

де N_d —потужність, що її забирає відосередковий смок в $H.P/сек$;

Z —число коліс смока;

z_1 —число лопаток колеса;

n —число обертів смока на одну хвилину.

Підставляючи тепер вартість M у співвідношення [109], одержуємо для вартости пересічного питомого тиску на лопатку

$$p_{\kappa} = \frac{f}{E} \cdot \frac{716,2 \cdot N_d \cdot 2\pi}{Z \cdot n \cdot z_1 \cdot b_c \cdot F_3} = \sigma \frac{716,2 \cdot N_d \cdot 2\pi}{Z \cdot n \cdot z_1 \cdot b_c \cdot F_3}$$

для радіального відосередкового смока і

$$p_{\kappa} = \frac{f}{E} \cdot \frac{716,2 \cdot N_d \cdot 2}{Z \cdot n \cdot z_1 \cdot b_c \cdot D_3 \cdot A} = \sigma \frac{716,2 \cdot N_d \cdot 2}{Z \cdot n \cdot z_1 \cdot b_c \cdot D_3 \cdot A}$$

для вісного смока.

Сполучаючи в один вираз сталі смока, тобто припускаючи

$$K_p = \sigma \frac{716,2 \cdot 2\pi}{Z \cdot z_1 \cdot b_c \cdot F_3} \text{ для радіального смока,}$$

$$K_0 = \sigma \frac{716,2 \cdot 2}{Z \cdot z_1 \cdot b_c \cdot D_3 \cdot A} \text{ для вісного,}$$

де σ —дослідний сучинник, що має величину в границях $0,4 \div 0,2$ за спробами М. Медісі¹⁾, і де взято наближено

$$b_c = \frac{b_1 + b_2}{2},$$

дістанемо для зниження тиску в точці D вхідного отвору смока вираз

$$dp = \frac{p_{\kappa}}{\delta} = K \frac{N_d}{\delta \cdot n} \quad [111]$$

або на підставі виснованого раніш закону для відосередкових смоків

$$\left. \begin{aligned} N_d &= \alpha n^3, \\ dp &= C \frac{n^2}{\delta}, \end{aligned} \right\} \quad [112]$$

де C —стала, складова із K і α .

Величина абсолютного тиску, що встановлюється підчас функціонування смока в точці D , точці максимального зниження тиску в середині смока, виразиться тепер для загального випадку пересмокування якого завгодно течива:

$$p_{1D} = p_a - H_{1D} \delta - (h_{w_s} + h_{w_k}) - \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2 - c_1^2 a}{2g} - C \frac{n^2}{\delta}, \quad [113]$$

¹⁾ М. Медісі. Il fenomeno di cavitazione ed i limite di aspirabilità delle pompe centrifughe. Il Monitore Technico. 1925. IX.

де H_{1D} є висота всисання, що вимірюється як різниця рівнів верхньої поверхні течива в колодязі всисання та точці D відповідно до поперечника D_1 колеса, $h_{w_в} + h_{w_к}$ — гідравлічні втрати у всисній трубі та в корпусі смока до входу в канали в m водяного стовпа, а δ — вага одиниці обсягу пересмокуваного течива у відношенні до ваги такого ж об'єму води при 4°C .

На базі основних співвідношень відосередкового смока

$$Q = \alpha_1 n, \quad H_m = \alpha_2 n^2,$$

отже,

$$n^2 = \frac{Q \cdot H_m}{\alpha_1 \alpha_2},$$

співвідношення (1:3) виражається у функції трьох характеристичних величин відосередкового смока: видатности Q , манометричного напору H_m та числа обертів n на хвилину:

$$p_{1D} = p_a - \delta H_{1D} - (h_{w_в} + h_{w_к}) - \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2 - c_{1a}^2}{2g} - C' \frac{QH_m}{n \delta}, \quad [114]$$

де

$$C' = \frac{C}{\alpha_1 \cdot \alpha_2},$$

а що, за співвідношенням [111] та [112]

$$C = \alpha K,$$

то

$$C' = \frac{C}{\alpha_1 \cdot \alpha_2} = \frac{K \alpha}{\alpha_1 \cdot \alpha_2};$$

тепер

$$\frac{\alpha}{\alpha_1 \cdot \alpha_2} = \frac{\delta}{75 \cdot \eta_n},$$

де η_n — означає повний сучинник видатности смока, а тому

$$C' = \frac{K \delta}{75 \cdot \eta_n},$$

і виходить

$$p_{1D} = p_a - H_{1D} \cdot \delta - (h_{w_в} + h_{w_к}) - \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2 - c_{1a}^2}{2g} - K \frac{QH_m}{75 \cdot n \cdot \eta_n},$$

Граничну висоту всисання відосередковим смоком тепер легко дістати, якщо тільки мати на увазі доконечність очевидної рівності

$$p_{1D} = p_t,$$

де p_t — тиск пари, що відповідає температурі пересмокуваного течива і що виражений висотою водяного стовпа; за зазначеною рівністю матимемо, очевидно, для води:

$$H_{в \max} = \frac{1}{\delta} \left[p_a - p_t - (h_{w_в} + h_{w_к}) - \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2 - c_{1a}^2}{2g} - K_p \frac{QH_m}{75 \cdot n \cdot \eta_n} \right] \quad [115]$$

для радіяльного відосередкового смока та

$$H_{в. макс} = \frac{1}{\delta} \left[p_a - p_t - (h_{w_s} + h_{w_k}) - \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2 - c_1^2 a}{2g} - K_0 \frac{Q \cdot H_m}{75 \cdot n \cdot \eta_n} \right] \quad [116]$$

для вісного відосередкового смока. Вартості $p_a - p_t$ подано для води вище в таблиці № 2.

Для даних умов устави смока та даного пересмокуваного течива завжди можна покласти

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\delta} (p_a - p_t) &\cong A_1 \\ \frac{1}{\delta} \left[(h_{w_s} + h_{w_k}) + \frac{c_0^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_1^2 a}{2g} \right] &\cong C_1 Q^2 \\ K \frac{1}{\delta} \frac{Q H_m}{75 \cdot n \cdot \eta_n} = K \frac{\delta_s}{\delta_m} \frac{Q a_2 n^2}{75 \cdot n \cdot \eta_n} = K \frac{1}{\delta} \cdot \frac{Q a_2 n}{75 \cdot \eta_n} &\cong B_1 \cdot Q \cdot n \end{aligned} \right\} \quad [117]$$

отже, вираз для максимальної висоти всисання набере вигляду:

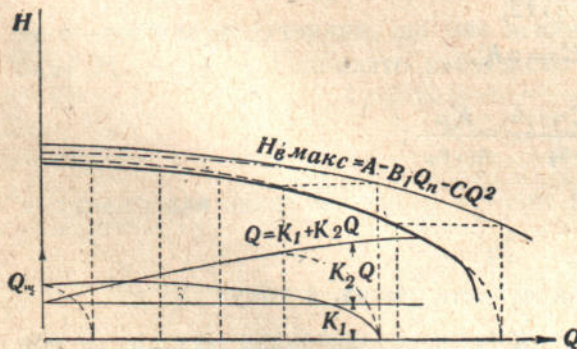
$$H_{в. макс.} = A_1 - B_1 Q n - C_1 Q^2; \quad [118]$$

це рівняння, очевидно, являтиме собою також характеристичне рівняння висоти всисання відосередковим смоком і дає залежність висоти всисання в функції видатності Q смока та числа обертів n . За незмінного числа обертів (n) залежність ця, очевидно, становить в координатах $H_{в. макс.}$ і Q — параболічну криву поданого вигляду [фіг. 221].

Практично ця крива, завдяки тому, що є втрати течива крізь щілину, трохи деформується, і закон зміни всисання подається на діаграмі еліпсою¹⁾.

Дослідімо ще вплив вмісту повітря або іншого газу, що проходить зовні і потроху звільняється уздовж всисної труби та при вході у смок на всисну здатність відосередкового смока.

Цей вміст є сума двох кількостей: 1) кількості, що проходить зовні через невідосередкованість ущільнювань, та 2) кількості, що потроху звільняється за законом Бунзена, із всисуваного течива, збільшуючи поволі величину депресії уздовж догрітного потоку від колодязя всисання до каналів колеса.



Фіг. 221.

¹⁾ Medici, M. Sul calcolo della caratteristica dei giuochi. Il Monitore Technico, 1924.

Перша кількість, що її позначимо через Q_a , за дослідями від Gramberg'a, певною мірою завжди нижча за певну величину тиску, що його величина також визначена для відношення між площею поперечного перекрою протікання та довжиною ущільнення; тим то цю кількість можна вважати за сталу для даного типу відосередкового смока та для даних умов догляду й устави.

Друга кількість є функція насичення повітрям або іншим газом пересмокуваного течива і змінюється від зміни повної подачі смока Q_n , що є сума корисної подачі Q , дійсно пересмокуваного та його кількості Q_w , що витікає крізь щілину. Звичайно для води нормальної температури ($15 \div 20^\circ \text{C}$) кількість повітря, що міститься в розчиненні з водою при атмосферному тискові, буває близько 2%, цебто $Q_n x = 0,02 Q_n$.

За абсолютного тиску p_1 , що відповідає висоті всмоктування H_s смока, обсягова кількість загального повітря, що за атмосферного тиску p_a виражається як $Q_a + x Q_n$, визначатиметься, очевидно, співвідношенням:

$$Q_0 = Q_a \frac{p_a}{p_1} \frac{T_1}{T_a} + x Q_n \left[\frac{p_a}{p_1} \frac{T_1}{T_a} - 1 \right], \quad [119]$$

де T_a —абсолютна температура середовища, T_1 —абсолютна температура, що відповідає тискові p_1 . Обсягова кількість повітря, характеристична для граничної висоти всисання смока, цебто $p_1 = p_t$, визначається, очевидно, піввідношенням:

$$Q_0 = \frac{p_a}{p_t} \frac{T_1}{T_a} Q_a + x Q_n \left[\frac{p_a}{p_t} \frac{T_1}{T_a} - 1 \right]; \quad [120]$$

цьому співвідношенню, нехтуючи для спрощення кількістю Q_w , що витікає крізь смокову щілину, та заводячи дві сталі K_1 та K_2 , можемо надати характеристичної форми:

$$Q_0 = K_1 + K_2 Q, \quad [121]$$

що дає закон зміни Q_0 у функції Q . В координатах Q_0/Q смока це рівняння є рівняння простої нахиленої до осі абсциси (кількість Q), і положення точки перетину її з віссю ординат Q_0 залежить од величини Q_a (див. фіг. 221).

Вплив присутності обсягової кількості (Q_0) повітря у всисній трубці смока позначається на характеристичній діяграмі функціонування відосередкового смока, в дальшій деформації „характеристики всмоктування“ смока, вирисованої за співвідношенням [118] та виправленої згідно з характеристикою витікання крізь щілину (див. фіг. 221).

Як показує фіг. 221, коли є повітря, характеристика всисання йде на багато нижче, і це зниження то більше буває, що дужче насичення повітрям або газом пересмокуваного течива.

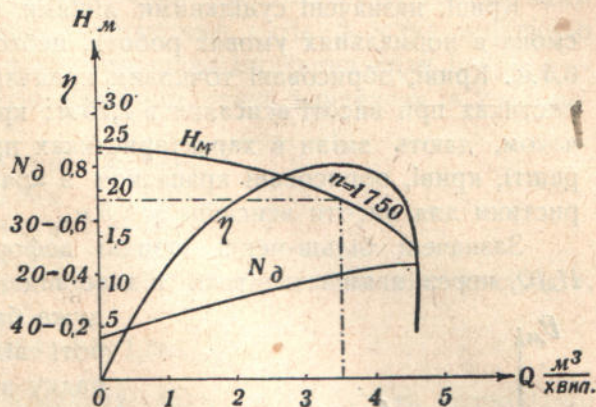
Оп'іч цього, величина видатності смока меншає в міру того, як явище кавітації стає виразніше; це наочно показує дослідження кривої, поданої на фіг. 221.

ке спадання сучинника видатности, швидко вмикається, як це й показано на діаграмі фіг. 222.

Що такі явища справді бувають за зазначених умов роботи відосередкового смока, показують ось які приклади.

На фіг. 223 подано характеристичну діаграму відосередкового смока фірми „Allis—Chalmers M. F. G. Co“ (Milwaukee, Америка) з отакими даними нормальної роботи:

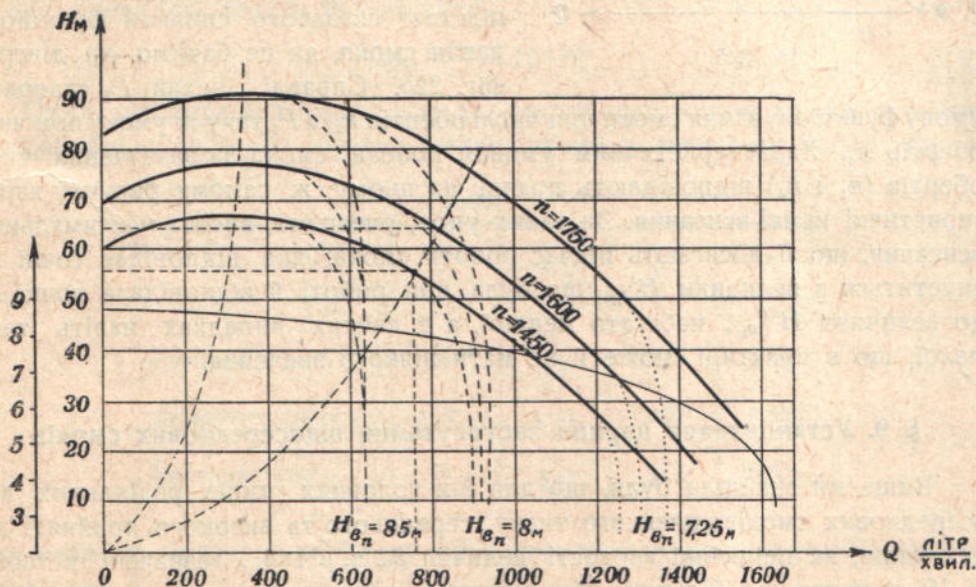
$H_m = 20 \text{ м}$; $Q = 3,5 \frac{\text{м}^3}{\text{хвил}}$;
 $n = 1750$ обертів на хвилину;
 $\eta = 0,8$.



Фіг. 223.

З діаграми цілком ясно, що за подавання в $4,5 \frac{\text{м}^3}{\text{хвил}}$, навіть за нормальної висоти всисання смока, настає явище кавітації.

На фіг. 224 подано наслідки дослідів щодо встановлення границь всисання відосередковим смоком; їх нарочито переводив для цього проф.



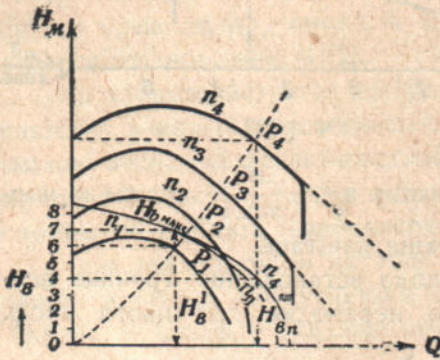
Фіг. 224.

Medici на многосхідчастому відосередковому смокові з такими характеристичними даними:

$H_m = 64 \text{ м}$; $Q = 800 \frac{\text{л}}{\text{хвил}}$, $n = 1600 \frac{\text{оберт}}{\text{хвил}}$, $N_d = 16,4$ сил механ. коня.

Криві, позначені суцільними лініями, являють характеристичні криві смока в нормальних умовах роботи, цебто для висоти всисання близько 6,5 м. Криві, обрисовані точковим крапчком, показують зміни в характеристиках при висоті всисання в 7,25 м; криві, обрисовані звичайним крапчком, дають зміни в характеристиках при висоті всисання у 8 м, і, нарешті, криві, обрисовані крапчком з крапкою, являють собою характеристики для висоти всисання у 8,5 м.

Зазначені більш-менш швидкі деформації характеристичної кривої H_m/Q , через явища кавітації підчас підвищення висоти всисання смока, дуже багато важать при рівнобіжній роботі відосередкових смоків. У цьому випадку відосередкові смоки можна пускати в роботу в широких межах для Q, H_m і n і зберегти за певних умов функціонування задовільний сучинник видатності. Але збільшуючи висоту всисання понад деяку границю, що залежить від числа обертів одного якогонебудь із цих смоків, можна цілком на підставі сказаного спинити функціонування смока, як це бачимо на діаграмі фіг. 225. Справді, нехай P_1 становить



Фіг. 225.

умову функціонування смока при числі обертів n_1 , а P_4 таку ж умову при числі обертів n_4 . Характеристичним умовам роботи смока за зазначених чисел обертів (n_1 і n_4) відповідають подані на цьому ж самому рисунку характеристичні криві всисання. За таких умов, очевидно, висота максимального всисання, що її досягають підчас роботи смока, яка відповідає точці P_4 , спуститься з величини H'_{en} , що була при роботі й відповідала точці P_1 , до величини H''_{en} , набагато меншої, а в деяких випадках навіть такої малої, що в практиці може й не мати ніякого значення.

§ 9. Установлення царини застосування відосередкових смоків

Вище ми знайшли були, що для 3-х головних типів радіальних відосередкових смоків: низького тиску, середнього та високого, прийняті для цих типів, як пересічні вартості величин β_2, γ, μ і Δ_0 , зазначені в таблиці 10, залежно від більшої або меншої довжини всисання, найвигідніші зведені числа обертів будуть відповідно:

$$n_{он} = 57 \div 59; n_{осер} = 37 \div 40, \\ n_{ог} = 22 \div 26.$$

Візьмімо, як пересічні вартості:

$$n_{он} = 58; n_{осер} = 38; n_{ог} = 23.$$

Не трудно тепер показати, що між найвигіднішими зведеними числами обертів та відповідними числовими вартостями кутів β_2 існує порівняно проста залежність. Насправді, коли взяти співвідношення виду $\ln \beta_2 = a - b \ln n_0$, то для 3-х типів смоків матимемо отакі 3 рівняння з 2-ма невідомими:

$$1,954 = a - b \cdot 1,362;$$

$$1,653 = a - b \cdot 1,580;$$

$$1,398 = a - b \cdot 1,763.$$

Розв'язуючи тепер останні рівняння за способом найменших квадратів, знаходимо:

$$a = 3,8424; \quad b = 1,3864,$$

при чім імовірні помилки в обчисленнях сталих a і b будуть відповідно:

$$+0,01; \quad -0,0057; \quad +0,00609; \quad -0,0036.$$

Таким чином, з великою, розмірно, точністю, наше рівняння набере вигляду:

$$\ln \beta_2 = 3,8424 - 1,3864 \ln n_0, \quad [122]$$

цебто між $\ln \beta_2$ і $\ln n_0$ існує проста лінійна залежність. Рівнянню (122) можна, очевидно, надати ще вигляду:

$$\beta_2 n_0^{3,8424} = 10^{1,3864} \quad [123]$$

Отже, рівняння [122] або [123] дає змогу знайти для кожного вибраного кута β_2 відповідну вартість найвигіднішого зведеного числа обертів

ТАБЛИЦЯ 10

Смоки	β_2	$\gamma = \frac{D_1}{D_2}$	μ	Δ_0
Низького тиску . . .	25°	$\frac{1}{1,5}$	0,10	0,409
Середнього тиску . .	45	$\frac{1}{1,75}$	0,07	0,558
Високого тиску . . .	90	$\frac{1}{2,25}$	0,04	0,699

або, навпаки, за зведеним числом обертів знайти відповідний найбільш підходящий кут β_2 .

У практиці до останнього часу заведено, напр., не вибирати для кута β_2 вартість, меншу як 12°; за поданою формулою [122] для такого кута зараз же знаходимо відповідну вартість $n_0 = 100$; ця вартість майже точно збігається з тією вартістю для зведеного числа обертів, яку одержимо за безпосереднього визначення її для ходових співвідношень відосередкових смоків із зазначеним кутом $\beta_2 = 12^\circ$.

З викладеного раніш відомо, далі, що зведене число обертів відосередкового смока, що відповідає максимальному сучинникові видатності, пов'язане з нормальним числом обертів (n), кількістю подаваної води ($Q \frac{м^3}{сек}$) та висотою подачі (H), співвідношенням вигляду:

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

Підставляючи, отже, останню вартість n_o у формулу [122], дістанемо нове цікаве співвідношення:

$$\ln \beta_2 = 3,8424 - 1,3864 \ln \frac{n \sqrt[4]{Q}}{\sqrt{H^3}}, \quad [124]$$

яке, очевидно, для заданих вартостей n , Q , H дає підхожу вартість кута β_2 . Навпаки, за вибраною вже вартістю кута β_2 останнє співвідношення дає змогу визначити для даних вартостей Q і H найвигідніше для смоків число обертів (n). Відомо, нарешті, що число східців (Z) многосхідчастого відосередкового смока може бути визначене із співвідношення¹⁾:

$$Z = \left(\frac{n_{oi}}{n_o} \right)^{1/3}, \quad [125]$$

де n_o — зведене число обертів для всього многосхідчастого відосередкового смока;

n_{oi} — зведене число обертів для колеса кожного східця.

Визначаючи тепер вартість n_o із [125] та вставляючи її в [122], дістанемо

$$\ln \beta_2 = 3,8424 - 1,3864 \ln \frac{n_{oi}}{Z^{3/4}}; \quad [126]$$

це дає змогу або за вибраною вартістю кута β_2 та зведеним числом обертів колеса східця визначити число східців, або за вибраною вартістю кута β_2 та числом східців визначити зведене число обертів колеса східця.

Маючи тепер найвигідніші зведені числа обертів для основних типів відосередкових смоків, легко встановити границі застосування цих типів у практиці.

До встановлення царини застосування відосередкових смоків можна підійти різними способами.

По перше, раніш ми вже показали, що у відосередковому смокові між вихідним кутом β_2 лопатки робочого колеса та зведеним числом обертів n_o може бути встановлена залежність [122].

¹⁾ Пинегин, В. Н. Приведенное число оборотов, как основной фактор для выбора типа центробежного насоса. Вестник Сибирских Инженеров. Томск. 1922, № 2.

Це рівняння для кутів $\beta_2 = 12^\circ, 25^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ (при чім, як уже зазначалося, відосередкові смоки з кутами більшими за 90° тепер майже не живаються) дає вартості для зведеного числа обертів, і ці вартості відповідно дорівнюють 100, 58, 38, 23. Коли б можна було тепер збудувати смок з кутом $\beta_2 = 180^\circ$, то для нього мали б, згідно з поданим рівнянням, $n_o = 14$; очевидно, це зведене число обертів було б за крайню границю застосування високонапірного односхідчастого відосередкового смока.

Користуючись з того, що між зведеним числом обертів n_{oi} кожного східця многосхідчастого відосередкового смока та зведеним числом n_o всього такого смока існує співвідношення [125], можна легко показати, що граничний односхідчастий високого тиску смок з $\beta_2 = 180^\circ$ можна замінити многосхідчастим смоком з числом східців, які залежать від кута β_2 , що його береться для окремих східців такого смока; так, напр., застосовуючи східчасті смоки з кутами $\beta_2 = 90^\circ$, таких східців повинно було б бути $Z = \left(\frac{23}{14}\right)^{1/3} = 1,94 \sim 2$, а за застосування східчастих смоків з кутом $\beta_2 = 12^\circ$, таких східців уже повинно бути $Z = \left(\frac{100}{14}\right)^{1/3} = 13,8 \sim 14$.

Тепер легко розв'язується й таке питання: за якого граничного зведеного числа обертів можливо ще ставити многосхідчасті відосередкові смоки?

Якщо взяти, напр., що число східців, припустимо з погляду технічного виконання, є 16, то беручи для коліс окремих східців кут β_2 , що дорівнює 90° , знайдемо, що граничне число обертів буде:

$$n_o = \frac{23}{16^{3/4}} = 2,88.$$

Припускаючи можливість виготовлювати многосхідчасті смоки з 26-ма східцями, а приклади виготовлювання їх уже маємо, одержали б:

$$n_o = \frac{23}{26^{3/4}} = 2,0.$$

Якщо взяти для окремих східців смока кут β_2 , що дорівнює 25° , то для 16-східчастого смока дістали б:

$$n_o = \frac{58}{16^{3/4}} = 7,25,$$

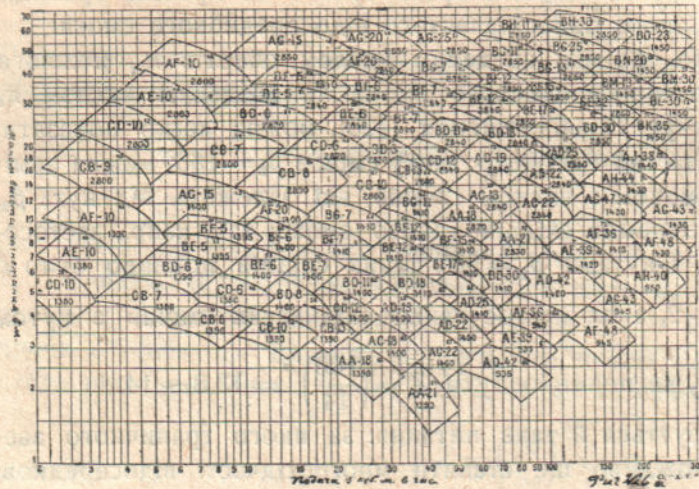
а для 26-східчастого

$$n_o = \frac{58}{26^{3/4}} = 5.$$

Таким робом, царина застосування відосередкових смоків лежить у межах вартостей зведених чисел обертів між кругло 2,0 і 100, при чім для односхідчастих відосередкових смоків маємо границі між 100 і 23, а

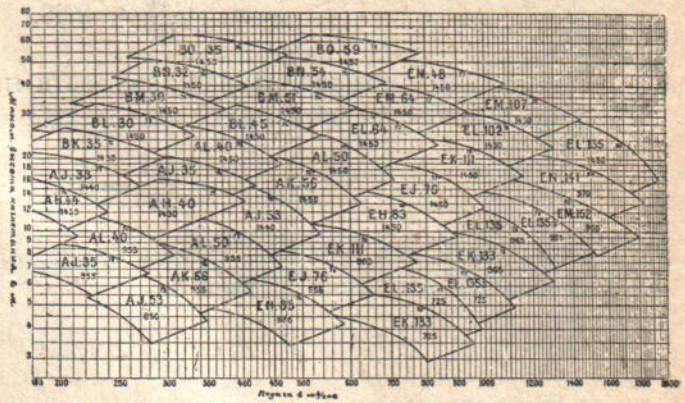
для багатосхідчастих—між 23 і 2,0. Очевидно, вартості зведених чисел обертів нижчі за 2,0 відповідають царинам застосування інших смоків, як от: толокових, зубчастих і т. д.

На підставі викладеного легко зробити висновок, що всю царину застосування відосередкових смоків можна поділити на окремі невеличкі



Фіг. 226 а.

зони, і для кожної з них найбільш підходящий буде тільки певний тип відосередкового смока (визначуваний кутом β_2 , величиною сучинника γ і т. ін.); і через те що такому відродові смока відповідатиме, очевидно, певне найвигідніше число обертів, то кожній зазначеній вище зоні відповідатиме смок з певним зведеним числом обертів; інакше сказати, за зведеним числом обертів можна для різних умов роботи стандартизувати відосередкові смоки за масового спеціального виробництва. Що таку стандартизацію на спеціальних заводах взагалі вже провадиться, що правда, не за зведеним числом обертів, а за виробленими, переважно, практикою, нормами, це показують¹⁾ додані до цього номограми (фіг. 226 а, б) смоків заводу Léon Berger (Paris), або просто смоків „Bergeron“. Ці номограми дуже легко дають змогу вибрати найбільш підходящий для даних умов смок із усіх тих смоків, що їх на згаданому заводі виготовляють окремими серіями, які дають максимальний сучинник видатності.



Фіг. 226 б.

¹⁾ R. van Muyden & L. Vadot. Electro-pompes automatiques. Belfort, 1925.

Як бачимо, кожній зоні, що в ній мають збігтися кінці ординат і абсцис, які відповідають даним напорів та вправности смока, відповідає певний тип смока, позначений літерами з цифрами *E. L. 135, E. M. 107, B. O. 59...*, з певним числом обертів на хвилину (965, 1450, 1450), що завжди відповідає моторові з 50 періодами; надруковане петитом вгорі зони число відповідає середньому сучинникові видатности (напр., для перелічених щойно смоків 0,78, 0,79, 0,75...).

Якби ми підраховували тепер пересічні зведені числа обертів, що їм відповідає кожна з перелічених зон, то вийшло б, що ці зведені числа обертів будуть, відповідно, 100, 70, 30... і, таким чином, легко було б встановити нову стандартизацію смоків.

Подруге, до питання про границі застосування відосередкових смоків можна підійти ще так. Уже ми знайшли були, що зведене число обертів (n_o) відосередкового смока, яке відповідає максимальному сучинникові видатности, зв'язане з нормальним числом обертів (n), кількістю подаваної води $\left(Q \frac{M^3}{сек}\right)$ та висотою подачі (H) співвідношенням вигляду:

$$\bullet \quad n_o = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}}$$

звідки

$$H^{3/2} = \frac{n}{n_o} \sqrt{Q}.$$

Беручи тепер для числа обертів (n), як верхню можливу границю для електромоторів, вартість $n \cong 3000$, ми з останнього співвідношення дістанемо нерівність:

$$H^{3/2} \leq \frac{3000}{n_o} \sqrt{Q},$$

або

$$H^{3/2} \leq \left(\frac{3000}{n_o}\right)^2 Q,$$

з якої, підставивши в неї найвигідніші зведені числа обертів (n_o) для основних типів відосередкових смоків, знаходимо ряд таких граничних вартостей для висоти пересмокування води для смоків:

а) дуже низького тиску ($\beta_2 = 12^\circ$)

$$H^{3/2} \leq \left(\frac{3000}{100}\right)^2 Q \sim 900 Q;$$

б) низького тиску ($\beta_2 = 25^\circ$)

$$H^{3/2} \leq \left(\frac{3000}{58}\right)^2 Q \sim 2670 Q;$$

в) середнього тиску ($\beta_2 = 45^\circ$)

$$H^{0,2} \leq \left(\frac{3000}{38}\right)^2 Q \sim 6200 Q;$$

г) високого тиску ($\beta_2 = 90^\circ$)

$$H^{0,2} \leq \left(\frac{3000}{23}\right)^2 Q \sim 17000 Q.$$

Остання границя близько підходить до тієї ($H^{0,2} \leq 17900$), яку дає С. Pfeleiderer ¹⁾ на підставі кількох інших висновків, і яка є, очевидно, тільки часткова границя для певного типу відосередкових смоків. Разом з тим зазначене часткове збігання наслідків наших висновків з даними Pfeleiderer'a промовляє, безперечно, про правильність одержаних наслідків.

Немає сумніву також, що вжиту в нас методу визначати границі застосування відосередкових смоків підчас пересмокування води можна прикласти і до пересмокування якого завгодно течива, коли тільки знати фізичні властивості останнього, а надто в'язкість та відповідні сучинники гідравлічних опорів.

Не важко, напр., потвердити ту тезу, що чим в'язкіше течиво пересмокує відосередковий смок, тим раніше, щодо висоти пересмокування, настає границя застосування відосередкового смока. Для прикладу ми зробили визначення найвигідніших зведених чисел обертів для згаданих типів відосередкових смоків підчас пересмокування свиріп'яної олії, скористувавшись для цього з формули С. Н. Lees'a ²⁾, що визначає висоту втраченого напору залежно ще, крім відомих уже чинників, і од в'язкості течива; останню визначено для зазначеного течива безпосередніми дослідями. Підрахунки, певна річ, трохи наближені через брак числових сучинників для обліку всіх гідравлічних опорів підчас протікання цього течива, дали такі найвигідніші числа обертів (температура олії 15°C) для смоків:

$$\text{з кутом } \beta_2 = 12^\circ, n_o = 120,$$

$$\text{з кутом } \beta_2 = 25^\circ, n_o = 70,$$

$$\text{з кутом } \beta_2 = 45^\circ, n_o = 45,$$

$$\text{з кутом } \beta_2 = 90^\circ, n_o = 28,$$

а тому граничні напори при пересмокуванні цієї олії та розглядуваних смоків визначаються тепер із співвідношень:

$$H^{0,2} \leq \left(\frac{3000}{120}\right)^2 Q \sim 625 Q,$$

$$H^{0,2} \leq \left(\frac{3000}{70}\right)^2 Q \sim 1840 Q,$$

¹⁾ Pfeleiderer. Die Kreiselpumpen. Berlin. 1924, стр. 181.

²⁾ Swindin, N. The modern Theory and Practice of Pumping. London. 1924, стр. 100 і далі.

$$H^{3/2} \leq \left(\frac{3000}{46}\right)^2 Q \approx 4250 Q,$$

$$H^{3/2} \leq \left(\frac{3000}{28}\right)^2 Q \approx 11400 Q.$$

Цілком зрозуміло, що все викладене про границю застосування відосередкових смоків стосується до односхідчастих відосередкових смоків; природно, що разом із збільшенням числа східців границі застосування тих чи тих типів відосередкових смоків розширюються. Користуючись із співвідношення [125], легко буде, напр., вивести для відосередкового смока з кутом $\beta_2 = 90^\circ$ співвідношення

$$H^{3/2} \leq 17000 Q Z^{3/2},$$

що дає граничну висоту пересмокування залежно від числа східців; треба тільки не спускати при цьому з ока порівняльну вартість або взагалі вигоду виготовляти відповідного типу смоків, а також граничну допускну обводову швидкість і для даного матеріалу.

РОЗДІЛ VIII

РОЗРАХУНОК, КОНСТРУКЦІЯ Й ПОБУДУВАННЯ ВІДОСЕРЕДКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Закон неперервності протікання течива у відосередкових смоках та розрахунок їх

За нормальної роботи всякого відосередкового смока протікання пересмокуваного течива, природно, має відбуватися за суворого додержання закону неперервності течії. Цей закон неперервності протікання течива, як каналами робочого колеса, так і каналами напрямного апарату або дифузора, й спробуємо тепер виявити аналітично, залежно від основних елементів оцих коліс. Позначмо кількість подаваної смоком води на секунду через Q , число каналів у робочім колесі через z_1 , висоту колеса біля виходу через b_2 (див. фіг. 202), а ширину вихідного прозору в каналі через a_2 (див. фіг. 202); тоді, очевидно, для Q маємо простий вираз:

$$Q = b_2 a_2 z_1 w_2; \quad [1]$$

підставляючи сюди відомий вже вираз для w_2 , одержимо:

$$Q = b_2 a_2 z_1 \frac{\sin \alpha_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)} \sqrt{\frac{g}{\eta_c} H \frac{\sin (\alpha_2 + \beta_2)}{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}}. \quad [2]$$

Позначаючи ступінь робочого колеса через t , грубину лопатки через s , маємо далі (див. фіг. 202):

$$\begin{aligned} a_2 &= t \sin \beta_2 - s = t \sin \beta_2 \left(1 - \frac{s}{t \sin \beta_2} \right) = t \sin \beta_2 \left(1 - \frac{s}{a_2 + s} \right) = \\ &= t \sin \beta_2 \frac{a_2}{a_2 + s} = t \sin \beta_2 q, \end{aligned}$$

коли припустити ще

$$\frac{a_2}{a_2 + s} = q.$$

Підставляючи відшукану вартість a_2 в попередній вираз [2], матимемо:

$$Q = b_2 t \sin \beta_2 q z_1 \frac{\sin \alpha_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)} \sqrt{\frac{g}{\eta_c} H \frac{\sin (\alpha_2 + \beta_2)}{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}}$$

або, підносячи обидві частини рівності до квадрату:

$$\begin{aligned} Q^2 &= b_2^2 t^2 \sin^2 \beta_2 \rho^2 z_1^2 \frac{\sin^2 \alpha_2}{\sin^2 (\alpha_2 + \beta_2)} \frac{g}{\eta_2} \frac{H \sin (\alpha_2 + \beta_2)}{\cos \alpha_2 \sin \beta_2} = \\ &= b_2^2 t^2 \sin^2 \beta_2 \rho^2 z_1^2 \frac{\sin^2 \alpha_2}{\sin^2 (\alpha_2 + \beta_2)} \frac{g}{\eta_2} \frac{H}{\cos \alpha_2}, \end{aligned}$$

звідки

$$\frac{Q^2 \eta_2}{b_2^2 t^2 \rho^2 g z_1^2 H} = \frac{\sin \beta_2 \sin^2 \alpha_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2) \cos \alpha_2} = \frac{\sin \beta_2 \operatorname{tg}^2 \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_2 \cos \beta_2 + \sin \beta_2} = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_2}{1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}}. \quad [3]$$

Припускаючи тепер

$$\frac{Q^2 \eta_2}{b_2^2 t^2 \rho^2 g z_1^2 H} = k,$$

зводимо попереднє рівняння [3], до вигляду:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha_2 - \frac{k}{\operatorname{tg} \beta_2} \operatorname{tg} \alpha_2 = k, \quad [4]$$

звідки

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{1}{2} \frac{k}{\operatorname{tg} \beta_2} \pm \sqrt{\frac{k^2}{4 \operatorname{tg}^2 \beta_2} + k}$$

або, позначаючи ще

$$\frac{k}{2} = C,$$

знаходимо остаточно

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} \pm \sqrt{\frac{C^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_2} + 2C} \quad [5]$$

— залежність між кутами α_2 й β_2 , цілком аналогічну тій, яку дав Карпан¹⁾ для турбін Francis'a²⁾.

Сталу

$$C = \frac{Q^2 \eta_2}{2 b_2^2 t^2 \rho^2 g z_1^2 H},$$

названу від Карпан'а сталою колеса турбіни, називатимемо стала колеса смока.

Не важко показати, що два знаки (\pm) в рівнянні (5) означають і в смокові лише різні боки обертів колеса.

І справді, взявши спершу знак (+), маємо:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{C^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_2} + 2C} > 0$$

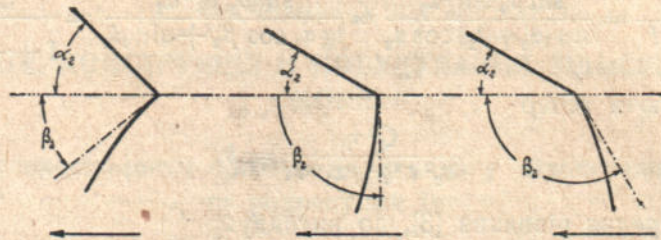
1) V. Kaplan. Bau rationeller Francisturbinen-Laufräder. 1908.

2) Ibid., стор. 103.

і, долучаючи сюди ще рівняння

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)},$$

ми, ясна річ, вибираючи кут $\beta_2 \leq 90^\circ$, одержимо, за аналогією з турбінами, три типи смоків: швидкорушній, нормальний та тихорушній, з обопіль-



Фіг. 227 а.

ним розміщенням кінців лопаток робочого колеса та напрямного апарату за схемою, поданою на фіг. 227а, і з зазначеним на схемі напрямком обертання колеса.

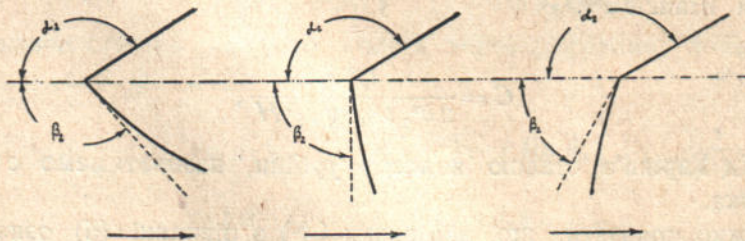
Коли ж взяти

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} - \sqrt{\frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} + 2C} < 0$$

і тепер

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)},$$

то для кута $\beta_2 \leq 90^\circ$ знов відповідно одержимо типи смоків: швидкорушній, нормальний та тихорушній, але тільки з противним боком обертання ро-



Фіг. 227 б.

бочого колеса (фіг. 227 б). Отож, цілком однаково, чи брати в рівнанні [5] знак (+) чи (-).

Вираз для сталої C можна ще перетворити отак.

Позначаючи поперечник всисної труби смока через D_s , швидкість води в ній через v_s та сучинник звуження втулком $\phi = d_s$ вала вхідного пере-

крою колеса, що дорівнює перекроєві всисної труби, через ψ , при чім (див. фіг. 202) очевидно,

$$\psi = 1 - \frac{d_6^2}{D_6^2},$$

одержимо нове співвідношення:

$$Q = \frac{\pi D_6^2}{4} \psi v_6.$$

Швидкістю v_6 завжди задаються, і її завжди можна уявити у вигляді

$$v_6 = \sqrt{2g \frac{H}{\eta_2} \Delta}, \quad [6]$$

де Δ — сучинник, що його належить добрати, залежно від напору; заводячи останню вартість v_6 у вираз для Q , маємо:

$$Q = \frac{\pi D_6^2}{4} \psi \sqrt{2g \frac{H}{\eta_2} \Delta}. \quad [7]$$

Заводячи, далі, завжди можливі співвідношення

$$b_2 = \mu D_2, \quad D_6 = \gamma D_2, \quad [8]$$

де μ і γ — довільні сучинники, та маючи ще на увазі, що

$$z_1 t = \pi D_2, \quad [9]$$

по заміні вартостей Q , b_2 , $z_1 t$ у виразі для C їх вартостями з [7], [8] і [9] та по можливих скороченнях, одержимо:

$$C = \frac{\Delta \psi^2 \gamma^4}{16 \mu^2 \rho^2}. \quad [10]$$

Нарешті, ми дістанемо ще нове співвідношення, коли вставимо у вираз:

$$n = \frac{60 u_2}{\pi D_2}.$$

вартість D_2 через Q із [7], взявши під увагу при цім співвідношення [8]; після можливих перетворювань, знаходимо:

$$n = \frac{60 u_2}{\frac{\pi}{\gamma} \sqrt{\frac{4Q}{\pi \psi \sqrt{2g \frac{H}{\eta_2} \Delta}}}}. \quad [11]$$

Отже, для визначення найголовніших елементів робочого колеса маємо тепер такі співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_2 &= \frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{C^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_2} + 2C} \\ C &= \frac{\Delta \psi^2 \gamma^4}{16 \mu^2 \rho^2} \\ u_2 &= \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)} \\ n &= \frac{60 u_2}{\pi \sqrt{\frac{4Q}{\pi \psi \sqrt{2g \frac{H}{\eta_2} \Delta}}}} \end{aligned} \right\} [12]$$

з них для кожної вартості кута β_2 при відшуканій вартості C визначається відповідна величина кута α_2 , обводова швидкість u_2 і число обертів n .

Щодо вибору вартості кута β_2 , то вже були зроблені потрібні вказівки.

Для вибору вартості сталої C , треба передусім вибрати вартість Δ . Величину цього сучинника вибирається залежно від напору та кількості подаваної води. При цім напір беруть, як ми вже бачили вище, не спадо-мірний — нетто напір, а бруто напір, цебто швидкість у всисній трубі визначають з виразу [6].

При цім у смоках низького тиску при малих напорах і великих кількостях води, вартість Δ вибирають близько 0,08, а часом і вище, в смоках же високого тиску для великих напорів і малої кількості води вартість Δ знижується до 0,01 і нижче.

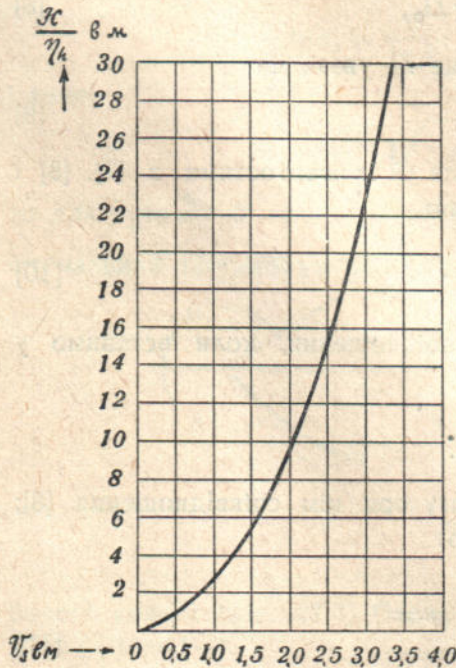
Сучинник Δ має ще інше поважне значення.

Видимо, що

$$Q = F_s v_s = F_s \sqrt{2g \frac{H}{\eta_2} \Delta}, \quad [13]$$

де F_s — площа поперечного перекрою всисної труби. Із написаного оце виразу маємо:

$$\frac{Q}{\sqrt{\frac{H}{\eta_2}}} = F_s \sqrt{2g \Delta} = K. \quad [14]$$



Фіг. 228.

Величину K називають характеристикою смока, бо якийнебудь

готовий вже смок, ясна річ, придатний для всяких напорів і кількостей води, що для них вираз

$$\frac{Q}{V \frac{H}{\eta_c}}$$

має величину притаманної смокові характеристики.

А як із рівняння [13] впливає

$$v_a^2 = 2g \frac{H}{\eta_c} \Delta = C_o \frac{H}{\eta_c},$$

то, виходить, швидкість v_a для однакових вартостей Δ за збільшення напору зростає за параболою. На фіг. 228 назначена така парабола для $\Delta=0,02^1$). Сучинників γ і μ вибирають, як уже відомо, теж залежно від напору і кількості води: в смоках низького тиску γ беруть у границях 0,5—0,6—0,7—0,8,

$$\mu = 0,08 - 0,1 - 0,14;$$

у смоках середнього й високого тиску

$$\gamma = 0,35 - 0,5$$

$$\mu = 0,040 - 0,08.$$

Є, щоправда, смоки й для великих напорів і для великих кількостей води з сучинником μ , що дорівнює 0,14, ба навіть 0,18 і $\gamma=0,7^2$).

Сучинник ψ знаходять безпосереднім визначенням поперечника валу й поперечника всисної труби.

Потому, як усі потрібні сучинники вибрані, а також вибрано кут β_2 , визначають кут α_2 , а потім і решту головних розмірів колеса.

Смоки високого тиску, коли задаватись підчас проектування зменшенням числа обертів, набирають звичайно форми, зазначеної на фіг. 202; внутрішні крайки лопаток у цім випадку рівнобіжні осі колеса. Кут β_1 у цім разі визначають, очевидно, із співвідношення $\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u}$, якщо знову припустити, що вода входить у робоче колесо радіусом. А що при цім

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{D_1}{D_2},$$

або

$$u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2},$$

1) Neumann. Die Zentrifugalpumpen. 1912, стр. 21.

2) Funke. Neuere Kreiselpumpen für Wasserwerke. Die Fördertechnik. 1913. Н.6. стр. 126.

то

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{\frac{D_1}{D_2} u_2} = \frac{4 Q}{\pi D_0^2 \psi \frac{D_1}{D_2} \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2}\right)}}$$

Поперечник D_1 може при цім дорівнювати D_0 , як і показано на фіг. 202, або може бути й більший від D_0 .

Приклад: Треба обчислити відосередковий смок для $Q' = 2,0 \frac{\text{м}^3}{\text{хвил}} \approx 0,0333 \text{ м}^3/\text{сек}$, $H_n = 20 \text{ м}$ і $n = 1300$ (кругло).

Додаючи 5% на витік крізь люз, дістанемо розрахункову кількість води $Q = 0,035 \text{ м}^3/\text{сек}$. Візьмімо далі $\eta_2 = 0,75$, тоді

$$H_0 = \frac{20}{0,75} = 26,6 \text{ м.}$$

Потрібна потужність рушія визначиться:

$$N = \frac{1000 QH}{75 \cdot \eta_2} = \frac{1000 \cdot 0,035 \cdot 20}{75 \cdot 0,75} = 12,5 \text{ P. S.}$$

Зведене число обертів для заданих умов

$$n_0 = n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt{H^3}} = 1300 \frac{\sqrt[4]{0,0333}}{\sqrt{2}} \approx 25$$

показує, що найпридатніший тип смока в цьому випадку буде тип, показаний на рисунку; тим то, вибираючи

$$\Delta' = 0,02, \psi' = 0,75, \varrho = 0,9, \mu = 0,05, \beta_2 = 28^\circ, \gamma' = 0,5,$$

маємо:

$$C' = \frac{\Delta' \psi'^2 \eta_2 \gamma'^4}{16 \mu^2 \varrho^2} = 0,0162,$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{C'}{\operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{C'^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_2} + 2C'} = 0,2135$$

і, виходить,

$$\alpha'_2 = 12^\circ 3'.$$

Далі знаходимо:

$$u'_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_2} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha'_2}{\operatorname{tg} \beta_2}\right)} = 19,1 \text{ м}$$

$$n' = \frac{60 u'_2}{\frac{\pi}{\gamma} \sqrt{\frac{HQ}{\pi \psi \sqrt{2g \frac{H}{\eta_2} \Delta}}}}} = 1340.$$

Тоді

$$D'_2 = \frac{60 u'_2}{\pi n'} = 0,272 \text{ м}$$

$$D'_s = \gamma D'_2 = 0,136 \text{ м.}$$

Закруглюючи, приймаємо

$$D_2 = 0,280 \text{ м}$$

$$D_s = 0,140 \text{ м.}$$

Висота колеса $B_2 = 0,05 \cdot 0,280 = 0,014 \text{ м.}$

Поперечник вала

$$d' = 140 \sqrt[3]{\frac{N}{n'}} = 140 \sqrt[3]{\frac{12,5}{1340}} = 140 \sqrt[3]{0,00932} = 140 \cdot 0,211 = 29,5.$$

Даючи на плішку, беремо

$$d = 40 \text{ мм,}$$

тоді

$$\psi = 1 - \frac{d_s^2}{D_s^2} = 1 - \frac{70^2}{140^2} = 1 - 0,25 = 0,75.$$

Отже, при нових вартостях D_2 і D_s та попередніх вартостях γ , μ та ψ потрібно відшукати вартість Δ , кута α_2 і числа обертів n ; з рівності

$$\sqrt{2g \frac{H}{\eta_z} \Delta} \cdot \frac{\pi D_s^2}{4} \cdot \psi = Q,$$

як наслідок, маємо:

$$\Delta = \frac{16 \cdot Q^2 \eta_z}{\pi^2 D_s^4 \psi^2 2gH} = 0,0177,$$

$$C = C' \frac{\Delta}{\Delta'} = 0,0143,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C}{\operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{C^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_2} + 2C} = 0,1979,$$

звідки $\alpha_2 = 11^\circ 10'$,

і, таким робом,

$$u_2 = \sqrt{g \frac{H}{\eta_z} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)} = 18,89 \frac{\text{м}}{\text{сек}},$$

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{\pi D_2} = 1290.$$

Беручи, далі, число лопаток $z_1 = 10$ (див. далі), маємо ступінь t :

$$t = \frac{\pi D_2}{10} = 0,0878 \text{ м;}$$

називаючи глибину лопаток s і беручи $s = 4$ мм, знаходимо:

$$\frac{a_2 + s}{t} = \sin \beta_2 = 0,46947,$$

звідки

$$a_2 + s = t \cdot 0,46947 = 0,041 \text{ м},$$

і, виходить,

$$a_2 = 0,037 \text{ м}.$$

Швидкість води підчас входу в робоче колесо (вподовж осі) буде:

$$v_s = \sqrt{2g \frac{H}{\eta_c}} \Delta = 3,07 \frac{\text{м}}{\text{сек}}.$$

Припускаючи, що така сама швидкість лишається й перед входом у канали (в радіяльній напрямі), матимемо, припускаючи $D_1 = D_s$,

$$B_1 = \frac{Q}{\pi D_1 v_s} = 0,026 \text{ м і, далі, ступінь } t_1 = \frac{\pi D_1}{10} = 0,0439 \text{ м}.$$

Тим що, далі,

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_s}{u_1},$$

а

$$u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2},$$

то

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_s}{\frac{D_1}{D_2} u_2};$$

очевидно,

$$c_s = \frac{Q}{z_1 \left(t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1} \right) B_1},$$

де z_1 — число лопаток, а s_1 — глибина лопаток; отже,

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{Q}{z_1 \left(t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1} \right) B_1 \frac{D_1}{D_2} u_2}.$$

Припускаючи покищо $\sin \beta_1 = 1$, ми відшукаємо, як перше наближення, за наших даних

$$\text{tg } \beta_1' = \frac{Q}{z_1 (t_1 - s_1) B_1 \frac{D_1}{D_2} u_2} = 0,357,$$

або $\beta_1' = 19^\circ 40'$.

Тепер, підставляючи цю вартість β'_1 знов у вираз для $\operatorname{tg} \beta_1$, знаходимо, як друге наближення:

$$\operatorname{tg} \beta_1'' = \frac{Q}{z_1 \left(t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1} \right) B_1 \frac{D_1}{D_2} u_2} = 0,442,$$

або $\beta_1'' = 23^\circ 50'$.

За нового підставлення цієї вартости β_1'' у вираз для $\operatorname{tg} \beta_1$ відшукаємо остаточно вже з достатньою мірою точности:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{Q}{z_1 \left(t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1''} \right) B_1 \frac{D_1}{D_2} u_2} = 0,480,$$

або $\beta_1 = 25^\circ 40'$.

Коли б ми підставили знов цю вартість для перевірки попередньої вартости кута β_1 , то одержали б

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 0,483,$$

або

$$\beta_1 = 25^\circ 45',$$

але, як бачимо, ця вартість відрізняється від попередньої лише на $5'$, і виходить, помилка, коли б ми взяли переднішу вартість кута β_1 , була б у границях похибок вироблення, тим паче, що кінці лопаток завжди дещо стончуються підчас виготовлення.

§ 2. Число лопаток у робочім колесі відосередкового смока

Лопатки в робочім колесі, як відомо, мають призначення—зовнішню роботу, що їй дістає вал смока, передавати воді; вони мають, отже, перш за все змусити пересмокуване течиво робити разом з колесом обертальний рух, крім того, мають спрямувати потік пересмокуваного течива тим шляхом, яким хоче вести його конструктор.

Питання про те, скільки треба поставити лопаток, звісно, не може бути точно розв'язане. Справді, неодмінно треба мати, власне кажучи, лише одну лопатку, бо вона вже змусить воду обертатись з колесом і призначить їй деякий шлях. Але сама одна лопатка навряд чи може опанувати справді весь потік. І дійсно, коли подумати про ті перепони, що постають перед течивом підчас входу його в робоче колесо й взяти до уваги, що кожній окремій лінії потоку треба пройти призначений шлях, коли робота має бути справді виконана, то зараз же стане зрозуміло, що треба робити з багатьма лопатками. Лише коли пересмокуваний потік течива як слід підподілено й коли кожну частку саму по собі захопило колесо, можна мати надію на успіх. Що більш лопаток вибрати, то ймовірніш будуть уникнуті несприятливі вихрові рухи, і то більш наблизимось до півідеалу, що його теорія бере за основу розрахунку.

З другого боку, велике число лопаток спричинюється до великих втрат на тертя, і, звісно, ми легко визнаємо, що саме в робочім колесі втрати на тертя дуже неприємні, і що, через це, підчас розв'язання питання про число лопаток потрібна велика обачність.

До вибору числа лопаток можна, проте, підійти отак. На величину тертя, як відомо з гідравліки, має величезний вплив гідравлічний радіус. Очевидно, через це треба завжди прагнути до того, щоб, поперше, для уникнення великої різниці в умовах протікання течива, на окремих ділянках протікання останнього гідравлічні радіуси яко мога менш відрізнялися один від одного, а, подруге, вартості їхні не виходили з певних границь.

Звернімо тепер увагу на умови входу течива в колесо. Якщо припустити, що лопатки підходять до внутрішнього обрису колеса радіально, то ми мали б площу поверхні входу завбільшки $\pi D_1 b_1$ у m^2 і вхідний обвід $2(\pi D_1 + b_1)$ в m , і гідравлічний радіус дорівнював би

$$\frac{\pi D_1 b_1}{2(\pi D_1 + b_1)} m.$$

Площа перекрою всисної труби дорівнює водночас $\frac{\pi D_1^2}{4}$ за обводу πD_1 , і, виходить, за гідравлічного радіуса

$$\frac{\pi D_1^2}{4 \pi D_1} = \frac{D_1}{4} m.$$

Покладімо, що обидва перекрої рівновеликі, а це взагалі й бажано, тоді

$$\pi D_1 b_1 = \frac{\pi D_1^2}{4},$$

або

$$b_1 = \frac{D_1}{4}.$$

Поряд із тим гідравлічний радіус біля входу в колесо був би менший від радіусу у всисній трубі у відношенні

$$\frac{\pi}{2\pi + 0,5},$$

і втрати на тертя в робочім колесі зросли б негайно ж далеко більш за подвійну вартість їх на однаковій довжині ділянки всисної труби. Похилі лопатки спричинилися б до ще гірших наслідків. У кожному разі, виходить, число лопаток стосується найболючішого питання в колесі й може призвести до дуже гострого збільшення втрат на тертя.

За числа лопаток z_1 , вищезазначений спосіб обчислювати призвів би нас до відношення гідравлічних радіусів

$$\frac{\pi}{2\pi + \frac{z_1}{2}},$$

і ось тепер же видно, як важко водночас обмежити тертя і разом з тим збільшити число лопаток. Лишається, отож, тільки домагатись того, щоб сучинник тертя не переступав певних границь вартости, а для цього потрібно, і це легко показати, щоб гідравлічний радіус не був менший від 0,02 м.

Тоді з умовини

$$\frac{\pi D_1 b_1}{2(\pi D_1 + z_1 b_1)} > 0,02$$

за

$$b_1 = \frac{D_1}{4}$$

одержимо

$$z < 25 \pi (D_1 - 0,16). \quad [15]$$

Формула ця, що її виснував Widmar¹⁾, показує, що у виборі числа лопаток до коліс малих поперечників постають великі труднощі. Для великих смоків можна взяти

$$\begin{aligned} D_2 &= 2 D_1 \\ z_1 &< 10 \pi D_2 \end{aligned}$$

Medici²⁾, на підставі своїх досліджень кавітації у відосередкових смоках, дає такі границі числа лопаток у робочім колесі відосередкового радіального смока:

$$z_1 \geq \frac{10 \cdot Q \cdot H_m}{n \cdot \eta_n (D_2^2 - D_1^2) b_{пер}} \quad [16]$$

та

$$z_1 \geq \frac{3 \cdot Q H_m}{n \cdot \eta_n D_3 \cdot A \cdot b_{пер}} \quad [17]$$

для відосередкового вісного смока, при чім у цих формулах по-старому A означає вісний розмір вісного колеса, D_3 — зовнішній поперечник вісного колеса, $b_{пер} = \frac{b_1 + b_2}{2}$ — пересічну висоту колеса, η_n — повний сучинник видатности, H_m — манометричний напір, що припадає на одне колесо, n — число обертів, Q — кількість пересмокуваного течива з прийняттям до уваги втрати води крізь щілину.

Pfleiderer³⁾ точнісінько так само на базі зменшення кавітації доходить до такої формули для числа лопаток в робочім колесі:

$$z_1 \geq \frac{D_1^2}{3S} \operatorname{tg} \beta_1 H, \quad [18]$$

¹⁾ Widmar, M. Theorie der Kreiselpumpe. Braunschweig. 1922, стор. 44 і далі.

²⁾ Medici, M. Pompe centrifughe. Milano. 1927, стор. 68.

³⁾ Pfleiderer. Die Kreiselpumpen. Berlin. 1924, стор. 159.

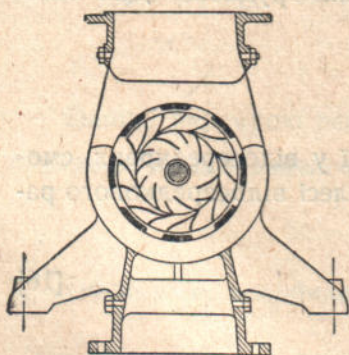
де $S = \int_{R_1}^{R_2} r dx$ — статичний момент середньої лінії потоку течив у меридіональній перекрої, прирахований до осі обертання, а H — теоретичний напір. Для радіальної турбіни (радіяльних лопаток)

$$S = \frac{1}{2}(R_2^2 - R_1^2) = \frac{1}{8}(D_2^2 - D_1^2),$$

і, виходить,

$$z_1 \geq \frac{8 \operatorname{tg} \beta_1 H}{3 \left[\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 - 1 \right]}. \quad [19]$$

Взагалі, у звичайних відосередкових смоках число лопаток коливається від 6 до 10 і навіть 12, в смоках же швидкорушних і ультрашвидкорушних від 4 до 6. На зовнішнім обводі робочого колеса, коли кути $\beta_2 = 90^\circ$ або трохи різняться від нього, часом установлюють переміжні лопатки (фіг. 229), що не сягають внутрішнього кола; число таких лопаток буває таке ж, як основних, або навіть у два рази більше; роблять це на те, щоб зменшити просвіти між основними лопатками і тим поліпшити спрямування течива.



Фіг. 229.

Отже, слід відзначити, що чинність таких лопаток далеко гірша від основних, бо й коротша довжина призводить до великих різниць тиску через протичинність потоків, що злучуються, і, звісно, спричинюється до неправильності руху.

За нормальні розміри просвітів (a) між лопатками вважають просвіти в границях од 40 мм до 150 мм (останні вартості бувають, коли кути β_2 близькі або дорівнюють 90°).

Грубину спижових і сталєних лопаток беруть у границях 3—5 мм, чавунних 6—7 мм.

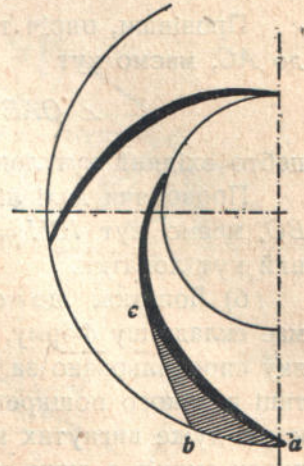
За цих вартостей грубини лопаток сучинник q за спижових і сталєних лопаток набуває вартості 0,92—0,97, за чавунних лопаток 0,87—0,92.

§ 3. Профілювання лопаток робочих коліс у відосередкових смоках

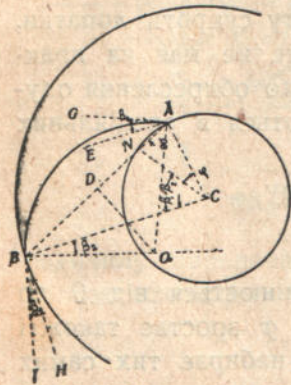
Профілі лопаток робочого колеса у відосередковім смокові, а, виходить, і форма каналів останнього, природно, мають відповідати тим вимогам, що їх ставить теорія, і що полягають у тім, щоб зміни відносної швидкості од w_1 до w_2 відбувались цілком поступінно й плавно і до

того таким робом, щоб течивний потік ніде в каналах не відставав од стінок каналів і не давав би місця для створення неутральної зони з нерухомим щодо колеса течивом, бо новітніші експериментальні дослідження цілком певно встановили шкідливий вплив явища відділення струмин од стінок каналу на сучинника видатности смока.

Надмірний, напр., розшир каналів колеса або розшир більший від якоїсь критичної величини, що за нею саме постає відділення струмини від стінок каналу, може призвести, як показано на фіг. 230, до створення зазначеної неутральної зони *abc*. Точнісінько так само скривлена назад лопатка може спричинитись до створення неутральної зони і сполучених з нею неправильностей виходу течива з колеса. З другого боку, зменшуючи набагато радіус кривини течивних струминок коло виходу з колеса й дістаючи дедалі нерівномірний поділ їх коло виходу, в наслідок переважної вартости обводової швидкості u_2 або, відповідно, ω_2 , можна натрапити на труднощі досягти в данім випадку плавного переходу від спрямування вихідних струминок з колеса до спрямування вхідних струминок.



Фіг. 230.



Фіг. 231.

Тим то завжди ліпше буде намагатись робити канали не надмірно довгі, з потрібним поступінним плавним, але не надмірним, розширом перекроїв.

Усе це показує, як багато важить належний обрис лопаток смокового колеса. Разом з тим теорія нині ще не висуває будь-якого певного профілю лопаток, що його належало б абсолютно додержувати, проектуючи робочі колеса смока.

У практиці є три головні методи обрису лопаток:

- а) дугою кола,
- б) Архімедовою спіралею,
- в) евольвентою звичайної або подвійної кривини.

а) Обрис дугою кола має перевагу великої простоти обрису та простоти оброблення.

Обрис ведуть так: від довільної точки *B* (фіг. 231) на обводі колеса (поперечника D_2) проводять радіус *CB* і будують при *B* кут β_2 , а при *C* кут $\beta_1 + \beta_2$; точку, що виходить від перетину вектора *CN* з внутрішнім колом колеса (поперечника D_1) злучають з точкою *B* і одержану лінію *BN* подовжують до нового перетину з внутрішнім колом у точці *A*. Лі-

нію AB ділять напіл і в точці поділу D ставлять сторча, що його ведуть до перетину (в точці O) з лінією, яку проведено під кутом β_2 до радіюса BC . Точка O є центр дуги кола, якою слід обрисувати лопатку колеса. Справді, провівши лінію AC та AO і позначивши через φ кут ABC , маємо:

$$\begin{aligned}\angle BAO &= \angle ABO = \beta_2 + \varphi \\ \angle BAC &= \angle CAN = \beta_2 + \beta_1 + \varphi \\ \angle OAC &= \angle BAC - \angle BAO = (\beta_2 + \beta_1 + \varphi) - (\beta_2 + \varphi) = \beta_1.\end{aligned}$$

Провівши, oprіч того, лінію GA нормально до AO та EA нормально до AC , маємо кут

$$\angle GAE = \angle GAC - \angle EAC = (90 + \beta_1) - 90 = \beta_1,$$

цебто вхідний кут лопатки β_1 .

Проводячи далі лінію NB нормально до BC і лінію IB нормально до BO , маємо кут $IBN = \angle IBC - \angle NBC = (90 + \beta_2) - 90 = \beta_2$, цебто вихідний кут лопатки.

б) Лопатка, що спрофільована по спіралі Архімедовій, має складнішу форму, не даючи, проте, ліпшого ефекту супроти лопатки, яку спрофільовано за дугою кола, тим то такий обрис не має на практиці великого поширення, і застосовують його лише до обкреслення опуклих, дуже вигнутих назад лопаток; останні подибуються в спеціальних типах смоків з дуже малими кутами β_2 .

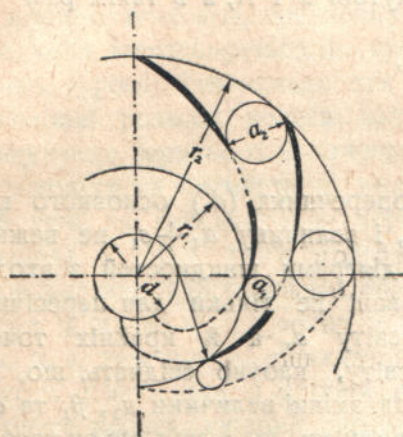
Рівняння Архімедової спіралі, як відомо, має форму

$$r = a\varphi,$$

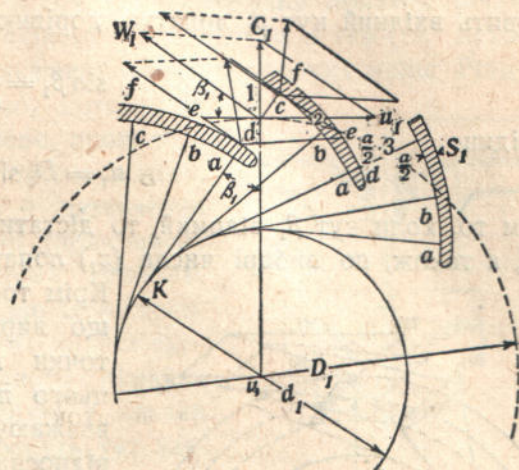
де φ —центральний кут, а r —радіус кривини, який змінюється від 0 до $+\infty$. Справді, для $\varphi = 0$ і $r = 0$; за зростання кута φ зростає також і r до $+\infty$. При від'ємних вартостях кута φ , радіус r набирає тих самих величин, але тільки з протилежним знаком. Стала a , як відомо, є полярна піднормаль спіралі і хоч в якій точці її за характеристичною властивістю цієї кривої лишається сталою величиною.

в) Профільювання лопаток за евольвентою, запропоноване від Neumann'a, мало б здійснити кращі умови для протікання течива каналами коліс. Такого профільювання, перейнятого від профільювання лопаток гідравлічних турбін, чимало прикладається при побудуванні смоків, надто в Німеччині, але, як показала практика, це не дає якогось визначного збільшення сучинника видатности, на що сподівався Neumann. Причина полягає, головню, в тім, що практично не можливо вирисувати одну суцільну евольвенту для всього профілю лопаток, бо коли б навіть і була змога що зробити, не можна дістати для кута β_1 потрібну кутову величину. Тим то, на ділі доводиться вирисовувати дві евольвенти, одну для вхідної дільниці лопатки, другу для вихідної, як показано на фіг. 232 тоді злучати ці дві евольвенти дугою кола.

Побудування евольвенти з входу, що його запропонував Неуманн¹⁾, подано на фіг. 232, і роблять його так. Обчисливши величину просвіту (a_1) каналів з входу в колесо, вимірювану нормально до лопатки, визначивши внутрішній поперечник колеса D_1 , цебто пересічний внутрішній поперечник кола, що проходить через центри кіл з поперечниками a_1 , вибравши число (z_1) лопаток колеса й grubину (s_1) лопаток, визначаємо



Фіг. 232.



Фіг. 233.

величину поперечника d_1 основного кола, розгорткою якого обкреслюватиметься вхідна частина лопатки за формулою:

$$d_1 = \frac{z_1(a_1 + s_1)}{\pi}$$

Потім, починаючи від першої-ліпшої точки 1, що її взято за пересічну точку каналу колеса, відкладаємо на колі поперечника D_1 обабіч декілька відтинків, які дорівнюють половині лопаткової відстані $\left(\frac{t_1}{2}\right)$. Через одержані точки 1 і 3 проводимо дотичні до основного кола поперечника d_1 і на цих дотичних од тих самих точок 1 та 3 обабіч відкладаємо відтинки, що дорівнюють $\frac{a_1}{2}$ і $\frac{a_1}{2} + s_1$. Аналогічним способом проводимо дотичні до основного обводу й через точки 0 і 2, а від останніх, по дотичних до основного кола, обабіч і відкладаємо відтинки, що дорівнюють $\frac{s_1}{2}$. Отже, для кожної лопатки одержуємо ряд точок, позначених літерами a, b, c, d, e, f . Проводимо евольвенти abc і def рівнобіжні одна з одною, які, проте, можна замінити на дуги кіл, що їх центр приблизно

¹⁾ Neumann. Die Zentrifugalpumpen. Berlin. 1922.

міститься на перетині двох дотичних, проведених через кожні дві суміжні точки 1, 3 до основного кола.

Щоб надійніш вести воду, доцільно евольвенти в точках c подовжувати міліметрів на 10 далі; так само слід добути профілі лопаток у точках a подовжити на 10 мм і закруглити, як показано на рисунку.

Цілком ясно бачимо при цім з рисунка, що кут, який лопатка, вирисована зазначеним способом, робить з колом поперечника D_1 , і який становить вхідний кут β_1 лопатки, дорівнює кутів u і K , а в такому разі

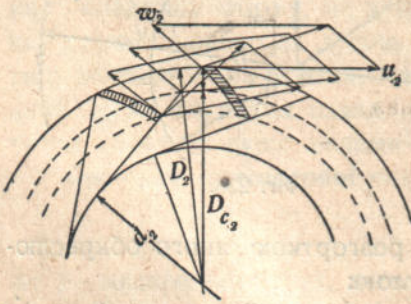
$$\sin \beta_1 = \frac{d_1}{D_1},$$

звідки

$$d_1 = D_1 \sin \beta_1;$$

тим то, коли кут β_1 відомий, то дістати поперечника (d_1) основного кола, а також, по виборі числа (z_1) лопаток, і величину $a_1 + s_1$ не важко.

Крім того, діаграми швидкостей з входу, що вирисовані не тільки для пересічної точки просвіту a , а й крайніх точок цього просвіту, наочно свідчать, що, не вважаючи на змінні величини u_1 , β_1 та c_1 , відносна швидкість ω_1 в цих трьох точках зберігає, якщо за профіль лопатки взято евольвенти, однакову величину та однаковий напрям.



Фіг. 234.

Точнісінько так само будується евольвентний профіль лопатки й для вихідної ділянки лопатки, як показано на фіг. 234.

Тут так само маємо для поперечника d_2 основного кола вираз

$$d_2 = \frac{z_1 (a_2 + s_2)}{\pi}$$

або ще

$$d_2 = D_2 \sin \beta_2,$$

звідки впливає, що

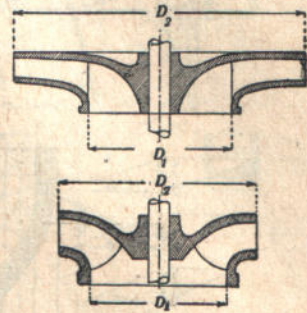
$$a_2 + s_2 = \frac{D_2 \sin \beta_2 \pi}{z_1}$$

В міру збільшення швидкорушности відосередкових смоків за одночасного збільшення їхньої видатности і форма робочого колеса смока змінюється в тім же напрямі, що й форма робочих коліс водяних турбін, цебто в напрямі зменшення відношення поперечників $\frac{D_2}{D_1}$ і збільшення висоти колеса B . Через це сьогочасні швидкорушні та ультра-швидкорушні

відосередкові смоки дістають форму коліс, зовнішнім виглядом дуже схожу на форму коліс Francis'ових турбін. На фіг. 235 подані форми коліс відосередкового смока нормальної швидкорушности та великої швидкорушности; остання форма, ясна річ, справді нагадує колесо Francis'ової турбіни. Скривлення лопаток у таких колесах, природно, має бути вже далеко складніше, ніж у звичайних радіальних смоках, і знов таки, має нагадувати скривлення лопаток робочих коліс цих турбін.

Цілком зрозуміло через те, що й саме профілювання лопаток робочих коліс отаких відосередкових смоків має відбуватися з тими ж методами, яких застосовується до профілювання лопаток робочих коліс Francis'ових турбін. Точнісінько так само, потому, як всі головні розміри колеса визначено, проводять обрисовування верхнього й нижнього ободів колеса, поділ колеса на елементарні колеса й назначення ліній течії на середниковім перекрої (прямовісна проекція) з усіма тими перевіряннями правильности відстані течії одної від одної, що їх застосовується¹⁾ підчас побудування робочого колеса турбіни, й з перевіркою довжини вхідного окрайка лопаток, а виходить, і вхідної поверхні в канали робочого колеса; вхідний окрайок беруть тут здебільшого нормальний до лінії течії і, виходить, вхідна поверхня становить у данім випадку поверхню рівня, що дає змогу вважати вхідні швидкості по всій довжині окрайка за однакові між собою. Маючи вхідну швидкість і знаючи обводові швидкості для різних точок вхідного окрайку лопатки, можна графічно визначити для кожного елементарного колеса вхідні кути β_1 , а знаючи вихідну швидкість та обводову швидкість, і вихідний кут β_2 ; після цього, вибравши число лопаток, легко визначити для кожного елементарного колеса відповідну відстань t_2 на вихіднім колі й величину просвіту a_2 між лопаток, а також і величину відстані t_1 , для кожного елементарного колеса на відповіднім вхіднім колі та величини a_1 просвітів межі лопатками.

Профілювання лопаток у поземій проекції ведуть звичайно за Pfaff'овим методом, докладно поданим у нас у курсі гідравлічних турбін²⁾. Тут точнісінько так само доводиться, продовжуючи лінії течії до перетину з віссю вала, діставати відповідні конічні поверхні, в дотичних площинах до яких лежать рівнобіжники вхідних швидкостей u_1, ω_1, c_1 для точки перетину кожної лінії течії з вхідним окрайком. Розгортаючи ці конічні поверхні на площину й дістаючи їх у формі колових секторів, в яких і лежатимуть вхідні рівнобіжники швидкостей, ми вирисовуємо на них відомим уже способом конічні дільниці лопаток за евольвентами і, потому,

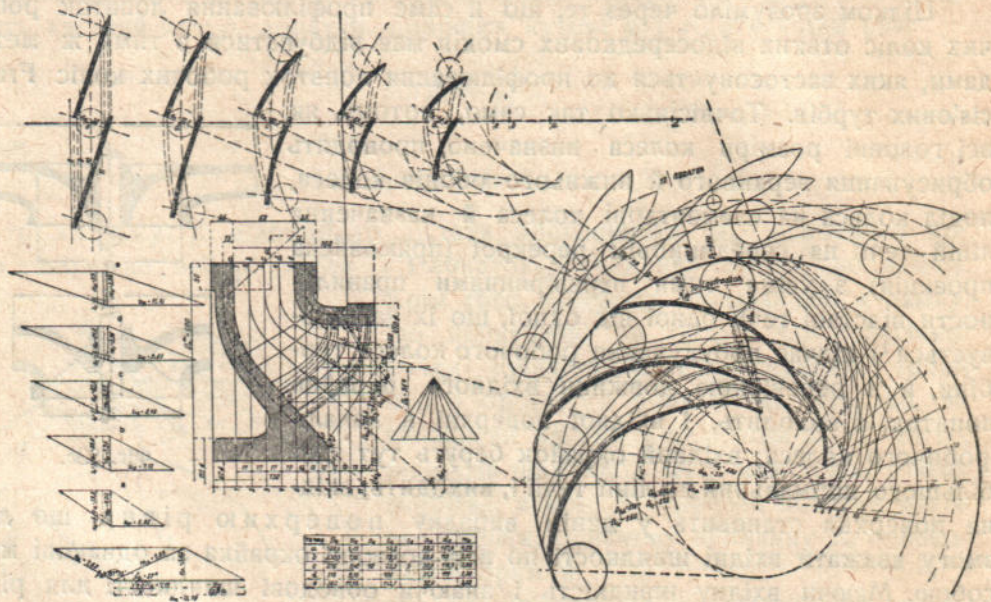


Фіг. 235.

¹⁾ Пинегин, В. Н. Гидравлические двигатели. Одеса. 1928, стор. 120 і далі.

²⁾ Пинегин, В. Н. Гидравлические двигатели, стор. 136.

знов згортаємо з усіма коловими секторами у відповідні конуси. Побудування самої поземної проєкції лопатки базується на засновку, що всяку лінію, що збігається з вислідною конічною поверхню в поземній площині, зображається в її поземній проєкції натуральною завбільшки, кожна частина кола є в поземній проєкції довжиною незмінна, але має іншу кривину; дуже короткі відтинки тятив при цім так мало змінюються від зміни радіюсу



Фиг. 236.

кривини, що їх можна, без великої похибки, переносити на позему площину цирклем. Не зупиняючись докладніш на розглядуванні побудуванні лопаток і посилаючи читача по детальні вказівки в оцій частині до відповідного розділу зазначеної вже моєї книги „Гидравлические двигатели“, я дозволю собі лише подати (фиг. 236) побудову, яку запозичив я з книги Neumann'a¹⁾, зазначеним способом лопаток відосередкового смока з видатністю $Q = 18 \text{ м}^3/\text{сек}$, за напору $H_n = 8 \text{ м}$ і $H_c = 10 \text{ м}$ та числа обертів $n = 590$ на хвилину.

Нарешті, побудування лопаток робочих коліс ультра-швидкорушних відосередкових смоків, для яких може бути $\frac{D_2}{D_1} < 1$, можна вести цілком аналогічним способом тому, що його застосував я підчас побудування лопаток робочих коліс ультра-швидкохідних водяних турбін²⁾.

¹⁾ Neumann. Zentrifugalpumpen. Berlin. 1912. Таблица VII.

²⁾ Пинегин, В. Н. Гидравлические двигатели, стор. 142 та далі.

§ 4. Теорія й конструкція напрямного апарату, або дифузора

Напрямний апарат, або дифузор, як уже відомо, становить невід'ємний орган відосередкового смока, цебто орган, з'єднаний з функціонуванням останнього, і призначення його полягає в тім, щоб зменшити, по змозі без ударів, швидкість течива, що виходить з робочого колеса, та змінити поступінно його напрям, перетворюючи кінетичну енергію течива, яке виходить з колеса, на енергію потенціальну і, поряд з тим, відводячи течиво в кожух якнайплавкше.

За способом одводити воду з робочого колеса в кожух, дифузори можна підподілити на два різні типи:

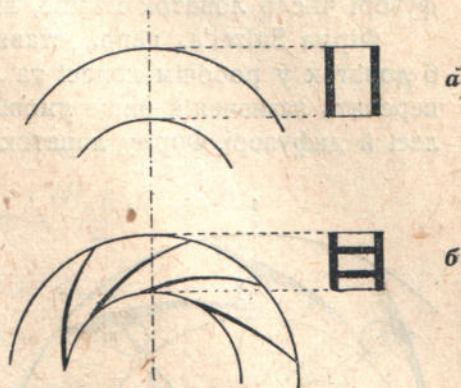
а) дифузори звичайні (фіг. 237, а), що мають форму звичайного кільцевого трубопроводу без лопаток, який оточує робоче колесо;

б) дифузори з лопатками, теж у вигляді кільцевого трубопроводу, але з низкою лопаток відповідної форми.

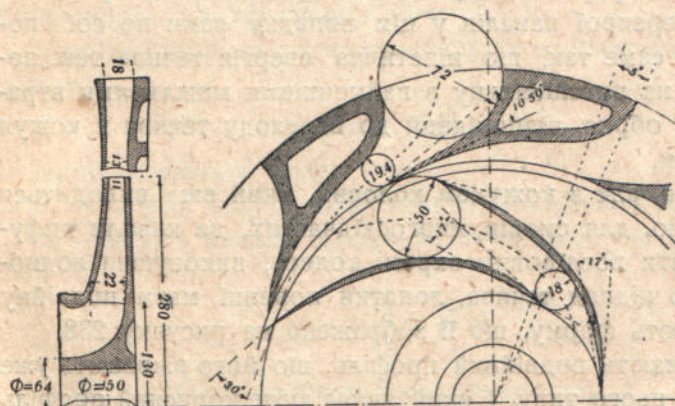
Перший тип, уживаний часто в пневматичних центрофугах, у звичайних відосередкових смоках уживається розмірно рідко (для брудних течив).

Другий тип зумовлює краще, правильніше з теоретичного погляду, ведіння течива, і від цього залежить, принаймні за умов нормального подавання течива, дещо вищий сучинник видатності, ніж у дифузорів без лопаток.

Дифузор взагалі має форму кільцевого трубопроводу, який оточує робоче колесо; висоту його часом додержують стали, і тоді виходить тип дифузора, що його називають дифузор рівнобіжний (фіг. 237 б); часом, навпаки, її збільшують



Фіг. 237.



Фіг. 238.

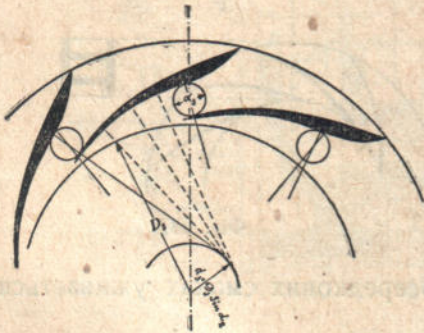
до зовнішньої периферії (фіг. 238) і тоді дістають окремий тип дифузора, що його називають розбіжний.

Число лопаток (z_2) в дифузорі з його великою вхідною швидкістю

заведено вибирати таке, щоб не дуже різнило від такого ж у робочім колесі, при чім, щоб уникнути одноразового перекриття кінців лопаток дифузора й робочого колеса, обидва числа не повинні містити в собі якого-будь загального числа, цебто радять брати $z_2 = z_1 \pm 1$.

На практиці деякі конструктори смоків воліють призначати в дифузори більше число лопаток, ніж у робочім колесі, інші ж, навпаки, надто в многосхідчастих смоках з лопатками подвійного профілю, дають у дифузори число лопаток менше, ніж число їх в робочім колесі.

Фірма Sulzer'a, напр., ставила в своїх многосхідчастих смоках часто 6 лопаток у робочім колесі та лише 4 лопатки в дифузори, що, звісно, суперечить зазначеній вище умові незбігання кінців лопаток у робочім колесі й дифузори. Форму лопаток у дифузори, природно, змінюють залежно



Фіг. 239.

від типу смока, цебто, головно, від форми обрису кожуха й від того, чи маємо ми справу із звичайним смоком лише з одним робочим колесом, чи з многосхідчастим смоком, з низкою робочих коліс. Лопатки, в кожному разі, мають бути спрофільовані так, щоб до початкового кола вони наближались під кутом α_2 , а потім, обрис їхній має змінюватись, згідно з тим напрямом, що його повинно мати течиво для зручного виходу. Через це, коли смок звичайний та кожух має спіральну форму, найпридатнішою формою лопаток і найбільш поширеною буде форма коси, що її зображено на долучуваному рисунку (фіг. 239). Перекрої каналів у цім випадку сами по собі поступінно збільшуються і саме так, що кінетична енергія течива теж поступінно перетворюється на потенціальну з найменшими можливими втратами, а лопатки дістають обрис, відповідний до переходу течива в кожух під найпридатнішим кутом.

Для смока звичайного, але з кожухом коловим, який вже виводиться тепер з ужитку, і, головно, для смоків многосхідчастих, де канали дифузора по суті мають злучати послідовно окремі колеса, виконуючи водно-раз радіальний приблизно підвод течива, лопатки повинні мати подвійну кривину і через це дістають форму, що її зображено на рисунку 238.

Як бачимо, лопатки мають подвійний профіль, що його вживають уже взагалі у всіх дифузорах цього типу, і який являє дуже корисний профіль для нерухомих лопаток, як для того, щоб досягти добрих умов для протікання течива в дифузори, так і щоб перетворювати енергію, а також і змінювати напрям течива, коли воно виходить з цього органу.

Спинімося тепер на залежностях, що мають бути між кутами α_2 і α_1 в дифузори. У розділі VII ми були висували співвідношення [21] для ро-

боти, споживаної смоком за пересмокування одного кілограма течива:

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 = g \frac{H_M}{\eta_2};$$

воно за пересмокування δQ кілограмів течива обернеться, видимо, на таке:

$$\delta Q (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) = g \frac{H_M}{\eta_2} \delta Q,$$

або

$$\frac{\delta Q}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) = \frac{H_M}{\eta_2} \delta Q; \quad [20]$$

підставивши в нього вартості $u_2 = r_2 \omega$ і $u_1 = r_1 \omega$, дістаємо:

$$\frac{\delta Q}{g} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \omega = \frac{H_M \delta Q}{\eta_2},$$

а звідси для моменту, що крутить смок, маємо вираз:

$$M (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) = \mathfrak{M}. \quad [21]$$

У прикладанні до дифузора момент цей прибере вигляду:

$$\mathfrak{M}_0 = M (r_4 c_3 \cos \alpha_3 - r_3 c_2 \cos \alpha_2),$$

коли позначити через r_3 — внутрішній радіус дифузора, а через r_4 — зовнішній, або ще:

$$\mathfrak{M}_0 = M (c_3 b_4 - c_2 b_3), \quad [22]$$

де через M позначено масу течива, а b_4 і b_3 відповідні рамена важелів, на які чинять швидкості c_3 і c_2 .

А як дифузор не повинен зазнавати крутильного моменту, то $\mathfrak{M}_0 = 0$, а тим то

$$c_3 b_4 = c_2 b_3. \quad [23]$$

Якщо позначити тепер

B_2 — висоту каналів дифузора на внутрішнім колі,

B_3 — висоту каналів дифузора на обводі, то, поперше, з рівняння [23]

випливає:

$$\frac{c_3}{c_2} = \frac{b_3}{b_4} = \frac{r_3 \cos \alpha_2}{r_4 \cos \alpha_3}, \quad [24]$$

а, подруге, згідно з законом неперервності,

$$Q = 2 \pi r_3 B_2 c_2 \sin \alpha_2 = 2 \pi r_4 B_3 c_3 \sin \alpha_3, \quad [25]$$

звідки

$$\frac{c_3}{c_2} = \frac{B_2 r_3 \sin \alpha_2}{B_3 r_4 \sin \alpha_3}. \quad [26]$$

Із рівнянь [24] і [26] одержуємо:

$$\frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_3} = \frac{B_2 \sin \alpha_2}{B_3 \sin \alpha_3},$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{B_2}{B_3} \operatorname{tg} \alpha_2; \quad [27]$$

для дифузора рівнобіжного

$$B_2 = B_3,$$

і тоді

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} \alpha_2,$$

або

$$\alpha_3 = \alpha_2 \quad [28]$$

і, виходить,

$$c_3 = c_2 \frac{r_3}{r_4}.$$

А як завжди $r_3 < r_4$, то $c_3 < c_2$.

Для розбіжних дифузорові $B_2 < B_3$, а через це $\alpha_2 > \alpha_3$, і відношення швидкостей можна ще уявити у вигляді:

$$\frac{c_3}{c_2} = \frac{r_3}{r_4} \sqrt{\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2}} \quad [29]$$

або, заміняючи $\operatorname{tg} \alpha_3$ через $\operatorname{tg} \alpha_2$,

$$\frac{c_3}{c_2} = \frac{r_3}{r_4} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{B_2}{B_3}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_2}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2}}. \quad [30]$$

Вище відшукана сталість у рівнобіжнім дифузорові кутів α_2 і α_3 біля входу в нього й виходу, що поширюється, очевидно, і на всі кути, що утворюються в середині його траєкторією руху течива з усіма концентричними колами, показує, що траєкторії ці мають бути логаритмічні спіралі, отже, і обрис лопаток дифузора повинен виконуватись за логаритмічними спіралями; не важко при цім бачити, що рівняння такої спіралі для нашого випадку матиме форму $r = r_3 e^{\varphi \operatorname{tg} \alpha_3}$.

В разі розбіжного дифузора, з огляду на пропорціональне зменшення кутів за переходу від кута α_2 до кута α_3 , не важко було б також показати, що одержувані при цім траєкторії течії течива будуть Архімедові спіралі, якими й повинні бути в данім випадку обрисовані лопатки.

Вирисовування лопаток дифузора змінюється залежно від профілю або обрису, що його призначають лопаткам, цебто залежно від того, чи маємо ми справу з лопаткою форми коси, чи з лопаткою подвійної кривини та подвійного профілю.

Вище вже зазначувано, що, профілюючи лопатки за косою, досягають великої вигоди—можливості спрямувати течиво в кожух у напрямі, незалежним від нього коло входу течива в дифузор, цебто незалежно від напрямку абсолютної швидкості c_2 виходу з робочого колеса. Вода, чи інше течиво йде з такої простої лопатки від дифузора в кожух у напрямі тангенціальній складовій швидкості, яка цілком збігається із спіралюватою формою кожуха. Графічно вирисовують таку лопатку способом, аналогічним з тим, що його зазначено за вирисовування лопаток робочого колеса.

Визначивши число лопаток z_2 дифузора,—завжди ліпше, коли число більше за те, яке має робоче колесо,—і виявивши величину кута α_2 входу в дифузор, обраховують абсолютну швидкість входу c_2 за формулою:

$$c_2 = \frac{Q}{(2\pi r_3 - s_2 r_3) B_2 \sin \alpha_2} \quad [31]$$

і лопаткову відстань

$$t_3 = \frac{2\pi r_3}{z_2}, \quad t_4 = \frac{2\pi r_4}{z_2}$$

коло входу й виходу з дифузора.

Назначивши тепер величину відстані t_3 лопаток на внутрішнім колі дифузора, визначивши кут α_2 та ширину a_3 просвіту каналу біля входу, назначують і цей просвіт, вирисовуючи коло з поперечником a_3 (див. фіг. 239). Вирисовують профіль лопатки, як уже сказано вище, за евольвентою або навіть просто за дугою кола. Поперечника основного кола евольвенти визначають за формулою:

$$d_3 = \frac{z_2 a_3}{\pi} = D_3 \sin \alpha_2, \quad [32]$$

де не зважається на глибину лопаток, тим що профілюємо її в крайній кінцевій точці і не доводимо до внутрішнього поперечника D_3 дифузора.

Біля виходу профіль лопатки обрисовується за дугою кола з довільно вибраного центру, який відповідає, проте, всім доконечним вимогам виконання належного ведіння течива коло виходу з дифузора. Зазначену дугу проводять за умови плавкого супряження її з евольвентою, що обрисовує початок лопатки.

Лопатки подвійної кривини або подвійного профілю обрисовується, як зазначено на фіг. 238, цебто початок лопатки обрисовують так само, як зазначено для лопатки у формі коси, за евольвентою, або ж просто за дугою кола, тимчасом як другу половину обрисовується дугою кола з таким розрахунком, щоб плавко перевести останній елемент каналу в радіальний напрямок коло виходу.

Радять лопатки ставити, трохи відступивши від внутрішнього кола дифузора всередину, бо одержувана при цім щілина між рухомими лопатками й нерухомими, як показує практика, становить чимало зручностей

для плавкого входу струмин течива в дифузор і водночас обмежує висоту кільцевої площини витікання течива ($Q_{\text{ш}}$) між робочим колесом і дифузоровим.

Деякі фірми (Sulzer) воліють у дифузорах багатосхідчастих смоків, замість виходу струмин течива в радіяльній напрямі з дифузора, вихід у вісній напрямі. Висота дифузора в такому випадкові виходить набагато

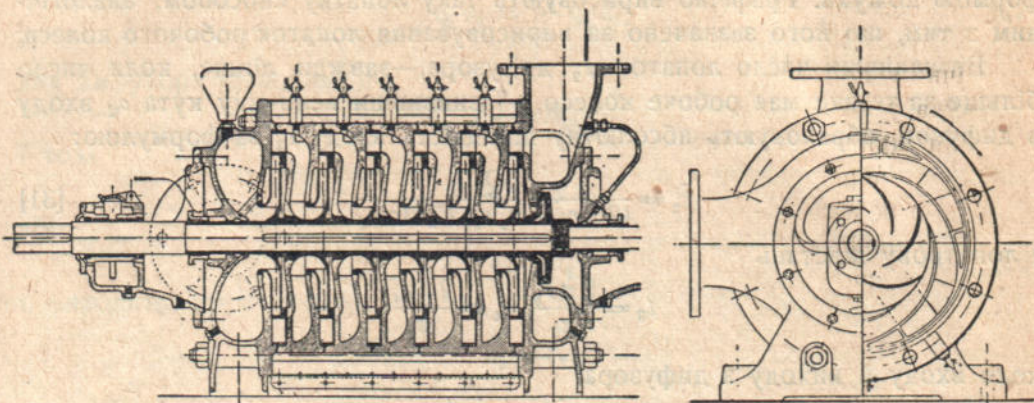


Fig. 240.

побільшена, а зате, навпаки, зменшується його зовнішній поперечник. Смок виходить, отже, загалом беручи, дещо подовжений, але, проте, меншого поперечника, меншої ваги й, либонь, дешевший.

На фіг. 240 зображено багатосхідчастого смока фірми Ferraris—Doria (Неаполь, Італія), в якому застосовано звичайне профілювання дифузора.

§ 5. Обчислення й збудовання кожуха відосередкового смока

Кожух—це орган відосередкового смока до збирання та розширення потоку течива, що виходить з робочого колеса або дифузора; основне призначення його вивести пересмокуване течиво в напірну трубу з відповідним напрямом і швидкістю.

Форма кожуха, щоб відповідати таким вимогам, має бути, отже, така, щоб у ній створилося поступінне й прогресивне збільшення перекроїв. Для цього кожух, природно, не може мати циліндричної форми, але завжди спіралювату для всіх звичайних смоків з одним робочим колесом з дифузоровим або без нього, бо за такого профілювання кожуха, безперечно, складнішого з конструктивного погляду і, виходить, дорожчого, але такого, що ліпше задовольняє вищезгадуваним вимогам, здійснюється видатність смока далеко більша, ніж та, якої досягає смок однакових розмірів, але з кожухом циліндричної форми. У багатосхідчастих смоках кожух дістає форму різноманітну, відповідно до різних умов конструювання:

природно, його профілюють спіралею тільки стосовно до останнього колеса, тимчасом як у решті частин його роблять циліндричним і виготовляють, відповідно до величини колеса, у вигляді двох чи більше частин, злучуваних між собою на різні способи прогоничами.

Особливу увагу має бути приділено в таких смоках на злуку з всисною трубою та напірною з погляду ліпших гідравлічних умов для течива й обмеження різних втрат, сполучених з рухом течива в цих місцях. У багатьох конструкціях заведено злучувати кожух з напірною трубою конічним патрубком або, що звичайніш, профілювати останній елемент кожуха у формі зрізаного конуса. Таким переходом здійснюється зменшення швидкості течива по виході з кожуха, яке має явне завдання полегшити перетворювати кінетичну енергію, що частково вже зменшилася, на енергію потенціальну або тиск, а це може бути надто корисне, в сполучі з чинністю розширення в смоках, де нема дифузора. В кожному разі, хоч як, а профілювання останнього елемента кожуха біля початку напірної труби, циліндричне чи зрізано-конусове, треба вести завжди так, щоб швидкість течива, виходячи з смока, не перевищувала 2—4 м/сек, цебто звичайної швидкості течива у трубопроводах устав з відосередковими смоками.

У більшості злягод висоту кожуха не роблять сталу, бо це призвело б до застосування перекроїв, більш-менш* прямокутних, що не зовсім було б придатне для доброго узгодження з напірною трубою (колового перекрою); тим то звичайніше надавати йому колового перекрою, що змінюється в простій лінійній пропорції, цебто в припущенні, що пересічна швидкість лишається незмінна вповдовж усіх перекроїв кожуха.

За намагання, як побачимо далі, а воно цілком здійснимо на практиці, вдержати в кожному перекрої пересічну швидкість течії течива сталою, потрібні перекрої кожуха становлять функції подавання, як остання зростає за лінійним законом від нуля до повної подачі смока, то за тим таки законом мають змінюватись поперечники, що стосуються до послідовних перекроїв кожуха.

Часто буває, що обрисовують профіль кожуха Архімедовою спіралею, для якої рівняння буде: $R = r\varphi$.

Вирисовується її так: визначаємо поперечник D_n , що відповідає початковій напірної труби смока у функції повної подачі останнім Q і швидкості в трубі c_n , яку бажано здійснити для течива коло виходу з смока, за формулою

$$D_n = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_n}}$$

Далі, обчислюємо величину радіуса r основного кола, в якого центр у точці O , як зазначено на фіг. 241, що збігається з віссю смока, за формулою

$$r = \frac{D_n}{2\pi}$$

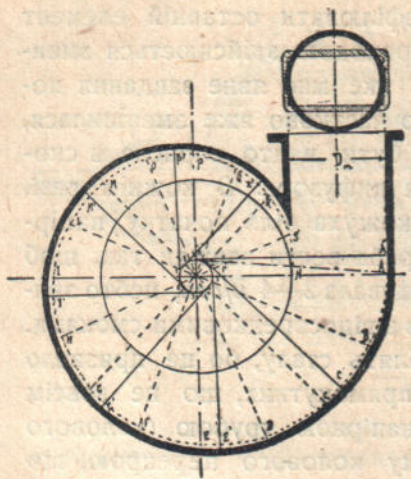
А як, згідно з рисунком,

$$\begin{aligned} r\varphi &= ON \\ r(\varphi + 2\pi) &= OA, \end{aligned}$$

матимемо ще

$$r = \frac{AN}{2\pi},$$

цебто профіль кожуха можна вирисовувати приблизно для секторів на 45° дугами кіл, центри яких вибираються на обводі радіусу r , як зазначено на рисунку.



Фиг. 241.

Саме вирисовування провадять так: починаючи од відомої точки A , будують дотичну OI , дістають центр 1, що стосується до першої дільниці дуги кола, яка закінчується при 22° . Зсуваючись послідовно на 45° по колі радіусу r (або радіусу основного кола), одержуємо послідовно точки 2, 3, 4...; беручи їх за центри, вирисовуємо послідовно різні дільниці профілю до злучення з останнім елементом кожуха, циліндричним або зрізно-конічним, відповідно до застосованої форми злуки з напірною трубою.

Набагато простіш виходить наближене обрисовування профілю, назначивши, як показано на фиг. 241, виходячи з точок 1, 2, 3,

4... дуг на 45° на основнім колі обводу $2\pi r = D_n$, промені:

$R + D_n$ на точку A''	$R + \frac{1}{2} D_n$ на точку I
$R + \frac{7}{8} D_n$ " " C''	$R + \frac{2}{8} D_n$ " " M'
$R + \frac{3}{4} D_n$ " " E''	$R + \frac{1}{4} D_n$ " " P'
$R + \frac{5}{8} D_n$ " " G''	$R + \frac{1}{8} D_n$ " " R'

де R означає радіус обводу дифузора або робочого колеса, коли б дифузора не було, і обрисовуючи профіль низкою дуг кола.

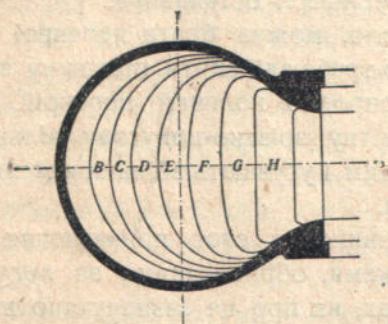
Назначивши першим-ліпшим способом профіль кожуха, треба перевірити різні перекрої кожуха на підставі припущених умов протікання, цебто гіпотези незмінної пересічної швидкості течива вповодж різних його перекроїв. Це призводить звичайно до відміни в кривій профілю, яка йде віддаляючись од ходу нарисованої Архімедової спіралі.

Виходячи з гіпотези, що пересічна швидкість лишається незмінна вповодж різних перекроїв кожуха, коли Q — повна подача смока, цебто та, що відповідає перекроєві AN , дістанемо відповідно:

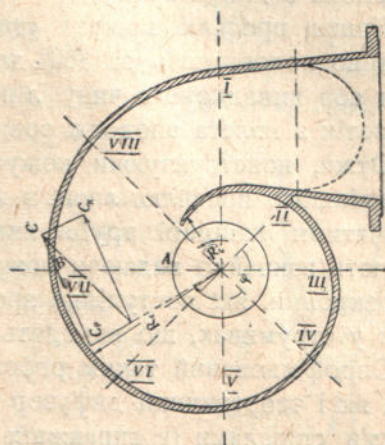
в перекрої CO — $\frac{7}{8} Q$	в перекрої IO — $\frac{4}{8} Q$
" " EO — $\frac{6}{8} Q$	" " MO — $\frac{3}{8} Q$
" " GO — $\frac{5}{8} Q$	" " PO — $\frac{2}{8} Q$
в перекрої RO — $\frac{1}{8} Q$.	

Вирисовуючи тепер профіль перекроїв $A, B, C, D, E, F, G, H, I, M, P, R, N$ в функції подавання, дістаємо, відповідно до її зменшування, низку послідовно сплющуваних перекроїв (фіг. 242), що призводить завжди до віддалювання профілю кожуха від зазначуваної вище його форми.

Така незбіжність розглядуваних профілів показує, безсумнівно, навіть коли дотримуватись закону сталості пересічної швидкості течива вповдовж кожуха, на невідповідність його закону $R=r\varphi$ для вирисовування профілю й на малу придатність колових перекроїв до поставлених вимог протікання течива вповдовж кожуха; тим то названій форми перекроїв, хоч і конструктивно-простої, слід по змозі уникати в конструкції відосередкових смоків.



Фіг. 242.



Фіг. 243.

Припущення рівності пересічної швидкості течива в різних перекроях кожуха, що дає останньому перекрої, які зростають пропорціонально із зростанням дуги випуску течива, не справджується.

На ділі, під впливом відосередкової сили, що чинить на кожен окрему часточку течива, коли воно тече, наслідуючи периферичній складовій абсолютній швидкості виходу, тиск у кожному перекрої кожуха має такий закон розподілу, за яким він зростає від внутрішніх точок A до зовнішніх B (фіг. 243), тимчасом як швидкість меншає відповідним чином від внутрішніх точок до зовнішніх.

У наслідок цього, коли б навіть умовину руху течива ($c_3 = \text{const}$) вповдовж зовнішньої периферії дифузора або колеса, якщо в смока нема дифузора, і який (рух) становить доконечну умовину для правильного функціонування смока виконали, то пересічна швидкість течива, що її дістають обчисленням, буде, природно, то менша, що ширший перекрій, цебто прогресивно зменшуватиметься вповдовж кожуха до початку напірної труби.

Візьмімо тепер для течії в кожусі таке співвідношення, що його

дав проф. Pfaff, застосовуючи теорему Bernulli до течії, яка відхиляється:

$$c_{k_n} \cdot R = K,$$

і яке показує, що пересічна швидкість змінюється вповдовж кожуха обернено до радіусу кривини. Із нього випливає:

$$K = c_{2_k} \cdot \frac{D_2}{2}$$

для смока без дифузора,

$$K = c_{3_k} \cdot \frac{D_4}{2}$$

для смока з дифузором.

Крива профілю кожуха становить, отже, логаритмічну спіралю, яку звичайно подовжують за 360° для того, щоб уникнути повороту течива назад або випадкового чину ліній течії, що обтікають кожух, на вихідний потік з колеса вповдовж зовнішньої периферії останнього.

Отже, конструюючи кожух, очевидно, можна брати перекрої першого-ліпшого профілю, лише в кінці його треба здійснити придатну злуку з початком напірної труби, яка має природно коловий перекрій. Так злучують звичайно надаючи кожухові помітну зрізано-конусову дільницю з перекроями, які поступінно зростають, цим і усувають збільшення швидкості у струминах, що виходять із смока.

Спрофільований таким робом кожух виконує своє призначення так само, як і теоретичний дифузор з лопатками, обрисованими за логаритмічними спіралями (в справжніх дифузорах, як про це зазначувано вище, дугу логаритмічної спіралі звичайно замінюється на багато коротшу евольвенту), цебто цілком відповідає його характеристичному функціонуванню.

Другий спосіб, строго точний, що його запропонував Kucharski¹⁾, й що становить визначення за точками зовнішнього профілю кожного перекрою кожуха, надто довгий та складний, тим то для звичайних випадків практики він не зовсім зручний.

Суть обрису має за основу співвідношення

$$c_k = \frac{K}{R} = R \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \quad [33]$$

і як меридіональну швидкість можна подати у вигляді

$$c_p = \frac{dx}{dt},$$

де через x позначають довжину струминки, що тече вповдовж меридіонального перекрою, то

$$dt = \frac{dx}{c_p},$$

¹⁾ Kucharski, W. Strömungen einer reibungsfreien Flüssigkeit bei Rotation fester Körper. München. 1918.

а після підставлення вартости $dt = \frac{R^2 d\varphi}{K}$

$$d\varphi = \frac{K \cdot dx}{R^2 c_p},$$

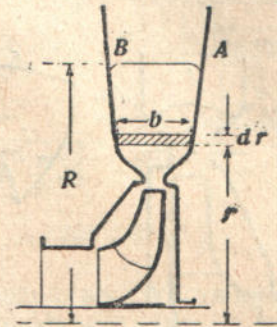
цебто

$$\varphi = K \int_{R_i}^{R_e} \frac{dx}{c_p R^2}, \quad [34]$$

де R_i —радіус, що стосується до початку спіралі, R_e —радіус, що стосується до зовнішнього обрису перекрою, оце розглядуваного.

Визначити кут φ в функції радіусу R за Kucharski'м графічним способом, потім визначати величини меридіональної швидкості c_p графічними способами математичної гідродинаміки це, видима річ, дуже забарна й складна справа.

Спосіб досить точний і далеко простіший запропоновано від Pfeleiderer'a¹⁾; він становить дотримання обрисів AB (фіг. 244) різних меридіональних перекроїв кожуха спочатку прямолінійними та рівнобіжними осі смока, а потім бажану криву радиться так вирисувати, щоб вона залучувала просту.



Фіг. 244.

Розгляньмо котрийсь перекрій кожуха, що відповідає центральному кутіві φ , вимірюваному від початку спіралі, і в нім поверхневий елемент $df = b dr$, вміщений між незмінними меридіональними лініями бічної поверхні кожуха, що відповідає дуже невеликій зміні dr радіусу r .

Крізь оцю елементарну площу з нормальною швидкістю $c_k = \frac{K}{r}$ протікає елементарна кількість течива

$$dQ_\varphi = dfc_k = \frac{b \cdot drK}{r};$$

інтегруючи останній вираз в границях R_i і R_e , маємо:

$$Q_\varphi = K \int_{R_i}^{R_e} \frac{b \cdot dr}{r} \quad [35]$$

—величину, що збігається з тою кількістю течива, яка витікає вдовж зовнішньої периферії колеса, яка відповідає центральному кутіві φ ; кут цей

¹⁾ Pfeleiderer. Die Kreiselpumpen. Berlin, 1924, стор. 115 і далі.

дається співвідношенням $Q_\varphi = \frac{\varphi^\circ}{360} Q$, де φ означає виміряну на градусах вартість φ . Зіставляючи обидві вартості, знаходимо:

$$\varphi^\circ = \frac{360 K}{Q} \int_{R_i}^{R_e} \frac{b \cdot dr}{r}. \quad [36]$$

Із цього співвідношення можна легко висувати криву профілю кожуха, назначаючи, в системі ортогональних координат, відповідно до абсциси r , величину $\frac{b}{r}$, яка відповідає бічному профілеві кожуха, як ординату.

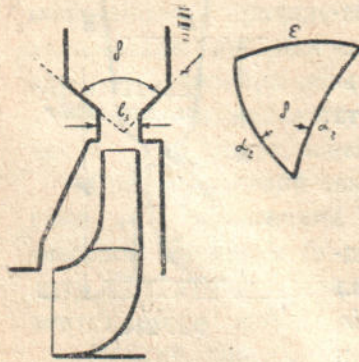
Названий профіль вибирають з кутом такого розбігу, щоб задовольнити найліпші вимоги розширу для струмини, що витікає з дифузора й колеса, цебто має відповідати вимогам, поданим вище стосовно до дифузора.

На ділі, в наслідок того, що плинні струмини коло входу в кожух мають напрям дуже близький до периферії, для звичайних невеликих величин кута α_2 , справжній кут розширу ε ліній течії набагато менший за кут (δ) розширу за Pfleideger'ом, визначуваного співвідношенням:

$$\cos \delta = \frac{\cos \varepsilon - \cos^2 \alpha_2}{\sin^2 \alpha_2}, \quad [37]$$

що його висновується на підставі властивостей сферичного трикутника (фіг. 245), для якого, очевидно, маємо:

$$\cos \varepsilon = \cos^2 \alpha_2 + \sin^2 \alpha_2 \cos \delta. \quad [38]$$



Фіг. 245.

А як в останніх співвідношеннях α_2 із збільшеною шириною b_3 меншає, то кут розширення ε меншає підчас протікання крізь розшир, доки δ лишається однакою. Тим то, для нього можна безпечно брати величини, вищі за ті ($20^\circ \div 25^\circ$), що беруть їх для кутів розширення в каналах розширливих.

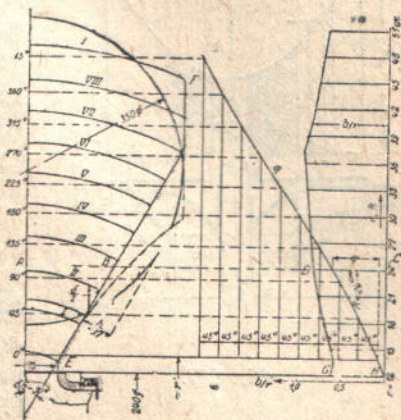
Далі, слід мати на увазі, що навіть посталый відрив струмини має другорядний вплив на складову c_k швидкості, отож, особливого інтересу не становить, тимчасом як відміна швидкості c_p , на якій цей відрив сливе винятково позначається, мало важить. Тим то, звичайно тут на верхній край (ε) не так пильно звертають увагу, як це належало для прямого апарату.

Поверхня, що міститься між ординатами, які стосуються до R_i і R_e , становить величину відшукуваного інтеграла, отож, у наслідку невідмінно відповідно до кожної величини R_e визначають відповідну величину φ . Тому, назначивши криву φ , як це виразно подано на фіг. 246, і побудувавши за нею дві діаграми, що стосуються до кривих обрисів кутових перекроїв

кожуха, радіальні проекції яких на меридіональний перекрій зображено на фігурі, природно доходимо до висновку, що ці замкнені поверхні до-рівнюють тим обмеженим відповідним прямолінійним профілям, що їх взято на початку.

Для $b = \text{const}$ виходить, як можна передбачити, логаритмічна спіраль.

Далеко складніш вирисовувати злуки приграничного перекрою кожу-ха з таким же колового перекрою напірної труби смока, що його нане-сено на рисунок крапчачком, бо не завжди легко уникнути за такого об-рису кожуха, навіть коли останній має зрізаний конус, деякого повтор-ного пришвидшування вихідної швидкості, рівняючи до тої, що має бути в дійсності; причина полягає в тім, що в кінцевім пе-рекрої кожуха розподіл швидкостей ціл-ком нерівномірний, тимчасом як у почат-ковім перекрої напірної труби більш-менш рівномірний розподіл швидкостей (річ ясна, що рівномірність розуміється стосовно до центру перекрою і не становить абсолютну течії). Така трудність надто сильно ви-являється в смоках ультра-швидкорушних, де в кінцевім перекрої кожуха розміри мо-жуть сягати часом незвичайних величин. На ділі, через вплив тертя, зовнішні стру-минки, шлях яких набагато більший від шляху внутрішніх струминок, дістають чималого зменшення швидкості проти того, що виходить за обчисленням. Тим то може бути вигідно далі роз-ширити кожуха. Опріч того, обрис кожуха, виконаний зазначеним спосо-бом, має певний корисний ефект лише для певного відношення $\frac{Q}{K}$, цебто



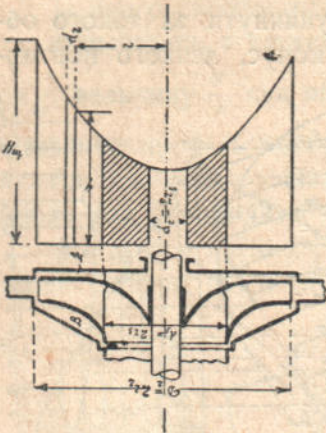
Фіг. 246.

для даного співвідношення $\frac{c_p}{c_k}$, інакше кажучи, даного кута α , що, певна річ, стосується до умовини функціонування смока за безударного входу. Для інших умов експлуатації кожуха, що, проте, буває й для дифузора, наслідки бувають не завжди досить пропорціональні.

§ 6. Вісний тиск у відосередкових смоках, заходи до його зменшення і обчислення та злагода опірних частин вала

У кожнім відосередковім смокові на робоче колесо чинить у віснім на-прямі певна сила, яка постає від того, що як тиски на обидва ободи, так і вхідні й вихідні швидкості в колесо відмінні своєю величиною. Щодо чинности ваги, то вона має силу лише в смоках з прямовисним валом. Чин вісного тиску, звісно, відмінний в радіальних і вісних смоках.

У радіальних смоках, видима річ, тиск на верхній обід (простір A фіг. 247) має бути більший від тиску на нижній обід (простір B), бо поверхня верхнього ободу більша за поверхню нижнього ободу. Щоб визначити ці тиски, ми повинні знов уявити собі, що вода, яка міститься в оцих просторах, обертається разом з колесом з кутовою швидкістю, яка дорівнює половині кутової швидкості обертів колеса. Водяні параболоїди, що постають тоді, і дадуть нам змогу обчислити шукані тиски, при цім можна зробити спрощуюче, цілком можливе, припущення, що колова щілина між робочим колесом і кожухом не спричиняє помітного дроселювання води, яка проходить крізь цю щілину, а відповідно до цього на обох крайках щілини щільний тиск буває однаковий і дорівнює вище відшуканій вже вартості:



Фіг. 247.

$$H_{\text{ш}} = H_m - \frac{c_2^2}{2g}. \quad [39]$$

У наслідок обертання води, тиск розподіляється по обох обіддях за законом параболоїда, як зазначено на рисунку, при чім гранична вартість його біля країв обідь дорівнює $H_{\text{ш}}$. На першім-ліпшій колі радіусу r , який має обводову швидкість $u = r\omega$, тиск, через це, буде виражений

$$h = H_{\text{ш}} - \frac{\left(\frac{u_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{u}{2}\right)^2}{2g} = H_{\text{ш}} - \frac{\omega^2}{8g}(r_2^2 - r^2). \quad [40]$$

Припускаючи тепер, з деяким наближенням, що на обох обіддях тиск розподіляється цілком однаково, ми знайдемо, що вислідний вісний тиск на колесо виявляється тільки тиском на кільцеву поверхню зовнішнього радіусу r_3 , який становить радіус внутрішньої щілини, та внутрішнього радіусу r_6 , що являє радіус утулка, і має величину

$$P_1 = \delta \int_{r_6}^{r_3} 2\pi r dr \cdot h = 2\pi \delta \int_{r_6}^{r_3} \left[H_{\text{ш}} - \frac{\omega^2}{8g}(r_2^2 - r^2) \right] r dr = \delta \pi (r_3^2 - r_6^2) \times \\ \times \left[H_{\text{ш}} - \left(r_2^2 - \frac{r_3^2 + r_6^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8g} \right]. \quad [41]$$

Окрім того, треба ще взяти до уваги реактивний чин течива, яке підходить до робочого колеса з швидкістю v_s у віснім напрямі і змінює під час входу в нього цю швидкість на радіальну; видима річ, верхній обід називатиме при цім тиску P_2 , що спрямований у зворотний бік, коли рівняти до тиску P_1 , і що дорівнює $P_2 = \frac{\delta Q}{g} v_s$.

Отже, повний вислідний тиск на робоче колесо відосередкового смока буде остаточно:

$$P_0 = P_1 - P_2. \quad [42]$$

У вісних смоках треба звернути увагу на те, що щільний тиск не розподіляється рівномірно по вихідній поверхні колеса, не розподіляється параболоїдом обертання, але в напрямі до осі обертання спадає далеко більше, бо здійснюється закон площ, і, таким робом, $r c_2 \cos \alpha_2 = \text{const}$. А що меридіональні складові швидкості можна вважати за однакові, то тиск у щілині в данім випадку на відстані r від осі виявиться як

$$H_{щ} = H_{щ_3} \frac{c_2^2 \cos^2 \alpha_2 - c_{23}^2 \cos^2 \alpha_{23}}{2g}, \quad [43]$$

заводячи значок (3) для зовнішнього обводу робочого колеса, або тим що

$$c_2 \cos \alpha_2 = c_{23} \cos \alpha_{23} \frac{r_3}{r},$$

то

$$H_{щ} = H_{щ_3} - c_{23}^2 \frac{\cos^2 \alpha_{23}}{2g} \left(\frac{r_3^2}{r^2} - 1 \right). \quad [44]$$

Тим то вісний тиск буде:

$$P_1 = \delta \int_{r_6}^{r_3} H_{щ} 2\pi r \cdot dr = \delta H_{щ_3} (r_3^2 - r_6^2) \pi - \pi \delta \frac{c_{23}^2 \cos^2 \alpha_{23}}{2g} r_3^2 \times \\ \times \left(2lg \frac{r_3}{r_6} + \frac{r_6^2}{r_3^2} - 1 \right). \quad [45]$$

Якщо ширина лопаток біля входу й виходу відмінна, то в наслідок зміни меридіональної швидкості з $c_1 \sin \alpha_1$ на $c_2 \sin \alpha_2$ постає додатковий вісний тиск:

$$P_2 = \frac{\delta Q}{g} (c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1). \quad [46]$$

і, виходить, повний вісний тиск буде вже

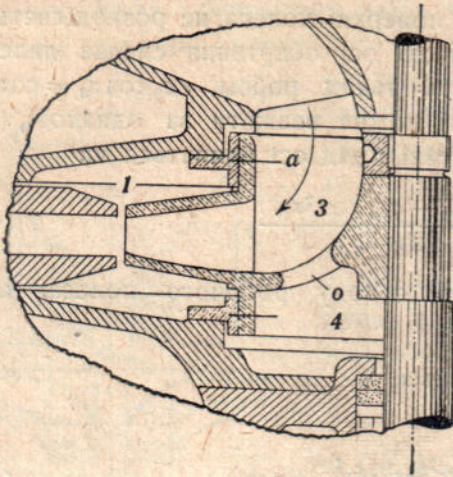
$$P_0 = P_1 + P_2. \quad [47]$$

Такими способами можна завжди більш-менш точно обчислити вісний тиск у відосередкових смоках.

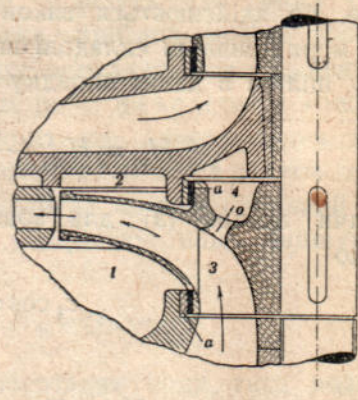
Цей вісний тиск, що може сягати в многосхідчастих смоках чималих величин і призвести до серйозних ускладнень підчас злагоджування опірних частин, намагаються завсіди якимись конструктивними заходами по змозі зменшити, коли не усунути геть.

В односхідчастих, напр., смоках цього можна домогтися тим, що те-

чиво підводять до колеса з обох боків, при чім саме колесо виготовляють цілком симетрично щодо середньої площини, сторчової осі (див. фіг. 85). Таке двобічне підведення води, звісно, придатне й в двосхідчастих, трисхідчастих і т. д. смоках. Є й інші способи, так, фірма Jäger et C^o (Leipzig-Plagwitz) усовує вісний тиск, злягоджуючи в кожнім ободі дві пари щілин з про-

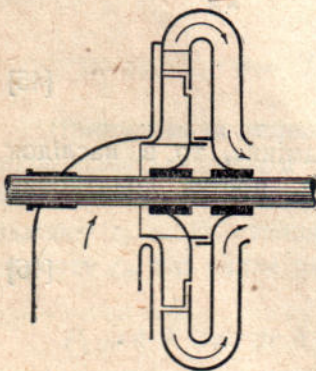


Фіг. 248 а.



Фіг. 248 б.

шліфованими кільцями *aa* (фіг. фіг. 248 а, б) та отвір *o* у верхнім ободі колеса; через відповідне розміщення щілин, тиски в просторах 1 і 2 устанавляються, видима річ, однакові; так само завдяки отворові *o*, однакові



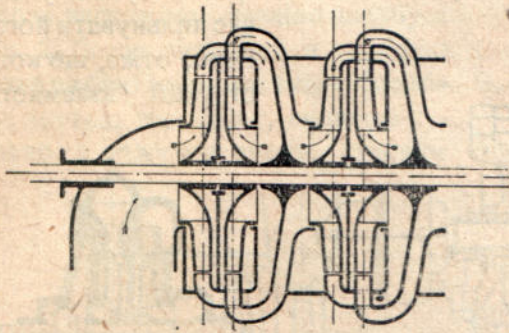
Фіг. 249.

стають тиски в просторах 3 і 4, і таким робом вісний тиск сливе зовсім усувається або, принаймні, набагато зменшується. Цього таки способу фірма Jäger i C^o вживає і для многосхідчастих смоків. Друга знана фірма Rateau, щоб усунути вісний тиск, застосовує іншого способу, який полягає в тім, що радіяльний розмір заднього ободу колеса смока робить менший супроти радіяльного розміру переднього ободу (фіг. 249). Замість же тієї частини ободу колеса, що її бракує, подовжує стінку напрямного апарату. За відповідного зменшення стінки можна чимало зменшити вісний тиск, хоч зовсім усунути його цим способом, як і Jäger'овим способом, проте, не вдається¹⁾.

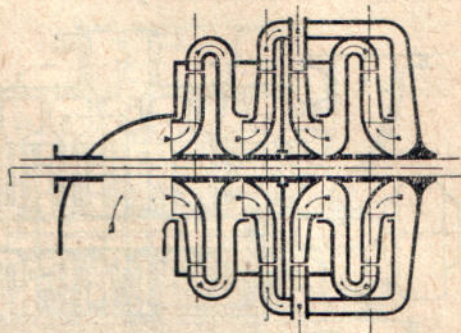
Дуже близький ідеєю до способу Rateau спосіб Lange подовжувати аналогічним робом передній обід колеса в радіяльнім напрямі, але він супроти способу Rateau ніяких переваг не має. Деякі фірми, щоб усунути вісний тиск у многосхідчастих смоках, вдавалися до взаємно-су-

Gottschling. Über Entlastungsvorrichtungen bei Zentrifugalpumpen. Die Fördertechnik. 1909. N. 5.

протилежного ставлення кожної пари коліс на валі. Фіг. 250 показує одне з можливих розміщень такого роду. Однак, при цім виходить дуже складний шлях течива в смокові, а саме виконання потребує дуже старанної об-



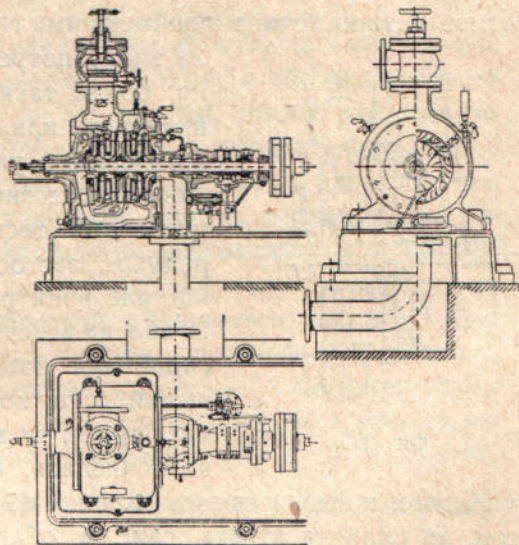
Фіг. 250.



Фіг. 251.

робки та установлення напрямного апарату, а також і старанного виконання злучних колін.

У наслідок зазначених причин про конструкцію цю були непохвальні думки, і якийсь час її майже зовсім кинуту, але тепер її знов починають вживати. За зазначеною схемою розміщення коліс, між іншим, фірма Sulzer'a будує відосередкові смоки для дуже великих потужностей. Застосовується спосіб усувати вісний тиск також розміщенням окремих груп коліс одної проти одної, як показано схематично на фіг. 251. За такою схемою, між іншим, буде смоки фірма Rateau (фіг. 252). За такою ж схемою фірма Escher-Wyss збудувала смок для живлення казанів; цього смока зображено в розрізі на фіг. 253. Практика показала, однак, що все ж отак добитись цілковитого усунення вісного тиску не вдається; завжди в цих випадках доводиться долучати додаткові пристрої у формі, напр., об'легчувальних толоків.

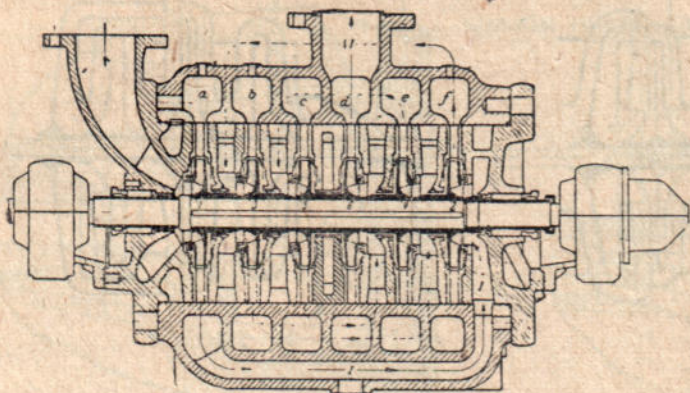


Фіг. 252.

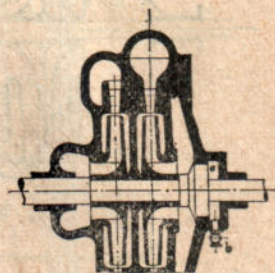
Такий об'легчувальний толоч Sulzer'ової системи подано, напр., на фіг. 254. Толоч має невелику щілину довкола себе, отож, підчас обертання його течиво надходить і в простір α , де одержується таким робом такий самий

тиск, як і перед толоком. Відкриваючи гранта (*b*), можна течно випускати з простору *a* й тим зменшувати тут тиск. Отже, можна регулювати обтяження і толока. Річ ясна, що тут за умову доброї роботи такого толока править достатня уважність особи, що пореє смок, вона мусить увесь час пильнувати його.

Ясно, отже, що конструкції взаємного

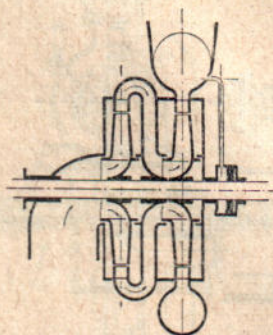


Фіг. 253.



Фіг. 254.

протиставлення коліс або груп їх із складним ведінням течива й з зазначуваними допіру толоками знов кинуту, і більшість фірм знов перейшли виключно на пряме послідовне розмішування коліс; таке розміщення дає найпростіше ведіння течива з найменшими гідравлічними втратами. Але тоді поста-ла знову потреба вживати заходів проти вісного тиску, бо за таких великих величин останнього, які виникали при многосхідчастих смоках, сприймати його самими упорними вальницями неможливо було. Доводилося знов придумувати пристрої, щоб зменшити цей тиск. Із таких пристроїв зазначмо, передусім, застосування також об'легчувальних толоків, але вони робили автоматично, а пристроювано їх або на всиснім або на напірнім боці смока, і вони сприймали повний напірний тиск, цим і усувався вісний зсув коліс. Кожний об'легчувальний толок має, проте, ту хибу, що його не можна досить точно обчислити, бо втрата крізь щілину в окремих

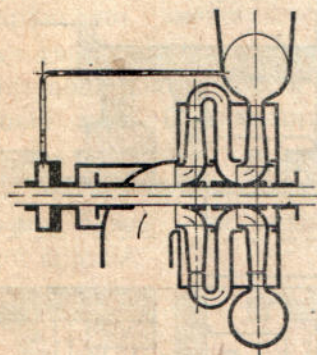


Фіг. 255.

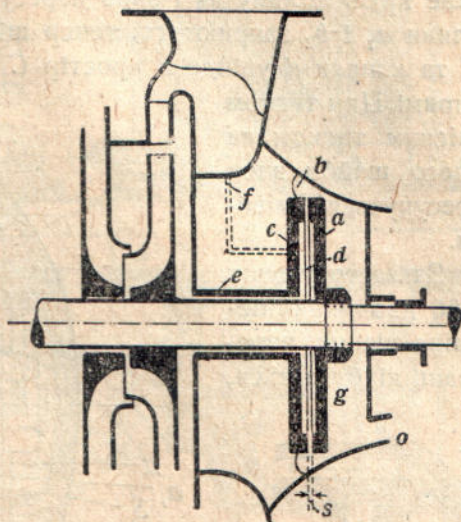
ущільних кілець і самого толока не може бути точно визначена. Тимчасом, ця щілинна втрата саме в об'легчувальних толоках має незвичайну вагу, бо через неї об'легчувальний чин толока часом може стати цілком ілюзорним. Фіг. 255 являє об'легчувальний толок на напірнім боці смока, а фіг. 256 такий самий на всиснім боці. В обох злагодах простори позад толока здебільшого злучені з всиснім простором смока, тимчасом як простори перед толоком злучені з кінцевим напірним простором смока. В обох випадках, таким робом, на однім боці толока найбільший тиск, а на дру-

гім порожня. Щілинні втрати за такого розпологу об'єднувального толока, природно, чималі.

Досконаліший спосіб усувати вісний тиск тепер—це застосування так званих об'єднувальних шайб. Принцип чину цих шайб такий. Нехай на валові насаджено насліпо шайбу *a* (фіг. 257), що міститься в середині смока на боці високого тиску. Шайба *a* з другою шайбою *c*, вилитою суцільно з кожухом смока, створює



Фіг. 256.



Фіг. 257.

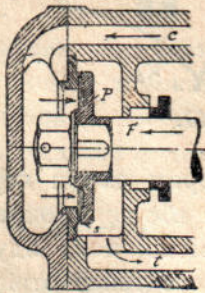
кільцевий простір *d*, що злучується з внутрішнім простором смока через щілину *b*; в простір *d* через вузьку циліндричну щілину *e* або через окрему трубку *f* надходить течиво з напірної труби, при чім, звісно, вона йдучи втрачає частину напору. Простір *g* позад шайби *a* злучує тепер отвір *o* з атмосферним повітрям. Ширина щілини *s* між шайбами, а поряд із тим і опори підчас протікання, що їх має зазнавати вода за переходу з простору *d* в простір *g*, будуть за вісного переміщення вала більші або менші. В наслідок цього, в просторі *d* за переміщення вала ліворуч, коли ширина *s* стане менша, а, виходить, опір течії збільшиться, постане збільшення тиску; за переміщення вала праворуч, коли *s* побільшає, а виходить, опір течії зменшиться, постане, навпаки, зменшення тиску. Отже, в просторі *d* завжди установлюватиметься той тиск, який буде в рівновазі з тиском, що робить вісне переміщення. Звісно, поверхня шайби має бути більша від $\frac{P_0}{P_n}$, де P_0 —вісний тиск, а P_n напірний тиск. Як видно з поданих міркувань вал смока підчас роботи робитиме невеликі коливання то праворуч, то ліворуч, але коли правильно вибрано розміри шайби, ці переміщення не перевищують декількох часток міліметра.

За зазначеною схемою будується, напр., зняття коліс смоків Sulzer'ової системи. Злагоду зняття шайби Sulzer'a подано на фіг. 258.

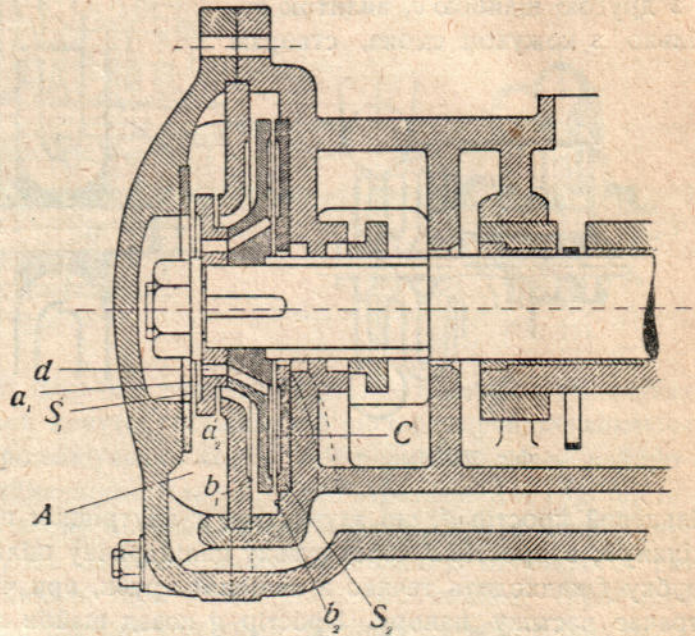
Ще доцільніші та чутливіші є зняття шайби двочинні. Одну з таких

шайб фірми Jäger & Co зображено на фіг. 259. Як видно з рис., тут є дві шайби S_1 і S_2 , при кожній з них є дві щілини a_1, a_2 і b_1, b_2 . Якщо вісний тиск на колесо пересуне шайби ліворуч, цебто щілини a_1 і b_1 закриються, то щілини a_2 і b_2 відкриються. Напірна вода, що міститься в просторі A , просякне крізь щілину a_2 і знов пересуне шайби й вісь праворуч; через це щілини a_2 і b_2 закриються; тепер щілина a_1 відкриється, напірна вода крізь неї та канали d увійде в простір C і натискуватиме на шайби в протилежнім напрямі. Цим тиском і вісним тиском на колесо шайби знов пересунуться ліворуч.

За застосування шайб двочинних переміна вісних пересувань відбувається,



Фіг. 258.



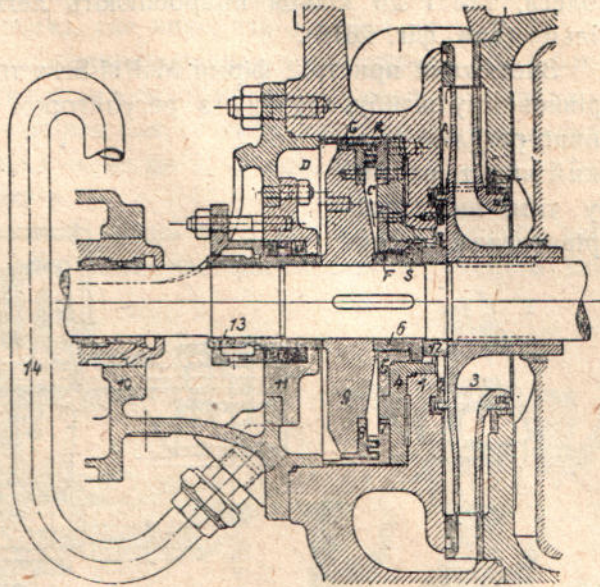
Фіг. 259.

видима річ, швидше, а самі пересування бувають менші, ніж за звичайних шайб.

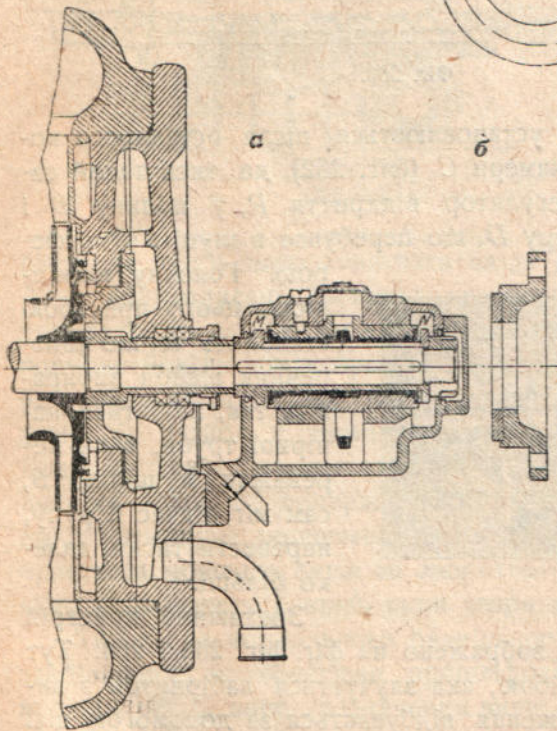
На фіг. 260 зображено знятяжний пристрій фірми Weise Söhne (Halle a. S.). Шайба 9, що має лабіринтовий стик 8—7 із стінками знятяжної камери, несе на собі ще злучника S , між яким і нерухомою частиною F є невеликий кільцевий люз; люз цей служить для проходу течива, що надходить крізь люзи A й B із напірної труби, яка керує знятяжним пристроєм. Нехай тепер вал смока, під впливом вісного тиску, пересунеться праворуч, тоді, ясна річ, відкриється отвір між S і F , і течиво під певним тиском p_m із напірної труби просякає в камеру C . Якщо поверхня шайби набагато більша від вхідної поверхні колеса, то пересунеться ліворуч, закриваючи отвір між S і F та зсовуючи вал у первісне положення. Під час зазначеного пересування шайби d відкривається кільцева щілина k стику 7—8, крізь яку течиво під тиском p_m переходить у камеру, що міститься ліворуч шайби d , звідки йде до виходу. Шайба d тоді знов пере-

сувається праворуч під впливом вісного тиску, який знов збільшився, отже, починається новий цикл роботи знетяжного пристрою.

Застосування двох місць для дроселювання зменшує втрату течива й дозволяє вживати великих щілинних ширин; але водночас воно збільшує вісне пересування. Остання хиба, щоправда, усувається або, принаймні, зменшується завдяки двобічному змінненню, бо зміна обох щілин чинить в однаковій мірі. При зношуванні радіальної щілини втрата течива, звісно, зростає, а це, природно, буває і за циліндричної щілини.



Фіг. 260.



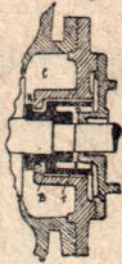
Фіг. 261.

У знетяжнім пристрої фірми Escher Wyss & C^{ie} особливої шайби нема, бо обидві їх передбачено на задньому боці останнього колеса. Зовнішню щілину (фіг. 261а) утворює кільце *F*, що входить у відповідну гару й має незмінний перекрій, внутрішня ж щілина *G* разом з положенням робочих коліс змінюється так, що в просторі між обома щілинами є тиск, потрібний на те, щоб одержати положення рівноваги. Коли зовнішня щілина *F* досить вузька, що, звісно, може викликати сумнів, через зношування, то втрата течива мала й саме пересування не велике. Щоб знос щілини *G* легко можна було

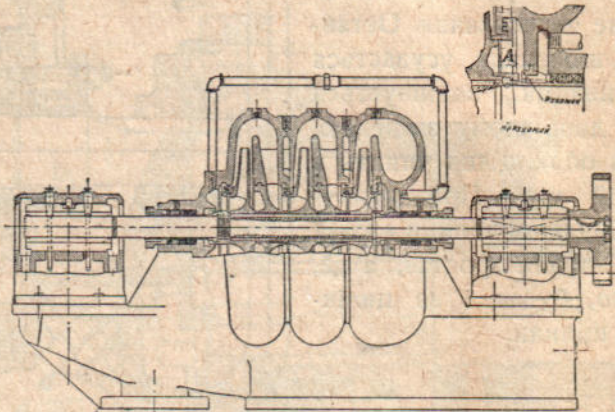
перевірити, у вальниці передбачені гребені *M* і *N*, притискання їх у ту ж мить позначиться загріванням лівого боку вальниці, а це значить, що

треба ставити нову щілину. Це переводять, усуваючи деякі вкладені мідні шайби. Якщо ж можна сподіватися сильнішого зношування, то як до колеса, так і до кільця прироблюють легко змінювані додаткові мідні кільця (див. фіг. 2616).

Знетяжний пристрій фірми Maffei-Schwartzkopf-Werke (Berlin) становить зрівноважну шайбу, злучену з регулятором закривання; останній автоматично регулює тиск, який чинить на шайбу, тим, що зовсім зрівноважує вісний

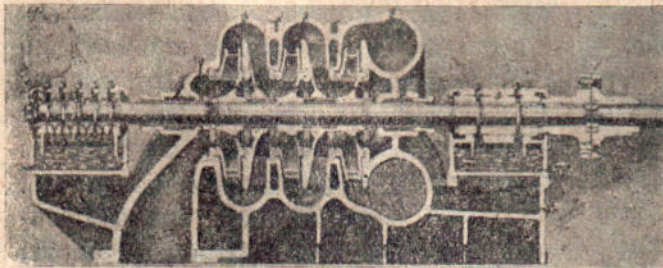


Фіг. 262.



Фіг. 263.

тиск на колесо. Шайбу, природно, установлюється після останнього колеса смока; течиво проходить з камери *C* (фіг. 262), де тиск такий самий, як і в напірній трубі, крізь регулятор відкриття *R*, у щілину *B* і крізь регульовану щілину *F* в камеру *D*, що перебуває в злучі з атмосферою.



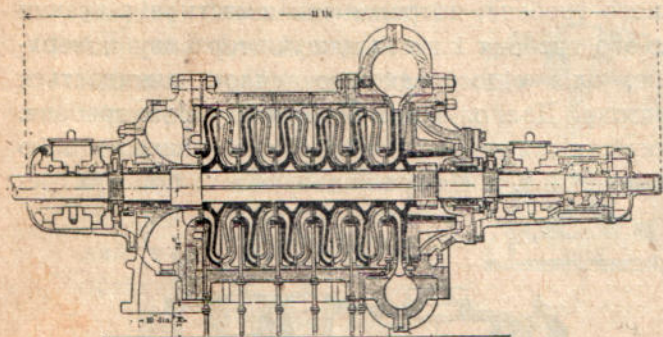
Фіг. 264.

Головну відмінність цього пристрою становить те, що поперечник шайби вибирають так, щоб тиск напірної труби, який переважає в щілині *B*, сам міг, підчас її руху, перевести тиски, далеко більші.

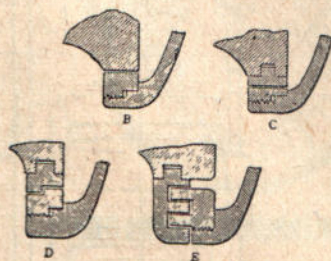
Знетяжний пристрій фірми De Laval Steam Turbine Co зображено на фіг. фіг. 263 і 264. Тут останнє колесо смока злучене з шайбою, яка злучується лабіринтом з виступною стінкою кожуха; зрівноваження відбувається за допомогою цієї лабіринтової щілини та другої нижньої, розміри останньої змінюється рухом робочого колеса. На фіг. 263 вгорі праворуч показано деталь цих щілин, при чім головне дроселювання води, що витікає з камери *A*, а, виходить, зрівноважування колеса переводиться, звісно, нижньою щілиною. Фіг. 264 зо-

бражає загальний вигляд смока цієї фірми в розрізі. На фіг. 265 зображено 5-східчастий смок фірми Allis - Chalmers Mfg Co (Америка), де реактивний чин течива, що входить у робоче колесо, вирівнюється зворотним реактивним чином течива, яке виходить з робочого колеса; крім того, зовнішні та внутрішні поперечники напірних просторів з обох боків вибрано так, що й статичні тиски взаємно неутралізуються. Конструкція ця, що її запропонував Kugel - Gelpke має ту хибу, що трудно обчисленням визначити вирівнювання тисків, а через це й трудно добитися на практиці більш-менш задовільних наслідків.

У смоках з прямовисним валом вісний тиск збільшується ще од ваги робочих коліс, при чім, коли обертальні частини лежать у воді, то слід



Фіг. 265.



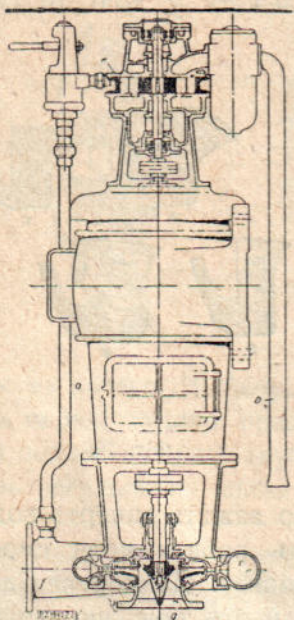
Фіг. 266.

взяти до уваги зменшення ваги на ту кількість, що важить виперта вода. А як, далі, описані знетяжні пристрої припиняють робити, коли смоки вимкнено, то вага коліс намагається спустити їх донизу. Якщо тепер для прямовисних смоків вибрано звичайне розміщення, цебто таке, що течиво йде знизу догори крізь смок, то такі знетяжні пристрої взагалі не придатні, бо шайба в такому випадку торкалася б його зворотним боком. Додавання запобіжної п'яти, яка б тоді могла сприйняти донизу сили, не досягає мети, бо, поперше, вирівняльна шайба має малу щілину і, подруге, неминуче зношується, а її трудно установляти. Застосування таких пристроїв можливе лише за зворотного розміщення смока, цебто коли течиво прогонялося б крізь смок згори донизу.

Тим то за нормального розміщення смока врівноважують вісний тиск, здебільшого застосовуючи прошліфовані кільця (фіг. 266) та отвори у верхнім ободі, напр., зазначеним вище Jäger'овим способом. До сприймання ж власної ваги обертальних частин застосовують солідну кулеву п'яту (фіг. 267, а також 86 в), встановлюючи її в доступнім місці вище від самого смока. А як від правильної роботи цієї п'яти залежить правильна робота смока, то й устава п'яти, і старанність її мастіння обов'язкові: заве-

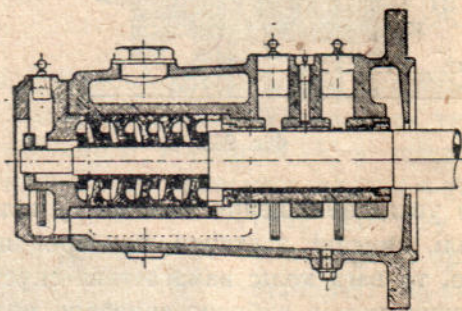
дено мастіння робити в таких смоках за допомогою олійних шнеків, які раз-у-раз нагнічують олію та одночасно густо мастять п'яту й шийки.

Добре сконструйований відосередковий смок високого тиску, не вважаючи навіть на задовільне знетяжування, доконче повинен мати надійну упору для вала, як з боку напірного, так і з всисного боку. В низці конструкцій заведено при вальниці на напірному боці смока цю упору робити за допомогою установного кільця, тимчасом як на всиснім боці вальницю робили у формі гребінчастої вальниці. Одну з таких вальниць заводу Brünn - Königsfelder зображено на долучуванім рисунку (фіг. 268). Вальниця



Фіг. 267.

ця має автоматичне мащення. Олію мастивним кінцем підіймається на вал, і вона тече вповдовж його вільним простором, що оточує вал, до першого гребеня; потрапляючи в мастивні рівчачки цього гребеня і густо машучи третьову поверхню, олія відосередковою силою викидається назовні. Далі олія підтікає до наступного гребеня, який, після намащення його, знову викидає олію назовні й т. д. Ця гра повторюється при всіх гре-



Фіг. 268.

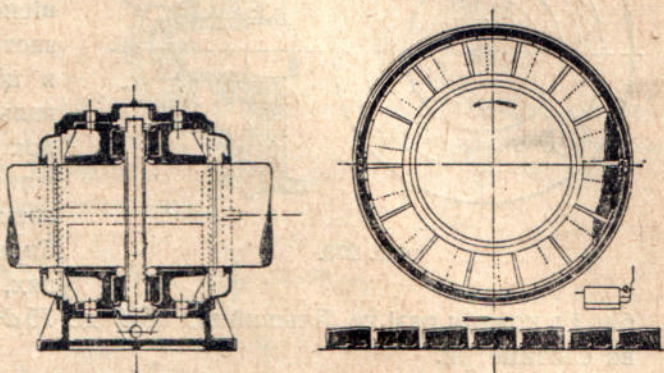
бнях, отож, гребені до деякої міри чинять як многосхідчастий смок. В експлуатації, як показала практика, вальниці ці не потребують охолодження навіть за великих смоків, хоч останне завжди передбачається як резерв. Для такого роду вальниць, так само, як і звичайних плоских, за Neumann'ом¹⁾, можна брати для сучинника тертя

$$\mu p = 0,07$$

при температурах близько 50°C, обводових швидкостях від 5 до 20 м/сек і пересічних питомих тисках від 1 до 15 кг/см². Останніми часами при великих питомих тисках і великих швидкостях, подібно до того, як і для водяних турбін, почали застосовувати упорні Michel'еві вальниці. Таку

¹⁾ Zeit. d. Ver. d. Ing. 1918, стор. 571 і далі.

вальницю в конструкції фірми Fg. Kurr зображено¹⁾ на фіг. 269: в цих вальницях, як відомо, опірне тертьове кільце складається з низки окремих секторних частин, які можуть довільно встановлювати свою поверхню трохи косо до поверхні, що натискує на них, і які дають змогу через це олії під час обертання цієї поверхні вгнічуватись між тертьовими поверхнями. А що тиск олії за такого вгнічування може сягати набагато разів більших величин, ніж за звичайних вальниць, то звикло в таких вальницях цілком досить буває одного кільця або гребеня. Як показує рисунок, гребінь цей своєю нижньою частиною занурений в олійну ванну і під час обертів частину олії піднімає з собою вгору. Тут олія сприймається спеціальною бляшаною скребачкою і йде на тертьові частини гребеня, а також і вальниці. Олію підводиться всередині під крисами, що з'єднують верхню покривку вальниці з нижньою частиною останньої.



Фіг. 269.

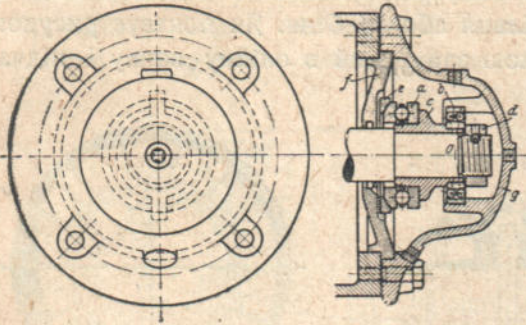
Як показали дослідження американської фірми Westing, такий гребінь розмірами 60×120 мм, що складається з 10 секторних частин загальною площею 67 см^2 за обв'язкової швидкості на $16,5 \text{ м/сек}$, чудово робив за питомого тиску на 71 атм. ; вільно навіть витримав піднесення тиску до 490 атм. і лише за питомого тиску на 750 атм. почав руйнуватись.

Щодо звичайних вальниць (чопів, шийок), то обчислюють їх звичайним способом; варт лише зауважити, що допускні тиски (p) у чопках смоків лежать у границях від 6 до 16 кг/см^2 , при чім більші вартості його береться за менших обв'язкових швидкостей (u); взагалі радять без штучного охолодження добуток pu не брати вищий як 30. Самі вальниці до відосередкових смоків виготовляється у формі вальниць з кільцевим мастінням; в них, коли потрібно, можна приладнати водяне охолодження. Дуже важно мати велику олійну ванну. Лише в смоків з великими потужностями та великим числом обертів, як це часто буває в смоках повідневих від парових турбін, застосовують циркуляційне мащення.

Вальниці, що розміщені у воді, дістають товщеве мастило або чисте водяне; в останнім випадку вкладні роблять з бакавту або мастива, або заливають білим металом. У смоках, що подають питну воду, товщеве мастило не допускається.

¹⁾ Pfeleiderer. Die Kreiselpumpen. Berlin. 1924, стор. 291.

Великого поширення починають набирати в смоках кулькові вальниці та кулькові п'яти. Поширення їхнього застосування, як відомо, залежить від нікчемного тертя, малої величини та зовсім малого споживання мастила. Із таких вальниць віддають перевагу тим, що можуть іти за пересуванням вала і, таким робом, мають властивість самоустановлятися. На до-



Фіг. 270.

даваних рисунках (фіг. фіг. 270, 271 і 272) наведено зразки таких вальниць і п'ят, при чім перша форма придатна за одnobічного вісного тиску, другу ж можна застосовувати за тиску і в тім і в цім напрямі. Для кулькових вальниць і п'ят смоків у наслідок великих чисел обертів і можливості потрусів допускний тиск на кульку (на кілограм) вибирають у дещо менших границях, ніж, напр., для водяних тур-

бін, і в кожному разі не більший від $35d^2$ до $75d^2$, де d — поперечник кульки на сантиметри. Щодо визначення розмірів вала, то обчислюють його перш за все, як і вали інших машин, на міцність та незмінність форми; при цім допускний прогин вала, зважаючи на можливі потруси та неточність установлювання, беруть набагато менший, ніж для валів інших машин. Опріч того, кожний вал відосередкового смока ще доконче треба перевірити на критичне число обертів.

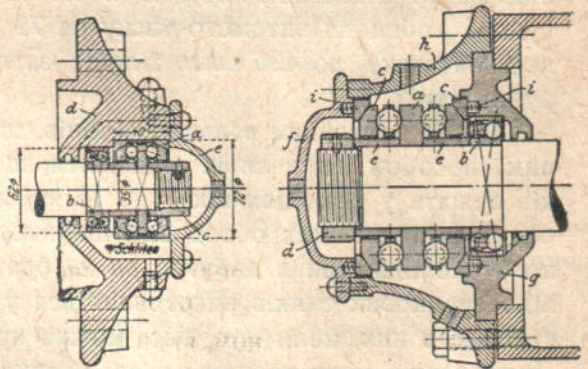
Для перших грубих обчислювань поперечника вала можна користатися з відомої формули:

$$d = 140 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ на м.м.},$$

де N — потрібна потужність рушія смока, а n — число його обертів. Для многосхідчастих смоків обчислювати вал треба за фактичними довжиною і розподілом обтяження на нім на складний опір за відомими правилами.

Критичну швидкість можна визначити за формулою Förrl'я:

$$n_{кр} \cong 300 \sqrt{\frac{a}{G}},$$



Фіг. 271.

Фіг. 272.

при чім величина α залежить виключно від розмірів вала і є в зв'язку з опорами; для вала, що вільно лежить на опорах своїми кінцями і навантаженого всередині

$$\alpha = \frac{48EJ}{l^3};$$

в оцих формулах G — вага колеса, J — момент інерції вала, припускаючи його скрізь однакової гурбини, E — модуль пружности матеріалу вала, l — довжина вала. Для вала, що теж вільно лежить своїми кінцями на опорах і обтяженого в точці, відстані якої від опорів будуть відповідно l_1 і l_2 ,

$$\alpha = \frac{3EJl}{l_1^2 l_2^2}.$$

У випадку n обтяжень, симетрично розміщених і однакових на вагу, пружна лінія може прибрати n різних форм, а тому виходить n величин критичного числа обертів. Приміром, згідно з дослідженнями Stodola¹⁾, у випадку двох таких обтяжень виходить

$$\omega_{кр2} = \sqrt{\frac{\alpha_2}{\alpha_1}} \omega_{кр1} = \sqrt{8} \cdot \omega_{кр1}$$

а що

$$\alpha_2 = \frac{6JE}{l^3}, \quad \alpha_1 = \frac{3JE}{4l^3},$$

цебто дві величини критичного числа обертів, які відносяться між собою, як 1:2,83. У випадку декількох тягарів, розміщених хоч як на валі сталого перекрою, критичну швидкість можна визначити за формулою²⁾:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum (P_i y_i)}{\sum (P_i y_i^2)}}$$

де P_i — тягарі, а y_i — стрілки прогину вала в місцях накладання тягарів P_i .

Якщо взяти вагу самого вала та рівномірний розподіл його маси, а також рівномірний розподіл маси кожного колеса смока, то виходить теоретично безконечна кількість величин критичного числа обертів; на ділі для практики, звісно, з цього числа мають вагу лише деякі, найбільш характерні.

В більшості відосередкових многосхідчастих смоків вал обтяжений, окрім обтяжень, сконцентрованих у певних місцях від різних коліс і свого вала, також вісним тиском, який теж треба взяти до уваги, обчислюючи критичну швидкість. В окремім випадку вала, що лежить вільно на опорах, критична кутова швидкість залежно од вісного тиску виражається формулою³⁾:

$$\omega_{кр}^2 = \frac{g}{G_1} \frac{\pi^4}{l^4} EJ \left(J - \frac{F}{\pi EJ} \right),$$

¹⁾ Stodola, A. Dampf-und Gas-Turbinen.

²⁾ Brunelli. Le velocità critiche degli alberi. Napoli, 1921, стор. 83.

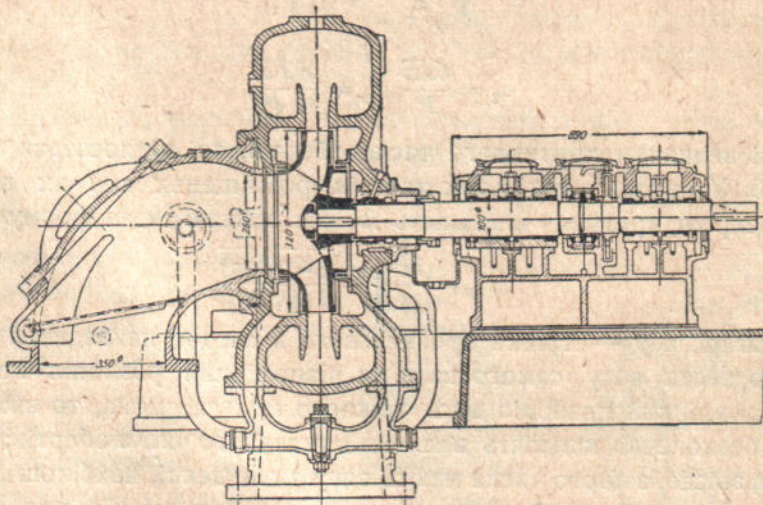
³⁾ Brunelli. Ibid.

де F означає величину вісного тиску, а G_1 — повну вагу на одиницю довжини від вала та коліс.

Відзначмо ще, що за великих чисел обертів тягарі, цебто колеса, перш ніж їх настромлювати на вал, треба дуже старанно врівноважити відносно осі, цебто через зняття матеріалу, або, навпаки, додавання його в певних місцях конче добитись того, щоб центри тягара їх збігались з їхньою віссю обертів; неврівноваження коліс, навіть у розмірно малій мірі (напр., 0,05 кг), може призвести за великих швидкостей до чималого однібічного обтяження од відосередкової сили і неправильного небезпечного ходу смока.

§ 7. Особливості в зладі відосередкових смоків для дуже в'язких і брудних течив

Підчас зробленого в нас стислого огляду відосередкових смоків, ми вже неодноразово мали нагоду ознайомитись з деякими конструкціями відосередкових смоків для пересмокування в'язких і брудних течив. У всіх

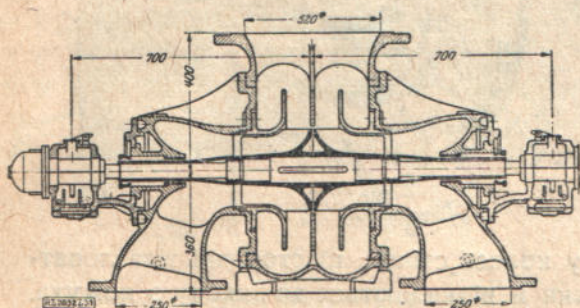


Фіг. 273.

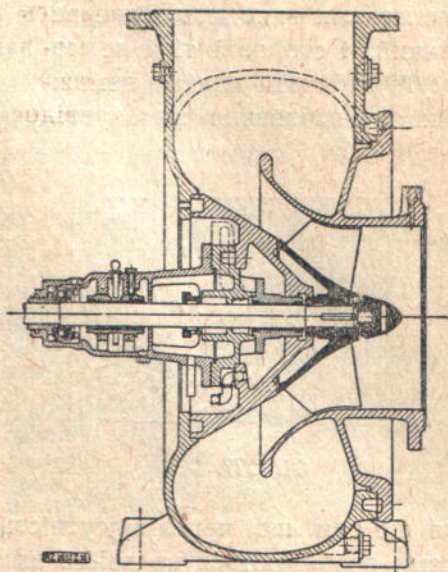
цього роду конструкціях смоків головну особливість становить зменшення числа лопаток, зменшення їхньої кривини, збільшення проходів для течива, як в робочім колесі та дифузорі, коли такий є, так і у всисній і напірній трубах.

На фіг. 273 зображено, напр., один із сьогочасних типів відосередкових смоків до пересмокування стічних і каналізаційних вод на висоту до 60 м, що йому надається чину електромотором (з числом обертів од 700 до 1000 на хвилину). Невелике число лопаток, канали з великими попе-

речними перекроями, безлопатковий дифузор, розміщений в ребристім корпусі для плавкого переводу, по змозі без втрат, швидкості в тиск, на решті, великі очисні отвори до безперешкодного усування ганчірок та інших твердих покидьків—ось характеристичні риси цього смока. До цього слід додати, що через те, що завжди можна сподіватись у таких водах чимало піску, то в цих смоках завсіди передбачається промивання вальниці водою під тиском, а на вал, який зазнає сильного зношування під чином піску, ставлять в опірних місцях змінні злучники з червоного металу.



Фіг. 274.

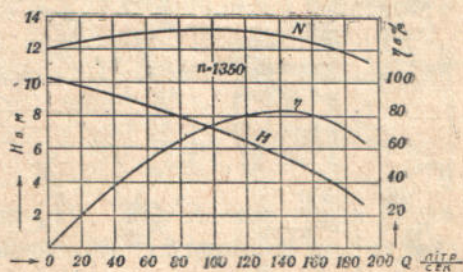


Фіг. 275.

Усі так звані гвинтові смоки, за які ми вже згадували вище, надто придатні, через свої широкі канали, мале число лопаток, для в'язких і брудних течив. Такі смоки, коли поставити лише дві лопатки, стають цілком придатні навіть для пересмокування течив, які містять у собі паперову масу, різаний буряк, копальневу воду та ін. На фіг. 274 зображено, напр., знов смок „Myria“ фірми Weise Söhne, але вже з двобічним підводом течива, а на фіг. 275 аналогічний смок фірми Klein, Schanzlin & Becker.

Діаграми, зображені на фіг. 276, ясно показують, з яким добрим сучинником видатності роблять такі смоки.

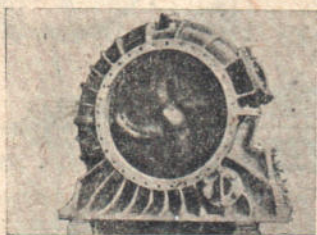
На фіг. 277 подано, далі, тип відосередкового смока — землесмок (конструкції фірми Pinguely—Lyop, Франція) для підношування 1200 л/сек на висоту 20 м, потужністю на 670 сил механ. коня. Вода, що її цей смок легко пересмокує, може містити 10% важких порід, які складаються з великої ріни, нарінку тощо, 20% ґрунту



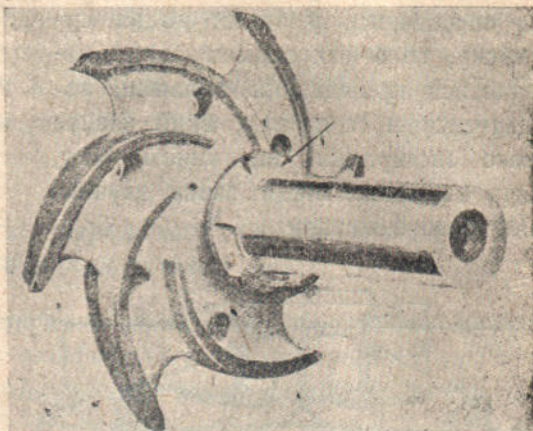
Фіг. 276.

пересічної гущини, що складається з піску, твердої землі та ін., і 30% легких мулистих порід або взагалі бруду та ін.

З фотографії бачимо, що колесо має дуже невелике число зігнутих лопаток, які з матчиною колеса скріплюються ребрами й не мають бічних стінок. Отже, прохід між лопатками виходить дуже великий, і сторонні тіла не можуть забивати колеса; неможливість забивання з'ясовується



Фіг. 277.



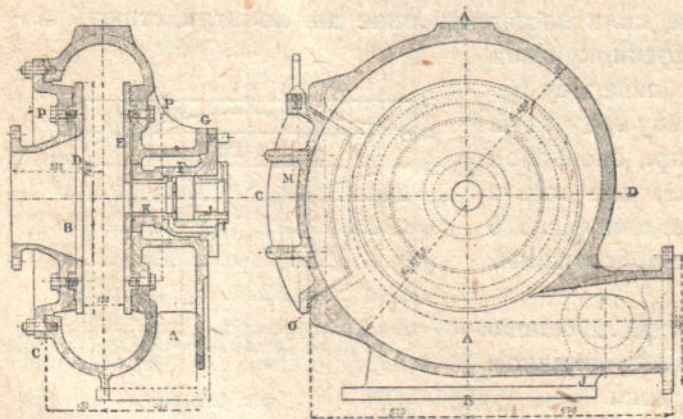
Фіг. 278.

ся ще тим, що, через відсутність у колеса стінок, ці сторонні тіла лопатками розбиваються на дрібні шматки й відкидаються до виходу з кожуха.

На фіг. 278 зображено робоче колесо такого ж смока, але тільки іншого заводу.

Робочу поверхню лопаток у великих смоках виготовляють так, що її

легко можна замінити після зносу на нову. Це в однаковій мірі стосується і до нерухомих стінок, між якими обертається колесо; на нього з цією метою ставляють сталеві платівки, як це показано на розрізі кожуха (фіг. 279). Самого спірального кожуха виливають із сталі чималої гущини, щоб він міг опиратись довгий час стиранню твердими тілами, що



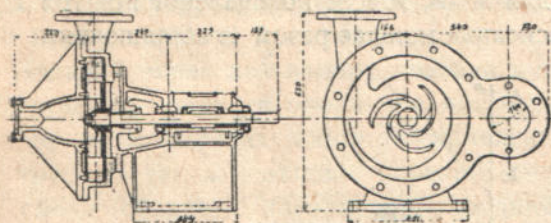
Фіг. 279.

проходять, перш ніж постане потреба замінити його на новий. У малих смоках кожух прямокутного перекрою, і це дає змогу дуже легко ро-

бити на його дні змінне хутровання, як це й показано на розрізі смока на фіг. 280.

Розглядувані смоки мають широку царину застосування на всяких гідротехнічних і взагалі будівельних роботах, а також і в деяких царинах добувної промисловости. Приміром, смоки типу, зображеного на фіг. 280, можна з успіхом застосовувати до підняття з мийниць кам'яновугляної жужелі та вугілля на цементових заводах, паперової маси, стічних і каналізаційних вод тощо.

Добре продумані щодо форми лопаток і поперечних перекроїв кожухи дають сучинник видатности десь вищий, ніж це можна б припускати за побіжного погляду на їхню розмірно грубу конструкцію. От, напр., смок, зображений на фіг. 280, дає при пересмокуванні чистої води сучинник



Фіг. 280.



Фіг. 281.

видатности, що дорівнює 0,69. Але, звісно, цей сучинник залежить великою мірою від якости та кількості сторонніх тіл у пересмокуваній воді або іншому якому течиві. Смок типу, зображеного на фіг. 277, має сучинника видатности щось 0,60. Все ж радять, для обачности, лічити його за практичних обчислювань не вищим як 0,5. За неправильного виконання, звісно, можна дістати смоки такого роду і з сучинником видатности на 0,2—0,3, але такий низький сучинник видатности становитиме наслідок лише неправильної конструкції та виконання, а тому за нормальний вважати його не можна.

На закінчення, вкажемо на цікаве застосування таких смоків на землечерпних роботах по ріках і портах.

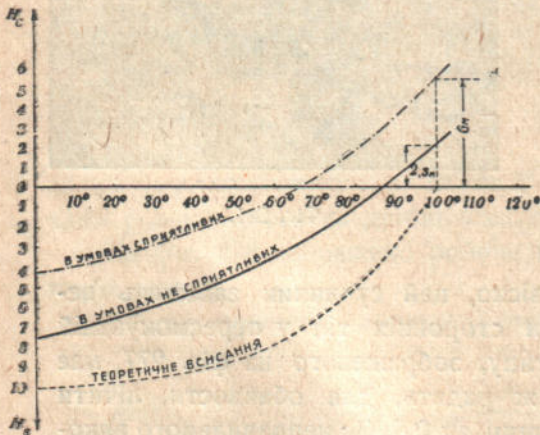
Смока монтується на спеціальному судні (фіг. 281). Всисна труба смока закінчується патрубком із сталевим наконечником. Патрубокві цьому надається обертального руху довкола його осі, і він розрізає й підпушує, немов свердловий інструмент, той ґрунт, що його мають усунути. Вирізані куски ґрунту в ту ж мить захоплюється всисуваною смоком водою, яка має і в місті розрізування і в трубі швидкість близько $2 \div 3$ м/сек. Захоплювана сумішка води й ґрунту підноситься загальною трубою в систему труб, що містяться на плавах; ці труби, з'єднуючись знов у загаль-

ний трубовід, відводять цю сумішку в призначене місце на березі або, за далеких відстанів пересування, на спеціальні баржі, які вже й відвозять ґрунт у відповідні місця.

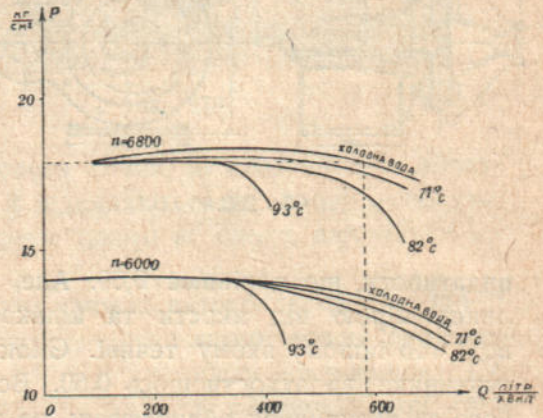
§ 8. Особливості у злагоді відосередкових смоків для дуже гарячої води

Питання про можливість всисання течив відосередковими смоками особливої набуває ваги за пересмокування дуже гарячих течив, як це буває тепер при живленні парових казанів. У новітніх паро-силових уставах, що в них тиск у казанах буває щось із 50 і навіть 100 атмосфер, а температура води, яка живить казани, часто переступає 100°C (граничні величини живильної температури тепер $160 \div 180^{\circ}\text{C}$), власне кажучи, за всисання такої води смоками годі, очевидно, й говорити.

З попереднього відомо вже, що для води, зовсім позбавленої повітря або взагалі якихнебудь газів, висота всисання меншає разом із збільшенням



Фіг. 282.



Фіг. 283.

температури води на величину, що відповідає напрузі водяної пари, і при температурі 100°C висота всисання теоретично дорівнює нулеві, практично ж, через низку причин, це дорівнювання нулеві висоти всисання настає, як показує фіг. 282, при значно нижчій температурі, при температурі ж води, близькій до 100°C , для того, щоб підвести воду до смока потрібен напір не менший за 6 м. Одна з причин такого явища у тім полягає, що, через чималі втрати енергії на тертя, які залежать особливо від збільшення швидкості води у вхіднім отворі першого смокового колеса, можливе є самопідвищення температури підводжуваної до нього води на величину порядку до 10°C . Друга причина полягає в явищі кавітації, що при гарячих течивах може виявитися то раніш, що вища температура води. На поданому рисункові (фіг. 283) зображені, напр., характеристики відосередкового смока при різних температурах пересмокування

води, що їх одержав Coffin¹⁾, випробовуючи турбосмок, що був установлений для живлення паротягового казана.

З огляду на викладене, у випадках пересмокування гарячих течив з температурою близькою до 100° С, для підведення їх до смока доводиться користуватися із спеціальних закритих резервуарів, досить піднятих відносно смоків, що живлять казани, щоб, з одного боку, запобігти потраплянню в казани водяної пари, а з другого — забезпечити воді достатній напір перед вхідним отвором смока.

Напір цей може визначитися із співвідношення:

$$H_c > \left(\Sigma h_w + \frac{c_0^2}{2g} \right),$$

де Σh_w визначає суму опорів при рухові води од вищезгаданого резервуара до входу у перше робоче колесо смока, а c_0 — абсолютну швидкість коло входу в нього.

Поданий вираз для напору показує, що в цих випадках треба всяково намагатися зменшувати опори при підведенні води до смока, тобто уникати по зможі всіляких згинів та скривлень у трубі, збільшувати поперечник труби, а також і вхідний перекий смокового колеса, вхідний патрубк смока обертати догори, щоб вхідний отвір патрубка був вище, ніж тіло смокове, і т. ін.

Не зважаючи на зазначені заходи, в практиці новітніх паро-силових устав нерідко трапляється, що за підвищення температури води, яка живить казани, до 80 ÷ 100° С., відосередкові смоки частково, або навіть і цілком, перестають подавати воду, хоча величина напору підводжуваної до смока води буде значна. Такі неприємні явища змушують, щоб забезпечити живлення казанів, заводити у відосередкові смоки, що вже є, всілякі додаткові пристрої, або конструювати нові спеціальні типи відосередкових смоків або, нарешті, придумувати особливі допоміжні до смоків системи. Як на приклад поліпшення роботи відосередкового смока за першим способом, можна вказати на досить простий прилад, що його вживають на одній з новітніх паро-турбінних електричних устав у Монако¹⁾; на цій уставі відосередкові смоки, що живлять казани з тиском на 28 атм. виявили виразну тенденцію припиняти подачу води всякий раз, скоро температура живильної води підносилася вище як 85° С, не зважаючи на те, що воду підводилося до смоків під напором у 5,6 м.

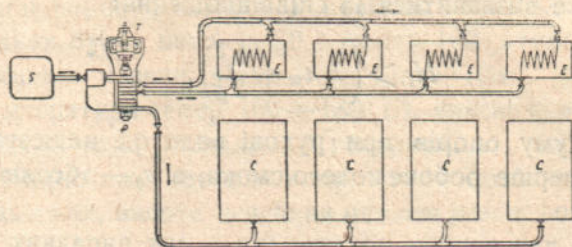
Одразу видко було, що таке припинення подачі смоками води залежало від утворення парової подушки в камері першого робочого смокового колеса; щоб запобігти цьому явищу, вирішили злучити перший і дру-

¹⁾ Solberg, T. A. The Coffin high speed boiler feed pump. Journal of the American Society of Naval Engineers. 1929. February, стор. 18.

¹⁾ Medici, M. Problemi tecnici innerenti alle pompe centrifughe per gli impianti termo-ed idroelettrici attuali. L'Energia Elettrica, 1929, стор. 469 і далі.

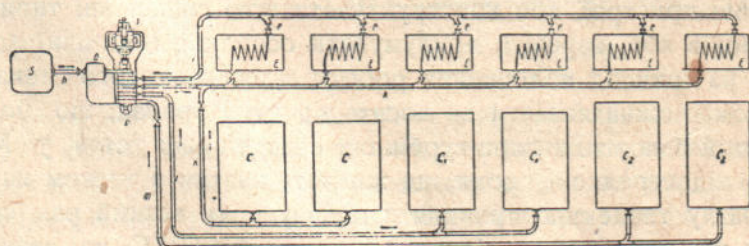
гий східець смока за допомогою $\frac{1}{2}$ -цалевої трубки з конденсатором змішання устави; наслідок був цілком сприятливий; пара, звільняючись у середині смока, почала виходити в конденсатор, і смоки стали функціонувати цілком правильно.

В інших аналогічних випадках завдання розв'язувалося поділом устави, що живить казани, на дві частини щодо підвищення тиску у живильній воді. Спочатку для цього просто застосовували два окремі сполучені між собою відосередкові смоки; один смок всисав трохи нагріту воду й по-



Фіг. 284.

давав її, під невеликим тиском, до економайзера, другий відосередковий смок, забираючи воду з економайзера, гнав її вже у казани, піднімаючи її тиск на потрібну величину. Потім два окремі смоки почали замінювати на один спеціальної злагоди, що робив, напр., за схемою фіг. 284. За цією схемою робить одна з устав, що живить казани водою в кількості $40 \frac{м^3}{20д}$ при тискові в них $50 атм.$; як бачимо, живильну воду забирається від другого східця 7-східчастого відосередкового смока, і з тиском $18 атм.$ входить вона в економайзер E ; з останнього вона виходить під тиском



Фіг. 285.

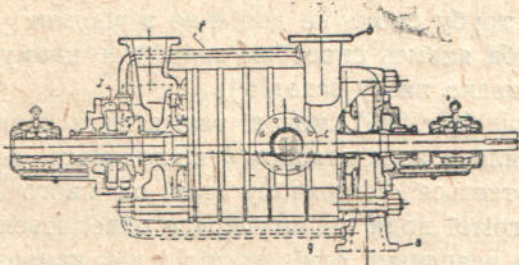
щось із $16 атм.$ і повертається в третій східець смока; наступні східці підіймають тиск до $52 атм.$, і з цим тиском вода входить у казани.

Подана на фіг. 285 схема стосується до устави, де одним відосередковим смоком живиться батарея казанів, що роблять при 3-х різних тисках ($C \approx 10 атм.$, $C_1 \approx 15 атм.$ і $C_2 \approx 32 атм.$).

У всіх такого роду уставах усе ж є одна обставина, яка не цілком

забезпечує певність чинності устави; полягає вона в тім, що тиск води при виході з економайзера завжди набагато вищий за той, що відповідає температурі її насичення, інакше бо в самому економайзері та, ще гірш, у смокові постає змога утворитися парі, а цього саме й слід уникати.

Взагалі, як відомо, в новітніх паро-турбінних уставах попереднє підігрівання води роблять за допомогою пари, що її відбирають од турбіни у двох або трьох місцях (більш як 3 відводи не радять робити, щоб дуже не ускладнювати конструкцію); якщо ж конструкції дуже великі, за доцільніше вважають відводи робити не від головної турбіни, а від спеціальної, що іноді зветься „підігрівником“ і що здебільшого складається з 3-х елементів або груп. Пара, що її відбирається після першого або другого елемента, віддає своє тепло, відповідно у підігрівниках № 3 і № 2, живильній воді, а гаряча конденсаційна вода, яка також є продукт від робочої пари, підводиться до підігрівника № 1, де служить для першого підігрівання тої таки живильної води. Остання проходить, таким робом, послі-



Фіг. 286.

довно підігрівники № 1, № 2, № 3 й поступінно збільшує свою температуру. За такої системи підігрівання кінцева температура живильної води дуже близько може підійти до температури насиченої пари, і з нею пару подається до згаданої вже турбіни—підігрівника. В деяких випадках підігрів живильної води роблять за допомогою системи змішування, змішуючи в спеціальному резервуарі після другого східця тиску одержувану від конденсатора живильну воду з паром, що відбирається од турбіни.

Одержану таким способом, од змішування, гарячу воду підводиться до живильного смока й нагнічується під потрібним тиском у казан. Така є, напр., злагода на відомій уставі в Шарльоттенбурзі (Німеччина); один з її смоків зображено на фіг. 286; цей смок подає в казан $250 \text{ м}^3/\text{год}$ води під тиском 45 атм. , при чім живильна вода йде у смок з температурою 80° С ; у перших двох східцях смока тиск води підіймається до 6 атм. , після того вона йде у підігрівник змішування описаного типу, де змішується з паром, що має тиск 13 атм. й що відбирається од парової турбіни. Потому воду цю знов підводиться вже до 3 східця смока з температурою 180° С і тиском щось із 10 атм. , і, послідовно проходячи решту 7 схід-

ців смока, тиск її підіймається до 45 атм., з цим тиском вода і входить у казан.

З викладеного бачимо, що конструкція смоків для пересмокування дуже гарячої води відрізняється од конструкції звичайних відосередкових смоків. Відмінність ця полягає не лише в злагоді, як ми бачили, додаткових пристроїв одведення та підведення води після тих чи тих східців, але й в злагоді корпусу, який повинен мати змогу вільно розширюватися під час нагрівання, а також і в злагоді деяких інших деталей. Зазначмо, напр., доволі складну злагоду в деяких конструкціях камери, що в ній міститься шайба, яка зрівноважує вісний тиск смока, і в яку йде вода, що відводиться од напірної труби, після того, як вона проходить через відповідні казани або щілини цієї шайби, і що відводиться з цієї камери звичайно до всисної труби. Тимчасом, у смоках для гарячої води високі температури останньої, що досягають, як зазначувано вже, $160 \div 180^\circ \text{C}$, та сильне спадання тиску під час проходження води крізь отвори шайби сприяють значному в ній пароутворенню, спрямовувати ж цю пару або, вірніш, пароводяну масу у всисну трубу смока не доцільно з відомих уже причин. Очевидно, постає потреба якимсь способом запобігти цьому пароутворенню; для цього запропоновано низку заходів¹⁾.

У згаданому вище (фіг. 286) смокові такі заходи полягають ось у чім: як уже відомо, живильна вода отвором b відводиться до підігрівника, а через отвір c повертається в гарячому стані од нього до смока; якась кількість легко підігрітої води від штуцера b одводиться трубою t в камеру f , з якої через невеликий отвір у стінці цієї камери вода ця впорскується в згадану камеру e врівноважування вісного тиску; у цю камеру e йде, як відомо, гаряча вода, що проходить через шайбу врівноважування вісного тиску i , змішуючись з струминами мало підігрітої води, що надходить з камери f , дуже охолоджується, а цим усувається небезпека пароутворення в камері e , а також і вдовж трубки g , що нею камера e злучується з всисним штуцером a смока, яким вода з камери e йде в цей штуцер. Щоб не було втрат тепла з камери e і f , останню оточують, як бачимо (фіг. 286), ізоляційною камерою l .

Фірма Sulzer робить, щоб уникнути пароутворення, охолодження внутрішніх частин своїх смоків, що живлять казани дуже гарячою водою, виготовляючи смокові вали дуті й перепускаючи через них охолоджену воду.

Фірма Escher-Wyss, щоб не робити складних злагод при застосовуванні знетяжувальних шайб, вживає для своїх смоків, що призначені для живлення казанів гарячою водою, дві групи робочих коліс, що протилежно розміщуються одно од одного (див. фіг. 253). Є й інші особливості в злагоді як відосередкових смоків, що служать для живлення гарячою водою

¹⁾ E s c h e l m a n n. Speisung von Hochdruck Kesseln. Der Papierfabrikant. 25/IX-1927.

парових казанів з великим тиском, так і додаткових пристроїв, що служать для найкращого убезпечення цього живлення, але на дальших подробицях ми не зупинятимемося, а тих, хто цікавиться цією справою, відсилаємо до відповідної літератури¹⁾.

Відзначмо, на закінчення, що й матеріал для розглядуваних відосередкових смоків має бути особливо міцний, тим то для робочих коліс таких смоків придатні тільки кращі сорти сталі, деякі фірми беруть на такі смоки свої патентовані, спеціально виготовлювані гатунки металів.

¹⁾ Крім згаданих уже статтів по журналах, пошлемося ще на такі:

Medici, M. Untersuchungen über das Verhalten der Saugfähigkeit der Kreiselpumpen. Fördertechnik und Frachtverkehr. 1927, Heft 1.

H. Stager et P. Bolmenblust. Wasser und seine Bedeutung für moderne Dampfzentralen. B. V. C. Mitteilungen. 1927, Heft 11, стор. 281 і далі.

Weyland. Kesselspeisekreiselpumpen für hoch Druck. Die Wärme. 1928, 28/1, а також Zeit. d. Ver. d. Ing. 1928, № 8.

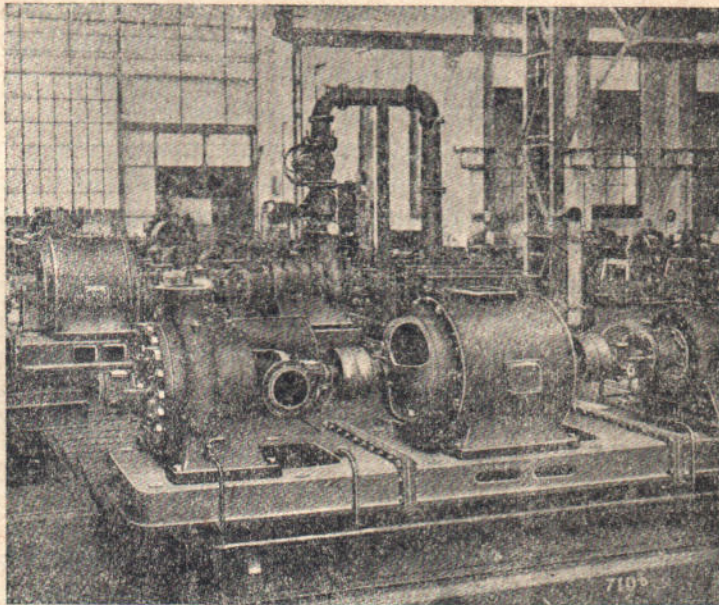
Kissinger, H. Kreiselpumpensätze für ein Höchstdruck-Kraftwerk. Z. d. V. d. Ing. 1929, стор. 393 і далі, а також Archiv für Wärmewirtschaft. 1929, стор. 128 і далі.

РОЗДІЛ ІХ

ВИПРОБУВАННЯ ВІДОСЕРЕДКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Розуміння про випробування відосередкових смоків, мету та об'єкти випробувань

Випробування відосередкових смоків доводиться робити в таких випадках: поперше, випробування щойно виготовленого на заводі смока переводять, щоб виявити його характеристичні особливості та ті зміни в



Фіг. 287.

його роботі, які постали в наслідок тих чи тих змін у конструкції, що їх зробив теж з будь-яких міркувань завод; такі випробування роблять завжди всі більш-менш солідні заводи на власних заводських дослідних станціях (на фіг. 287 подано, напр., внутрішній вигляд дослідної станції заводу Maffei-Schwartzkopf-Werke в Берліні), і служать вони, з одного боку, гарантією добротности смока, що його випускають, а, з другого боку,

роблять вказівки на майбутнє, на що підчас проектування треба звернути увагу. Такий шлях лябораторного вивчення машини в заводській практиці, очевидно, призводить до поступінного удосконалювання продукції заводу. Якщо смоки більшої величини, і їх не можна випробувати через обмеженість заводської лябораторії, то випробовують спеціально виготовленою моделлю з відповідним переобчисленням наслідків, користуючись з законів механічної подібности. На моделях же випробовують нововироблені типи смоків.

По друге, випробуванню може підпасти смок після того, як привезуть його на місце устави, для перевірки виконання тих гарантійних умов, що їх поставлено заводові підчас замовлення смока.

Потрете, випробовують смоки для навчальної або наукової мети такі випробовання провадять звичайно в спеціальних лябораторіях при вищих шкільних закладах. У всіх випадках мету випробовання смоків становить виявити за різних чисел обертів видатність смока, що її дістають за того чи того напору потрібної потужности й, нарешті, визначання сучинника видатности. Наслідки випробувань мають бути завжди віддавані у формі характеристичних кривих, докладне ознайомлювання з якими зроблено вище. Лише на основі цих характеристик можна зробити певні висновки про якості смока, правильно оцінити його роботу та правильно добрати придатного для нього рушія. Замовлюючи відосередкові смоки, завсіди слід вимагати від заводу докладні характеристики його роботи, при чім з характеристиками мають бути дані докладні описи умов, у яких роблено випробування.

На цей бік смокобудівництва варт звернути в нас найпильнішу увагу, і не даремно Товариство Німецьких Інженерів тепер працює коло вироблення та визначання цілком певних правил, як випробовувати відосередкові смоки.

Ясна річ, що підчас усіх перелічених випробувань відосередкових смоків слід визначати такі чинники:

- а) кількість течива, подаваного смоком за 1 секунду;
- б) напір, створюваний смоком у даний момент;
- в) число обертів смока;
- г) потужність, що її забирає смок;
- г) сучинник видатности смока.

§ 2. Вимір кількостей течива, подаваного смоком¹⁾

Тут доводиться повторювати майже все те, про що говорено вище підчас розгляду способів вимірювати видатності толокових смоків. Точні-

¹⁾ З питань випробування відосередкових смоків можна радити книгу: Gramberg, A. Maschinen technisches Versuchswesen. Berlin. 1923-24 p. (є переклад на російську мову), а так само: Staus, A. Maschinen-Untersuchungen. Bd. I. Hydraulik. Berlin. 1926.

сінько так само способи виміряти видатність відосередкових смоків можуть бути ріжні, залежно од величини цієї видатности.

За невеликих, розмірно, видатностей можна користатись з крильчастих водомірів і Вентур'ових водомірів, установлюваних на напірній трубі, але неодмінно на прямолінійних її ділянках на достатній (2—3—4 і більш m як до поперечника трубопроводу) відстані від колін, перегинів та ін., вимірними посудами, переливами та ін. Точність вимірів усіма цими способами, звісно, така ж, як і вимірів видатности толокових смоків. За вимірювання вимірними посудами знов таки слід звернути увагу на можливу точність визначати моменти початку й кінця впускання течива в посуд, і скільки змога більшу довгочасність переміжку часу між зазначеними двома моментами. Так само вимір води, що сповнює посуд за подачі її, не більших за $1 \text{ м}^3/\text{сек}$, можна перевести або обсяговим способом (з попереднім таруванням посуду), або точніш, ваговим, через важення посуду на терезах. За великих подач течива можна робити вимір за допомогою двох таких вимірних посудів, напереміну сповнюваних течивом і потому спорожнюваних.

За вимірів видатностей за допомогою переливів доводиться знов таки зазначити про доконечність звертати найпильвішу увагу на спокійний підхід течива до переливу, на можливо точний та правильний (в розумінні вибору місця) вимір глибини шару течива, що переливається крізь перелив, а також на вибір надійніших формул до визначення сучинника витрати, при чім доцільніш не користатися з готових формул для сучинника витрат, а визначати його безпосередньо для кожного даного переливу.

За дуже великих кількостей подаваного смоками течива, як от в зводнювальних уставах, доводиться вдаватися для визначення цих кількостей до вимірів за допомогою гідрометричних млинків; відповідні вказівки для такого роду вимірів можна знайти в курсах гідрометрії.

Щоб точніш виміряти, часом вживають одразу декілька із зазначених способів: ось, приміром, на схемі¹⁾ устави до випробувань відосередкового смока, що її зображено на фіг. 288, намічено вимір видатности смока за допомогою Вентур'ового водоміра та за допомогою переливу.

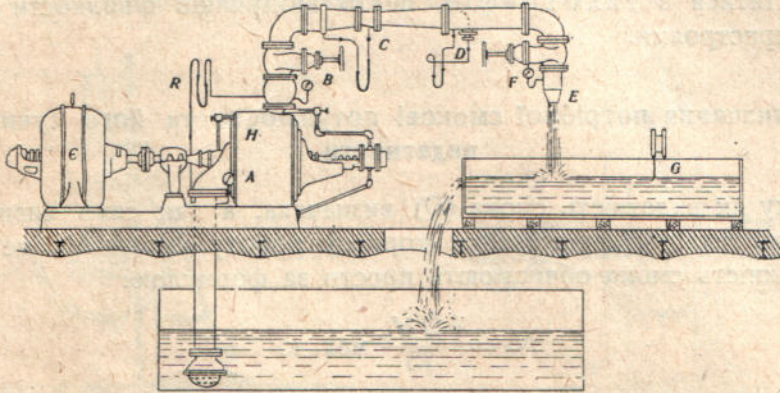
§ 3. Вимір напірів

Здебільшого підчас випробування відосередкових смоків доводиться визначати манометричний напір. Для цього на всисний штуцер ставляють вакуметр, а на нагнітнім штуцері манометр, обидва по змозі ближче до смока. Сума показів вакуметра та манометра, якщо тільки вони містяться в одній поземій площині,—при чім ці покази, очевидно, відповідають лише справжнім розрідженню та тискові у відповідних перекроях штуцерів і не відзначають швидкісних висот,—і виражатиме тиск, що відповідає відшу-

¹⁾ А. Greene. Pumping Machinery. Стр. 592.

куваній манометричній висоті. Коли ж вакуметр і манометр містяться не в тій самій поземній площині, то, щоб одержати манометричну висоту, їхню прямовисну відстань один від одного треба додати до визначеної вище висоти. Слід лише пам'ятати, що за кожного нового випробовування смоків, як вакуметри, так і манометри треба старанно перевірити контрольними приладами.

За невеликих напорів, щоб визначити останні, можна користатися, замість окремих вакуметра та манометра, U-уватою трубкою, сповненою живим сріблом; один кінець її злучений, як показано на вище-



Фіг. 288.

поданій фігурі, з всисним штуцером, а другий — з нагнітним. Ясна річ, по різниці стояння живого срібла в колінах трубки і визначають відшукуваний напір.

Коли випробовують многосхідчастий відосередковий смок, то радять завжди для контролю ставити ще окремих манометр за першим колесом смока.

Корисну висоту напору, що становить собою прямовисну відстань між рівнями течива в нагнічуванім і забірнім резервуарах, визначається, очевидно, спадовимірванням.

§ 4. Вимір чисел обертів

Підчас випробовування відосередкових смоків для виміру їхнього числа обертів найзручніш користатися з так званих вимірників швидкостей, цебто приладів, що просто показують число обертів на хвилину, яке робить смок у даний момент. А як, однак, числа обертів звичайно дуже великі, то між валом смока та вимірником швидкості радять ставити редуктора числа обертів з передачею 1:5 або 1:10.

Прочит по вимірнику швидкості радять робити або щохвилини, або кожні п'ять хвилин, залежно від довгости випробування.

Слід, проте, відзначити, що в наслідок різних причин, почасти залежних од самих приладів, почасти від способу надавати їм чинности, стрілка вимірника швидкості звичайно дещо хитається і не може, отже, показувати пересічне число обертів смока так точно, як це дає обчислення з показів лічильників числа обертів, що дають сумарне число обертів протягом певного переміжку часу. Отже, вимірника швидкостей повинно вважати скоріш за допоміжний прилад для догляду роботи смока, покази його все ж ліпше контролювати лічильниками числа обертів.

За випробувань смока, коли бувають швидкі зміни числа обертів, певніш користатися з тахографів, цебто вимірників швидкості з самописними пристроями.

§ 5. Визначання потрібної смокові потужности та його сучинника видатности

Потому як видатність смока (Q) визначена, а так само визначено й спадомірний напір H_n , визначити корисну роботу смока N_n , не важко; таку потужність смока обчислюють просто за формулою:

$$N_d = \frac{\delta Q H_n}{75} \text{ мех. к.}$$

Визначання потужности, що її справді забирає смок (N_d),

$$N_d = \frac{\delta Q H}{75 \cdot \eta_n},$$

де η_n становить повний сучинник видатности, який дорівнює добуткові трьох сучинників видатности: η_g — гідравлічного, η_o — обсягового та η_m — механічного:

$$\eta_n = \eta_g \eta_o \eta_m,$$

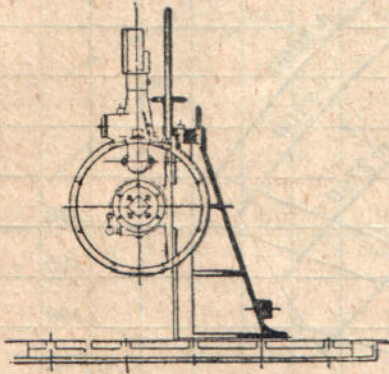
є складніше завдання й потребує здебільшого спеціальних пристроїв і апаратів.

Без таких пристроїв потужність, що її забирає смок, визначають лише в тім випадку, коли смокові надається чинности безпосередньо, без будь-яких передатних органів, машиною, віддавана потужність якої відома цілком точно. Найпростіший випадок буде той, коли смок безпосередньо злучено з електромотором простого струму, якого сучинник видатности або вже відомий, або легко можна визначити через гальмування. Тоді, прочитуючи по вольтметрові напругу V і по амперметрові силу струму J в амперах в добутку їхнім JV , поділенім на тисячу та помноженім на сучинника видатности електромотора, дістанемо відшукувану потужність (N_d) смока. Ще простіш завдання розв'язується, коли є крутильний динамометр (Torsions-Kraft-Messer, напр., фірми Amsler'a) він бо, легко й зручно з'єднуючи

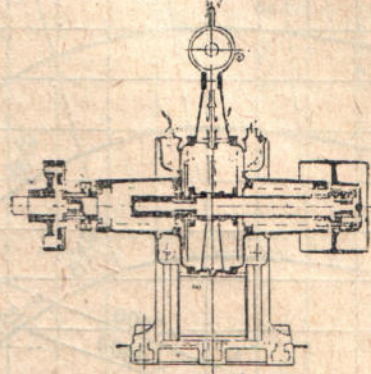
кінці валів мотора й смока, дає безпосередньо закручуванням центрального прута споживану смоком потужність.

Сьогочасна конструкція цього динамометра, що її зображено на фіг. фіг. 289, 290, пристосована, опріч того, і до злуки смока через динамометр з хоч яким рушієм за допомогою пасової передачі. Безперечно, що такий динамометр дає змогу легко й хутко визначити потужність, яку забирають смоки.

Коли нема індикатора, і смокові надають чинности ріжними рушіями, доводиться, визначаючи потужність відосередкового смока, вдаватися до способів, що їх зазначено вище у викладі про випробування толокових смоків.



Фіг. 289.



Фіг. 290.

Коли потужність, що її вбирає смок, визначено, сучинника видатности смокової устави обчислюється за формулою:

$$\eta_y = \frac{N_n}{N_d} = \frac{H_n}{H_m} \eta_m,$$

звідки, як видно, легко визначити і повний сучинник видатности смока.

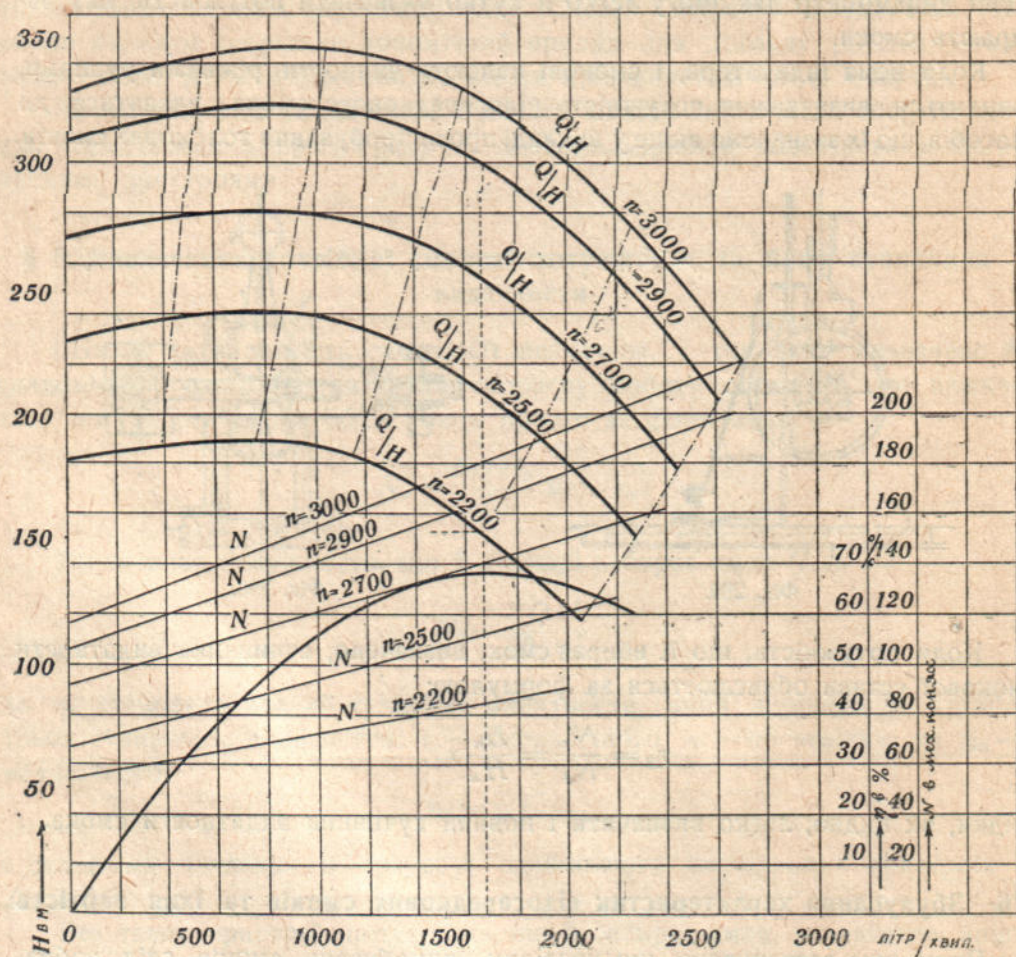
§ 6. Збудування характеристик відосередкових смоків та їхня вартість

Вище вже зазначувано, що наслідки випробувань смоків слід зображати у формі діаграми — характеристичних кривих.

Такі характеристики наочніш і хутчіш дають змогу гадати про всі особливості роботи смоків за різних її умов і відразу виявляють як вартість її, так і її хиби.

Найцікавіші в таких випадках будуть ті, що виявляють залежності потрібної смокові потужності та його сучинника видатности від величини подавання та напору й взаємний зв'язок між останніми за нормального для смока числа обертів, а так само ті зміни в оцих залежностях, що постають за відмітних від нормального числа обертів.

На фіг. 291 подані, напр., характеристики $\left(\frac{Q}{H}, N, \eta\right)$ високонапірного відосередкового смока заводу Odessa—Oschersleben (Німеччина), що одержані підчас випробування смока в заводській лябораторії; на цім рисунку, між іншим, характеристично виявлено зміну гідравлічних опорів (напірні

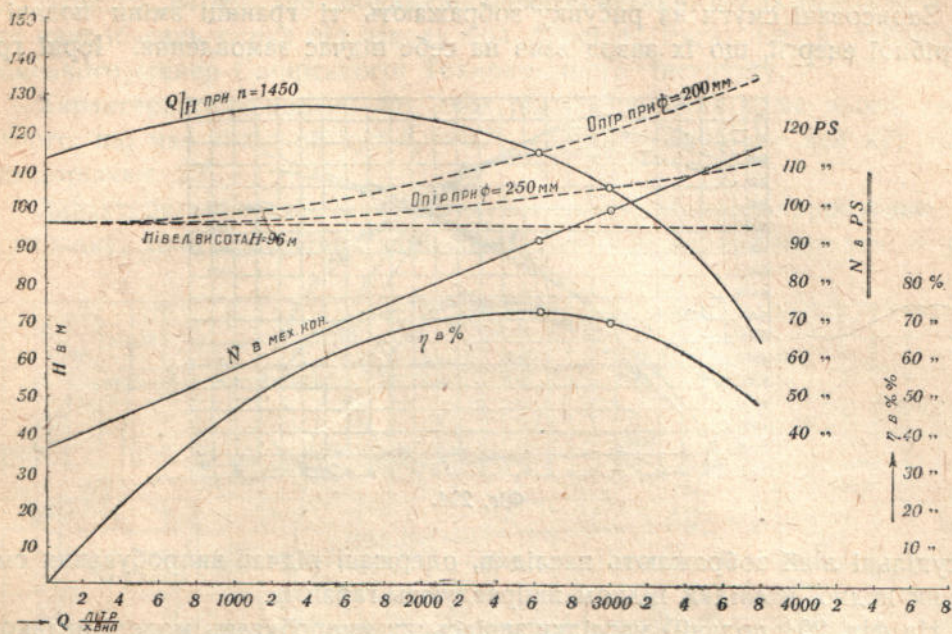


Фіг. 292.

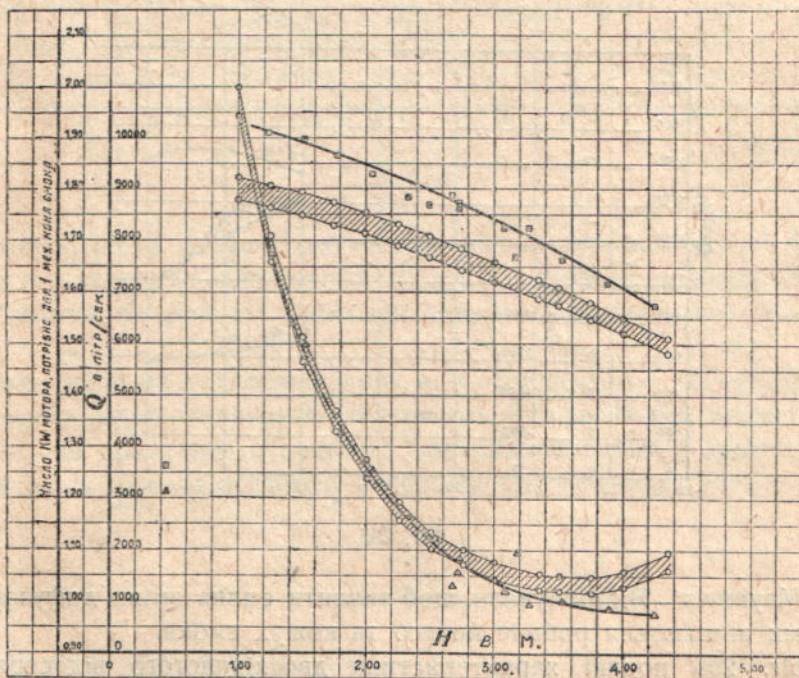
криві) залежно від поперечника трубопроводу ($\Phi = 200$ мм і 250 мм) за зміни видатності смока.

На фіг. 292 назначено аналогічні характеристики для другого смока того ж таки заводу за різних чисел обертів.

На фіг. 293 подано характеристики для відосередкового смока заводу Franco Tosi (Milano, Італія) в дещо іншій формі. Смок з прямовисною віссю і безпосередньою злукою з електромотором сконструкований для подавання 9150 літрів на хвилину для висушування (устава Saiarino).

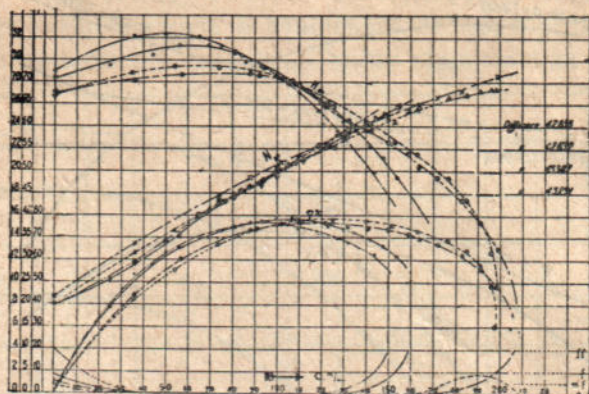


Фиг. 291.



Фиг. 293.

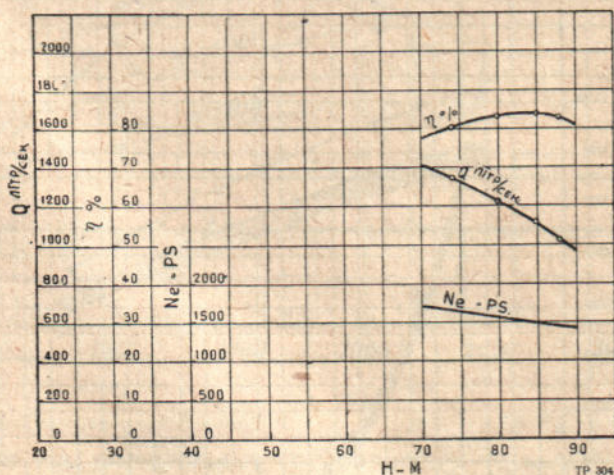
Зарисовані смуги на рисунку зображують ті границі зміни подачі та потрібної енергії, що їх завод взяв на себе підчас замовлення. Чорні гру-



Фіг. 294.

бі суцільні лінії зображують наслідки, одержані підчас випробування смока; як видно, наслідки цілком виправдують гарантії.

На фіг. 294 подані¹⁾ наслідки завідських випробувань моделі великого відосередкового смока на 2200 сил механ. коня заводу Riva (Milano, Італія), що його замовила „Compagnia Chilena de Electricidad di Santiago“ для



Фіг. 295.

устави „Maytenes“. Випробували, щоб вивчити вплив зміни дифузора, коли незмінними лишаються робоче колесо та кожух смока.

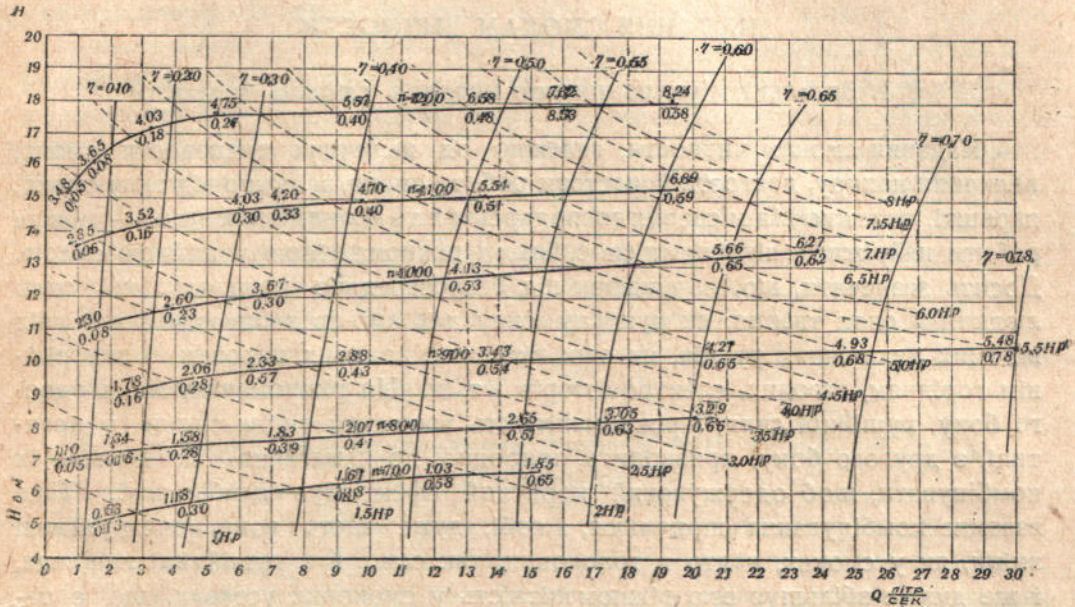
На фіг. 295 подані характеристики двосхідчастого відосередкового смока заводу Escher-Wyss.

¹⁾ Medici, M. Pompe centrifughe. Milano, 1927, стор. 558—559.

Нарешті, на фіг. 296 зображено характеристики, що їх одержав я під час випробувань смока від заводу кол. Піврвіца (Рига) ще в лабораторії Томського (тепер Сибірського) Технологічного Інституту.

Характеристики подано для двох різних робочих коліс цього смока; одного, що має вихідний кут $\beta_2 = 90^\circ$, і другого, який має цей кут такий, що дорівнює 22° .

Характеристики слід завжди будувати під час самих випробувань, щоб у випадку, коли положення якоїнебудь точки дуже вирізняється з ряду



Фіг. 296.

інших точок, і тим порушиться плавність вирисовуваної кривої, була змога негайно ж повторити відповідний дослід. Згодом це зробити, здебільша, вже не можна, бо робота смока не повинна порушуватись або перепинятись.

Отже, oprіч наочного виявлення всіх особливостей роботи випробовуваного смока, вирисовування характеристичних кривих має служити ще для контролю, чи правильно переведені самі випробування, і давати змогу виправити якісь можливі дефекти в процесі самого випробування.

РОЗДІЛ X

НАДАННЯ СМОКАМ ЧИННОСТИ

§ 1. Загальні міркування про надання смокам чинности

Надання смокам чинности, залежно од величини видатности смока, величини напору, довгости й частоти роботи смока, залежно від типу смока, нарешті, залежно від місцевих господарських та економічних умов — можна робити найрізноманітнішими способами і різноманітною рушійною силою. Досить зазначити, що, починаючи від безпосередньо прикладуваної сили людини й сили тварин, як рушійну силу для смоків вживають сливе всіх відомих механічних рушіїв, як ото: вітряних, водяних, парових, з внутрішнім горінням, газових, електромоторів і т. ін. Ця різноманітність, з одного боку, рушійної сили, і різноманітність вживаних типів смоків у практиці, з другого боку, призводить, природно, до намагання так взаємно їх комбінувати, щоб одержуваний корисний ефект був найбільший. Таке взаємне комбінування спричинює, і собі, дуже часто нові конструктивні зміни, як у смоках, надто в толокових, так само й в рушійних машинах, і ще дужче збільшує всю різноманітність у смокових уставах, що є тепер у практиці. Крім того, на виборі тих чи цих комбінацій підчас збудування смокових устав величезну вагу має питання про те, на що в данім разі більш звертають уваги: на дешевшу вартість уставу, чи на довгочаснішу тривалість та надійність роботи уставу, бо здебільшого обидві позитивні якості уставу—і дешевину і її надійність та тривалість роботи—важко сполучити між собою. Вдаючись тепер до розгляду окремих способів повідні смоків, відзначимо, що з огляду на великі й гостро виявлювані відмінності з погляду конструктивного надання чинности толоковим смокам — паровою силою, за чинности її безпосередньо на органи, що пов'язані з органами смоків, доцільніш у дальшому розгляді способів повідні це питання вилучити в окремий відділ. Нарешті, слід тепер таки звернути ще увагу на істотну різницю в надаванні чинности толоковим смокам від надавання чинности відосередковим і взагалі ротативним смокам; ця різниця полягає в самім перебігу процесу роботи в смоках цих клас. І справді, в толокових смоках з корбовою повіднею момент опору, як відомо, весь час змінюється від нуля за кутів корби φ , що дорівнюють нулеві та 180° , до максимального за кута між гонком і корбою, що

дорівнює 90° . Припускаючи безконечно довгий сувак ($L = \infty$), тангенціальний опір (T) у толокових смоках можна віддати виразом $T = P \sin \varphi$, де P — тиск на толок; із цього виразу випливає, коли взяти ще силу P за сталу величину, а це цілком можливо зробити, принаймні, для смоків з повітряними ковпаками, що тангенціальний опір у толокового смока змінюється за законом синуса. А як тепер для можливості роботи смока повідневий крутильний момент, який в більшості випадків на практиці ми можемо вважати за сталий, має дорівнювати в кожному разі пересічному моментові опору, то звідси випливає, що між толоковим смоком і повіднею за кожного оберту вала мають поставати напереміну зайвини в потужності рушійних машин і нестачі її, а це, своєю чергою, показує, що за надавання чинності толоковим смокам треба притягати до участі обертальні маси (маховики), які б забирали енергію рушіїв підчас її зайвини й знов віддавали її підчас нестачі її. За надавання чинності відосередковим і ротативним смокам, в яких момент опору підчас роботи смока звичайно коливається так мало, що його можна вважати приблизно за сталий, за сталости воднораз і крутильного моменту, нема потреби притягати до роботи обертальні маси.

Зазначена умовина, природно, дуже сильно ускладнює надавання чинності толоковим смокам, і в дальшому розгляді ріжних способів повідень смоків цій умовині слід приділити найпильнішу увагу.

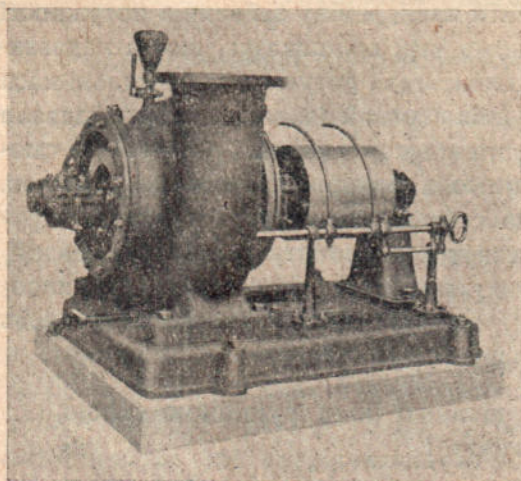
§ 2. Надавання смокам чинності ріжного роду рушійною силою, крім парової

а) Ручна повідня. Надавання смокам чинності безпосереднім прикладанням людської сили можна вживати, звісно, лише в тих випадках, коли смоки роблять малий час і, до того, за невеликих подач течива й невеликих напорів. Отже, така повідня придатна для висмокування води з невеликих колодязів, копанів, при будуванні льохів, підчас поливань садів, городів, для пересмокування всіляких течив з одних посудин в інші (гас, пиво тощо) і т. і., і смоків вживають у цих випадках, головно, невеликих толокових (переважно з порожнистим толоком), а також крильчастих, ротативних.

Передається силу в таких випадках або безпосередньо на толочило, або за допомогою важеля, або, нарешті, за допомогою ручного крутенця з корбовим механізмом. На фіг. 33, 34 і 74 подано свого часу деякі схеми таких передач. На підставі дослідних даних установлено при цім, що найбільшого ефекту щодо видатності й заощадження сили досягають за швидкостей точки прикладання сили близько $0,4$ м/сек у випадку роботи важелем, і близько $0,8$ м/сек за роботи крутенцем; при чім у першій випадку нормальне зусилля людини треба брати в границях 20 — 30 кг, а в другім випадку близько 10 кг. На підставі цих даних легко вже обчислити при данім типі смока можливу максимальну видатність смока за даного напору або можливу висоту нагнічування за даної видатності. У всякім

разі, очевидно, більш-менш визначних видатностей і напорів дістати за цього способу повідні не можливо.

б) Трансмiсійна повідня. Трансмiсійну повідню можна вживати сливе до всіх типів смоків, при чім найбільше поширення має пасова передача. Вище, розглядаючи окремі типи смоків, ми мали нагоду навести низку схем для таких передач. Для смоків низьконапірних і середньонапірних відосередкових невеликих видатностей і ротативних трансмісійну повідню злагоджується без особливих труднощів. На фіг. 297 зображено,



Фіг. 297.

напр., відосередкового смока фірми Escher-Wyss & Co для такої передачі. Для високонапірних відосередкових смоків з великими видатностями внаслідок великих швидкостей і неминучих при цім втрат від ковзання паса трансмісійну передачу вживають лише у виїмкових випадках, але тоді передатне число за великих поперечників шайб не повинно, по змозі, переступати величини 1 : 4. Гірш буває за трансмісійної повідні толокових смоків, надто тих, що повільно рухаються.

Річ у тім, що коли в цьому випадку ремінні шайби виготовляють навіть якнайбільші, на взір маховиків, то все ж обводові швидкості звичайно виходять не такі визначні, щоб забезпечити достатнє вирівнювання сильно змінюваного натягу паса. Паси роблять, отже, за дуже несприятливих умов і можуть служити дуже короткий час, якщо тільки розміри їхні вибрані не з великим запасом. Це призводить до того, що за смоків, які повільно рухаються, безпосередньо на вал смока передають пасом лише невеликі потужності; за великих же потужностей, яких вимагають великі смоки, доводиться цю потужність передавати на проміжний вал (фіг. 298), що злучається трибовою передачею з основним валом смока.

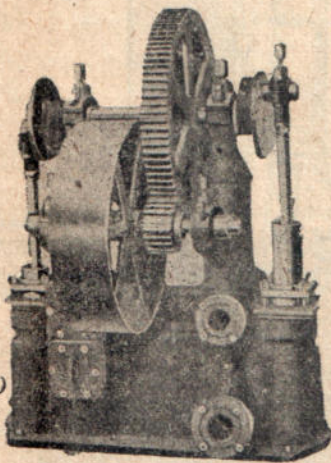
Очевидно, в цім випадку, ремінні шайби, виготовлювані на взір маховиків, можуть уже дістати такі великі обводові швидкості, що вони можуть бути достатні для вирівнювання натягу паса підчас акумулювання та віддачі маховиками зайвини роботи.

Швидкорушні смоки з цього погляду є в сприятливіших умовах, бо в таких смоках обводові швидкості ремінних шайб, насаджених навіть на корбовім валі (фіг. 299), звичайно досить великі, щоб зробити маховикові маси роботоспроможними.

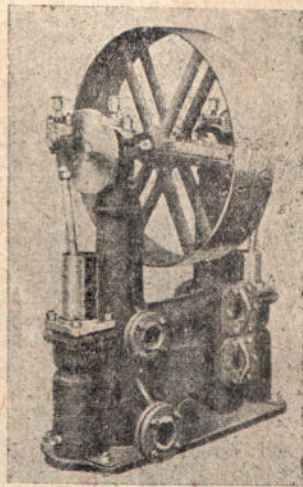
Саме визначування величини потрібних маховикових мас робиться так: будують діаграму тангенціальних опорів смока, по ній визначають найбільшу зайвину або найбільшу нестачу роботи A супроти пересічної; позначаючи тепер через u обводову швидкість маховикових мас M , а через δ сучинника нерівномірності смока, ми, очевидно, матимемо співвідношення форми:

$$A = M u^2 \delta = M \frac{D^2}{4} \omega^2 \delta = \frac{G D^2}{4g} \omega^2 \delta = I \omega^2 \delta,$$

де через D позначено поперечник ободу крутня (поперечник кола, що проходить через центри тягара перекроїв обода), через G — вагу махової шайби (обертальних мас), через I — момент інерції її. Зазначмо ще, що



Фіг. 298.

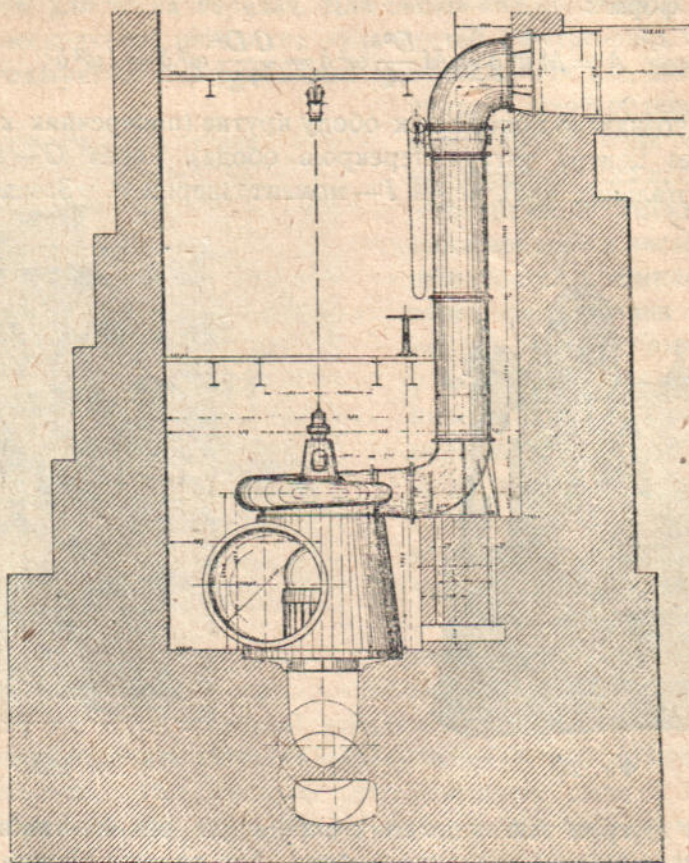


Фіг. 299.

дослідження діаграм тангенціальних опорів для різних типів смоків показує на далеко меншу величину роботи A в смоках тричинних супроти інших типів смоків, а виходить, і на далеко меншу потрібну величину маховикових мас. Як показують ці дослідження, в смоках тричинних максимальний опір лише на 6% вищий від пересічного, тимчасом як у смоках безпосереднього чину перебільшення максимального опору супроти пересічного сягає 31,4%.

в) Надання смокам чинності водяними турбінами. Надавання смокам чинності водяними турбінами, хоч розмірно і рідко, але на практиці подибується. Із цікавих устав цього роду зазначмо передусім зводнювальну уставу в Закаспійському краї. На фіг. фіг. 300 а, б, зображено уставу в розрізах, а на фіг. 301 подано зовнішній вигляд агрегату смока з водяною турбіною. Згідно з поданими рисунками відосередковий смок змонтований на однім валі (прямовисне розміщення) з по-

двійною Francis'овою турбіною закритого типу, при чім середина кожуха турбіни становить водночас забірний резервуар для смока; смок обчислений на подачу 1450 л/сек на манометричну висоту на 8,5 за числа обертів 135 на хвилину; турбіна розвиває 225 сил мех. коня за рівня, що дуже коливається у горішнім і долішнім б'єфах. Смок так змонтований, що



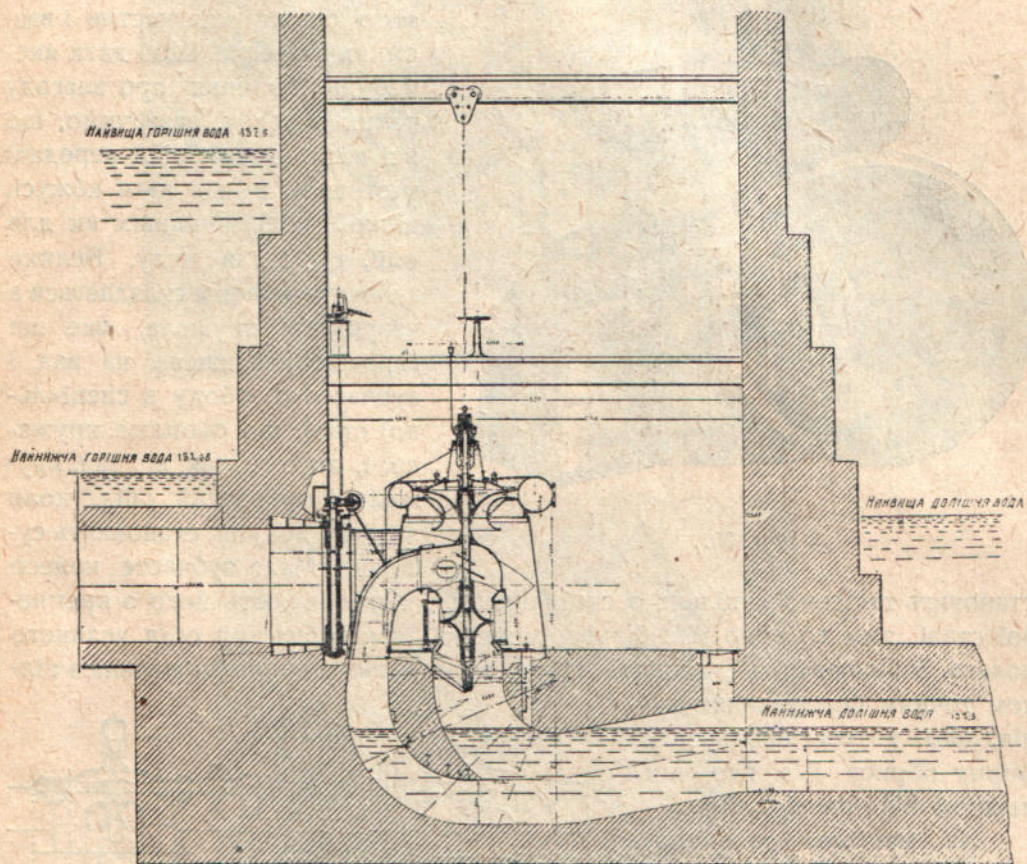
Фіг. 300 а.

навіть за найнижчого рівня в горішнім б'єфі може ще всисати воду. Агрегат виготовив Пірвіців завод у м. Ризі.

Як другий приклад надання відосередковому смокові чинності водяною турбіною, зазначимо уставу „Maunenes“ в Чілі, де відосередковий смок злучений (фіг. 302) з водяною турбіною (заводу Riva у Мілані) і з синхронним альтернатором мотором (завода Ansaldo в Женеві); остання злука має призначення акумулювати енергію. Смок споживає 2200 сил механ. коня за подачі 1,5—1,6 м³/сек на висоту 70 м і робить 500 обертів на хвилину. Турбіна розвиває при напорі 67 м і тим самим числі обертів 3000 сил мех. коня.

Обидві устави, як бачимо, роблять за сталого числа обертів, і все завдання підчас виготовлення агрегатів становило точно узгодити числа обертів у смока й турбіни, і таким робом можна було насадити обидва колеса (смока й турбіни) на один вал.

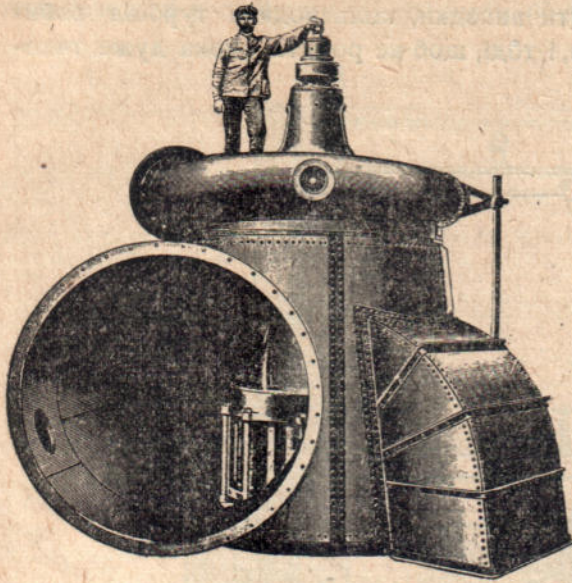
У практиці частіш можуть бути випадки, коли водяна турбіна робитиме розмірно мале число обертів, і тоді, щоб не робити смока дуже тихо-



Фіг. 300 б.

рушним, доведеться вживати трибової передачі між валами турбіни й смока, щоб збільшити число обертів в останнього. За сьогочасного незвичайно досконалого виготовлювання таких передач це не становить особливих труднощів. Такі трибові передачі, що роблять з сучинником видатности до $0,98 \div 0,99$, виготовляють як до поземних агрегатів, так і прямовисних, як для збільшення числа обертів, так і зменшення, і для передатних чисел до $1:12$ і навіть $1:14$, або $4:1$ до $10:1$, для одного східця; але їх виготовляють так само й двохсхідчастими і трисхідчастими з відповідним збільшенням передатних чисел.

На фіг. 303 подано, напр., такого роду передачу заводу Krupp'a (Essen, Німеччина) для чисел обертів 3000/75 і більших, розмірно, передаваних потужностей, а на фіг. 304 передача того ж заводу для менших чисел

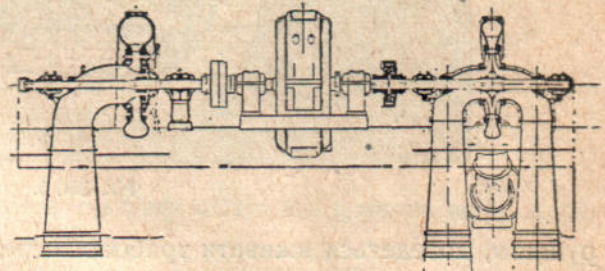


Фіг. 301.

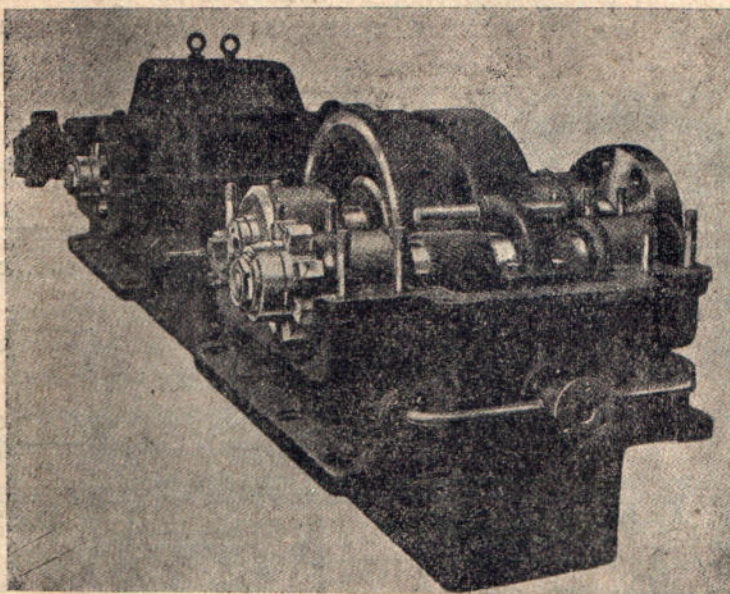
обертів і невеликих потужностей. На фіг. фіг. 305 а, б, в, г, цю ж передачу подано вже схематично для показу взаємного розміщення частин і взаємних розмірів. Щоб дати яке-небудь уявлення про злагоду таких передач, зазначимо, що всі частини трибової передачі містяться в чавуннім кожусі, цілком непроникливім як для олії, так і для пилу. Велике зубчасте колесо складається з чавунного кружала, яке ще гарячим насаджене на вал, і зубчастого ободу з спеціальної сталі, що охоплює кружало, і, до того, так, що вал, кружало й зубчастий обід, коли зібрати до купи, становлять суцільне. Мале зубчасте колесо

становить так само суцільне з своїм валом, і виготовляють його з кремневої сталі, тим то воно має більшу міцність, ніж зубчастий обід великого колеса. Зачіплювання становить собою просте гвинтове зачіплювання з цілком точним фрезуванням зубців, що мають евольвентну форму обрису й з яко мога меншою відстанню зубців.

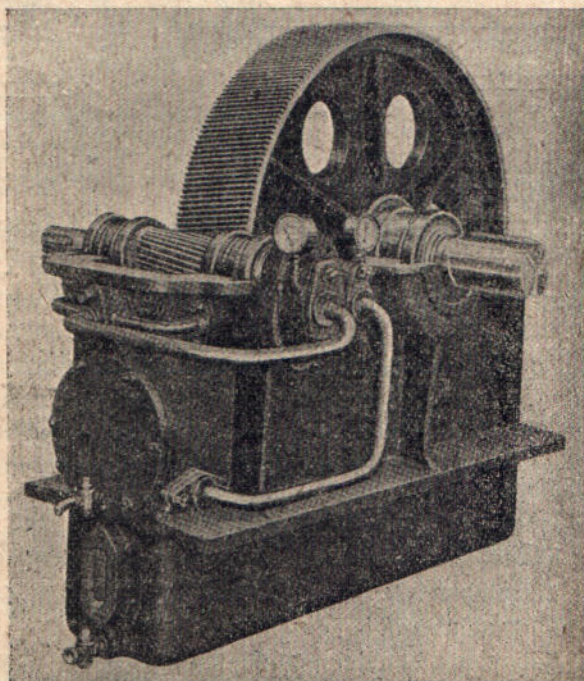
На мастіння вальниць і зубців вживають олії під тиском від 0,2 до 1 атм., що її нагнічує зубчастий смок, якому надається руху валом малого зубчастого колеса; олію всисає смок із уміщеного в долішній частині кожуха спеціального олійного резервуара, куди вона збирається крізь окремий олійний розподільник од усіх змащуваних місць. Мастяться зубці крізь оліїну прискавку. Зогріту олію проганяє смок крізь олієохолоджувач; крім того, є для чищення олії спеціальне цідило, крізь яке проходить спрацьована олія, перш ніж потрапить у збірний резервуар.



Фіг. 302.



Фиг. 303.



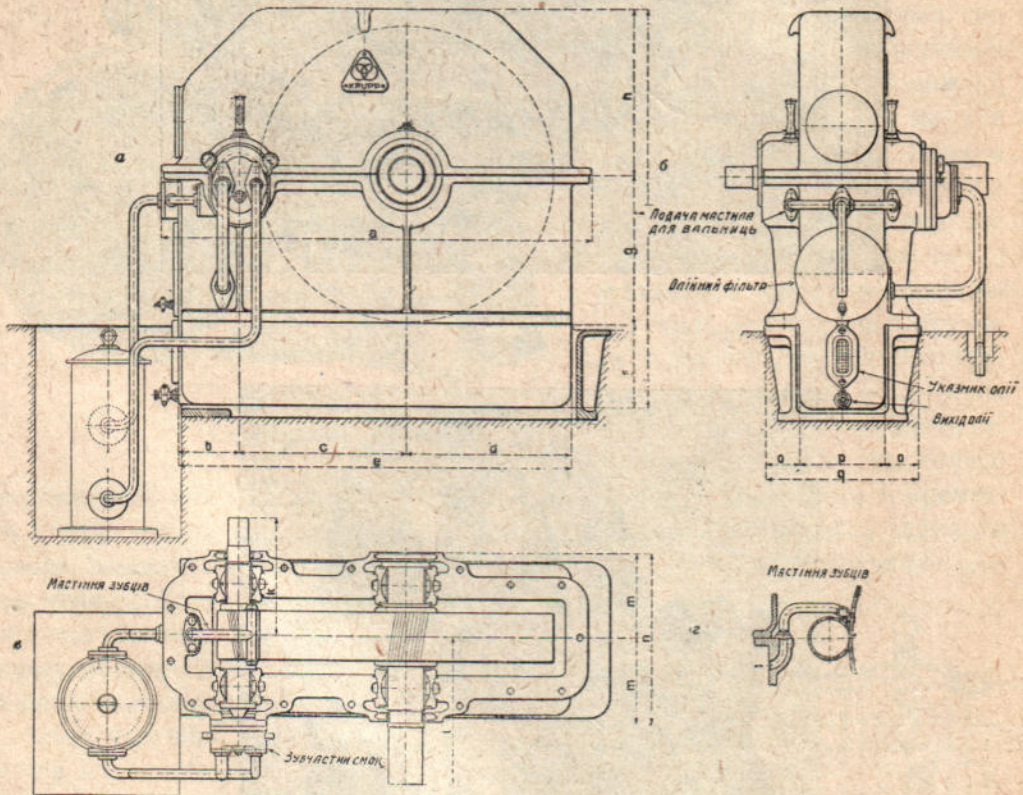
Фиг. 304.

Через таку колову циркуляцію олії, не вважаючи на густе мастиння всіх частин передачі, витрата мастила дуже мала. Передача робить зовсім без шуму.

На фіг. 306 зображено одне з зубчастих коліс передатного механізму заводу Brown Boveri.

Цікаво, що в новітніших зубчастих передачах, що їх виготовляє фірма AEG, зубці зовсім рівні.

Повідня толокових смоків од водяних турбін може робитись і за допомогою гонково-корбових механізмів, і за допомогою пасової передачі, і



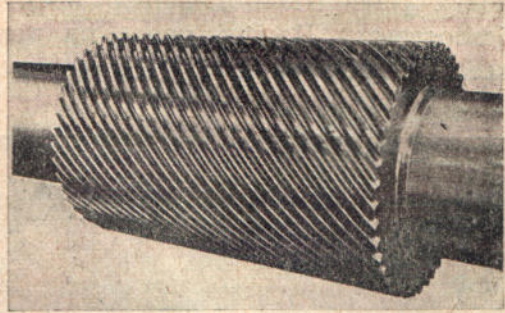
Фіг. 305.

за допомогою трибової передачі, коли взяти до уваги все сказане вище з приводу установляння маховиків. На фіг. 307 зображено смокову уставу в Блянкенштайні (Німеччина), де 3 поземі пурначеві смоки дістають чинність від турбін Francis'a.

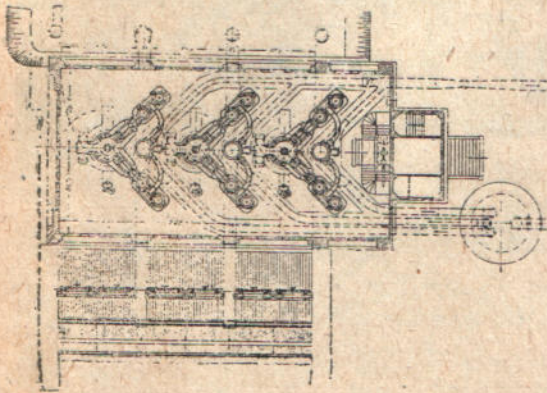
г) Надання смокам чинности паровими турбінами та електромоторами. Парових турбін теперішніх часів раз-у-раз починають вживати для надання чинности смокам, але, звісно, в наслідок вели-

кого числа обертів, що їх роблять вони, виключно відосередковим і до того, головно, великих потужностей; щодо електромоторів, то їх вживають як до надання чинності відосередковим смокам, так і толоковим, і як великих потужностей, так і малих.

Вживаючи парових турбін, незрідка удається смоки посадити безпосередньо на однім валі з паровими турбінами, роблячи числа обертів у тих і цих цілком однакові; така, напр., злука парової турбіни з відосередковим смоком на водогоні в Шарльоттенбурзі (Berlin, Німеччина), зображена на фіг. 308.



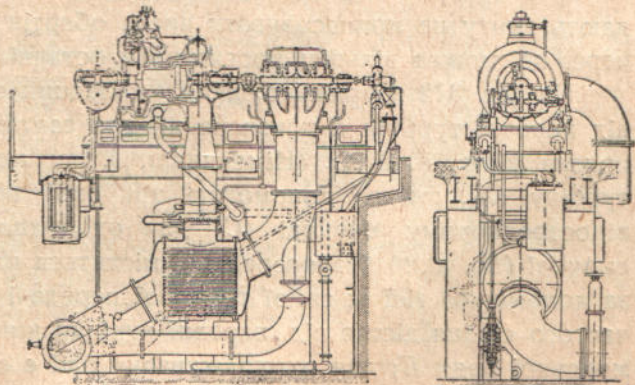
Фіг. 306.



Фіг. 307.

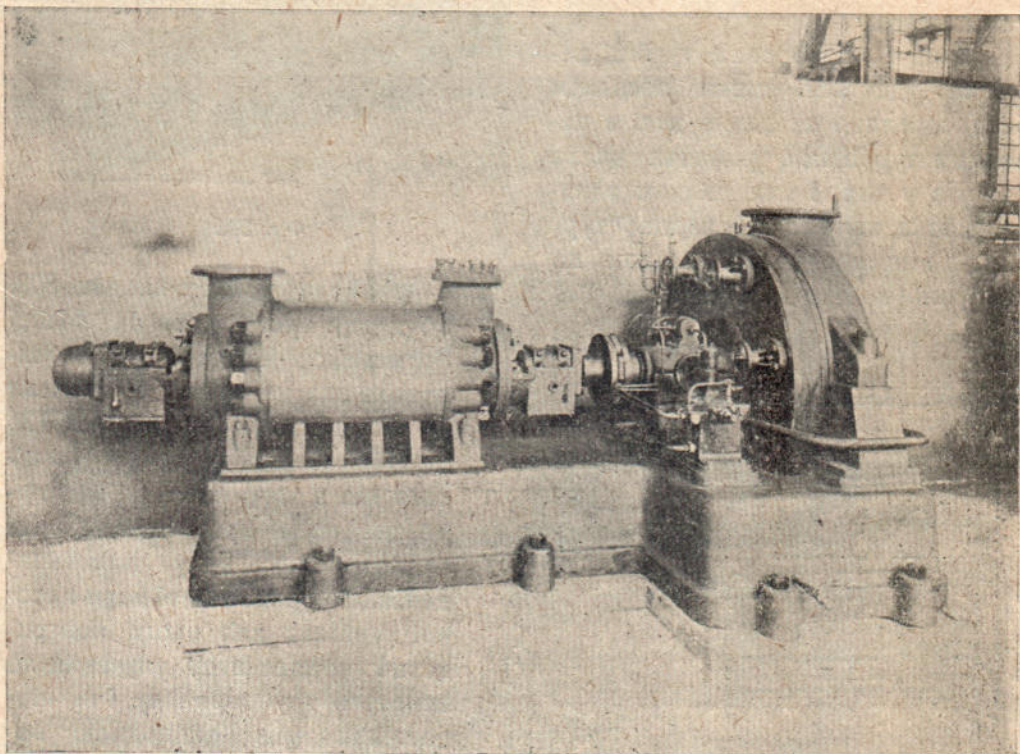
Збудував уставу завод Maffei Schwartzkopf-Werke (Berlin), обчислена вона на подачу $24 \text{ м}^3/\text{хвил}$ на манометричну висоту на 69 м , за 2700 обертів на хвилину, і цікава ще з того погляду, що подавана вода править воднораз за охолодну воду для конденсації спрацьованої пари парової турбіни; для цього поверхневий конденсатор злучений до всисного трубопроводу, і як відношення між охолодною водою і вагою пари дуже велике, то вода нагрівається лише на $1,5^\circ$. На фіг. 309 показано аналогічну злуку високонапірного смока з паровою турбіною, що її виконав завод Odesse (Oschersleben, Німеччина), а на фіг. 310 стандартизована злука парової турбіни й відосередкового смока, виконана заводом Escher Wyss (Ravensburg, Німеччина) для подавання води від 20 до $180 \text{ м}^3/\text{год}$ спеціально живити парові казани. Є устави й з прямовисним розміщенням

Збудував уставу завод Maffei Schwartzkopf-Werke (Berlin), обчислена вона на подачу $24 \text{ м}^3/\text{хвил}$ на манометричну висоту на 69 м , за 2700 обертів на хвилину, і цікава ще з того погляду, що подавана вода править воднораз за охолодну воду для конденсації спрацьованої пари парової турбіни; для цього поверхневий конденсатор злучений до всисного трубопроводу, і як відношення між охолодною водою і вагою пари дуже вели-



Фіг. 308.

парової турбіни та відосередкового смока; так, на фіг. 311 зображено турбосмок заводу Maffei-Schwartzkopf-Werke, спеціально призначений для судових устав (Hohlrost-Turbopumpe); злука смока з паровою турбіною тут безпосередня. Частіш, проте, ми подибуємо злуки парових турбін з відосередковими смоками за допомогою вищеописаних зубчастих передач, що



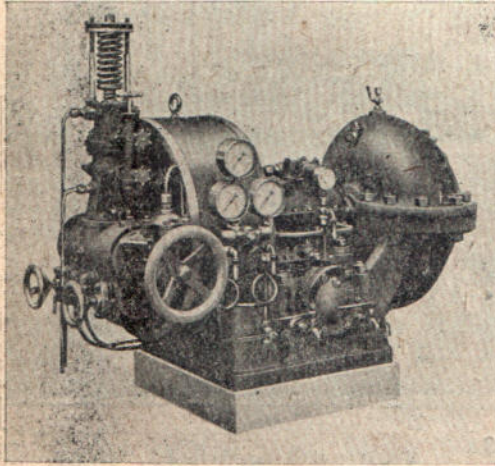
Фіг. 309.

дають змогу не припасовувати числа обертів у тих і цих машин і за яких, через це, можна вільніш проектувати останні.

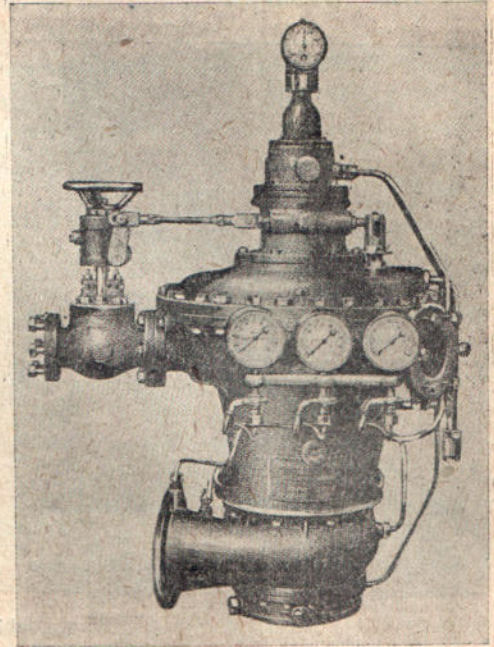
На фіг. 312 зображено, напр., складний смоковий агрегат, що робить від парової турбіни й призначений для вантажного пароплава. Уставу виконала фірма А. Е. С. (Німеччина), і, як видно, становить вона парову турбіну (А), що за допомогою трибової передачі (В) надає чинності відосередковому смокові (С) для охолодної води, і конденсаційному смокові (D), який безпосередньо міститься на тім самім валі. Опріч того, за допомогою тієї ж самої трибової передачі (В) з додатком нового зубчастого східця дістає від парової турбіни чинність олієсмок F і смок для морської води E; для охолодження олії є спеціальний охолодник G.

На фіг. фіг. 313 а, б, зображено з різних боків внутрішній вигляд

водогону (Palermo Pumping Station в Буенос-Айресі, Аргентина), а на фіг. 314 вигляд того таки водогону в розрізах і пляні. Усе машинове устаткування цього водогону виконала фірма Worthington (New-York, Америка).

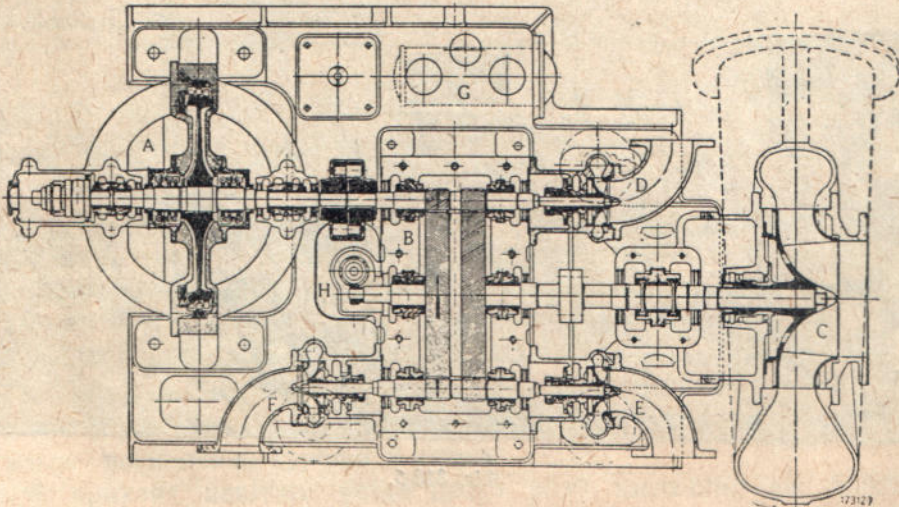


Фиг. 310.



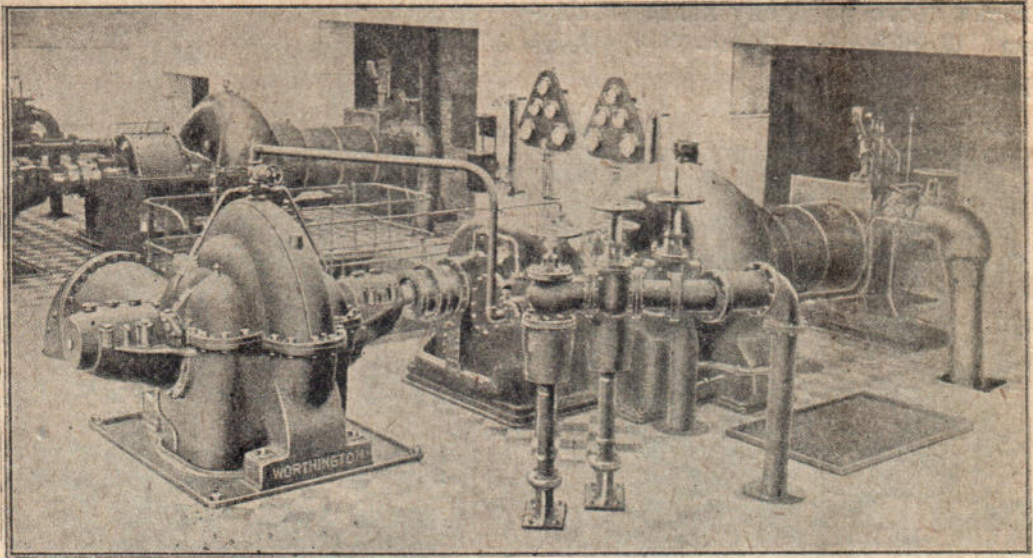
Фиг. 311.

Водогін почав роботи 1920 р., і обчислено його на подачу 30 000 000 гальонів ($114\,000\text{ м}^3$) води на добу. Кожний з двох смоків подає 22 000 га-

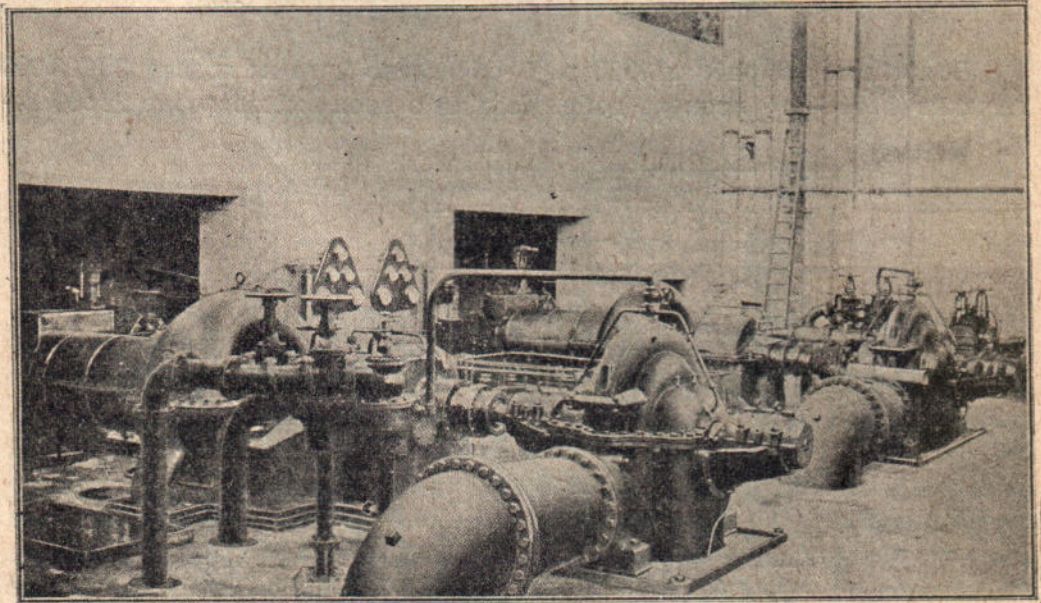


Фиг. 312.

льонів ($83,6 \text{ м}^3$) за хвилину на манометричну висоту на 220 футів (70 м). Смокові, що робить 860 обертів на хвилину, надається чину за допомогою



Фиг. 313 а

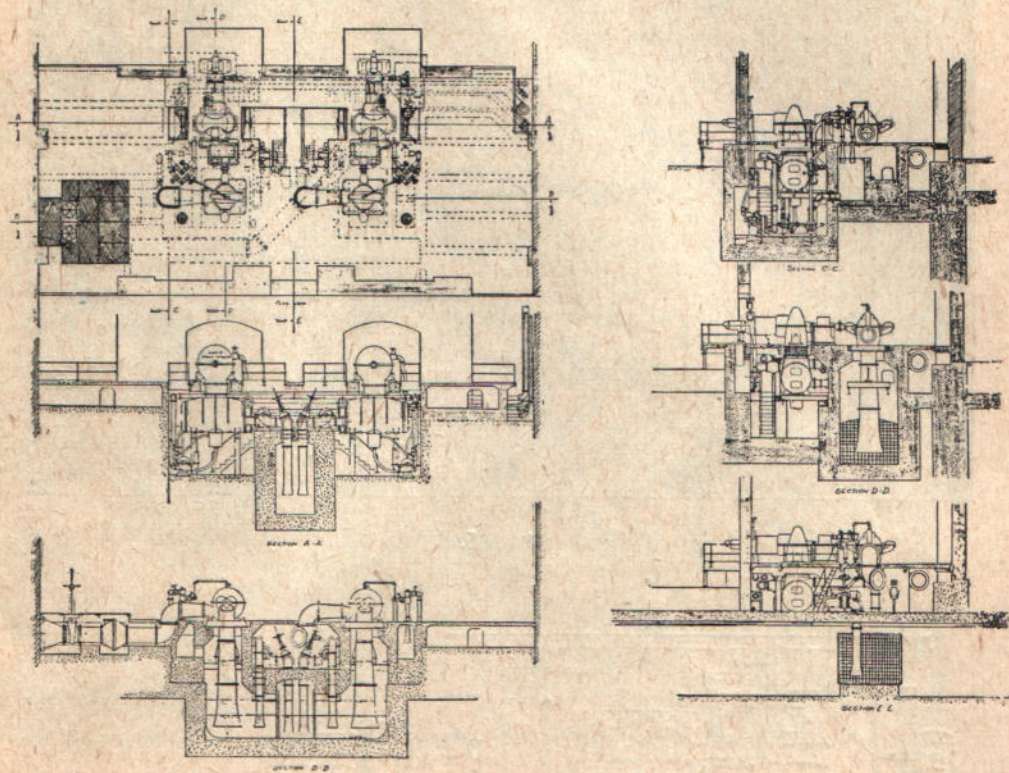


Фиг. 313 б.

трибової передачі паровою турбіною (потужністю 1595 *HP*), яка робить 3620 обертів на хвилину.

На фіг. 315 зображено внутрішній вигляд, а на фіг. 316 план і розрізи водогону в Філядельфії (Schawmont Station), збудованого тією ж фірмою 1921 року. Водогін обчислено на подачу 20 000 000 гальонів ($76\,000\text{ м}^3$) на добу на манометричну висоту 385 футів (кругло 117 м).

Парова Куртисова турбіна потужністю 1750 HP робить 3578 обертів на хвилину й надає чинності двом відосередковим смокам, що роблять

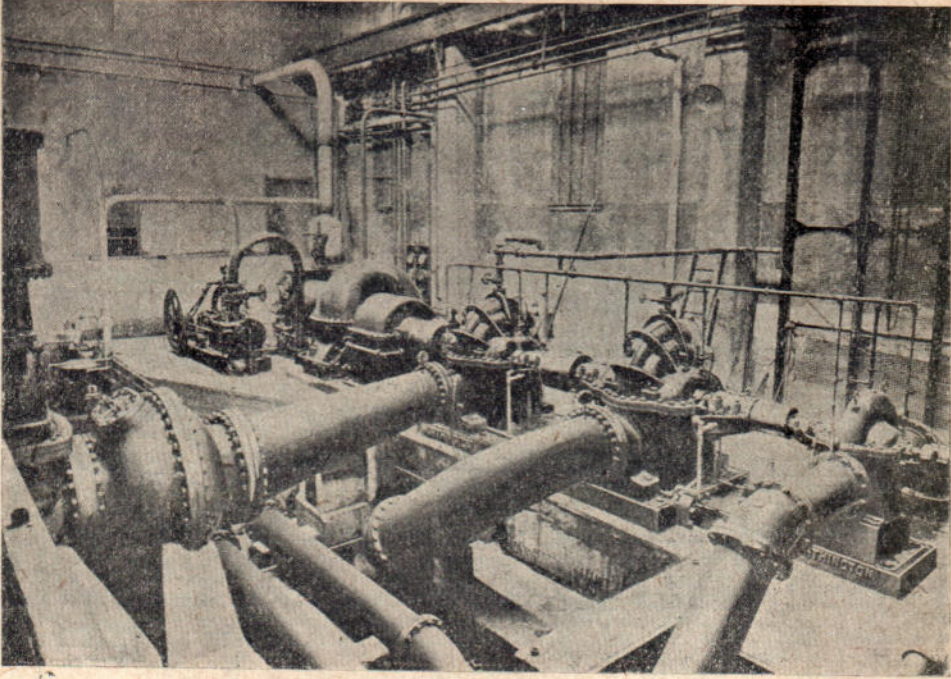


Фіг. 314.

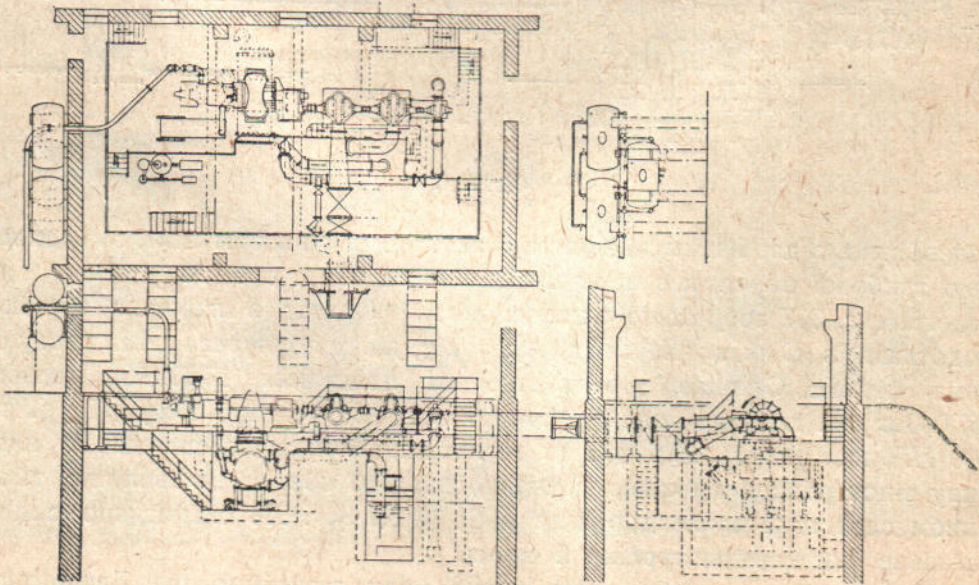
рівнобіжно, з двобічним підводом, і які сидять на однім валі, за допомогою трибової передачі з відношенням чисел обертів 3,975 : 1.

На фіг. 317 зображено один смоковий агрегат з паровою турбіною водотяжні в Омаїа (Nebraska, Америка), що її збудувала 1922 року та сама фірма. Станцію розраховано на подавання 15 000 000 гальонів ($57\,000\text{ м}^3$) на добу на манометричну висоту 280 футів (85 м). Турбіна в 500 HP, що робить 3764 оберти на хвилину, трибовою передачею надає чину відосередковому смокові, що робить 750 обертів на хвилину; таким чином передатне число дорівнює 5,02 : 1. На фіг. 318 схематично подано загальне розміщення турбіни й смока.

Як приклад новітніх устав цього роду, зазначимо ще Берлінський водогін (Lichtenberg), що його року 1927 збудувала фірма А. Е. Г., і що

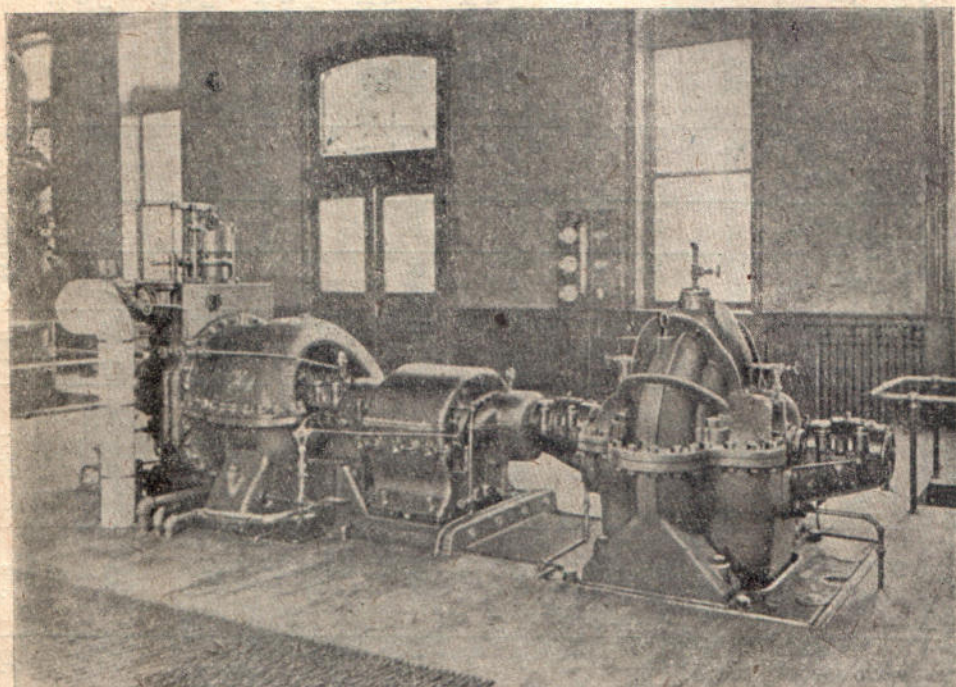


Фиг. 315.



Фиг. 316.

в пляні подано його на фіг. 319. На станції поставлено 4 турбо-смоки (а) на подавання $5000 \text{ м}^3/\text{год}$ кожний за манометричного нагнічування від 20 до 32 м. Турбіни злучені з відосередковими смоками трибовою передачею й роблять 5470 обертів на хвилину, а смоки—710 на хвилину, отже, відношення чисел обертів становить 7,7:1. На рисунку позначені, далі: через *b*—конденсатори, що поставлені під турбо-смоком, через *c*—засувки на всисних трубах, через *d*—засувки на напірних трубопроводах, через *e*—



Фіг. 317.

зворотні хлипаки. Для порівняння на тому ж рисунку показано в пляні збудований там таки ще 1899 року водогін з паро-толковими смоковими агрегатами на подачу кожний $1250 \text{ м}^3/\text{год}$ за того ж самого напору. Таким чином, стара станція за подачі $3750 \text{ м}^3/\text{год}$ вимагала площі станції 610 м^2 , а нова за подачі $20\,000 \text{ м}^3/\text{год}$ має площу тільки 300 м^2 .

Нарешті, в наступній таблиці 11¹⁾ подано перелік новітніх водогонів, устаткованих паро-турбосмоками, і наведено найголовніші характеристики їх.

Надання електромоторами чинності відосередковим смокам робиться звичайно без трибових передач. Як приклад такої злуки, на фіг. 320 зобра-

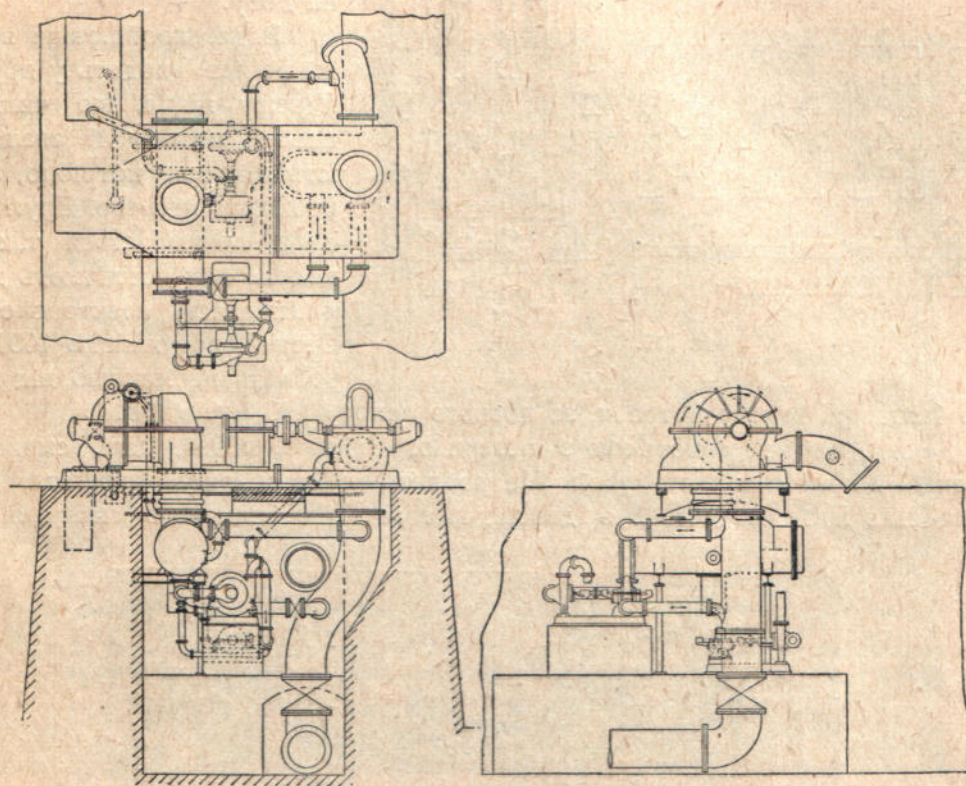
¹⁾ Ваєр S. Wasserhebung und Wasserspeicherung. Zeit. d. Ver. d. Ing. 1929, стор. 539 і далі.

ТАБЛИЦЯ 11

Назва міста й станції	Колі з'ясовано	Фірма, що поставила турбіни		Тиск пари в атм.	Температура пари С	Кількість подаваної води на м ³ год	Манометрична висота на м	Числа обертів на хвилину		Передатне число	Питома підймальна робота пари		Примітка
		турбіни	смоки					Турбін	Смоки		Гарант.	Ліснодежк.	
Бреслау Weidendamm	1924	Wunag—Görlitz		6,8	240	1800	42,5	9000	1800	5:1	42,5	42,7	
Дортмунд	1926	Maffel—Schwarzkopf		15	350	1380	82	5800	1450	4:1	—	—	Турбіна 536 НР
Гамбург Rothenburgsort	1926	MAN Amag—Hilpert		15	350—375	4000	60	5400	855	6,32:1	—	60	Односхідчаст. СМОК
Берлін Tegel	1926	A. E. G. A. E. G.		15	350	1800—2000	40—60	7850	725	10,8:1	54,5 при 2000 м ³ /2 й 50 м напорі	54,6	Двосхідчаст. СМОК
Шарльоттенбург Johannisthal	1926	A. E. G. A. E. G.		11	350	3000	65—95	3015	590	5,13:1	54,5 при 3000 м ³ /2 й 65 м напорі	56,9	
Берлін Lichtenberg	1927	A. E. G. A. E. G.		15	350	5000	20—32	5470	710	7,7:1	52,5 при 5000 м ³ /2 й 32 м напорі	62,5	Односхідчаст. СМОК
Берлін Stolpe	1928	A. E. G. A. E. G.		15	350	2000	60—90	5460	780	7:1	56,3 при 2000 м ³ /2 й 70 м напорі	60,1	Трисхідчаст. СМОК
Шарльоттенбург Tiefwerder	1928	A. E. G. A. E. G.		22	350	3000	65—95	3400	665	5,13:1	54,6 при 3000 м ³ /2 й 95 м напорі	60,2	
Горішній Шлезк	1929	A. Borsig Gebr. Sulzer		32	380	2400	180	5000	1060	4,72:1	7,2	—	Будується

жено смоковий конденсаційний агрегат, що його виконав завод Ganz & C^o в Будапешті; цей агрегат складається із смока для охолодної води, робочого смока для смока повітряного та конденсаційного смока, що сидять на одному валі з електромотором.

На фіг. 321 зображено внутрішній вигляд водогону в м. Порт-Артурі (Canada), що його устаткувала фірма Escher-Wyss, і що має три електро-смоки, які подають кожний 151 л/сек на манометричну висоту 91,5 м при числі обертів 1200 на хвилину. Потужність смокового агрегату 245 НР.



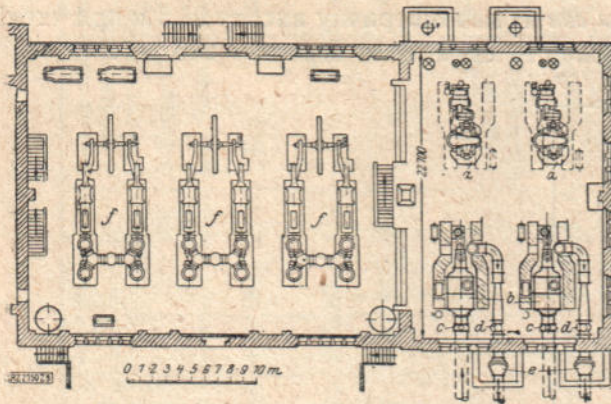
General Arrangement—18-Inch B. S. Volute Pump—Omaha, Nebraska

Фіг. 318.

На фіг. 322 подано загальне розташування водогону Albany (New-York), устаткованого електромоторами фірми Worthington 1921 року на подавання 19000000 галлонів на добу ($72\,200\text{ м}^3$). Воду береться з ріки Гудзон і спершу двома електросмоками, потужністю 150 НР кожний (число обертів 343 на хвилину) подається до осадної водойми при напорі, що міняється від 15 до 24 футів ($4,5 \div 7,3\text{ м}$). Один із цих агрегатів робить без перерви день і ніч. Із осадної водойми воду подається до 16 цідил першого порядку, розміщених поблизу, за допомогою двох електросмоків потуж-

ністю 80 НР кожний (число обертів 343 на хвилину), які роблять при напорі од 8,7 до 9 футів (2,65—2,7 м). Один з цих смоків робить безперервно.

Ці цідила періодично промивають водою, яку пускають під тиском крізь пісок. Виконують це електросмоки потужністю 250 НР кожний, що роблять по 600 обертів на хвилину і дають напір у 5—6 футів (1,7 м). Один із таких смоків робить, коли потрібно, періодично протягом 12—60 хвилин раз на добу.

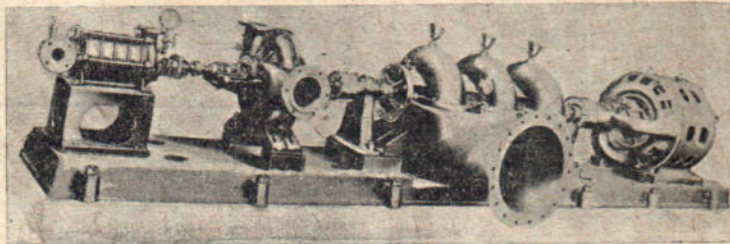


Фиг. 319.

до 1 години, в міру потреби, за повного напору 250 футів (76 м).

Воду, що йде самотокою з останнього цідила, подає, далі, смокова станція до міських резервуарів. Це роблять електросмокові агрегати, що кожний з них складається з двохсхідчастого відосередкового смока, який

робить від синхронного мотора потужністю 1600 kw при напорі 315 футів (96 м).



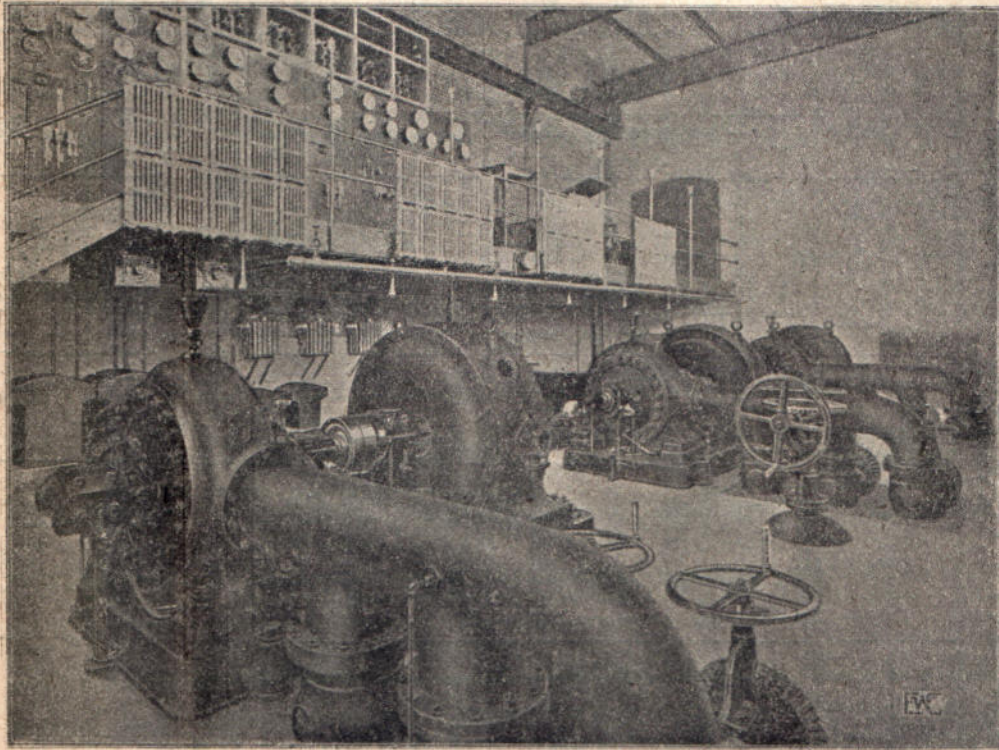
Фиг. 320.

робить від синхронного мотора потужністю 1600 kw при напорі 315 футів (96 м).

На фіг. 323 а, б зображено плян в розрізі збудованого 1927 року водогону в м. Бреславлі (Pirscham). Воду забирається із збірного залізобетонного колодязя (а) електросмоками (b) по 100 НР кожний і подається в напірну трубу (d). Кількість подаваної води 650 м³/год; манометрична висота нагнічування 28 м, число обертів 1460 на хвилину. Повний сучинник видатності агрегату 0,68.

Є водотяжні устави з прямовисними агрегатами. На фіг. 324 зображено, напр., унутрішній вигляд водотяжної з метою іригації станції Saiafino (Італія). Станція має шість електросмокових агрегатів, що складаються з прямовисних відосередкових смоків, яким надають чину безпосередньо прямовисні електромотори. Потужність електромоторів 480 НР, подача кожного смока $8,25 \text{ м}^3/\text{хвил}$ при напорі 1—4,35 м.

В наступній таблиці 12 подані новітні водогони в Німеччині, устатковані електросмоками з найголовнішими характеристиками їх.



Фіг. 321.

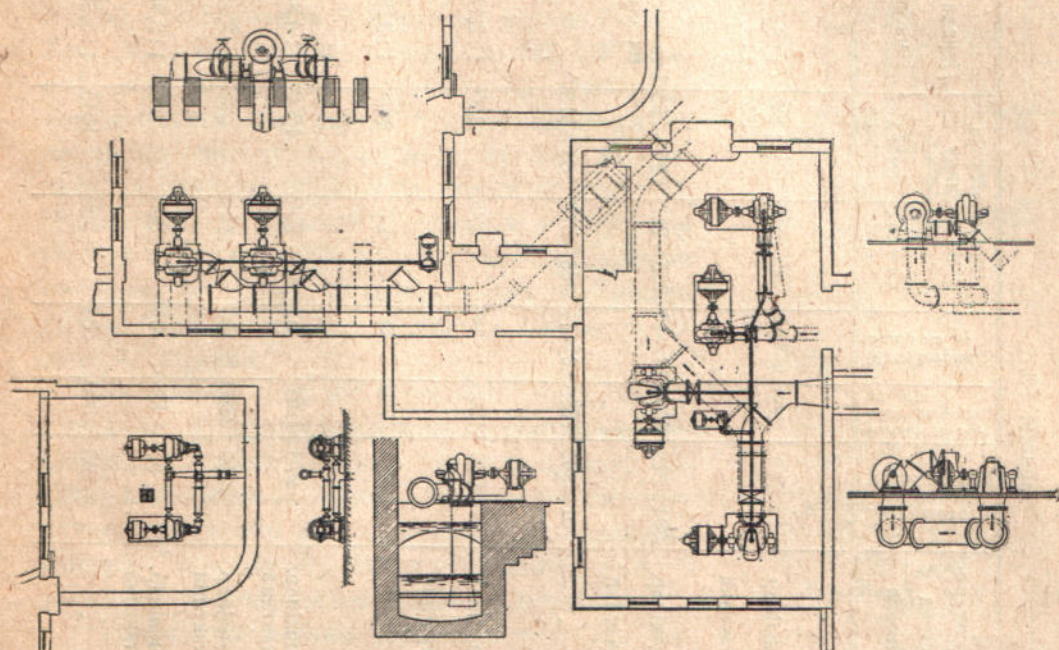
Як приклад надання чину толоковим смокам електромоторами, можна зазначити зображені на фіг. 325 поземий пурначевий смок двочинний та на фіг. 326 прямовисний смок безпосереднього чину, обидва заводу Weise & Monski (Halle a. S.). Число обертів першого смока, залежно од видатности (40—1000 л/хвил) при напорі близько 200 м лежить у межах 200—120, а другого (з видатністю 15—100 л/хвил) при напорі близько 140 м лежить у межах 265—140 на хвил. Приклади надання толоковим смокам чину від електромоторів за допомогою пасової передачі наведено вище.

г) Надання чинності смокам рушіями внутрішнього

ТАБЛИЦЯ 12

Водогін (число однотипових смоків)	Колі пуч- кено	Фірма, що збудувала		Рід мотора	Потужність (у кв. мех. кони)	Кількість подаваної води м ³ /год.	Маноме- тричний напір	Число обертів мотора й смока на хв.	Затягний су- чин. в'язатн. у 10%	П р и м і т к а
		мотори	смоки							
Альтона Гам- бург (3)	1927	A. E. G.	Weise-Söhne	Трифазового струму високої напруги	440 (598)	1000	100	1485	62	Односхідч. смоки
Бреславль (3) Pirscham	1927	A. E. G.	Escher-Wyss	3-фаз. струму асинхрон.	74 (100)	650	28	1460	68	
Берлін (2) Müggelsee	1927	S. S. W.	Об'єднан. німецьк. смокобуд- вельних заводів	3-фаз. струму асинхрон. вертикальн. вал	488 (663)	{ 4400, або 4200, або 3000	{ 28, або 33, або 44	735	{ 69 77,5 74	Сторчові гвинтові смоки
" (2)	1927	S. S. W.			251 (341)	{ 2200, або 2100, або 1500	{ 28, або 33, або 44	980	{ 67 76 72	
Дрезден (2) Tolkewitz	1927	A. E. G.	Sulzer	3-фаз. струм. вис. напруги	730 (990)	2844	74	1480		Смоки односхід- часті
Берлін Kleistpark (2)	1928	Maffei—Schwarzkopf		3-фаз. струму асинхр.	270 (300)	{ 2500, або 2000, або 1500	{ 20, або 25, або 30	730	{ 62 56	
" (2)		"	"		114 (155)	{ 1200, або 1000, або 800	{ 20, або 25, або 30	985	{ 57 60 57	
Кенігсберґ (2) Pregelwerk	1928	Maffei—Schwarzkopf			75 (102) 46 (63)	360—460 240—260	48—44 50—46	1460 1470	65 72	Односхідч. смоки Двосхідч. смоки
Майн (1) Hof-Schonau (3)	1928 1928	S. S. W. "	Sulzer "	3-фаз. струму асинхрон.	302 (140)	1300 600	46 46	1470 1470	69 73	Односхідч. смоки Двосхідч. смоки
Галле (1)	1929	S. S. W.	Weise-Söhne	3-фаз. струму	400 (540)	1080, або 1200, або 1260	84, або 80, або 76	1450	62 66 65	

горіння. Рушіїв унутрішнього горіння, як повідневих машин для смоків, вживали і тепер вживають досить часто, але приблизно до 1920 року виключно одноциліндрових і потужністю не більш як 120 НР. Від зазначеного року (1920) будівництво дизелів почало, як відомо, дуже вдосконалюватись, почали з'являтися потужні безкомпресорні машини, а разом з ними машини-дизелі стали вельми поширюватись, як машини для надання чину смокам, знов таки переважно відосередковим. Злучення дизелів і смоків роблять звичайно за допомогою зазначених трибових передач, хоч



Фіг. 322.

є приклади і безпосереднього злучення. Щоб мати уяву про найголовніші характеристичні риси таких агрегатів, знов подамо невеличкий перелік (табл. 13) таких устав, що їх роблено останніми часами в Німеччині.

Щоб показати загальне розміщення дизелів і смоків та злучення їх на водогонях, подаємо плян і розріз станції в Дортмунді, показані на фіг. 327; на цих рисунках через *a* позначені дизелі, через *b*—відосередкові смоки, через *c*—трибові передачі і через *d*—головні трубопроводи.

На фіг. 328 а, б, в, зображено в розрізах і з внутрішнього вигляду водогін в Берліні (Müggelsee) після перебудови його 1927 року. Ця станція цікава тим, що, поперше, за машиніві рушії є електромотори і дизелі, а, подруге, тим, що перші прямовисного типу сплучаються безпосередньо з новим типом відосередкових смоків (Gewe-Pumpe), які є вісні смоки з прямовисним валом, і в яких воду підводиться з одного боку криволіній-

ТАБЛИЦЯ 13

Водогін	Колі пучено	Фірма, що поставила		Характеристика дизеля	Потужність у мех. ковах	Кількість по-давань вод на №200	Манометр, напр на м.	Число обертів на хвилину		Передатне число	Гарантована водотяжна робота палива м. тонн кг.	Примітка
		дизелі	смоки					дизеля	смока			
Штеттін	1927	Mannheimer Motoren Werke	Maffei-Schwarzkopf	6-циліндр. 4-тактний	270	600 650	70 15	225	1480 995	1:6,58 1:4,42	1090	Один високо-напр., друг. низько-напр. смоки
Берлін	1927	Deutz	Maffei-Schwarzkopf	6-циліндр. 4-тактний	394—612	3000	28—44	225—265	225—265	Безпосередня злука	1350 ($H_M=33,4$)	Двосхідч. смоки
"	1927	"	Maffei-Schwarzkopf	"	201—345	1500	28—44	268—315	268—315		1265 (при $H_M=33,4$)	Двосхідч. смоки
Дортмунд	1928	Körting A. G.	Escher-Wyss	6-циліндр. 4-тактний	650	1296	95	225	850	1:3,78	1156	
"	1928	"	"	"	360	702	95	275	850	1:3,09	1120	
Кельн	1929	Deutz	Jäger Co	3-циліндр. 4-тактний	270	1020	53	250	1200	1:4,8	1153	
"	1929	"	"	8-циліндр. 4-тактний	1200	3360	59	200	650	1:3,25	1120	
Штеттін	1929	Deutz	Deutsche Werke Kiel	3-циліндр. 4-тактний	95	450	36	300	865	1:2,88	У будуванні	
"	1929	"	Deutsche Werke Kiel	"	63	300	34	300	1015	1:3,38		

ним штуцером; цей смок разом з електромотором подано на фіг. 329. На станції таких смоків 4 (позначені через *a*), при чім двоє з них з подачею по $4200 \text{ м}^3/\text{год}$, а двоє по $2100 \text{ м}^3/\text{год}$.

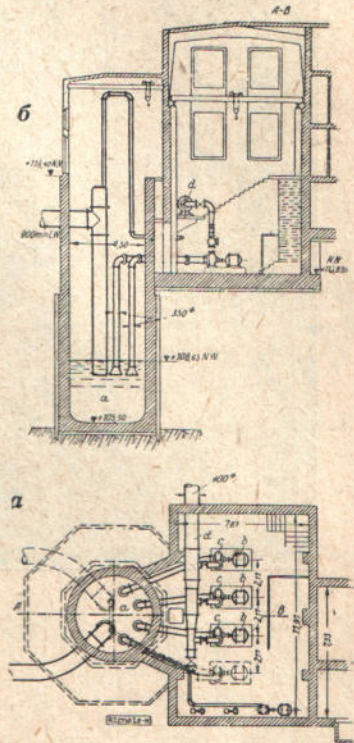
Дизелів (їх позначено через *c*) на станції також 4; вони злучаються безпосередньо із звичайними поземними відосередковими смоками (*d*), при чім два з них розраховані на подачу $3000 \text{ м}^3/\text{год}$ кожний, а два на подачу $1500 \text{ м}^3/\text{год}$ кожний.

На фіг. 330 подано ще внутрішній вигляд водотяжної для зводнювання станції (Mantova, Італія), устаткування її виконала фірма Franco-Tosi (Міляно). Дизелі потужністю 660 HP кожний злучені безпосередньо з відосередковим смоком, що подає $8,3 \text{ м}^3/\text{хвил}$ води на перемінну висоту $1 \div 7,1 \text{ м}$, а на фіг. 331 загальний внутрішній вигляд аналогічної станції (Monselice), де кожний з дизелів є злучений безпосередньо з двома відосередковими смоками, які сидять на одному валі; потужність дизеля при цьому 300 HP, напір $2,95 \text{ м}$, а подача $4,6 \text{ м}^3/\text{хвил}$.

Уживають іноді ще й пасової передачі між дизелями й відосередковими смоками, але переважно останніми часами лише тоді, коли хочуть, щоб смокові можна було надавати чину навперемінку або від дизеля або від електромотора. Того самого, певна річ, можна було б досягти і за допомогою трибової передачі.

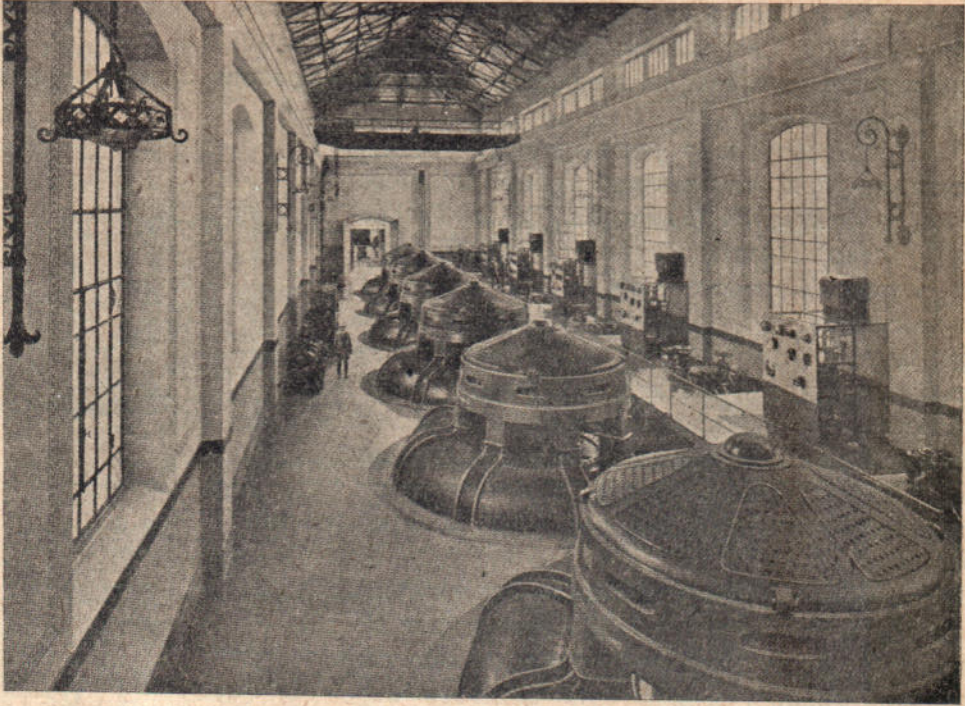
Толоковим смокам надається чину від дизелів, головню, пасовою передачею, хоча з'явилися уже пропозиції злучати толокові смоки і безпосередньо з дизелями; так, на виставці в Берліні, що була у лютому 1929 року, фірма Freund-Starke-Hoffman (Hirschberg) виставила толокового смока, що безпосередньо злучений з дизелем, при чім смок мав хлипаки конструкції D^r Schoepe.

д) Надання чинності смокам газовими рушіями, паровими машинами, що стоять окремо, і т. ін. Надання чинності смокам всіма такими рушіями робиться звичайно пасовою або кодільною передачею, рідше передачею трибовою, і виконується за відомими правилами таких передач, що викладені в курсах „Деталів машин“. Ясна річ, що і в цих випадках, коли надають чину толоковим смокам, неодмінно треба, на відзнаку од надавання чину відосередковим смокам, звернути особливу увагу на постачання достатніх мас обертовим органам смоків. Відповідні вказівки щодо цього подані були раніш, тому зупинятися на

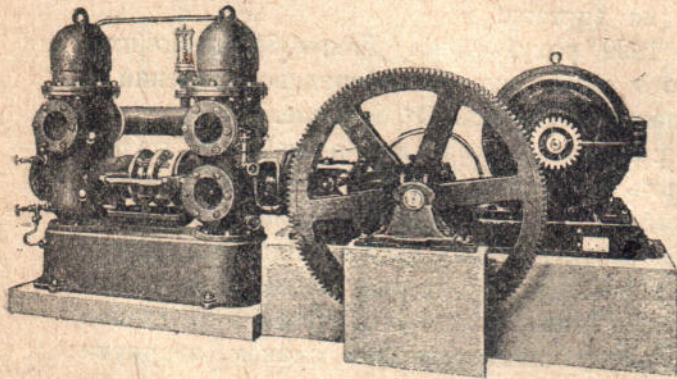


Фіг. 323.

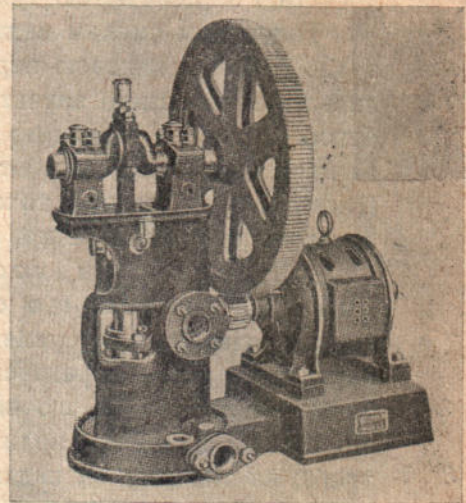
цім питанні ми не будемо. Приклад безпосереднього надання чину відосередковому смокові паровою машиною показано на фіг. 332.



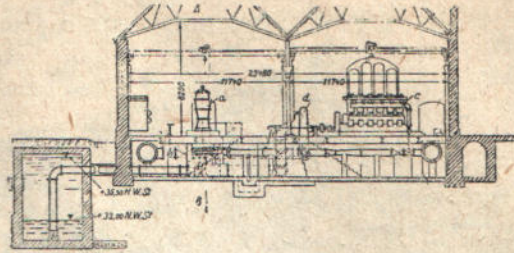
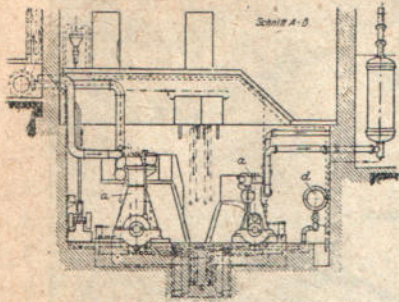
Фіг. 324.



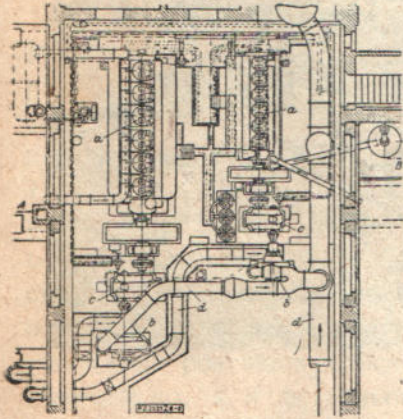
Фіг. 325.



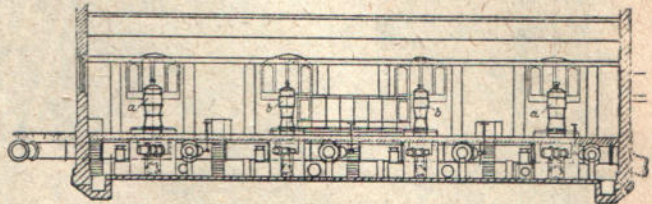
Фіг. 326.



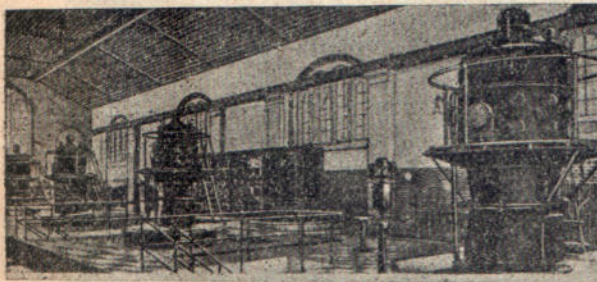
Фіг. 328 а.



Фіг. 327.



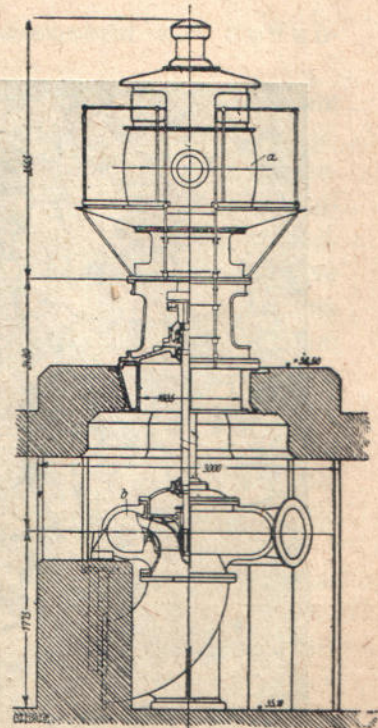
Фіг. 328 б.



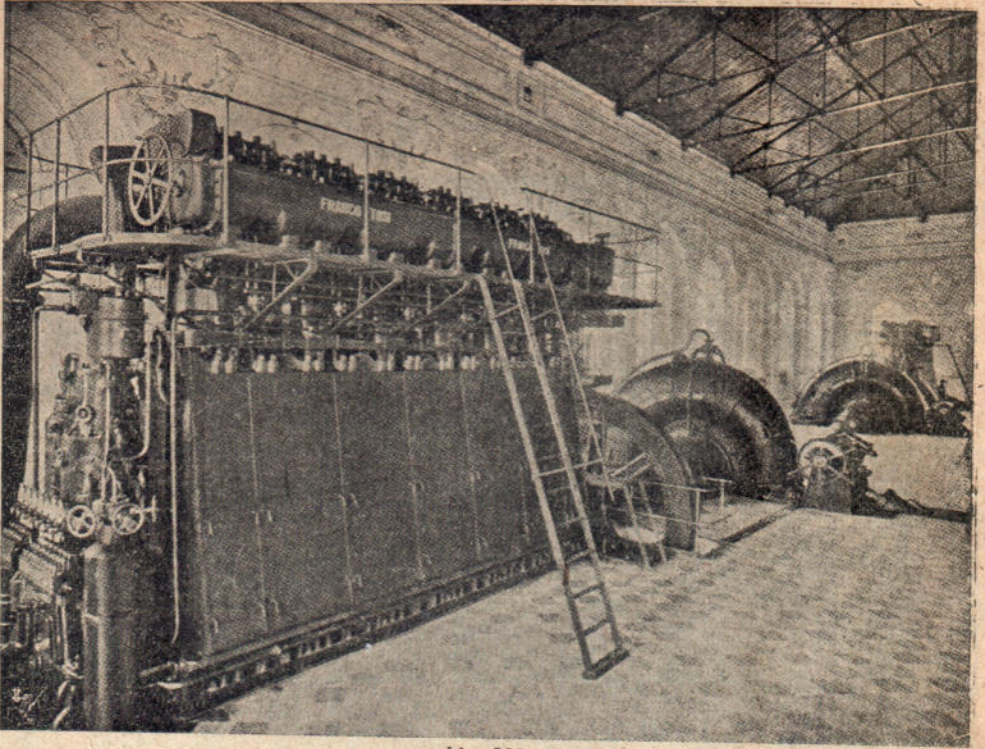
Фіг. 328 в.

§ 3. Надання толокним смокам чинности паровою силою

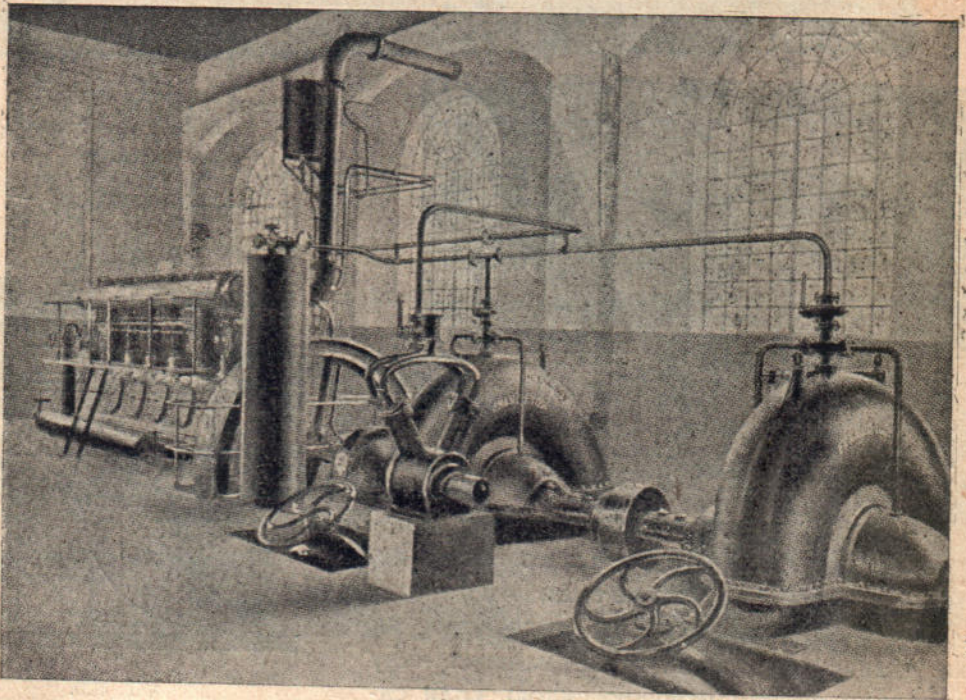
а) Основний підподіл толокних смоків, що їм надається чину паровою силою. Тут ми розглянемо, як уже зазначувано, лише таке надання чину толокним смокам паровою силою, коли си-



Фіг. 329.



Фиг. 330.

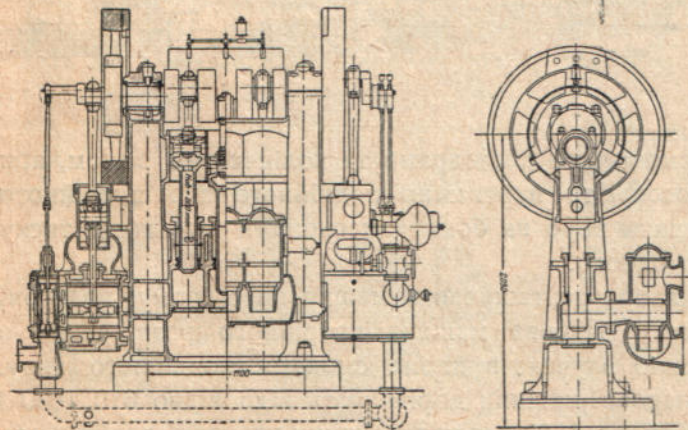


Фиг. 331.

ла пари безпосередньо чинить на органи, що злучені з органами смока, цебто припускатимемо, що толоки парової машини безпосередньо злучені, і до того ж твердо, з толоками смока, отже, рух одних спричиняє рух інших. Такого роду агрегати називаються паровими смоками і підподіляються на маховикові парові смоки, якщо вони мають корбові механізми й маховики, і на безпосередньо чинні парові смоки, коли таких нема.

б) Маховикові парові смоки. Маховикові парові смоки виконуються ріжно, і перш за все, за розпологом осей смоків та парової машини, їх можна підподілити на двовісні (фіг. 333), цебто такі, в яких толочилна смоків і парової машини розділені і лежать рівнобіжно, та одновісні (фіг. 334), коли толочилна смоків і парової машини є продовження один одного, при чім у першому випадку толочилна розташовуються майже завжди прямовисно, а в останньому — можуть бути розташовані або прямовисно або поземо.

Смоки першого роду (двовісні смоки), що їх вживано в практиці

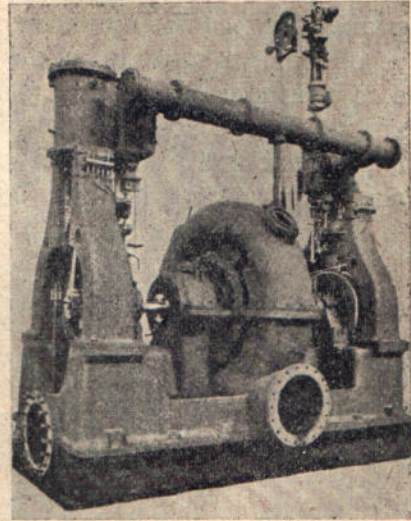


Фіг. 333.

для невеликих потужностей, мають ту істотну ваду, що в них повинно бути число корбових механізмів таке саме, як число парових і смокових циліндрів; крім того, вся робота, що надає чину смокам, має бути передавана через колінчастий вал.

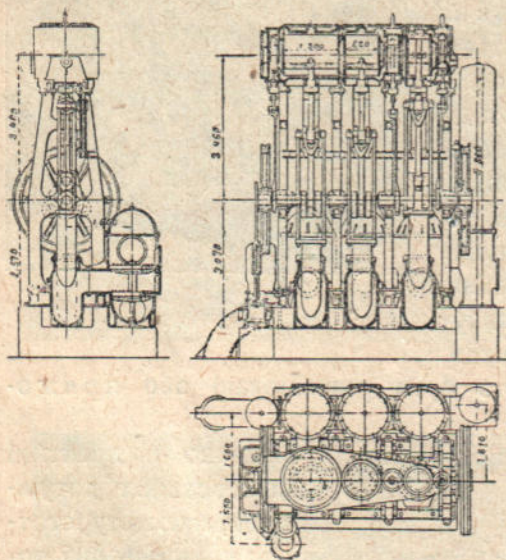
Смоки другого роду (див. фіг. 334) з цього погляду набагато вигідніші, бо корбових механізмів у них

удвоє менше проти числа тих і тих циліндрів, і призначення їх передавати лише маховикові, або назад одержувати від останнього акумульовану в нім вирівняльну роботу. За прямовисної конструкції цього

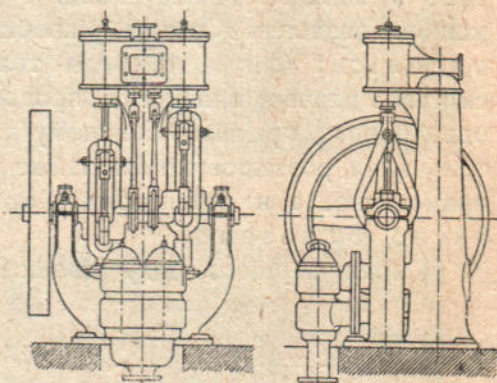


Фіг. 332.

роду смоків парові циліндри завжди розміщені бувають вгорі вище від смокових циліндрів: таким розміщенням дається повну волю розширювати частини смока підчас його нагрівання при роботі, але, з другого боку, таке розміщення смоків призводить до потреби ставити ковзанці між паровими та смоковими циліндрами, а колінчасті вали нижче від смокових циліндрів, а це призводить до ускладнення передачі в колінчастому валі — до обов'язкового застосування подвійних обводових гонків. Щоправда, є конструкції, в яких колінчасті вали розміщуються між паровими і смоковими циліндрами, але тоді постає потреба застосовувати складної злуки бил парових і смокових циліндрів через рамову конструкцію (фіг. 335).



Фіг. 334.

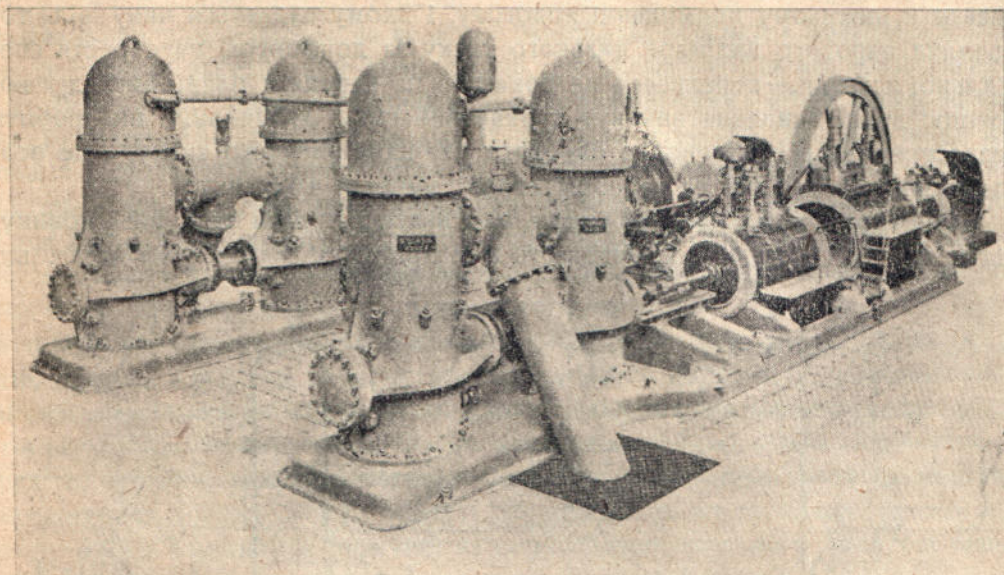


Фіг. 335.

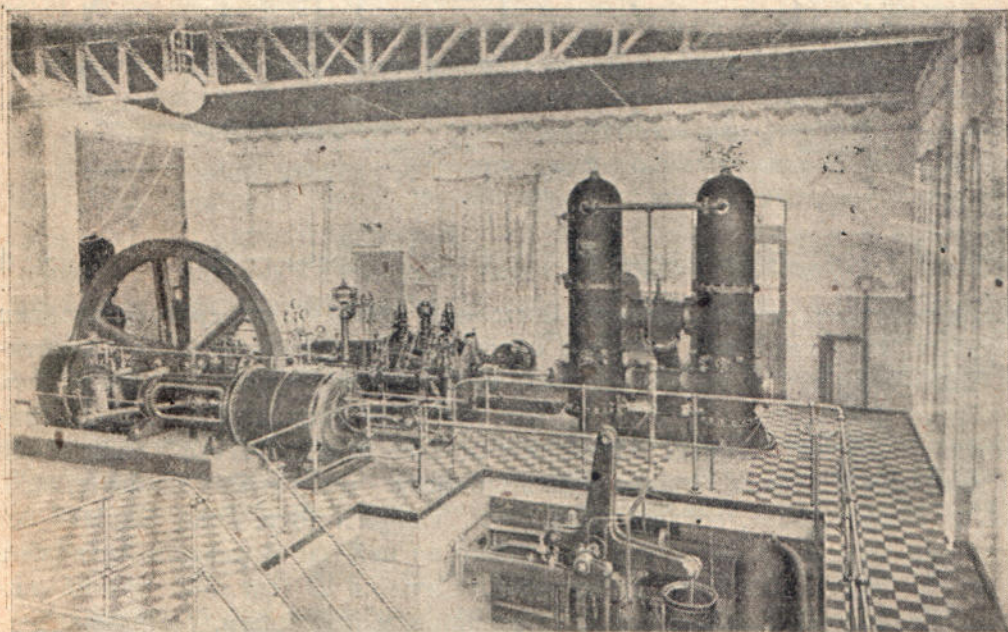
міщуються завжди між смоковими циліндрами та колінчастим валом, при чім парові машини застосовують переважно подвійного або потрійного розширення з заклинюванням корб на боках високого й низького тиску під кутом в 90° один до одного.

На фіг. 336 подано, напр., розташування машин на старому водогоні в м. Дортмунді (Німеччина). Парова машина потрійного розширення з конденсацією безпосередньо злучена з двома смоками подвійного чину. Поперечники циліндрів парової машини дорівнюють відповідно 610, 1030 і 1530 мм при перебігу толоків у 1200 мм; поперечники пурначів дорівнюють 420 мм при тому ж перебігу. Тиск робочої перегрітої пари $11\frac{1}{2}$ атм. Машина при спалюванні 1 кг вугілля дає 350 000 м/кг роботи.

На фіг. 337 зображено розташування машин на старім водогоні передмістя Берліну—Руммельсбургу. Описувана устава мала за завдання, з одного боку, подавати ще неочищену воду на цідила, а з другого боку, про-



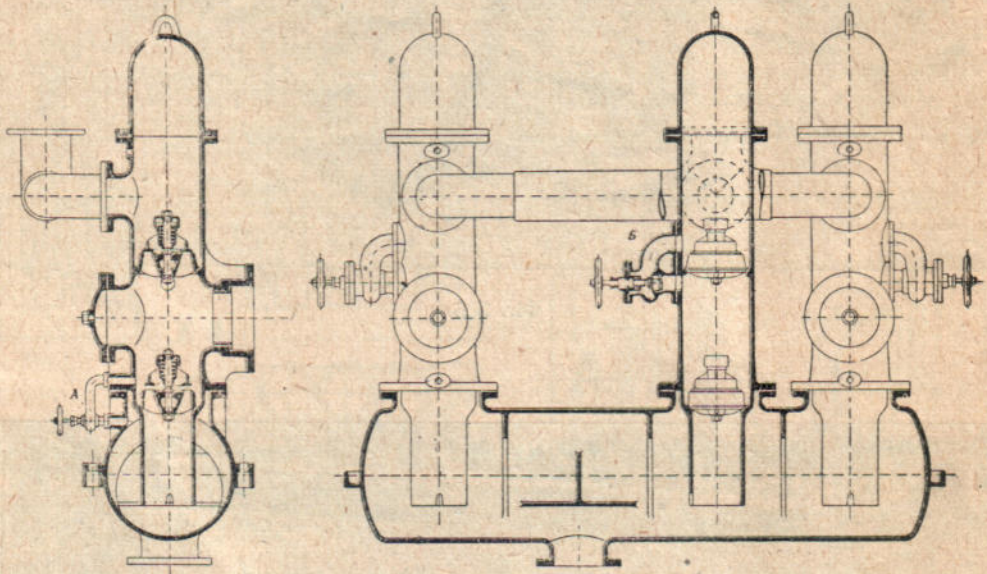
Фиг. 336.



Фиг. 337.

піджену воду у водонапірні башти. Перше завдання виконує смок, що міститься в нижньому приміщенні водогону, і якому надається чину від толочилна парового циліндра низького тиску за допомогою перехрестя спеціальної злагоди,—перехрестя це показано на переднім пляні вигляду водогону; друге завдання виконує пурначевий смок двочинний, що робить безпосередньо від толочилна парового циліндра високого тиску, а це розташування зображено на задньому пляні вигляду водогону.

Злагоджуючи маховикові смоки, слід взяти до уваги таку ще умовину: підчас пуску смока в рух швидкість u маховика звичайно така мала, що



Фіг. 338.

його енергії $M \frac{u^2}{2}$ може забракнути для вирівнювання роботи в першу й другу половину перебігу толока. В наслідок цього підчас другої половини перебігу, коли смоковий тиск має переважну вагу, машина може спинитися. Щоб уникнути цього, в парових маховикових смоках установлюють звичайно між всисним простором (або трубою) і смоковим простором (поминаючи всисний хлипак) злучні або обвідні коліна (A) (фіг. 338, лівий вигляд), що їх можна закривати за допомогою грантів або хлипаків. Пускаючи в рух смока, останні залишають відкриті доти, поки машина перейде на нормальне число обертів; звідси, за цей час подавання течива не буває. Не рідко ставляють також обвідне коліно B (фіг. 338, правий вигляд), яке злучує смоковий простір з напірним простором, обминаючи напірного хлипака; коліно це служить для того, щоб можна було перепустити в напірний повітряний ковпак повітря, що скупчилося в смоковім

циліндрі після довгочасної зупинки. Відкриваючи ж одночасно коліна А і Б, можна всисний простір заповнити водою, що є під напірним хлипаком. У таких випадках радять за великих напорів на всисний і повітряний ковпаки ставити забезпечений хлипак, щоб тим убезпечити їх від зруйнування.

Невеликих одноциліндрових маховикових парових смоків тепер зовсім не будують. Попередніми часами їх уживали, головню, для живлення парових казанів, для нагнічування олії при змащуванні машин і т. і., але, як показала практика, вони виявились незадовільні з цілої низки причин. Передусім їх доводилось будувати, щоб надолужувати, наприклад, забарне з якихось причин живлення казана, далеко більших розмірів, ніж це потрібно для безперервного нормального живлення. Тим то смок повинен був нормально робити з меншим супроти нормального числом обертів, цього досягалось за простого сувакового розподілу дроселюванням підчас впускання свіжої робітної пари. В наслідок же малого числа обертів регульовна чинність маховика не могла достатньою мірою виявитись, і навіть, навпаки, виникала загроза, що може зупинитись смок в мертвих положеннях толока. Усе це врешті спричинилося до того, що такого відроду смоки замінили в практиці на смоки безпосереднього чину, які зазначених хиб не мають.

в) Підподіл парових смоків безпосереднього чину. У парових смоках безпосереднього чину¹⁾ толоки смокових парових циліндрів, розташованих один за одним звичайно поземо (бувають і прямо-висні розташування), злучені між собою одною штангою, але при цьому, замість корбових механізмів і маховиків, які у вище розглянутих смоках своїм рівномірним обертанням спричинювали певний рух толока, як того вимагає теорія, мають спеціальні механічні пристрої, що цілком забезпечують толокам так само певний рух і дають при тім смокам іще деякі переваги.

Парові машини можуть бути при цьому як одноциліндрові, так і многоциліндрові, подвійного чи потрійного розширу, і підподіляються, якщо не зважати на ще дрібніші підподіли, на смоки симплекс, в яких є лише по одному паровому і смоковому циліндру, толоки яких злучує одно било, при чім у деяких конструкціях це било за допомогою особливого пристрою за участю самої пари робить потрібне змінення впускання пари в паровий циліндер, а в інших конструкціях потрібна зміна впускання пари робиться без участі цього била самою ж парою при своєрідній згоді парових циліндрів, і смоки дуплекс, що являють собою, власно кажучи, рівнобіжну сполуку двох смоків симплекс, але в яких потрібний розподіл пуску пари в кожному паровому циліндрі окремого смока робить било іншого смока.

г) Смоки симплекс, їх згода та перевага й вади їхні. Конструкцій смоків симплекс є надзвичайно багато; можна сказати, що

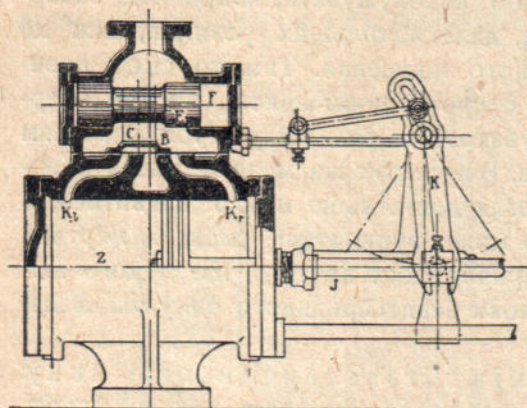
¹⁾ Nickel, Fr. F. Direct-acting steam pump. New-York. 1923.

кожна фірма, будуючи їх, робила ті чи ті зміни, відповідно до своїх міркувань, і закріплювала їх патентами.

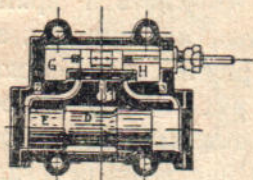
Не перераховуючи всі такі конструкції, що опис їх читач може знайти у зазначеній вже книзі Fr. Nickel'я, ми опишемо лише дві з них, найхарактерніші.

Одна, що належить фірмі Deane Steam Pump Co (Indianapolis, Америка) подана на фіг. 339 а, б, в і, як бачимо, має в паровому циліндрі коробчастий сувак, що відкриває або закриває парові канали в циліндрі Z. Цей

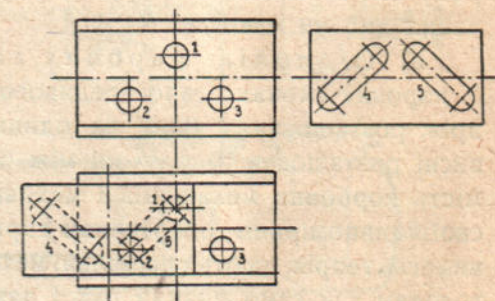
плоский сувак має на своєму зовнішньому боці вилитий разом з ним чіп C, що входить у відповідну гару розподільного толока E, від якого він і набуває відповідного руху. Розподільний толок ходить в особливому циліндрі F, який у бічній своїй стороні, що роз'єднує його



Фіг. 339 а.



Фіг. 339 б.

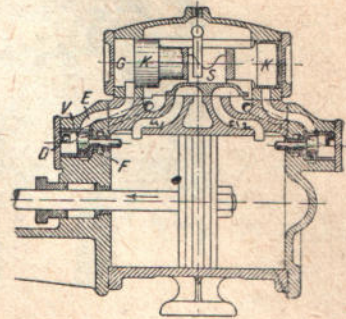


Фіг. 339 в.

від сувакової коробки G (див. фіг. 339 б), має два впускні канали (2 і 3) та один випускний (1). Ці канали з боку коробки G можуть перекриватися плоским суваком, що дістає рух толочильна парового циліндра за допомогою двораменного важеля K. Останній, щоб можна було змінювати перебіг сувака H, має в своєму верхньому рамені скрізну гару. Сувакове дзеркало коробки має три круглі отвори, 1, 2 і 3 (див. фіг. 339 в); вони розміщені зазначеним способом і правлять: перший за впускний отвір в канал, а другий і третій за впускні отвори в канали 2 і 3, а сам сувак на своїй ковзній по згаданому дзеркалу поверхні має дві скісні гары (4 і 5). За крайнього лівого положення сувака H, що показано на фіг. 339 в, канали 1 і 2 за допомогою гары 5 злучені вкупі, так що пара, яка є лівіше від толока E, може вільно бути випущена крізь отвір 1 та канал 1 в атмосферу; одночасно свіжа пара крізь отвір 3 та канал 3 надходить у простір праворуч від толока E. Наслідком всього цього буде втікання пари

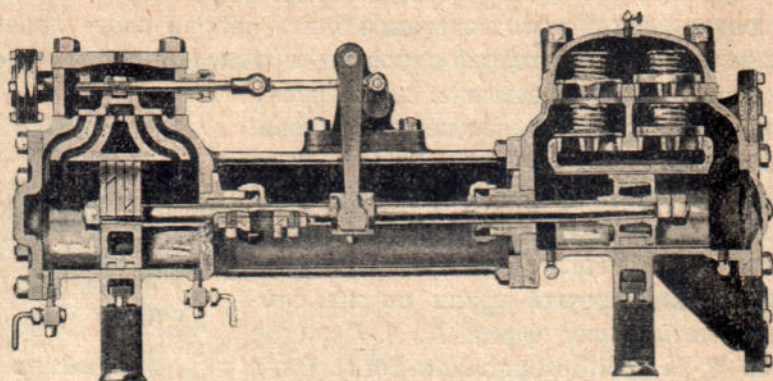
через канал у праву частину парового циліндра та переміщення під тиском його толока ліворуч і одночасно переміщення сувака *H* праворуч. Коли останній займе своє майже крайнє праве положення, станеться відкриття лівого каналу 2 та злучення каналів 1 і 3, тобто станеться зміна перебігу розподільного толока. А що відкриття каналів 1 і 3 робиться суваком *H*, перш ніж толок парового циліндра закінчить свій перебіг цілком, то й розподільний толок завжди змінить напрям свого перебігу, перше ніж зміниться перебіг толока парового циліндра, а через те, очевидно, зунинка смоків завжди виключена. Для пуску смока є спеціальний важель, що керується зовні особливим держакком; цим важелем можна на бажання або утримати розподільний толок в його середньому положенні, або пересунути в яке завгодно положення.

За представника другої групи смоків симплекс можна мати смоки фірми A. S. Cameron Steam Pump W-ks (Phillipsburg, New-York). В цій конструкції напрямок розподільного толока та розподільного сувака змінюється за допомогою хлипаків, що керуються толоком парового циліндра. Плоский розподільний сувак (фіг. 340), який має чіп *S*, пересувається розподільним толоком *K*; останній, за допомогою отворів у іверових стінках, дозволяє вільно циркулювати свіжій парі в середині сувакової коробки. Припустимо, що толок *K* зсунутий праворуч так, що простір *G* з'єднано з каналом *E*, а через правий канал a_2 пара йде у праву частину парового циліндра; тоді толок нарізного циліндра почне переміщуватись з правого боку ліворуч і в кінці свого перебігу вдарить на штатив *V*, що виступає в середину парового циліндра, і змусить відсунутись також ліворуч хлипака, який становить одне суцільне із штативом; через це пересування хлипака канал *E* злучиться з випускним отвором *F*, що його перед тим перекривав хлипак *V*. Пара із простору *G* почне через це витікати в атмосферу, а толок *K* під впливом тиску з правого боку почне пересуватись ліворуч і пересуватиме з собою ліворуч плоский розподільний сувак; завдяки цьому каналом a_1 почне надходити свіжий напір, і толок мусить змінити напрямок свого руху. Разом із пересуванням толока праворуч хлипак *V*, під тиском пари, що йде каналом *D*, теж почне переміщуватись праворуч і прикриє випускний отвір *F*. Коли толок набере крайнього правого положення, весь описаний процес повинен повторитися в правій частині циліндра, а толок повинен буде знов змінити свій рух, але в зворотному напрямі; отже, зміна руху толока парового циліндра відбувається під чинністю самої пари кожного разу, як толок зіткнеться з одним із хлипаків *V*, не доходячи цілком до своїх крайніх правого або лівого положення.



Фіг. 340.

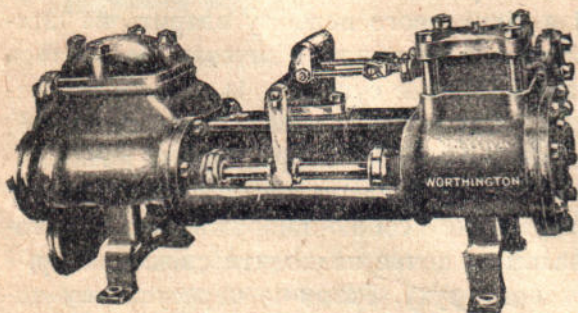
Смоки симплекс, як уже зазначувано, так само, як і взагалі смоки безпосереднього чину, мають передусім ту перевагу, що можуть робити хоч за якого малого числа обертів, потім потребують надзвичайно малих приміщень, і, нарешті, не маючи частин, які швидко обертаються, вони мало дають приводів до всяких нещасних випадків. Вади їх — конструктивна



Фіг. 341 а.

складність передачі руху від біла до плоского коробчастого сувака, чутливість до навіть невеликих змін опорів при нагнічуванні та тискові пари, при великих смоках досить складний догляд і, виходить, потреба у кваліфікованішим персоналі.

г) Смоки дуплекс, їх злагода, перевага та вади їхні. У смоках дуплекс, як уже згадувано, розподіл пари в однім паровім циліндрі робиться за допомогою біла другого парового циліндра. Найвідоміші смоки цього роду є смоки фірми Worthington (New-York), що будувє їх від 1845 р.



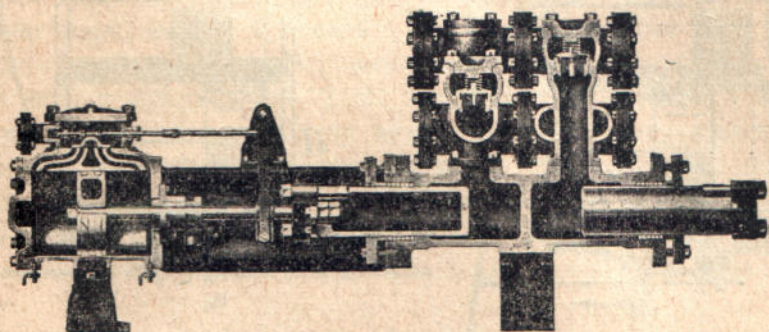
Фіг. 341 б.

На фіг. 341 а, б, і 342 а, б, подані подовжні розрізи і зовнішній вигляд смоків дуплекс Worthington'a для нормального й високого тиску (гнітові смоки). Відповідно до поданих ви-

дів смоків кожний паровий циліндер має два канали, що впускають пару в циліндер (крайня, що далі від середини циліндра, пара каналів) та два канали, що випускають пару з циліндра (внутрішня, ближча до середини циліндра, пара каналів). Через таке розташування впускних та випускних каналів толчок парового циліндра, не доходячи ще свого крайнього положення, перекриває відповідний випускний канал і завдяки цьому сти-

скує пару, яка лишилася між толоком і покришкою циліндра; завдяки цьому в тім просторі утворюється неначе парова подушка, яка не дає толокові вдарятись в покришку циліндра. Крім цього, таким підвищенням тиску в мертвому просторі набагато зменшується зниження тиску свіжої пари коло входу в цей мертвий простір.

Як показують, далі, подані види смоків, рух біла передається відповідному плоскому сувакові за допомогою двох важелів: одного однорамен-



Фіг. 342 а.

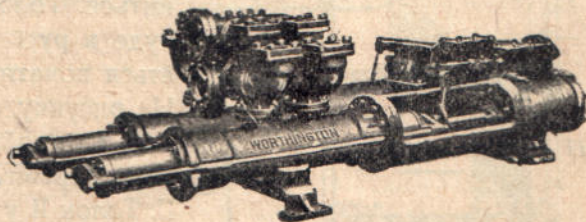
ного, другого двораменного, при чім біло з суваком зв'язане не нерухомо, а з деякою грою, яка залежить від допускуваного переміщення від сувакового тягла відносно самого сувака.

В нормальних смоках Worthington'a толок смокового циліндра роблять у вигляді звичайного кружалового толока з низкою пруженистих кільців; циліндер для цього толока одягнений спижевим злучником, якого змінюють, коли він зношується.

У гнітових смоках толок роблять у формі двох пурначів, що зв'язані між собою обвідним рявовим тяглом.

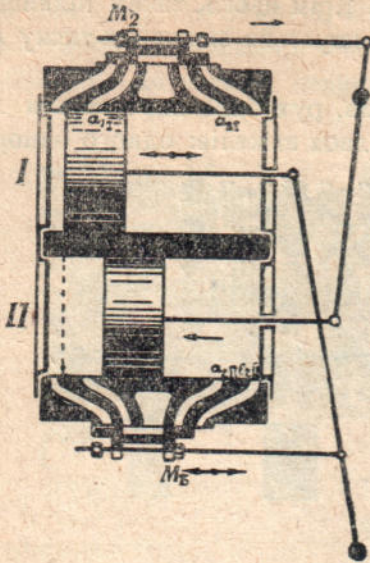
Защільники для пурначів підтягуються зовні, і це дозволяє тримати потрібну щільність завжди на відповідній висоті навіть підчас роботи смока.

Чинність смока дуплекс описаної системи Worthington'a відбувається так: на фіг. 343 а, б, в, зображені парові циліндри (позначені цифрами I і II, що стосуються і до відповідних толоків і каналів) смока за різних відносних положень толока, плоских суваків та важелів, що зв'язують толочилна з тяглами суваків. Нехай толок I відповідного парового циліндра буде в його крайньому положенні (див. фіг. 343 а), у цей час сувак II держить відкритий впускний канал e_{2II} ; під чином впускуваної

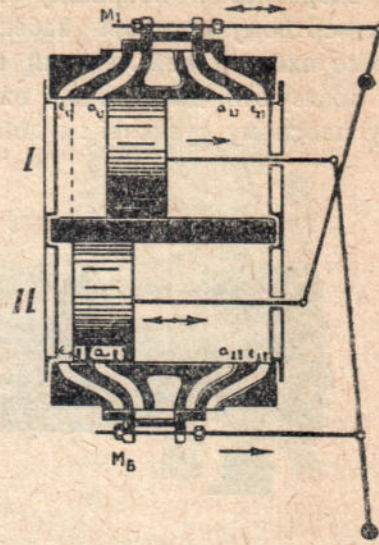


Фіг. 342 б.

цим каналом пари толок II рухається з правого боку в лівий і тягне сувак циліндра I праворуч. На рисунку показано той момент, коли толок II досяг

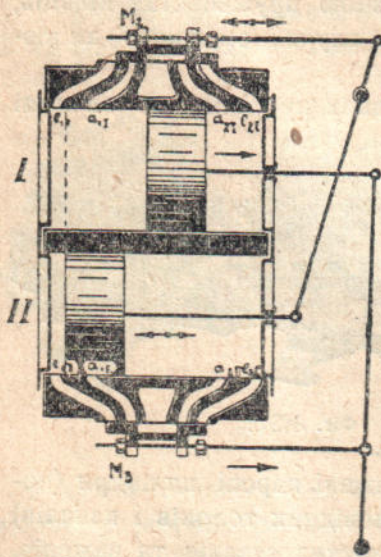


Фіг. 343 а.



Фіг. 343 б.

положення, за якого сувак I починає тільки відкривати канал e_{1I} . За дальшого руху толока II в тому ж самому напрямі канал відкривається, і толок I під чинном впускуваної пари починає рухатися праворуч, і рух цей почнеться раніш, ніж толок II перекриє випускний канал e_{1II} і почне стискувати пару, що є між ним та покришкою циліндра, і, нарешті, зовсім зупиниться. Толок I, як це впливає із сказаного, буде в русі праворуч (фіг. 343 б) і намагаться почати відкривать суваком II канал e_{1II} . На рисунку показано той момент, коли толок I, пройшовши злучником M_{II} мертвий його перебіг, починає тягти за собою сувак II. Толок II у цей час ще перебуває в крайньому лівому положенні, і такий стан його триватиме доти, поки почне відкриватись канал e_{1II} . Фіг. 343 в якраз і показує цей момент.



Фіг. 343 в.

Порівнюючи тепер стани, що подані на фіг. 343 (а, в), бачимо, що толокові I, після його стану спокою в крайньому лівому положенні, надано вже толоком II чинности праворуч, з другого боку, в той же час толок II, що перебуває ще в стані спокою, готується, під чинном толока I, до свого руху в тім же напрямі.

Отож, через те, що зміну руху одного толока робить другий толок, який завжди перебуває під повним тиском пари, перерви в подаванні течива смоком ніколи не може статися: смок робить з абсолютною певністю, і його можна зупинити тільки дроселюванням випускуваної пари.

Як показує теорія й практика, в такого роду смоках зменшення наповнювання призводить до зменшення видатності та зменшення довжини перебігу толоків.

Завдяки зазначеній вище певності в роботі та порівняно невеликому споживанню пари, яке не виходить з границь споживання пари навіть взагалі великими маховиковими паровими смоками, завдяки невеликій площі, потребі в легких фундаментах, малій вартості виготовування й монтажу, — смоки дуплекс до останнього часу дуже поширювалися в практиці.

За хиби їх вважали не просте порівняно виготовування, доволі утруднене обслуговування та пуск у хід, що вимагають кваліфікованішого обслужного персоналу, а також порушення в правильності ходу, що їх спричиняють невеликі навіть зміни в опорах підчас нагнітання або змін в тискові пари.

РОЗДІЛ XI

СМОКОВІ УСТАВИ

§ 1. Типи смокових устав, злагоджування їх та устаткування, залежно від призначення

Передніш, викладаючи ті або ті питання із смокобудівництва, я весь час намагався ілюструвати фотографічними знятками та рисунками опис не лише смоків або їх деталей, а й розміщення смоків в їхній робітній обстанові у зв'язку з іншими машинами, апаратами й приладами, що надають смокам чину, або з тими, що взагалі якоюсь стороною обслуговують їхню роботу. Подавано не тільки перспективні зображення смокових злагод та їхніх устав, а й пляни й розрізи їх. Таким ілюструванням різного роду смокових злагод та їх устав я намагався заздалегідь і поступово підготувати читача до питань, що мають бути розглянуті в цьому розділі.

І перш за все, на підставі уже викладеного, можна, безперечно, констатувати, що смокові злагоди мають надзвичайно різноманітний вигляд, залежно і од типу застосовуваних смоків, і од типу застосовуваних рушіїв, і од типу передавання сили від рушіїв до смоків, нарешті, і од тих цілів, для яких служить устава; при тім цілком очевидно також, що, своєю чергою, ціль смокової устави часто-густо наперед визначає вже тип смоків, а економічні й господарські міркування впливають на тип застосовуваних рушійних сил. Останнє ще більш потверджує сказане про ту різноманітність форми, яку мають смокові устави.

Та все ж, не вважаючи на можливість такої сливе безмежної різноманітності злагод смокових устав, можна встановити деякі провідні принципи злагоджування їх, що більш-менш не залежать від призначення устав і добору відповідних робочих машин. Так, перш за все, безперечно, кожна смокова устава повинна мати цілком визначене розміщення цих машин (смоків, рушіїв), що дає, з одного боку, найбільше заощадження площі устави, а з другого боку, можливість легко й вільно стежити, обслуговувати, монтувати й ремонтувати всеньке устаткування.

Цього принципу, з огляду на надзвичайну його важливість і водночас простість, обов'язково мусимо додержуватись на всіх стаціонарних і не стаціонарних (на суднах та інших рухомих злагодах) уставах, дарма що в останньому випадкові додержувати його буває дуже трудно.

Виконання цього принципу потребує, очевидно, певної форми приміщення для устави: прямокутна форма приміщення найбільш підходить, тому що дає змогу розташувати смокові агрегати поруч (один або два, як до типу смокових агрегатів), один коло одного, а таке розташування, своєю чергою, дає можливість найпростіше і, з погляду гідравліки, найраціональніше, проводити в межах устави, і підводити до смоків, і відводити від них всисні й нагнітні труби. Прямокутна форма дає, крім того, можливість найпростіш обслуговувати монтаж і ремонт устаткування механічними підйомними пристроями: мостові гранти будуть в цьому випадку найраціональніші. Дуже зручно в цім випадку стежити за роботою окремих агрегатів, особливо, коли головне керування зосередити, як це часто робиться в електросмокових уставах, на деякому підвищенні над підлогою приміщення, роблячи це підвищення на одному з вузьких кінців приміщення або в середній частині одного з довгих боків його. Двоповерхові, іноді й триповерхові розташування машин, як це буває в смокових толокових уставах з подвійним пересмокуванням води, що роблять од парових машин, є, очевидно, в певній мірі недогідність.

Другий основний принцип злагодження смокових устав, що є з одного боку, виконання основних вимог охорони праці, а з другого — виконання потреб зручності й легкості обслуговування, ремонту, догляду й взагалі виконання будь-якої роботи в смоковім приміщенні, полягає в тім, щоб приміщення було досить освітлене й мало багато повітря, щоб було високе та добре провітрюване; певна річ, одночасно треба, провітрюючи приміщення, звертати увагу на те, щоб провітрювання не перетворилося на протяг.

В холодних місцевостях може виникнути питання про опал смокових устав, що роблять не тепловою рушійною силою. Питання це може бути раціонально розв'язане, запевне, тільки після детального обліку тієї кількості калорій тепла, яку потрібно відновити в смоковому приміщенні замість втраченої кількості їх крізь стіни, підлоги, стелі, вікна, двері й т. і.

Третій основний принцип злагодження кожної смокової устави полягає в тім, щоб всисання смоками течива за всіх можливих умов роботи устави було забезпечене цілком. Тим то можливе прикорочення всисних труб, можливе зменшення числа колін та зломів останніх, можливо менша допускна швидкість течива у всисних трубах, нарешті, можливе забезпечення в уставах з відосередковими смоками швидкого присисання течива, чи то коштом злагоди спеціальних пристроїв, які останніми часами щораз більше поширюються й опис деяких з них зазначувано вже раніш, чи то коштом значного зменшення висоти всисання з одночасним забезпеченням наповнювання смоків течивом підчас перерви в роботі їх, — усе це є ті умови, що виконувати їх потрібно для задоволення третього основного принципу підчас злагодження смокових устав. На виконання третього принципу особливу увагу треба звертати при пересмокуванні в'язко-

го й брудного течива і надто у відповідальних уставах з відосередковими смоками, що не мають спеціальних присисних пристроїв, як от, прикладом, в суднових уставах, бо недодержання цього принципу за випадкових, до того ж завжди можливих через тісноту смокових приміщень, недоглядів за достатньою щільністю всисних трубопроводів, може призвести до дуже поганих наслідків.

У смокових уставах, призначених для водопостачання, виконувати третій принцип бажано для того, щоб всисні труби окремих смокових агрегатів забирали воду одного підводного каналу, що його проводять під підлогою смокового приміщення вздовж усього розташування смокових агрегатів, як показано вище на деяких згаданих станціях.

Забір води групами смокових агрегатів з окремих круглих колодязів, особливо коли останні розташовані поза будинками смокового приміщення,—а це іноді роблять у смокових уставах, щоб здешевити згадану,—суперечить третьому основному принципіві, тим паче, що такого роду колодязі невеликого розмірно поперечного перекрою, коли забирається вода з них кількома смоками, дають привід до великих коливань висот всисання, якщо тільки підведення води до такого роду колодязів не зовсім вільне.

Цей третій принцип, щоб швидше відбувся процес присисання після зупинок в роботі смоків, викликає потребу ставити на всисних трубах зворотні хлипаки того чи того роду, залежно од роду пересмокуваного течива.

Четвертий основний принцип смокових устав торкається розташування всисних і напірних ліній в середині приміщення устави і полягає в обов'язковій вимозі не розміщувати їх в середині самої машинової залі, а завжди намагатися розташовувати під підлогою машинової залі: розташування трубопроводів, наприклад, на підлозі або навіть на такій висоті над підлогою, що вільний прохід під ними забезпечений, все ж утруднює нагляд за машинами, заваджає в певній мірі вільно пересуватися, зменшує кубатуру повітря, а, головню, перешкоджає роботі всяких звідних машин. Одступати від цього принципу дозволяється тільки з огляду на якінебудь важливі місцеві умови.

За зазначеного розташування трубопроводів все ж рекомендують керування й маніпуляцію всіма півковими перемичними органами роботи з машинового приміщення.

До викладеного треба взагалі додати, що за цим четвертим принципом розташування машин, приладів, апаратури й т. ін. повинне бути в смоковому приміщенні таке, щоб в ньому цілком вільно можна було рухатися, щоб можна було доступатися до всіх предметів устаткування, догляду, ремонту тощо.

Радять також взагалі не шкодувати розмірів приміщення і завжди передбачати потребу розширювати устаткування.

П'ятий принцип згаданих смокових устав торкається вибору місця для устав, його можна зформулювати взагалі отак: місце для устави має

бути вибране з таким розрахунком, щоб лінія всисних і напірних труб мала щонайменшу довжину і по змозі прямолінійний напрям, але до цього слід додати, що мета й характер устави покладають свої спеціальні вимоги, які іноді не погоджуються з першими вимогами.

Особливо це торкається таких устав, як водогінні, для них бо місце устави, головню, залежить від характеру й місця джерела водопостачання. В курсах водопостачання подаються з цього приводу вичерпні вказівки.

Відзначмо тут лише, що нехай хоч яка буде устава, хоч би де вона була розташована, вона завжди повинна бути убезпечена од затоплення і пошкодження або взагалі від зупинок в роботі від будь-яких вод, чи то будуть річні води, чи ґрунтові, чи каналізаційні, чи, напр., на суднах, трюмні і т. ін., а це вимагає, очевидно, перш ніж розв'язувати питання про вибір місця для устави, зробити пильні гідрометричні, гідрологічні, свердлові й інші досліджування.

Шостий принцип злагоджування смокових устав торкається призначення числа й однородности окремих агрегатів для устави і може бути зформульований отак: завжди треба намагатися до побільшення агрегатів і, виходить, зменшення їх кількості, завжди треба намагатися при цьому, щоб поставити однорідні типи агрегатів.

Принцип цей, власне кажучи, є загальний задля всіляких устав, не тільки смокових, і впливає він з відомої тези, що відносна вартість (на одиницю потужности) припадає із збільшенням агрегату, але він щільно в той же час сполучений з наступним сьомим принципом — можливої гнучкості устави.

Справа в тім, що робота смокової устави, так само, як і робота інших устав, рідко буває стала; в більшості випадків ця робота міняється не тільки протягом року, а й протягом одного дня й при тім доволі сильно. Повна потужність устави, звичайно, повинна бути розрахована на максимальну можливу роботу, але було б, очевидно, зовсім не раціонально встановити на станції однісінький агрегат, що забезпечує максимальну роботу, й примусити його робити і тоді, коли робота смокової устави становить лише частину цієї максимальної роботи. Таке використання агрегату довело б до надзвичайного зменшення сучинника видатности устави і швидкого некорисного спрацьовування її, і, виходить, до великого підвищення відсотку на амортизацію й відновлення.

Тим то за правило мають число агрегатів вибирати з таким розрахунком, щоб в роботі була завжди така кількість агрегатів і до того ж таких, щоб робота їхня відповідала потребам сьогочасного моменту; в цім випадкові устава, очевидно, робитиме завжди з найвищим можливим для неї сучинником видатности. Вищезазначеного принципу побільшання, ясна річ, не слід спускати з уваги, та тільки він тепер буде дещо обмежений умовами максимального сучинника видатности устави.

Не слід, крім того, спускати з уваги й потребу встановлювати резерв-

ні агрегати на випадок поламання або ремонту якоїсь кількості робочих агрегатів, але тільки резерв цей з економічних міркувань не повинен перебільшувати певний відсоток щодо встановленої потужності робочих агрегатів. За правильно й доцільно вибраного числа й потужності окремих робочих агрегатів вважають, що резервуар не повинен перебільшувати 15÷25% встановленої потужності робочих агрегатів.

§ 2. Встановлення провідних принципів для вибору типу смоків, залежно від економічних та експлуатаційних міркувань

У попередньому параграфі ми навмисно випустили один з головних принципів злагодження سموкових устав, — це принцип щонайменшої вартості: зробили це ми тому, що переведення його в життя сполучене з вибором типу смоків і типу рушійних машин, а ці питання розглядаємо далі.

Перше з цих питань — вибір типу смоків — не завдає за наших часів великих труднощів, бо здебільшого доводиться вибирати тільки між толоковим سموком і відосередковим: всякого роду інші типи смоків, як от ланцюгові, крильчасті, ротативні, водоструминні, тарани, діяфрагмові, мамут-смоки й т. ін. у великій промисловості й господарському житті, порівнюючи, менше важать і мають свої спеціальні доволі вузькі царини прикладання. Навіть такі великі й у певних умовах економічно корисні смоки, як смоки Нипрнгеу, не можна вважати за смоки широкого вживання, і вони мають обмежені царини застосування; говорити про конкуренцію їх в широкому розумінні з толоковими, особливо з відосередковими смоками, покищо не доводиться, і не доводиться, головним чином, через те, що складність та завалистість всієї устави з такими смоками, неспокійний характер роботи устав, потреба висококваліфікованого персоналу для обслуговування і в той же час невелика, порівнюючи, висота утворюваних напорів, доконечність вживати тільки енергію палива, — усе це не може утворити наявність тих умов, які так потрібні тепер, щоб нам завоювати переважне становище. І розгортаючи історичну картину розвитку سموкобудування, і описуючи різні типи смоків та سموкових устав, ми раз-у-раз підкреслювали, що цей розвиток سموкобудування йшов напрямком спрощення самого процесу роботи смоків і спрощення злагоди سموкових устав, за одночасного, звичайно, підвищення корисного ефекту й здешевлення злагоди.

Повільний хід роботи відосередкового смока, що залежить від одноманітного й рівномірного руху робочого колеса, всупереч неспокійному, завжди мінливому, рухові робочих органів толокового смока, цілковита відсутність таких неспокійних, часто вередливих і скоро зношуваних органів, як от хлипак, — були, oprіч усього іншого, за ті якості відосередкових смоків, які перш за все звернули на себе загальну увагу і потягли за собою поступінну боротьбу за витиск толокових смоків. Безперечно,

боротьба ця була б нерівна, коли б на боці толокових смоків залились економічні переваги. І спочатку так, справді, і було: толокові смоки, за однакових умов подавання й напору, потребували для надання їм чинності, далеко меншої кількості енергії, ніж відосередкові, бо ж сучинники видатності можна було вільно доводити до 0,85—0,90, тимчасом як для других він рідко перевищував 0,65—0,70.

Проте, раціональніше конструювання відосередкових смоків скоро підняло їх сучинник видатності вже до 0,75—0,80 і вище, та, крім того, виявилось, що за цілої низки інших обставин відосередкові смоки, навіть не зважаючи на їхній нижчий сучинник видатності супроти толокових смоків, можуть робити у багатьох випадках ощадніше, ніж останні.

Справа в тім, що ощадність سموкових устав залежить від таких очевидних чинників:

- 1) вартості енергії, наприклад, вартості вугілля, нафти, електричного струму й т. ін.
- 2) відсотків на капітал, амортизацію й ремонт;
- 3) вартості обслуговування, мастіння, обтирання;
- 4) непродуктивних витрат, сполучених з випадковими зупинками سموкових устав.

Перелічені допіру категорії витрат можна підподілити на дві основні групи: з них одну становлять витрати, а ргіогі менші для устав з відосередковими смоками, а другу—витрати, які покищо мають бути менші для устав з толоковими смоками.

До першої групи витрат входять, передусім, основні витрати устави, що їх перелічили ми в пункті другому, тому що, поперше, відосередкові смоки навіть з безпосередньо сполученими з ними електромоторами завжди далеко дешевші за однакові з ними щодо видатності толокові смоки. Пояснюється це значно меншою вагою відосередкових смоків проти смоків толокових (разів у 5—6 і навіть більш), через відсутність гонково-корбових механізмів, махових коліс і повітряних ковпаків. Коли навіть толоковому سموкові надається чину від електромотора, все ж, завдяки наявності складного передатного механізму, він важчий за відосередковий смок, що робить теж від електромотора.

Коли взяти, далі, паро-толоковий смок, то чи буде смок прямовисний, маховиковий, чи такий же поземий, чи безпосереднього чину, завжди такий سموковий агрегат буде набагато дорожчий за турбосмоковий агрегат за однакових, певна річ, умов конденсації, бо ж вага останнього агрегату знову далеко нижча за перший.

Подруге, втрати на будівлю سموкової устави, злагодження фундаментів і т. ін. для устав з відосередковими смоками також набагато менші, ніж для устав з толоковими смоками. Легко переконатися, наприклад, що потрібна площа приміщення для устав з відосередковими смоками разів у $2\frac{1}{2}$ —3 і більш навіть менша, ніж для устав з толоковими смоками. Певно,

чином, тільки заїхніми вальницями, у толокових же смоків таких місць для догляду дуже багато: крім вальниць головного вала, ще ексцентрики, ковзанці, поковзні, голівки корб, хлипаки і т. д. Усі місця потребують рясного мастила, і цілком природно, що витрата на мастило у толокових смоків завжди повинна бути більша, ніж у відосередкових смоків.

Витрати на обтирання в останніх смоках теж набагато менші. Наслідком всього цього є те, що обслужного персоналу при смокових уставах з відосередковими смоками звичайно завжди може бути трохи менше (відсотків на 25—30), ніж при смокових уставах з толоковими смоками.

Нарешті, непродукційних переривів в роботі у смокових уставах з відосередковими смоками також завжди буває значно менше, ніж у смокових уставах з толоковими смоками, і це цілком зрозуміло, коли згадати рїжницю в процесах роботи у смокових уставах і відосередкових, а також відсутність хлипаків у останніх.

Таким чином, ми бачимо, що єдина категорія витрат, яка повинна бути більша поки що в смокових уставах з відосередковими смоками супроти устав з толоковими смоками, це витрати на енергію, з огляду на дещо менший ще в теперішній час сучинник видатности відосередкових смоків проти толокових смоків, коли рахувати, звичайно, що вартість одиниці енергії для того чи цього типу смоків однакова.

Легко бачити з усього вищезазначеного, що крім всього іншого, в міру зменшення вартости енергії, шанси устав з толоковими смоками мати економічну перевагу над уставами з відосередковими смоками щораз меншають, бо всі інші витрати набувають при цьому раз-у-раз ваги; за достатнього зменшення вартости енергії всі інші витрати можуть зробити заощадження обох типів устав однакове, а за дальшого ще зменшення вартости енергії устави з відосередковими смоками стають економічніші, ніж устави з толоковими смоками. Але й мимо цього потрібно ще мати на увазі, що вартість толокових смоків, в міру збільшення видатности й зменшення напору, зростає набагато швидше, ніж вартість відосередкових смоків. Ця обставина має вельми ґрунтовне значення і дає можливість за цими двома чинниками—напором і видатністю—встановити економічну оцінку того чи того типу смоків.

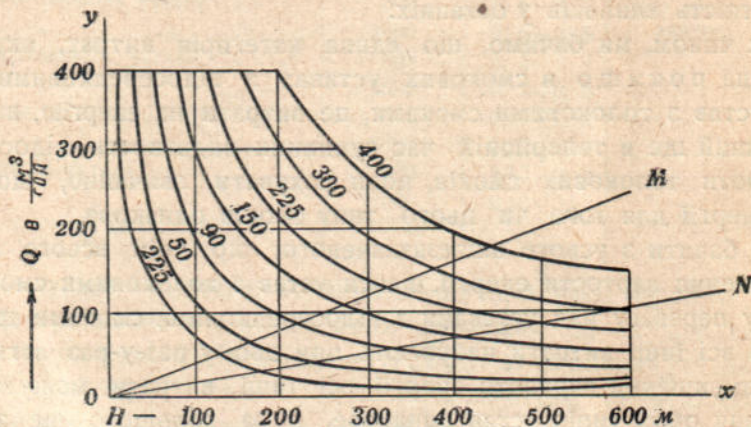
Для прикладу подаємо запозичену із статті інж. Barbezat¹⁾ діаграму (фіг. 344) порівняльних вартостей устав з толоковими й відосередковими смоками. Діаграма ця складена на підставі даних фірми Atelier de la Meuse (Франція), яка будує смоки з 1835 року.

Назначені на діаграмі гіперболі є вартість устав з толоковими смоками, що споживають однакову кількість енергії, виходить, для смоків з однаковими здобутками видатности на напір. Вартість для устав з від-

¹⁾ Barbezat. Kreiselpumpen und Vergleich mit entsprechenden Kolbenpumpen. Zeit. f. d. gesamte Turbinenwesen. 1912. Heft 16.

осередковими смоками лежить на прямих OM і ON , що відповідають певним числам обертів (1450—2900 на хвилину) смоків.

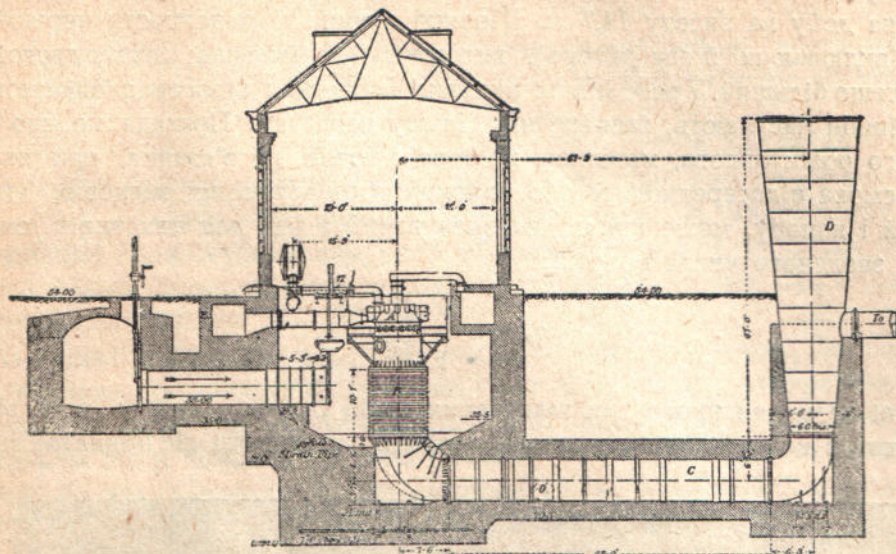
З діаграми бачимо, що для вартостей напорів і продукційностей, що лежать в середині кута MOy , устави з толоковими смоками коштують дорожче, для вартостей тих самих чинників, що лежать в середині кута MNO , вартості обох типів устав однакові, і тільки для вартостей напорів та видатностей, що лежать в межах кута NOx , устави з толоковими смоками коштують дешевше. Ясна річ, в теперішній час абсолютна вартість, що подається в зведеній діаграмі, дещо змінилася, змінилась і якість відосередкових смоків і при тім у бік, некорисний для толокових устав, тому повинна змінитися дещо й сама діаграма, але теж у бік, некорисний для толокових устав; царина економічно зискового використання їх, очевидно, ще більш зменшиться. На підставі викладеного вище легко тепер прийти до



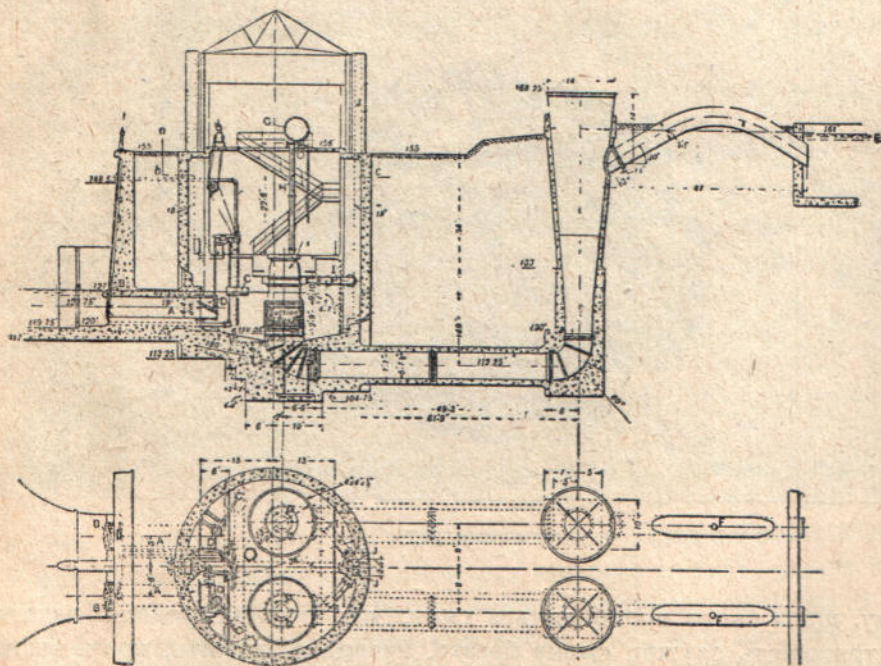
Фіг. 344.

отаким висновків; проминаючи всі типи смоків, крім толокових і відосередкових, як таких, що не мають широкого промислового й господарського значення, вибір доводиться робити тільки між толоковими й відосередковими смоками. Вибір цей розв'язується економічними підрахунками, але в сучасних умовах в більшості випадків практики доводиться перевагу давати відосередковим смокам. Тільки у випадках дуже великих напорів (понад 1000 м) і при тім малих видатностей, а також у випадках, коли можливо буває використати спрацьовану вже парову енергію, може статися, що вживання толокових смоків безпосереднього чину буде корисніше за вживання відосередкових. Точнісінько так само толокові смоки будуть не тільки корисніші, а й, можливо, єдині, які покищо можна застосувати до пересмокування, за великих напорів, дуже в'язкого течива. При наявності дешевого палива, підчас пересмокування великих мас води на невеликі до того ж висоти, можуть виявитися ще кориснішими економічно, іноді навіть проти відосередкових смоків, смоки Humphrey. Як на приклад таких устав,

вказемо на уставу для зрошування в Чінгфорд¹⁾ коло Лондону (фіг. 345) і уставу для тієї ж мети в Австралії²⁾ (фіг. 346). Перша установа (5 смоків



Фіг. 345.



Фіг. 346.

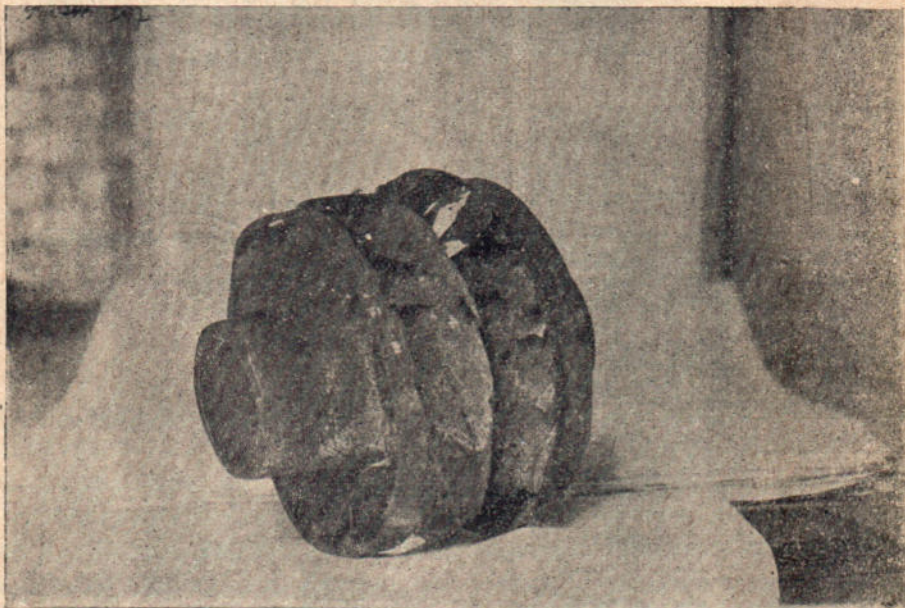
¹⁾ Engineering. 1913. II.

²⁾ Engineering. 1923. XII.

Humphrey) розрахована на подавання 816 000 м³ води на добу на висоту 9 м. Друга устава (2 смоки Humphrey) розрахована на подавання 312 000 м³ води на добу на висоту 14,7 м. Повний сучинник видатності першої устави (включаючи й генератори), виявилося, дорівнював 13,2%, другої устави дещо більший. У всіх інших випадках практики відосередкові смоки в теперішній час мають, безперечно, більшу перевагу. Пригадаймо, що для скорого орієнтовного, можливо, не зовсім точно, розв'язання, при виборі типу смока відосередкового або толокового залежно від місцевих видатностей і напору, може придатися виснуваний в нас для цих типів смоків вираз зведеного числа обертів:

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

числові величини якого для зазначених типів смоків наведено вже вище. Нарешті, з економічних міркувань, треба мати на увазі ще придатність ма-



Фіг. 347.

теріялу, що з нього вироблюється смок, для пересмокування даного тєчєва; тривалість служби смока багато, очевидно, важить, коли визначати відсотки на амортизацію, ремонт і т. д; на фіг. 347 зображено, напр., відосередковий смок, що проробив всього 5 років на пересмокуванні морської води. Очевидно, що роз'їдного чину морської води на матеріал смока зовсім не взято до уваги, коли призначалося цей смок на роботу. Пильно

зважати на умови роботи смока — це одна з обов'язкових вимог підчас вибору смока.

§ 3. Встановлення основних керівних принципів для вибору рушійної сили на станції, залежно від місцевих умов та економічних міркувань

Обминаючи зовсім питання про те, щоб застосувати для надання смокам чинности безпосередньо силу людини, бо ця сила ніякого не має господарчого й промислового значення, ми, при розв'язанні питання про вибір рушійної сили, мусимо природно виходити з розгляду тільки таких сил, які мають і можуть мати значний вплив на економіку даної смокової устави.

За наших часів, коли взагалі питання економіки висовується на перший план, питання про ощадність рушійної сили для промислової експлуатації смокових устав теж набирає першорядної ваги. Питання особливо стає актуальним ще й тому, що як наш Союз у цілому, так і окремі його республіки, ба навіть округи, щораз енергійніш стають на шлях електрифікації, і електричні проводи, протягуючись щораз далі, намагаються постачати електричну енергію в найглухіші закутки нашого Союзу. Процес електрифікації йде, взагалі кажучи, так само, як і по інших країнах, але швидше.

Природна річ, що підчас вибору рушійної сили для надання чинности смоковим устанам перш за все спадає на думку застосувати електричну енергію, бо постійна готовість її до роботи сама впадає у вічі, на перший погляд виявляється дешевість її, а чистість роботи вабить до себе спостережника. Однак, коли уважніше поставитися до справи, то зразу виявиться, що електричну енергію зовсім не скрізь, не за всяких умов роботи і, у всякім разі, не при всякій ціні на струм можна вважати за найвигіднішу економічно рушійну силу для смокових устав.

Дуже не трудно побачити, що найдешевшою електрична енергія робиться завжди тільки там, де справа йде про окремий смок, який по суті використовується протягом лише декількох окремих годин на добу, або там, де кілька смоків через трансмісії сполучені в групи, але роблять не всі одночасно і не всі з рівномірним обтяженням, а на зміну, в ріжноманітнім угрупованні з помітним переобтяженням. За таких умов роботи смоків електромотор, з його постійною готовістю дати потрібну кількість енергії в потрібний момент і, до того ж, негайно, з його здатністю до значних навіть переобтяжень, навряд чи може бути дійсно замінений на будь-якого іншого рушія. За таких умов обтяження, що рідко міняється, навіть перевищення вартости електричної рушійної сили над вартістю інших можливих рушійних сил не відіграє ніякої ґрунтовної ролі. Зовсім інакше стоїть справа, коли робота силової устави йде більш-менш рівномірно й протягом значного числа годин на добу; в цих випадках корисність електрич-

ної рушійної сили, проти інших рушійних сил, залежатиме од вартости електричного струму, і може виявитися, що за місцевих умов корисніші будуть якраз інші рушійні сили. Питання це є, певна річ, надзвичайно складне, і розв'язання його в той чи той бік залежить од дуже великої кількості привідних чинників, а тому навіть а priori і не може бути розв'язане усюди й завжди однаково. Досить зазначити, що на розв'язання цього питання можуть впливати такі чинники, як тип і величина смока, якість його виконання, місце його вироблення й місце устави, якість персоналу, що монтує й доглядає, вартість того чи іншого виду енергії в даному місці, вартість і умови одержання капіталу, вартість робочої сили, не говорячи вже про інші іноді зовсім бічні чинники, але такі, що мають в той же час першорядне значення, як, напр., чинники Всесоюзного характеру, республіканського й т. д., щоб побачити, як трудно розв'язати завдання в загальному вигляді.

А тимчасом питання таке важливе, що завжди приваблювало й буде приваблювати до себе увагу як людей науки, так і практики, і у відповідній технічній літературі з'являлися й з'являються статті, присвячені цьому питанню.

Із цікавих старих ще робіт в цьому напрямку завжди звертають увагу на роботу R. Schröder¹⁾, що містить порівняння економічності в одогінних смокових устав з рушіями газовими внутрішнього горіння та паровими. Наслідки зробленого порівняння подані в цій таблиці (таблиця 15).

ТАБЛИЦЯ 15.

Тип смокової устави	Нормальна потужність смока в мех. кон.	П а л и в о			Використовання палива на % %
		Рід	Тепловидатність 1 кг в кал.	Витрата на 1 смоков. ефект. мех. коня—год. в кг	
Рушій Дізеля, пасова перед., поземі пурначі, смоки подвійного чину .	61,6	Нафта	10000	0,226	28,0
Газов. позем. рушій, кодільна перед., смоки подвійного чину	180	Кокс	6710	0,50	18,8
Парові машини 3-го розширу, 3 прямовисні смоки подвійного чину .	315	Кам'яний вугіль	7516	0,54	15,6
Парові машини компаунд, 2 прямовисні смоки простого чину . . .	204	"	7435	0,61	13,9

¹⁾ Schröder, R. Neuere Pumpmaschinen für Wasserwerke. Journal für Gasbeleuchtung. 1911

Дані цієї таблиці показують, що з погляду використання теплової енергії палива дизельні смокові устави є відносно найдосконаліші, за ними в черзі йдуть газові устави, паро-машинні 3-го розширу і, нарешті, паро-машинні компаунд. В сучасних умовах ця різниця у використанні теплової енергії палива в зазначених уставах виявляється ще різкіш, хоча б уже тому, що завдяки великим вдосконаленням в дизель-будуванні, витрата палива на смокову силу-годину набагато зменшується, і деякі фірми (напр., „Ман“ в Augsburg'зі, Німеччина) можуть гарантувати, що ці витрати не перевищуватимуть 0,172—0,176 кг.

Одночасно вищенаведені дані абсолютного значення в економіці смокової устави можуть і не мати, тому що на неї, як зазначено вище, впливає ще низка чинників, крім термодинамічних.

Дуже цікаве з цього погляду є повідомлення директора водогону в Штеттіні (Німеччина) D-r Spohn'a¹⁾ про порівняльну вартість смоко-сили-години смокових устав з різними рушіями: електромоторами, дизелями газовими машинами, що роблять своєю чергою й на газогенераторному газі й на світільному газі. Підрахувуючи, брали на увагу завжди два агрегати — один потужністю 260 механічних коней, другий — 55 механічних коней—й вводили тривалість використання рушіїв, а також їх обтяження. Витрати при підрахунку склалися з: 1) вартости машин з відповідною апаратурою, приставлення їх на місце й монтажу, вартости будівель, фундаментів, олійних резервуарів, трубопроводів, вихлипних труб; 2) відсотків на капітал, відсотків на амортизацію, витрат на страхування ремонт, додержання в порядку злягоджень; 3) витрат на горіння, електричну енергію, мастильний і обтиральний матеріал, воду для охолодження та на обслуговування.

Чотири головні чинники: капітал, витрата енергії і інших робочих матеріалів, тривалість роботи рушіїв (на години) та обтяження їх, очевидно, перебувають один до одного завжди в певному взаємовідношенні; коли рушії не дообтяженні, збільшується вартість експлуатації; коли рушій робить тільки невелику кількість годин на добу, більшають загальні витрати на кожного механічного коня і т. д.

Нарешті, треба ще зазначити, що в основу розрахунків були покладені отакі ціни на матеріали, електричну енергію й робочу силу, що ми їх перевели на союзна валюту з деяким заокругленням.

	ЦІНА В КРБ.
100 кг коксу з приставкою на місце споживання . . .	1,16
100 кг газової олії	5,70
1 м ³ світільного газу	0,046
1 кіловат-год. електричної енергії	0,084; 0,058; 0,028
1 м ³ води для охолодження	0,046

¹⁾ Verwendungsgebiete der Motoren. Das Gas und Wasserfach. 1928, стор. 53 і далі.

ціна в крб.

1 кг мастильної олії	0,23
1 м ³ машинних фундаментів	46,50
Робоча сила (1 чоловіко-година)	0,60.

Наслідки всіх підрахунків зведені в дві отакі таблиці, при чім вартості смокової сили подані на копійки (золоті).

ТАБЛИЦЯ 16

Обтяження рушія у % Кількість годин роботи на рік	Рушії потужністю 260 мех. коней			Електромотор в 260 мех. кон.		
	Газовий, що робить на газо-генер. газі	Дизель	Газовий, що робить на світ. газі	Вартість елект. енерг. на коп.		
				8,4	5,8	2,8
100% при 7200 год. . .	1,28	1,10	2,67	6,80	4,55	2,32
100% при 2400 „ . .	1,94	2,13	3,12	6,90	4,64	2,42
50% при 7200 „ . .	2,14	2,30	3,39	7,20	4,85	2,51
50% при 2400 „ . .	3,43	3,16	4,27	7,25	4,90	2,57
25% при 7200 „ . .	3,92	3,82	6,25	7,57	5,13	2,74
25% при 2400 „ . .	6,52	5,55	8,00	8,00	5,80	3,13

ТАБЛИЦЯ 17

Обтяження рушія у % і число годин роботи на рік	Рушії потужністю 55 мех. коней			Електромотор в 55 мех. коней		
	Газовий, що робить на газогенер. газі	Дизель	Газовий, що робить на світ. газі	Вартість елект. енерг. на коп.		
				8,4	5,8	2,8
100% при 7200 год. . .	2,40	2,88	3,66	7,10	4,79	2,52
100% при 2400 „ . .	3,38	3,56	4,35	7,22	4,92	2,65
50% при 7200 „ . .	4,24	4,63	5,60	7,65	5,26	2,85
50% при 2400 „ . .	6,21	5,98	6,96	7,88	5,52	3,12
25% при 7200 „ . .	8,10	8,04	10,88	8,27	5,80	3,32
25% при 2400 „ . .	12,06	10,75	13,60	8,82	6,36	3,88

Передивляючись дані таблиць D-г Зроhn'а, нам перш за все впадає у вічі порівняльно невелика мінливість вартости смокової сили-години не тільки від обтяження електромотора та тривалости його роботи, а й від потужности самого мотора; така виключно сприятлива для електросмоків якість цілком з'ясовує широке розповсюдження їх останніми часами в госпо-

дарському житті, але, певна річ, при деяких цілком певних цінах на електричну енергію. Останні висновки цілком впливають із даних у наведених таблицях, які промовляють за те, що газогенераторна устава за умови роботи повним обтяженням дає нам дешевші наслідки. Тут тільки треба мати на увазі, що не для всякої потужності мотора можливо ставити свій власний газогенератор; для моторів малих потужностей (порядку щось 10 мех. коней) власний газогенератор буде вже економічно не вигідний. Не важко побачити далі, що при газових та дизельних уставах вирішальну роль на вартість грає служба капіталу і дуже незначну вартість пального, а це цілком протилежно до того, що показують дані для електромоторних устав.

Ясна річ, що наведені вартості не треба брати, як абсолютні, або навіть для кожного міста, або навіть на довгий час.

В кожній країні, в кожному місті, в різні часи, вартості тих чи тих видів пального або тої чи тої енергії можуть змінюватися, можуть змінюватися і вартості машин і цінність капіталу, і все це, безумовно, зараз же повинно відбиватися на економічних наслідках експлуатації смокових устав і не тільки на абсолютних величинах, а й на відносних; так, прикладом, визначне зменшення вартості нафти або, навпаки, підвищення вартості вугілля — може зовсім усунути за повних обтяжень, але малих потужностей, несприятливих для дизельних устав, різницю між ними й газогенераторними уставами, і навіть перші зробити кориснішими. При великих потужностях це звичайно нормальний випадок.

Цікаво, далі, відзначити, що вищенаведені дані Spohn'a про відносну корисність дизельних смокових устав і електросмокових устав дуже добре потвердилися наслідками підрахунків різних варіантів переустаткування смокової станції одного з міст України; в цьому переустаткуванні я брав участь, як член комісії. Вихідні дані для цих підрахунків були такі:

1. Для варіанту смокової устави з дизелями і відосередковими смоками:

1) потужність основних безкомпресорних дизелів (фірми „Ман“ в Аугсбурзі) 180 мех. кон.

2) потужність половинних дизелів тої ж таки фірми — 90 мех. кон.

3) нормальна водяна потужність основних відосередкових смоків—109 мех. кон.

4) нормальна водяна потужність половинних відосередкових смоків—55 мех. кон.

5) сучинник видатности основних відосередкових смоків за обтяжень в 100%—0,74; за обтяження в 80%—0,68; за обтяження в 106%—0,72.

6) сучинник видатности половинних відосередкових смоків за обтяження в 100%—0,72; за обтяження в 88%—0,66; за обтяження в 106%—0,70.

7) передача від дизелів до відосередкових смоків пасова;

8) витрата нафти дизелями на 1 ефективну силу-годину за повного

обтяження 0,172 кг; за обтяження в 88%—0,174 кг; витрата мастила на силу-годину—0,003 кг; витрата води на охолодження на одну силу-годину — 1 відро;

9) вартість основного дизеля (всього 3 штуки)—21 600 крб.;
 вартість половинного дизеля (всього 2 штуки)—11 700 крб.;
 вартість основного відосередкового смока (всього 3 штуки) — 6000 крб.;
 вартість половинного відосередкового смока (всього 2 штуки) — 3000 крб.;
 вартість передачі (всього 5 комплектів)—1000 крб.

10) відсотки на амортизацію прийняті для дизеля 8%; для смоків 4%, для передач—10%;

11) витрати на ремонт для дизелів прийняті в 4%, на ремонт смоків — 2%, передач—3%, машинної будівлі— $\frac{1}{4}$ %;

12) витрати на перебудову будівлі прийняті в 50 000 крб.;

13) відсотки на капітал прийняті в 6% річних;

14) вартість нафти прийнята в 70 коп. за пуд; вартість мастильної олії в 6 крб. за пуд, і вартість 1000 відер води прийнята в 9 коп.;

15) витрата на робсилу прийнята в 12 270 крб., маючи на увазі на станції 1 механіка і 8 мотористів.

II. Для варіанту смоківих устав з електромоторами, що безпосередньо сполучені з відосередковими смоками:

1) потужність і число електромоторів і смоків прийняті ті ж самі, що й в попередньому варіанті;

2) вартість кожного з основних електромоторів (3-фазового струму, 230 вольт-напруга)—5000 крб.

3) вартість кожного з половинних електромоторів—3000 крб.

4) витрати на ремонт електромоторів прийняті в 2%;

5) витрати на амортизацію електромоторів прийняті в 3%;

6) добова витрата електроенергії за графіком обтяження визначилася для уставу в кількості: $(112 \times 5,5) + (112 + 58) \times 5 + (127 + 66) \times 0,5 + (112 \times 2 \times 10) + (127 + 3 \times 2) = 4561,5$ кв-г; тут цифри 5,5; 0,5; 10; 2 визначають числа годин роботи на добу груп агрегатів;

7) вартість робсили, приймаючи на станції 1 механіка й 5 мотористів на рік 7300 крб.

8) перебудова машинної будівлі 42 000 крб.

9) вартість одної кіловат-години енергії—6 коп.

10) всі інші підрахунки зроблені за нормами першого варіанту

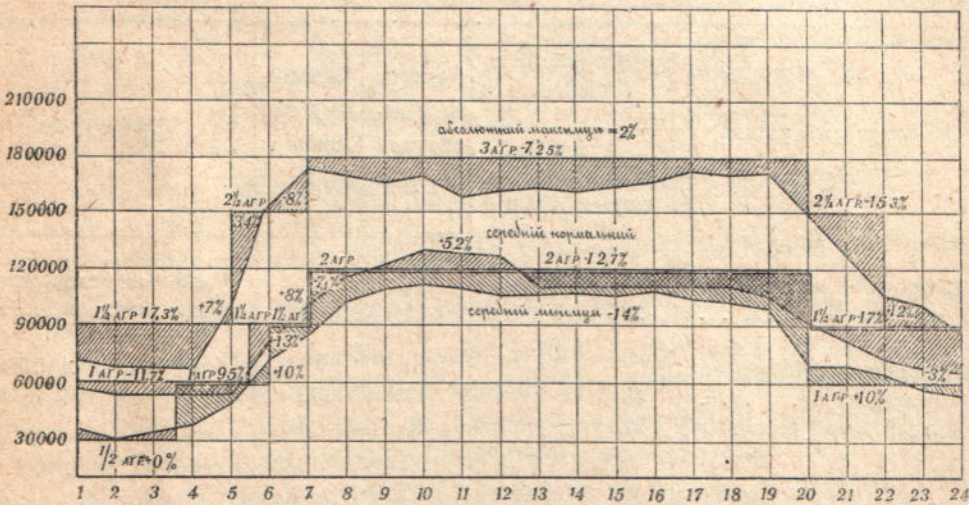
У наслідок усіх підрахунків визначилося, що вартість 1 смоківой ефективної сили-години за першим варіантом дизеля—відосередкового смока становила 3,68 коп., а з другим варіантом 7,7 коп., при чім сума одночасних витрат на устаткування за першим варіантом становить 188 300 крб., а за другим 94 000 крб.

Коли вартість одної кіловат-години електроенергії Комунальним підприємством погодився зменшити до 4 коп. за кв-г, другий варіант, беручи до уваги ще нижчу суму одночасних витрат та можливість обійтися без закордонних замовлень, визначився вже більш підходящим, і був здійснений.

§ 4. Приклади деяких загальних калькуляцій при встановленні типу устаткування смокових станцій

В попередніх параграфах цього розділу були з'ясовані ті основні керівні принципи економічних міркувань, з яких слід користуватися, вибираючи тип смоків для тої чи тої смокової станції, а рівно й вибираючи рушійну силу.

Однак, остаточне розв'язання вибору й злагодження смокової устави можна зробити тільки після якнайпильнішого обліку місцевих умов



Фіг. 348.

роботи майбутньої устави, встановлення на підставі цих умов можливих варіантів устаткування та злагодження устави, підрахунку вартості злагодження кожного такого варіанту і відповідних експлуатаційних витрат; складені так кошторисні припущення і дадуть змогу визначити найбільш підходящий варіант для даного випадку.

За вихідний пункт у зазначених підрахунках вартостей варіантів буде правити план роботи смокової устави, що його складають на підставі обліку всіх місцевих потреб течива, що пересмокується, не тільки для найхарактерніших діб найближчого року, а й найближчих 5—10 років, залежно від можливих перспектив збільшення потреби. Як приклад такого роду можливих плянів добової смокової устави, на фіг. 348 подано виведену

на підставі статистичних даних за чимало років діаграму добового подавання води водогінної устави в одному з українських міст, при чім, як видно з діаграми — подавання це, що в нормальні дні становить $27\,800\text{ м}^3$ на добу, може піднятися до $41\,200\text{ м}^3$ і зменшитись до $23\,250\text{ м}^3$.

Пересічний добовий напір подачі становить 40 м . Щоб виконати потрібну, згідно з наведеною діаграмою, подачу, беручи до уваги якнайбільшу економічну чинність щодо недообтяжень та переобтяжень, гадали підчас переустаткування цієї устави поставити 2 смокові агрегати з нормальною видатністю $0,205\frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$ і 2 половинні агрегати з видатністю $0,125\frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$.

При роботі вибраними агрегатами за вищезазначеними кривими обтяжень бувають відступи, що зведення їх подано в оцій таблиці.

ТАБЛИЦЯ 18

Режим роботи устави	Тривал. роботи в годинах		Пересічне недообтяження у %	Пересічне обтяження у %	Примітка
	З недообтяженням	З переобтяженням			
Пересічний нормальний режим	20	4	12	6	Найбільші недовгочасні відхилення: недообтяження—25%, переобтяження 10%
Пересічний мінімальний режим	18	6	13	10	
Максимальний режим	21	3	10	6	

Дані цієї таблиці показують, що одержані за вибраних агрегатів недообтяження й переобтяження лежать в границях припустимих відхилень, а через те вибрані агрегати можна вважати за прийнятні.

Щоб визначити тепер найбільш підходящий тип смоків для даної устави, можна йти різними шляхами: або просто користуючись з наведеної в нас вище діаграми Barbezat порівняльних вартостей різних типів смоків, або, нарешті, роблячи економічні підрахунки, як ми говорили вже вище, повної річної вартости різних варіантів смокових устав.

За першим способом одразу ж знаходимо, що для видатностей смоків $0,205\frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$ і $0,1025\frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$, або $738\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і $369\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ при напорі 40 м відповідні точки перетину видатностей і напору лягають на діаграмі в куті uOM вельми близько до осі Ou і далеко від лінії OM ; таким чином, відсіля

цілком певно впливає, що найбільш підходящим типом смоків для даної устави є смоки відосередкові.

Беручи далі для визначення наведеного числа обертів співвідношення

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

для смоків з нормальною видатністю маємо:

$$n_o = n \frac{\sqrt[4]{0,205}}{\sqrt{H^3}} = n \frac{0,453}{15,9} = 0,029 n,$$

відкіля бачимо, що навіть при числі обертів толокового смока тільки $n = 70$, ми одержуємо зведене число обертів більше ніж 2, цебто вже за межами прикладання толокових смоків і, таким чином, навіть і з цього боку найбільш підходити буде для нашої устави смок відосередковий.

Щодо третього способу, який розв'язує завдання вже за всією сукупністю устаткування устави, способу, ясна річ, найточнішого, але одночасно, очевидно, і найскладнішого, то в загальних рисах його слід вести так.

Позначимо кошторисну вартість споруди й устаткування устави A карб., величину відсотків на капітал, що витрачається, через p , і тоді щорічна витрата за цією статтею (за зложеними відсотками) визначиться в $\frac{p \cdot A}{100}$ карб. Крім того, цілком зрозуміло, що майно, потроху зношуючись, при чім для різних частин цього майна строк зношування ріжний, потребує через якийсь час свого відновлення. Отже, виникає потреба відрахувати певний відсоток ще на покриття майна (фонд відновлення). Пересічно приймають, що відсоток покриття майна дорівнює $3 \div 4$, для окремих частин устави його можна визначити за такими даними (таблиця 19, стор. 434).

Позначаючи пересічний відсоток на фонд відновлення через q , одержуємо нову щорічну витрату $\frac{qA}{100}$ карб. Коли б капітал на смокову устату був добутий позикою, то довелось б ще відрахувати відсотки на покриття позики. Не беручи її поки до уваги, ми маємо суму щорічних витрат за зазначеними вище статтями (посередні витрати):

$$\frac{(p + q)}{100} A \text{ карб.}$$

Ця сума витрат падає тягаром на річну експлуатацію устави й не залежить від того, яку кількість кв-г устава витратила протягом року.

Безпосередні витрати на устату, цебто такі витрати, які повинно фак-

тично виплачувати на уставу, можуть бути розподілені на дві групи: одну, теж незалежну од кількості витрачених кв-г, другу, що залежить од цієї кількості.

До першої групи належать:

1) витрати на технічний і взагалі обслушний персонал, комерційну службу, коли вона є; позначимо суму таких річних витрат через B карбованців;

2) витрати на страхування, податки, дрібні витрати; позначимо суму таких витрат на рік через C ;

таблиця 19

Назва частин уставу	Пересічна довгість служби в роках	% щорічного покриття
Будинки і гідротехнічні споруди	75	0,6
Смоки	20	3,7
Дизелі	17	4,6
Електромотори	23	3,0
Турбіни парові	20	3,7
Парові машини	22	3,1
Казани	15—17	5—4,6
Трубопроводи	30	1,63
Розподіл злагодження	18	4,3
Електричні проводи	20	3,7

3) витрати на ремонт і додержання в порядку всіх будівель, машин приладів тощо; позначимо суму таких витрат через D .

До другої категорії належать:

4) витрати на паливо, електричну енергію; позначимо цю витрату на кожну кв-г витраченої енергії через a (в крб.).

5) витрати на мастильні матеріяли, обтиральний матеріял; позначимо його знов на кожну кв-г витраченої енергії через b (в крб.);

Таким чином, повна річна витрата на смокову уставу, передбачаючи, що остання витратила енергії M кв-г, становить

$$S = [0,01(p + q)A + B + C + D] + M_{\text{кв-г}}(a + b).$$

Якщо на нашій уставі всіх машин, що надають смокам чину, є $P_{\text{кв}}$, а сучинник використання позначимо через k , то вартість смокової кіловат-години визначиться в

$$S_r = \frac{[0,01(p + q)A + B + C + D]}{k \cdot P_{\text{кв}}} + a + b,$$

бо, як відомо, $M_{\text{кв-г.}} = P_{\text{кв.}} \cdot k$; цей сучинник використання для водогінних і каналізаційних устав беруть залежно од величини уставу в границях 0,80 ÷ 0,70 (8400).

Щоб зробити зазначені підрахунки, потрібно, як бачимо, знати вартість будівлі, смоків, рушіїв, а також і витрати тої чи тої енергії (теплової в кг вугілля, нафти, електричної в кв на кожную кв-г, або механічного коня). Вартості ці, не рахуючи вартості будівлі,—її визначається на місці як до місцевих будівельних умов,—залежать, здебільшого, від індивідуальних особливостей тих фірм, що виготовляють відповідне устаткування; тим то, складаючи кошторисні припущення, завжди треба запитувати про вартості устаткування у декількох фірм і вимагати від них суворих гарантій і щодо якості виконання устаткування, і щодо витрати енергії, мастила й т. ін. Складати кошторисні обчислення за тими чи тими емпіричними формулами можливо тільки при дуже грубих орієнтаційних обчисленнях, і це цілком зрозуміло, коли тільки пригадати, що, наприклад, кожний відсоток збільшення сучинника видатності смока, або кожний зайвий грам споживання палива вже дуже сильно можуть впливати на вартість одного смокового механічного коня. Ріжні ж фірми скрізь і всюди дають для зазначених допіру величин вартості, що ріжняться одна від одної не на один, а на декілька, а іноді доволі багато, відсотків. Вище ми, наприклад, подавали гарантійні величини сучинників видатності відосередкових смоків і витрати нафти для дизелів, які виробляла фірма „Ман“, величини ці були $\eta = 0,74$ для ґрунтового смокового агрегату і $\eta = 0,72$ для половинного при витраті нафти в 0,172 кг на ефективну силу-годину. Деякі ж інші фірми гарантували тільки $\eta = 0,7$ для основного агрегату і $\eta = 0,67$ для половинного при витраті нафти 0,210 кг на ефективну силу-годину.

Така ріжниця в гарантійних величинах сучинника видатності смоків перш за все відбивається на потрібній потужності дизелів; для більшої наочності наслідки підрахунків цих потужностей наведені в таблиці 20 (стор. 436).

При тім пляні роботи смокової уставу, що оце його подано, витрати визначаються такими цифрами:

а) за устаткування агрегатами фірми „Ман“ потрібно буде на добу:

нафти	1009,2 кг (62,8 пуд.);
мастильної олії	17,48 кг (1,08 пуд.);
води	72,1 м ³ (5864 відра);

б) за устаткування агрегатами інших фірм:

нафти	1502 кг (91,5 пуд.);
мастильної олії	37,34 кг (2 п. 28 ф.);
води	108,4 м ³ (8814 відер).

Гри ціні нафти 70 коп. за пуд, масла 6 крб. пуд і води 1000 відер 9 коп., в першому випадкові матимемо добової витрати 51 крб., а в другому 78 крб.; різниця, як бачимо, дуже велика.

Користуючись з такого роду відомостей фірм та підставляючи відповідні вартості величин, що входять у наведене вище співвідношення для

ТАБЛИЦЯ 20

Нормальна водяна потужність смока на сили механічного коня	109	55	109	55
Потужність на валі відосередкового смока за $\eta = 0,74$	109:0,74=148			
Потужність на валі відосередкового смока за $\eta = 0,72$	55:0,72=76,5			
Потужність на валі відосередкового смока за $\eta = 0,7$	109:0,7=156			
Потужність на валі відосередкового смока за $\eta = 0,67$	55:0,7=82			
Потужність на валі дизеля, беручи сучинник видатности передачі 0,95	156	80,5	165	86,5
При збільшенні потужности дизеля, щоб забезпечити роботу агрегатів від різних випадковостей, на 10%	172	88,5	182	95
За вибору стандартних потужностей	180	90	200	100

вартості смокової кіловат-години або смокового механічного коня, можна вже досить точно розв'язати питання про найкорисніший варіант для даних умов. В попередньому параграфі такого роду підрахунки наведені були для двох варіантів.

Для грубих підрахунків зазначимо все ж деякі круглі вельми орієнтаційні вартості всіляких машин:

дизелі закордонні по 120—130—150 крб. за ефективну силу;

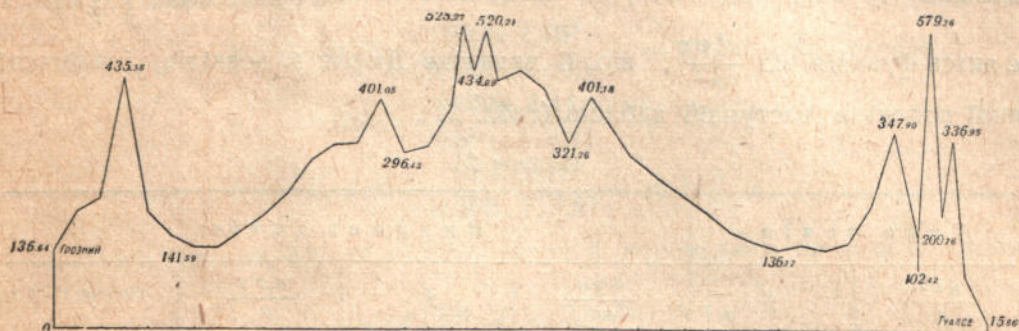
дизелі наші 200—225—250 крб. за ефективну силу;

відосередкові смоки по 40—60 крб. від пуда, або 50—60 крб. за смокову силу;

толокові смоки по 75—100 крб. за смокову силу;
 казани по 50—60 крб. за m^2 поверхні нагріву;
 економайзери по 25—30—35 крб. за кв. метр поверхні;
 парові водотяжні машини 200—225 крб. за смокову силу;
 електромотори по 30—50—75 крб. за силу;
 турбосмоки по 100—120 крб. за смокового механічного коня.

Тут менші вартості припадають на машини великих потужностей, більші вартості—на машини малих потужностей, але ще раз підкреслюємо: наведені цифри цілком орієнтаційні, і покладатись на них дуже було б небезпечно.

Для другого прикладу вибору устаткування й переведення кошторисних обчислень на злагодження смокових устав зупинимося на надзвичайно цікавому проєкті пересмокування нафти Грозний—Туапсе. Основні завдан-



Фіг. 349.

ня: а) нафтопровід повинен бути розрахований на пересмокування 90 000 000 пудів сирової нафти на рік; питома вага нафти 0,857 при $10^{\circ}C$; в'язкість нафти 0,16; б) віддаль між кінцевими пунктами пересмокування за вибраною трасою 633,6 км при рельєфі місцевості, показаному на фіг. 349; с) з огляду на велику віддаль пересмокування і, виходить, чималі частини виграє, що припадають на нафтопровід (щось 50% од усього кошторису), економічність всього злагодження повинна залежати від можливої непереривності роботи останнього; тому передбачається, що нафтопровід буде робити не менш як 350 день на рік по 24 години на добу (8400 годин на рік); д) робочий тиск для безпеки роботи нафтопроводів не повинен дуже перебільшувати 60 атм.; е) для охорони нафти від такого охолодження, яке перешкоджало б правильно пересмокувати нафту, і щоб не було підігріву, який подорожчував би її пересмокування, передбачено нафтопровід закласти на глибину 1,25 м, а це за метеорологічними даними охороняє зниження температури нафти нижче за $+12^{\circ}C$.

За зазначених вище—загального віддалення пересмокування нафти і кінцевого допускового в нафтопроводах тиску—доводиться устанавляти проміжні пересмокові станції, при чім для плавкості роботи цих станцій та

обліку пересмокуваної нафти на цих проміжних станціях устанавляються спеціальні резервуари для приймання нафти такої ємності, щоб на випадок зупинки будь-якої станції, вони могли вмістити в себе всю кількість нафти, що є в трубопроводі між двома сусідніми станціями.

Для розрахунку нафтопроводу прийнято формулу Дюрана, що її прикладають американські інженери:

$$h = \psi \frac{(d v \sigma)}{\mu} \frac{l v^2}{d 2 g} = f \frac{l v^2}{d 2 g};$$

в ній h визначає витрату напору на метри, μ — в'язкість течива на $\frac{cp}{cm/сек}$, σ — гущину на $\frac{cp}{cm^3}$, d — поперечник трубопроводу на m , l — довжину трубопроводу на m , v — швидкість течива на $m/сек$, $\psi \left(\frac{d v \sigma}{\mu} \right) = f$ є якась функція від $\frac{d v \sigma}{\mu}$, що її визначив Дюран з дослідів, і вартості якої подані в наступній таблиці (табл. 21).

ТАБЛИЦЯ 21

Тиха течія		Вихрова течія			
$\frac{d v \sigma}{\mu}$	f	$\frac{d v \sigma}{\mu}$	f	$\frac{d v \sigma}{\mu}$	f
100	0,6400	2500	0,0442	25000	0,0249
200	0,3200	3000	0,0426	30000	0,0238
400	0,1600	3500	0,0412	35000	0,0228
600	0,1067	4000	0,0400	40000	0,0219
800	0,0800	4500	0,0390	45000	0,0213
1000	0,0640	5000	0,0382	50000	0,0208
1200	0,0533	6000	0,0364	60000	0,0200
1400	0,0457	7000	0,0350	70000	0,0195
1600	0,0400	8000	0,0340	80000	0,0190
1800	0,0356	9000	0,0330	90000	0,0185
2000	0,0320	10000	0,0320	100000	0,0180
2400	0,0267	12000	0,0304	150000	0,0168
		14000	0,0292	200000	0,0158
		16000	0,0280	250000	0,0150
		18000	0,0271	300000	0,0144
		20000	0,0264	350000	0,0140
				400000	0,0137
				450000	0,0134

Для визначення найкориснішого поперечника нафтопроводу вибрано три варіанти нафтопроводу: $d=8''$, $d=10''$ і $d=12''$, і для кожного з них підраховано величини витраченого напору за вищенаведеною форму-

люю; не важко переконатися, що формула ця, згідно з зазначеними вище вартостями μ, σ для Грозненської нафти, вартостей f за даними допіру наведеної таблиці набуває для зазначених поперечників нафтопроводу вигляду

$$h_{8''} = 0,0268 \frac{l v^2}{d 2g},$$

$$h_{10''} = 0,0286 \frac{l v^2}{d 2g},$$

$$h_{12''} = 0,0300 \frac{l v^2}{d 2g},$$

а підставляючи вартості поперечників, швидкостей та інших чинників, що входять у ці формули, знайдемо¹⁾ отакі втрачені напори на 1 кілометрі довжини нафтопроводів:

$$h_{8''} = 0,0268 \frac{1000 \cdot 1,76^2}{0,203 \cdot 2 \cdot 9,81} = 20,9 \text{ м нафт. стовпа}$$

$$h_{10''} = 0,0286 \frac{1000 \cdot 1,1^2}{0,254 \cdot 2 \cdot 9,81} = 6,96 \quad \text{" "}$$

$$h_{12''} = 0,0300 \frac{1000 \cdot 0,78^2}{0,305 \cdot 2 \cdot 9,81} = 3,06 \quad \text{" "}$$

додаючи, нарешті, 8% на місцеві опори й переводячи на м вод. стовпа, дістанемо:

$$h_{8''} = 1,08 \cdot 20,9 \cdot 0,857 = 19,4 \text{ м}$$

$$h_{10''} = 1,08 \cdot 6,96 \cdot 0,857 = 6,45 \text{ м}$$

$$h_{12''} = 1,08 \cdot 3,06 \cdot 0,857 = 3,00 \text{ м}$$

Маючи вартості втрачених напорів, легко визначити, покищо орієнтаційно, число станцій, що пересмокують, на всьому протязі пересмокування; і справді, коли вважати трасу за строго позему, то число це, очевидно, визначиться за співвідношенням $z = \frac{L \times h}{P}$, де L — довжина нафтопроводу, що дорівнює в нашому випадкові 633,9 км, h — величина втраченого напору на 1 кілометр довжини, P — допускний тиск в нафтопроводі; його беремо за такий, що дорівнює 60 атм., або 600 м води од стовпа.

Підставляючи наші вартості, матимемо:

$$z_{8''} = \frac{633,6 \times 19,4}{600} \cong 21$$

$$z_{10''} = \frac{633,6 \times 6,45}{600} \cong 7$$

$$z_{12''} = \frac{633,6 \times 3,0}{600} \cong 4$$

¹⁾ Значну частину нижченаведених підрахунків зробив студент Одеського Політехнічного Інституту Гернет.

Для останнього варіанту з 12-цалевими трубами довелося, однак, з огляду на явний брак одержуваного тиску при переході через перевал Кавказького пасма, збільшити число станцій до 5, поставивши цю додаткову станцію коло перевалу.

Припускаючи, що устаткування станції складається з дизелів і толокових смоків (див. нижче), і беручи добові експлуатаційні витрати на станцію на круг в 300 крб. (ця сума близько підійде до тієї, що одержується, коли вести розрахунок експлуатаційних витрат так, як ведуть інж. Будніков і Бромлей у своїй книзі „Смокові станції водогонів“. Москва 1927 р., стор. 93 і далші), знайдемо, що добові експлуатаційні витрати на утримання всіх станцій нафтопроводу будуть:

$$S_{8''} = 21 \times 300 = 6300 \text{ крб.}$$

$$S_{10''} = 7 \times 300 = 2100 \text{ „}$$

$$S_{12''} = 5 \times 300 = 1500 \text{ „}$$

За цими даними можна збудувати криву (S) добових експлуатаційних витрат на всі станції нафтопроводу залежно від його поперечника.

Добові витрати на самий нафтопровід, залежно від його поперечника, визначаються так: вартість 1 км трубопроводу складається з отаких окремих вартостей:

1) нівелювання, права прокладати (якщо доводиться, звичайно, набувати право прокладати);

2) вартости самих труб;

3) фрахту труб;

4) розвантажування й розкладання;

5) укладання й фарбування;

6) земляних робіт;

7) польових витрат та земляних струментових;

8) телефона.

Дані для оцінки всіх цих витрат узяті за В. Шуховим¹⁾ і Н. S. Bell'em²⁾.

1) нівелювання й право прокладати є витрати, що не залежать од поперечника трубопроводу, і їх Шухов оцінює в 350 крб. за км;

2) ціна на труби, за даними Південно-сталі визначається в 4 крб. 65к. за пуд франко-вагон-завод, при чім вага одного подовжинного фута залізних нарізних труб визначається (на фунти) за формулою:

$$q_0 = \frac{12d + d^2}{5},$$

де d — поперечник труби в цалях. При цих даних вага труб на довжині одного кілометра визначається при наших поперечниках (8", 10" і 12" відповідно в 2100, 3600 і 4720 пудів, при вартості, виходить, в 9760; 16750;

¹⁾ Заметки о нефтепроводах. Нефтяное и сланцевое хозяйство. 1924.

²⁾ American Petroleum Refining. 1923.

22 000 крб. Фрахт від Нікопіль - Маріюпільського заводу до Грозного становить 35 коп. з пуда; розвантаження й розкладання 0,2 коп. з пуда; укладання і фарбування 0,35 коп. з пуда; телефон 220 крб. на кілометр; земляні роботи при закладанні на глибину в 1,25 м обчислює Шухов для зазначених поперечників в 960, 1125 і 1415 крб. на км, а польові витрати та струментові в 350, 370 і 425 крб. на км.

Отже, підсумовуючи всі витрати, знайдемо, що вартість 1 кілометра нафтопроводу коштуватиме, залежно від його поперечника, 13 800 крб., 22 115 крб. і 28 590 крб. Рахуючи капіталізацію в 6%, строк амортизації труб 20 років, витрати на ремонт в 2%, знайдемо, що добові витрати на нафтопровід складають:

$$T_{8''} = 326 \text{ крб. } 40 \text{ коп.}$$

$$T_{10''} = 527 \text{ крб. } \quad \text{—}$$

$$T_{12''} = 664 \text{ крб. } \quad \text{—}$$

За цими даними будують криву (T) добових витрат на нафтопровід, залежно від його поперечника.

Складаючи ординати кривих S і T , дістаємо криву сумарних витрат на нафтопровід і станції залежно від поперечника нафтопроводу, вона покаже, що менші витрати бувають при поперечникові нафтопроводу в 12".

З низки, однак, інших міркувань (як от: прискорення здійснення нафтопроводу, менші первісні витрати тощо), здійснюючи нафтопровід, зупинилися на 10-цалевому варіанті.

Вище ми визначали кількість станцій пересмокування нафти й знайшли, що в припущенні суворо поземної траси таких станцій при 10-цалевому варіанті повинно бути 7. Кількість цю, з огляду на непоземість траси, на ділі треба буває перевіряти. Перевірку в першому наближенні можна робити графічно, користуючись із скороченого профілю траси, і тієї тези, що експлуатація нафтопроводу то вигідніша буде, що більш додержуватися припущеного тиску на станції, цебто 60 атм.

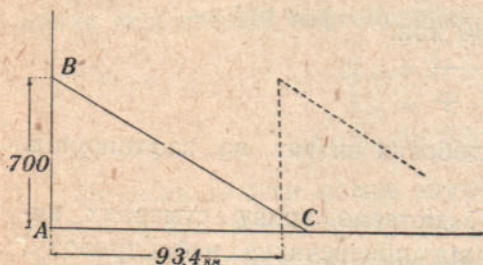
Вирисовуючи на кальці прямокутну систему координат, відкладаємо по осі ординат в масштабі прямовисного профілю траси тиску, визначені в м нафтового стовпа, а по осі абсцис в поземному масштабі подовжнього профілю траси віддалі, на яких зазначені тиски будуть витрачені на опір. А що 60 атм. водяного стовпа відповідають

$$\frac{60 \cdot 10}{0,857} = 700$$

нафтового стовпа, а витрата тиску на 1 км, рахуючи й місцеві опори, визначена в 0,645 атм., і через те, що, нарешті, повна витрата тиску утвориться на віддалі

$$\frac{60}{0,645} = 93,4 \text{ км,}$$

то у вибраній системі координат потрібно по осі ординат відкласти відтинки, що дорівнює 700 м, а по осі абсцис відтинки, що дорівнює 93,4 км; сполучивши добуті точки *B* й *C* (фіг. 350), одержимо напірну лінію *BC*. Коли жодна з точок профілю не виступає за просту *BC*, то перетинання профілю з цією простою або її продовженням визначить положення станції. Коли ж частина профілю виступає за лінію *BC*, то це визначає, що в цьому місці напору не вистачає для просунення нафти і, виходить, на цьому місці потрібно поставити додаткову станцію. Початок дальшого напірного трикутника, очевидно, потрібно вибирати не з кінцевої точки *C* попереднього трикутника, а пересунути ліворуч з таким розрахунком, щоб



Фіг. 350.

в нашому розпорядженні залишалося ще досить напору ($1 + 1,5 \text{ атм.}$) для підняття нафти в резервуарі.

Потрібно при цьому ще відзначити, що місцеположення станцій доводиться ще трохи змінювати, маючи на увазі, що бажано розташовувати їх в залюднених пунктах, в місцях зручних для водопостачання, транспорту й т. д.

Для того, щоб показати, як треба робити вибір розташування станцій, зробимо перевірку положення 2 станції нашого нафтопроводу, зважаючи на те, що станція розташована в самому Грозному.

Прикладаючи вищезазначений графічний спосіб, ми знайшли б, що другу станцію треба розташувати за 92,5 км від Грозного; з міркувань же більшої зручності, в розумінні водопостачання тощо, станцію розташовуємо за 95 км на березі річки поруч хутора Предмостенського; це місце зручне ще й тому, що станція буде недалеко залізниці й м. Моздока (на другому березі річки). Через те, що тепер відзначка місцеположення станції Грозний дорівнює 136,84 м, а відзначка станції Предмостенської 141,59 м, перевищення останньої станції над першою при віддаленні 95 км, становить 4,74 м. Втрачений напір на 1 км нафтопроводу ми визначили в 6,96 м нафтового стовпа; на місцеві опори, з огляду на незначність згинів нафтопроводу на цій ділянці, додамо тільки 5% від втраченого напору. Тоді загальний потрібний напір, приймаючи ще остаточний напір в 12 м нафтового стовпа, буде:

$$H = 4,75 + 1,05 \cdot 6,96 \cdot 95 + 12 = 705 \text{ м}$$

нафт. стовпа, що відповідає початковому тискові в

$$\frac{705 \cdot 0,857}{10} = 60,4 \text{ атм.}$$

а що такий тиск цілком припустимий, то вважаємо, що місцеположення 2-ої станції вибрано правильно.

Цілком аналогічним шляхом робимо вибір розташування інших станцій; не переводячи самих підрахунків, подаємо остаточні наслідки, зведені в нижчеподаній таблиці (табл. 22).

ТАБЛИЦЯ 22

Пор. №	Назва станцій	Відд. від Грозного	Віддален. між стан.	Відзначка розташування станцій	Різниця відзначок	Потрібний тиск на станції в атм.
1	Грозний	0	95	136,84	+ 4,75	60,4
2	Предмостенська .	95	73	141,59	+ 130,36	59,0
3	Еривів канал . . .	168	80	271,95	+ 43,46	60,6
4	Кайгали	248	94	314,41	+ 19,9	61,4
5	Невинномиська . .	342	108	334,31	- 156,82	59,9
6	Красное поле . . .	450	80	177,49	- 22,65	59,0
7	Пшихська	530	103,6	154,74	- 133,99	58,7
8	Туапсе	633,6		15,86		—

Тут потрібно відзначити, що між станцією Пшихською й Туапсе, починаючи з 569 до 579 км, щоб можна було перейти через Кавказьке пасмо і зберегти в той же час стандартизацію труб, доведеться прокласти подвійний нафтопровід з 10" труб; вищезазначеним методом можливість в цьому випадкові пересмокування нафти зі станції Пшихської легко перевірити.

Переходячи тепер до устаткування станцій, легко дійти висновку, маючи на увазі призначення самих станцій, що за рушії, які надають чину смокам, раціональніше брати дизелі. Будь-яких пояснень в цьому випадкові непотрібно. Щодо смоків, то й це питання розв'язується порівнюючи легко тим чи тим способом, зазначеними вище. Визначаючи, наприклад, зведене число обертів смока за витратою $Q = 0,057 \text{ м}^3/\text{сек}$ і напором $H = 614 \text{ м}$, знаходимо:

$$n_o = n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = n \frac{\sqrt[4]{0,057}}{\sqrt[4]{614^3}} = n \frac{0,239}{123,5} = n \cdot 0,0019,$$

а беручи, що число (n) обертів навіть дорівнює 1000, ми одержимо $n_o = 1,9$, цебто таке, що дуже близько відповідає відосередковому смокові. Точнісінько так само, користуючись з діаграми Barbezat, ми дійдемо висновку про рівноцінність в даному випадкові толокових і відосередкових смоків. Маючи, однак, на увазі, що пересмокуване течиво, порівнюючи,

дуже в'язке (при низьких температурах), що можуть виникнути через це перешкоди при всисанні його, що, нарешті, могли б виникнути перешкоди при виконанні для такого течива і зазначених напорів відосередкових смоків з великою кількістю ступенів, доводиться вважати, що для цього випадку раціональніші будуть смоки толокові; проте, американська практика починає і для пересмокування нафти на далеких відстанях широко користуватися з відосередкових смоків¹⁾.

¹⁾ З цього приводу див. таку літературу:

Слоним, Л. И. Применение центробежных насосов для нефтепроводов. Нефтяное Хозяйство. 1929, № 7.

Borhardt, A. H. Big Development in Centrifugal Pumps. The Oil and Gas

Dwyer, L. L. Use of Electric Pumps on Pipe Lines. The Oil and Gas Journal. 1928.

Layne, W. R. Centrifugal Pumps for Pipe Line Use. The Oil and Gas Journal. 1928.

De Loache, R. L. Oklahoma — Gulf Coast Rive Line involves Worlds Record Instalation of Centrifugal Pumps Petrol. World. 1928.

Murphy, L. I. Selection of Motors for Pipe Lines. The Oil and Gas Journal. 1928.

Murphy, L. I. Synchronous Motors and Centrifugal Pump in Line Service Oil Weckly. T. 49, № 10. 1928.

Stockman, L. P. Natural Gasoline is Piped 100 Miles. The Oil and Gas Journal. 1928.

Найголовніша використана неперіодична література

1. Bole, M. P. Pumps and Pumping. London. 1920.
2. Berg, H. Die Kolbenpumpen. Berlin. 1921.
3. Bergeron, L. Machines hydrauliques. Paris. 1928.
4. Bethmann, H. Die Kolbenpumpen und Zentrifugalpumpen. Leipzig. 1923.
5. Brunelli, P. E. Le velocità critiche degli alberi. Napoli. 1921.
6. Будников, А. И. и Бромлей Е. Э. Насосные станции городских и заводских водопроводов. Москва. 1927.
7. Бурдаков, А. А. Из практики с центробежными насосами. Москва. 1923.
8. Budau, A. Vorlesungen über Pumpenbau. Wien—Leipzig. 1923.
9. Dahme. Die Kolbenpumpen. München. 1908. Є російський переклад.
10. Daugherty, R. L. Centrifugal Pumps. New-York. 1915.
11. Есьман, И. Г. Центробежные насосы. Москва. 1927.
12. Есьман, И. Г. Поршневые насосы. Москва. 1928.
13. Eudoux, D. Hydraulique industrielle et usines hydrauliques. Paris. 1921.
14. Gibson. Hydraulics and its Applications. London. 1925.
15. Gramberg, A. Machinentechnisches Versuchswesen. Berlin. 1923—1924.
Є російський переклад.
16. Greene. Pumping Machinery. London. 1905.
17. Grosser, O. Pumpen, Hebewerke für flüssige Körper. München. 1908.
18. Hartmann, K. u. Knoke, I. Die Pumpen. Berlin. 1906.
19. Higgins, G. Centrifugal Pumps. London. 1926.
20. Krauss, L. Untersuchung selbsttätiger Pumpenventile und deren Einwirkung auf dem Pumpengang. Berlin. 1920.
21. Крылов, А. И. Теория и расчет инжектора. Томськ. 1908.
22. KucharSKI, W. Strömungen einer reibungsfreien Flüssigkeit bei Rotation ester Körper. München. 1918.
23. Laval, C. G. Centrifugal Pumping Machinery. New-York-London. 1912.
24. Lorenz, H. Technische Hydrodynamik. München-Berlin. 1910.
25. Майзель, В. М. К исследованию работы и движения жидкости во вращающихся лопастях центробежных насосов. Харків. 1925. Рукопис.
26. Müyden, R. et Vadot, L. Electro-Pompes automatiques. Belfort. 1925.
27. Medici, M. Pompe centrifuge. Milano. 1927.
28. Müller, W. Mathematische Strömungslehre. Berlin. 1928.
29. Neumann, Fr. Die Zentrifugalpumpen. Berlin. 1912—1922.
30. Nickel, F. F. Direct-Acting Steam Pumps. New-York. 1923.
31. Oertli, H. Untersuchung der Wasserströmung durch ein rotierendes Zellen-Kreiselpumpenrad. Zürich. 1923.
32. Pfeleiderer, C. Die Kreiselpumpen. Berlin. 1924.
33. Пинегин, В. Н. Насосы I. Томськ. 1913. Літограф. видання.
34. Проскура, Г. Ф. Водяные насосы. Харків. 1922. Літограф. видання.

35. Quantz, L. Kreiselpumpen. Berlin. 1925. Є російський переклад.
 36. Rateau, Eydoux, Goriel. Turbines hydrauliques. Paris. 1926.
 37. Staus, A. Maschinenuntersuchungen. Bd. I. Hydraulik in ihren Anwendungen. Berlin. 1926.
 38. Staus, A. Zur Betriebskontrolle der Kolbenpumpen. München. 1923.
 39. Stückle, R. Die selbsttätigen Pumpenventile in den letzten 50 Jahren. Berlin. 1925.
 40. Swindin, N. The Modern Theory and Practice of Pumping. London. 1924.
 41. Swindin, N. Pumping in the chemical Works. London. 1922.
 42. Thomann, K. Die Wasserturbinen und Turbinenpumpen. Stuttgart. 1922.
 43. Vidmar, M. Theorie der Kreiselpumpe. Braunschweig. 1922.
 44. Walther, L. Dynamik der Leistungsregelung von Kolben-Kompressoren und Pumpen. Berlin. 1921.
 45. Water Works Practice. Manuel American Water Works Association. Baltimore. 1926.
 46. Худяков, П. К. Построение насосов. Москва 1899.
- Підчас друкування цієї книжки з'явилися дві цікаві праці, що їх, на жаль, не можна вже було використати.
- Проскура, Г. Ф. Центробежные насосы. Харків. 1930.
- Meisel, B. Zur Bestimmung der Förderhöhe von Kreiselpumpen. Charkow. 1930.
- Журнальну літературу зазначено на сторінках книги.

В. Пінегін

ЗМІСТ

Переднє слово	Стор. 3
-------------------------	---------

ВСТУП

§ 1. Загальні поняття про піднесення та пересмокування течива й про машини, що служать до цього	5
§ 2. Стисла класифікація машин для піднесення та пересмокування течив	7

Розділ I. МАШИНИ ТЕЧІВНО-ЧЕРПАЛЬНІ

§ 1. Машини течивно-черпальні з переривним подаванням	9
§ 2. Машини течивно-черпальні з непереривним подаванням течива	17
§ 3. Основні хиби течивно-черпальних машин	22

Розділ II. ОГЛЯД ТИПІВ СМОКІВ

А. Смоки з переривним подаванням течива

§ 1. Смоки з прямолінійно-зворотним рухом толока або пурнача (толокові смоки)	24
§ 2. Смоки з прямолінійно-зворотним рухом стовпа течива, що править за толок. Смоки Humphrey. Тарани	40
§ 3. Смоки з зворотно-коловим рухом толока (крильчасті смоки)	62
§ 4. Смоки, що чинять випиранням течива через тиск повітря (монжуси)	65
§ 5. Смоки, що чинять випиранням течива від тиску пари (пульзометри)	67

В. Смоки з непереривним подаванням течива

§ 1. Смоки, що чинять відосередковою силою, яку розвиває орган, що швидко в них обертається (відосередкові смоки)	68
§ 2. Смоки з одним або декількома толоками, що швидко обертаються (ротативні й коловорітні смоки)	73
§ 3. Смоки, що чинять від непереривного струменя води, пари	90
§ 4. Смоки, що чинять розрідженням підношуваного течива повітрям, що нагнічується в нього під тиском (мамут-смоки)	99

С. Смоки-мотори й гідравлічне передавання енергії

§ 1. Загальні тези про гідравлічні передачі	102
§ 2. Передача системи Hele - Schaw	104
§ 3. Передача системи M. Raudot	105
§ 4. Передача Lentz'ової системи	110
§ 5. Передача Föttinger'ової системи	114

Розділ III. СТИСЛИЙ ІСТОРИЧНИЙ НАЧЕРК РОЗВИТКУ БУДУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ПІДНЕСЕННЯ Й НАГНІЧУВАННЯ ТЕЧІВА

§ 1. Історичний розвиток піднесення течив	117
§ 2. Сьогочасний стан питання про пересмокування течив і конкуренція між толоковими та відосередковими смоками	130

Розділ IV. ТЕОРІЯ ТОЛОКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Процес всисання толоковими смоками	141
§ 2. Гранична висота всисання	145
§ 3. Процес нагнічування	149
§ 4. Індикаторна робота і гідравлічний сучинник видатности толокового смока	151
§ 5. Повітряні ковпаки, їхній вплив на роботу смока та теорія їх	158
§ 6. Хлипаки і теорія їхнього руху	174
§ 7. Зведене число обертів для толокових смоків і визначення царин застосовування толокових смоків	191

Розділ V. КОНСТРУКЦІЯ ТОЛОКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Вибір типу смока для даних умов	200
§ 2. Смокові циліндри, їхня конструкція і розрахунок	201
§ 3. Толоки, толочилина, защілки та їхня конструкція	204
§ 4. Повітряні ковпаки та злагода їх	212
§ 5. Хлипаки, їхня злагода та устава	214
§ 6. Забірні коробки та злагода їх	223
§ 7. Особливості в злогоді толокових смоків для дуже в'язких і брудних течив	224

Розділ VI. ВИПРОБУВАННЯ ТОЛОКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Мета випробування та об'єкти випробування	229
§ 2. Випробування надійності виготовлення та правильності устави	229
§ 3. Випробування роботи смока з боку якості	229

Розділ VII. ТЕОРІЯ ВІДОСЕРЕДКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Рух течива в каналах відосередкових смоків	239
§ 2. Основні співвідношення між кутами й швидкостями	243
§ 3. Гідралічні втрати у відосередкових смоках і їхній сучинник видатності	247
§ 4. Злука відосередкових смоків і сучинник видатності складних смоків агрегатів	266
§ 5. Робота відосередкових смоків за змінного режиму	272
§ 6. Регулювання відосередкових смоків	283
§ 7. Основні властивості вісних відосередкових смоків	286
§ 8. Гранична висота всисання у відосередкових смоках	291
§ 9. Установлення царини застосування відосередкових смоків	302

Розділ VIII. РОЗРАХУНОК, КОНСТРУКЦІЯ Й ПОБУДУВАННЯ ВІДОСЕРЕДКОВИХ СМОКІВ

§ 1. Закон неперервності протікання течива у відосередкових смоках та розрахунок їх	310
§ 2. Число лопаток у робочім колесі відосередкового смока	319
§ 3. Профілювання лопаток робочих коліс у відосередкових смоках	322
§ 4. Теорія й конструкція напрямного апарату або дифузора	329
§ 5. Обчислення й збудування кожуха відосередкового смока	334
§ 6. Вісний тиск у відосередкових смоках, заходи до його зменшення і обчислення та злагода опірних частин вала	341
§ 7. Особливості в злогоді відосередкових смоків для дуже в'язких і брудних течив	356
§ 8. Особливості в злогоді відосередкових смоків для дуже гарячої води	360

Розділ IX. ВИПРОБУВАННЯ ВІДОСЕРЕДКОВИХ СМОКІВ

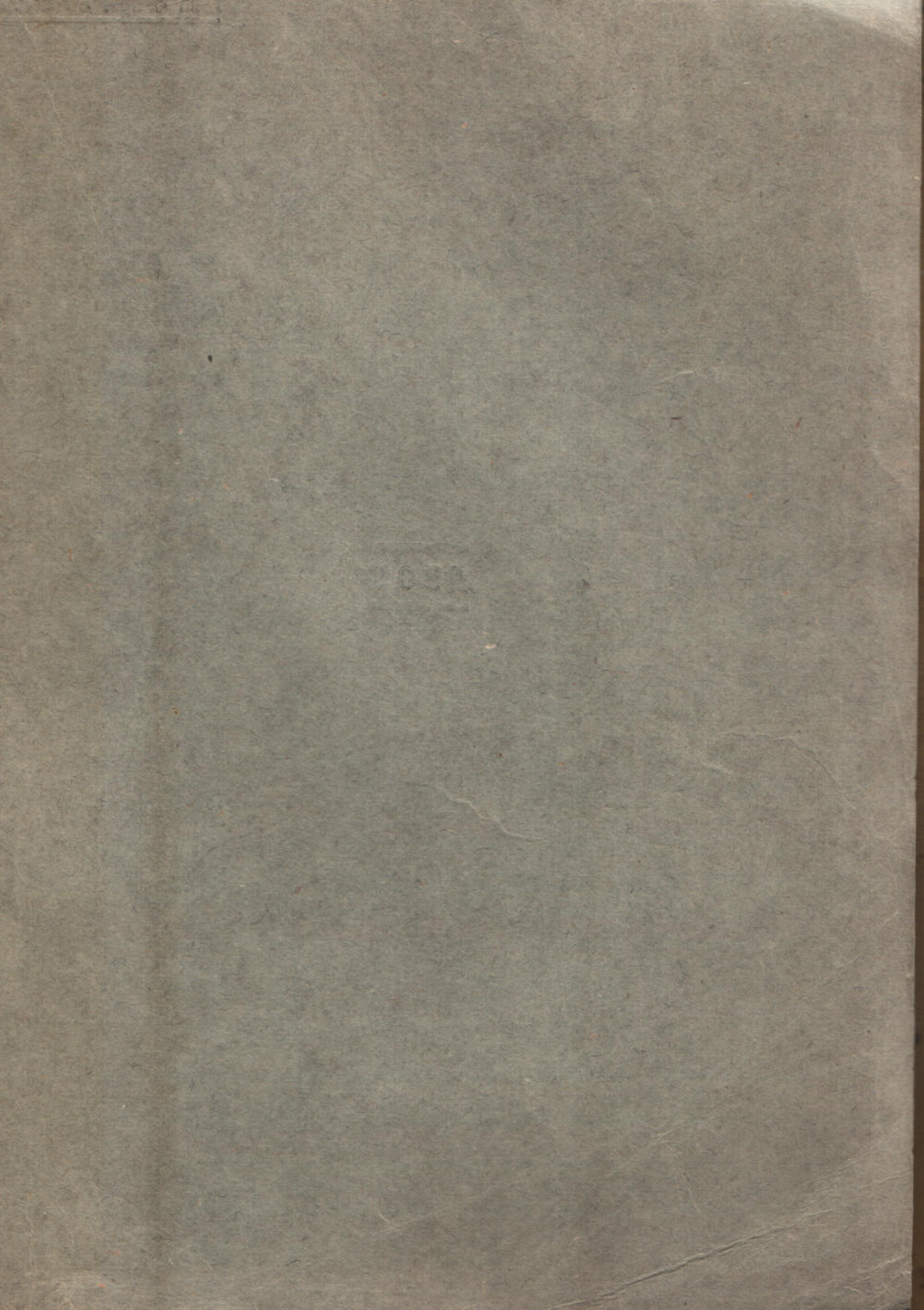
§ 1. Розуміння про випробування відосередкових смоків, мету та об'єкти випробувань	366
§ 2. Вимір кількостей течива, подаваного смоком	367
§ 3. Вимір напорів	368
§ 4. Вимір чисел обертів	369
§ 5. Визначення потрібної смокової потужності та його сучинника видатності	370
§ 6. Збудування характеристик відосередкових смоків та їхня вартість	371

Розділ X. НАДАННЯ СМОКАМ ЧИННОСТІ

§ 1. Загальні міркування про надання смокам чинності	376
§ 2. Надання смокам чинності ріжного роду рушійною силою, крім парової	377
§ 3. Надання толоковим смокам чинності паровою силою	401

Розділ XI. СМОКОВІ УСТАВИ

§ 1. Типи смоків устав, злагоджування їх та устаткування залежно від призначення	414
§ 2. Встановлення провідних принципів для вибору типу смоків залежно від економічних та експлуатаційних міркувань	418
§ 3. Встановлення основних керівних принципів для вибору рушійної сили на станції, залежно від місцевих умов та економічних міркувань	425
§ 4. Приклади деяких загальних калькуляцій при встановленні типу устаткування смоків-вих станцій	431
Найновіша використана неперіодична література	445



Ціна 4 крб. 50 коп. (II)

ДВОУ