і, нарешті, на висоту $\frac{c_0^2}{2g}$, що відповідає абсолютній швидкості входу води в колесо. Таким чином:

$$p_1 = p_a - h_s - (h_{w_m} + h_{w_k}) - \frac{c_0^2}{2g}; \quad [104]$$

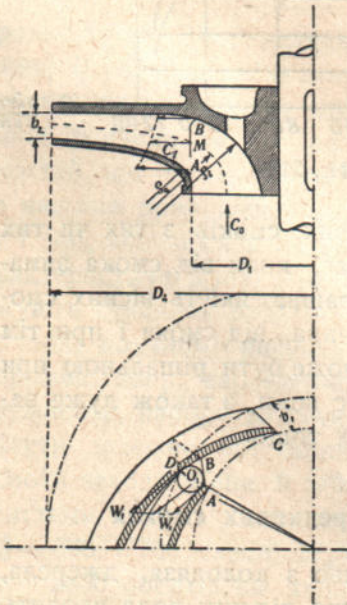
очевидно, також і тут тиск p_1 має бути більший, ніж той тиск p_t , при якому вода починає парувати при даній температурі, інакше подавання буде нерівномірне, або навіть смок зовсім перестане подавати воду. Таким чином, $p_1 > p_t$, отже,

$$p_a - h_s - (h_{w_m} + h_{w_k}) - \frac{c_0^2}{2g} > p_t,$$

звідки

$$h_s < p_a - p_t - (h_{w_m} + h_{w_k}) - \frac{c_0^2}{2g}, \quad [105]$$

при чім p_t має вартості, що наведені були раніш, коли розглядувано висоти всисання толоковими смоками.



Фіг. 220.

Однак, виснована в нас вартість для граничної висоти всисання цілком вірна, як ми вже бачили, для смоків толокових, неповна буде для смоків відосередкових. Річ у тім, що в радіальному відосередковому смокові, через велику кривину, що її зазнають лінії течії течива підчас зміни, при вході в колесо, свого напрямку з вісного на радіальний, відосередкова сила повинна у викривленнях траєкторій призводити, як показав ще Herbert¹⁾, до зменшення тиску вздовж крайка лопаток в напрямі радіусу кривини. Через це абсолютна швидкість течива при вході в канали не зберігає сталої величини уздовж всього крайка лопатки, а навпаки, величина її прогресивно зростає від B до A (фіг. 220) уздовж внутрішньої висоти (b_1) колеса по ординаті рівносторонньої гіперболі.

Відповідно до цього у точці A швидкість буде максимальна, а тиск мінімальний. Абсолютний тиск, що встановлюється підчас функціонування смока в точці A , до-

¹⁾ Herbert. Zeit. für d. gesamte Turbinenwesen. 1913, стор. 481 і далі

рівнює одночасно зазначеному тискові p_1 , що відповідає середній лінії течії, зменшеній на різницю висот, які відповідають абсолютним швидкостям в точках M і A , тобто

$$p_{1a} = p_1 - \frac{c_1^2 - c_{1a}^2}{2g},$$

де через c_1 позначена швидкість по середній лінії течії при вході в колесо, тобто та, що встановлюється в точці M , а через c_{1a} — абсолютна швидкість по лінії течії в точці A .

Відосередкова сила, що в згині лінії течії залічена до елементу маси dm , якій відповідає величина c_1 абсолютної швидкості, буде:

$$\frac{dm \cdot c_1^2}{\varrho} = \frac{\delta}{g} ds db \frac{c_1^2}{\varrho} = \frac{\delta}{g} dr d\varphi db \cdot c_1^2,$$

де ϱ — радіус кривини, що відповідає розглядуваному елементові, $d\varphi$ — центральний кут, що відповідає розглядуваному елементові, та $ds = \varrho d\varphi db$. Для $dr = 1$ матимемо:

$$\frac{\delta}{g} d\varphi db c_1^2,$$

і відповідне зменшення тиску буде

$$dp = \frac{\delta}{g} \frac{c_1^2}{\varrho} db. \quad [106]$$

Тепер, за основним співвідношенням гідравліки:

$$\frac{p}{\varrho} + \frac{c_1^2}{2g} = \text{const};$$

диференціюючи його, маємо:

$$\frac{dp}{\varrho} + \frac{c_1 dc_1}{g} = 0. \quad [107]$$

Виключаючи з рівняння [106] та [107] dp , знаходимо співвідношення:

$$\frac{db}{\varrho} + \frac{dc_1}{c_1} = 0,$$

інтегруючи його в границях від $b = 0$ до $\frac{b_1}{2}$, матимемо:

$$\lg \frac{c_{1a}}{c_1} = \int_0^{\frac{b_1}{2}} \frac{db}{\varrho_a},$$

звідки

$$c_{1a} = c_1 e^{\int_0^{\frac{b_1}{2}} \frac{db}{\varrho_a}}$$

Якби лінії течії були концентричними колами в меридіональному перекрої колеса, тобто у випадку, що рідко в практиці трапляється, коли б в обох ободах колеса був один загальний центр кривини, то ми мали б:

$$c_{1a} \varrho_a = c_1 \varrho_m$$

$$\varrho_m = \frac{\varrho_s - \varrho_a}{\lg \frac{\varrho_s}{\varrho_a}} = \frac{b_1}{\lg \frac{\varrho_s}{\varrho_a}}$$

Таким чином, можна було б прийняти приблизно за мінімальну вартість абсолютного тиску на внутрішній периферії колеса величину

$$p_{1a} = p_1 - \frac{c_1^2 - c_1^2 a}{2g} = p_1 - \frac{c_1^2}{2g} \left[1 - \frac{b_1}{\varrho_a \lg \frac{\varrho_s}{\varrho_a}} \right]. \quad [108]$$

Насправді, точка максимального зниження тиску або точка, в якій установлюється мінімальний абсолютний тиск підчас функціонування смока, не є точка A , що належить до внутрішньої периферії колеса, але зовнішня точка D просвіту a_1 , що ним визначається ширина каналу колеса при вході (див. фіг. 220).

Назвемо p_m середній повний питомий тиск на лопатку, тобто різницю середнього тиску на передній і задній бік лопатки для одиниці її поверхні (m^2). Цей тиск вважатимемо за рівномірно розподілений уздовж середньої частини $D'G$ (див. фіг. 198) лопатки та змінний за законом трикутника уздовж її кінцевих елементів AD' і GE . У дійсності тиск p_m не лишається постійний уздовж лопатки, а змінюється при переході від однієї точки до другої, як це доводять теоретичні й експериментальні досліди.

Відповідно до мінімального тиску p_{min} в точці вхідного окрайка задньої сторони (D) лопатки, у вхідній дутині колеса встановлюється, очевидно, максимальне зниження тиску підчас функціонування смока. Очевидно також, що ці точки, які лежать на внутрішньому вхідному колі в безпосередній близькості до зовнішнього ободу колеса, є ті місця, де за зниження тиску до тиску пари, що відповідає температурі течива, починається його парування, відшаровування ліній течії, що нарешті призводить до явища кавітації.

Для обчислення величини зниження тиску треба, отже, передусім визначити величину p_m .

Розгляньмо елементарний поверховий елемент (див. фіг. 198) лопатки

$$ds = db \frac{dr}{\sin \beta},$$

де β визначає кут що його названий елемент, на віддалі r від центра обертання колеса, утворює з дотичною до кола радіусу r .

Периферична складова пересічного питомого тиску лопатки буде

$$p_m \sin \beta,$$

а крутильний момент відносно елемента, що його розглядаємо,

$$dm = p_m \sin \beta \cdot ds \cdot r = p_m \sin \beta \cdot r \cdot db \frac{dr}{\sin \beta} = p_m r dr db;$$

інтегруючи по всьому елементу лопатки $D'G$ (див. фіг. 198), маємо:

$$m = p_m \int_{r_{D'}}^{r_{G'}} \int^{b_c} r dr db = p_m b_c \int_{r_{D'}}^{r_{G'}} r dr,$$

де b_c означає пересічну висоту лопатки.

Беручи

$$\int_{r_{D'}}^{r_{G'}} r dr = E \frac{F_s}{2\pi}$$

для радіального відосередкового смока і

$$\int_{r_{D'}}^{r_{G'}} r dr = E \frac{D_s A}{2}$$

для вісного смока, де позначили: E — дослідний сучинник, змінний разом з типом колеса та формою лопаток,

F_s — поверхня зовнішнього обводу радіального колеса;

D_s — зовнішній поперечник вісного колеса;

A — висота вісного колеса,

маємо

$$\left. \begin{aligned} m &= E p_m b_c \frac{F_s}{2\pi} = f M && \text{для радіального смока} \\ m &= E p_m b_c \frac{D_s A}{2} = j M && \text{для вісного,} \end{aligned} \right\} [109]$$

позначаючи через M повний крутильний момент лопатки.

Як відомо, вираз для забірної потужности колеса буде:

$$\frac{N_d}{Z} = \frac{2\pi z_1 M \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{\pi z_1 M \cdot n}{2250},$$

звідки

$$M = 716,20 \frac{N_d}{Z \cdot n \cdot z_1}, \quad [110]$$