

Владимир Григорьевич Шухов

**Насосы прямого действия и их
компенсация**

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 82-3
ББК 84-4
Ш98

Ш98 **Шухов В.**
Насосы прямого действия и их компенсация / Владимир Григорьевич Шухов – М.: Книга
по Требованию, 2023. – 36 с.

ISBN 978-5-521-38786-1

ISBN 978-5-521-38786-1

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2023
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2023

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг — не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель — вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания — решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

полны оси, получают давленіе отъ воздушнаго колпака или изъ нагнетательной трубы, вслѣдствіе чего давленіе въ компенсаторахъ поддерживается всегда пропорціональнымъ давлению, подъ которымъ нагнетается жидкость. Желая уменьшить діаметры цилиндровъ у компенсаторовъ, давленіе въ нихъ увеличиваютъ сравнительно съ таковымъ въ нагнетательной трубѣ посредствомъ введенія особаго аккумулятора съ дифференціальными поршнями.

Расположеніе компенсаціонныхъ цилиндровъ во время работы насоса симметрично относительно поршневыхъ штангъ машины, а потому давленіе компенсатора не вызываетъ въ этихъ штангахъ ломающихъ моментовъ.

На фиг. 2 изображены разныя положенія компенсатора въ зависимости отъ хода насосныхъ поршней. Въ точкѣ 1 (фиг. 2 и 3) цилиндры компенсатора получаютъ наибольшій избытокъ давленія, падающій постепенно до положенія въ точкѣ 2; здѣсь компенсаціонные цилиндры находятся въ равновѣсіи, слѣдовательно, не получаютъ и не отдаютъ давленія. Отъ точки 2 до точки 3 компенсаторъ отдаетъ полученныя имъ усилія, величина которыхъ, по проекціи штангъ, постепенно увеличивается и достигаетъ наибольшаго значенія въ точкѣ 3, т. е. въ концѣ хода.

На фиг. 7 показана діаграмма давленій паровыхъ поршней и компенсаторовъ.

Устройство аккумулятора, усиливающего давленіе въ компенсаціонныхъ цилиндрахъ, показано на фиг. 5 и 6; верхняя часть аккумулятора соединена съ нагнетательной трубой насоса, нижняя часть—съ компенсаціонными цилиндрами, и средняя сообщается со всасывающей камерой насоса. Придавая соотвѣтственные размѣры поршнямъ А и В, можно установить опредѣленное давленіе въ компенсаторѣ, значительно превосходящее таковое же въ нагнетательной трубѣ, но всегда ему пропорціональное. Эта связь между давленіемъ въ нагнетательной трубѣ и компенсаторахъ безусловно необходима въ томъ случаѣ, если насосы работаютъ при переменномъ давленіи въ нагнетательной трубѣ.

При измѣненіи давленія, подъ которымъ работаютъ насосы, придется измѣнить періодъ впуска пара въ паровомъ

1-й изъ нихъ и работаетъ въ немъ съ опредѣленной отсѣчкой; въ концѣ хода паръ изъ 1-го цил. переходитъ во 2-й и затѣмъ послѣдовательно чрезъ всѣ остальные цилиндры. Предположимъ пока, что между цилиндрами нѣтъ промежуточныхъ камеръ (*receiver*), и нѣтъ отсѣчки пара въ послѣдующихъ цилиндрахъ, работающих расширеніемъ пара.

Пусть обозначаютъ:

$F_1, F_2, \dots, F_n$ — площади паровыхъ поршней послѣдовательныхъ цилиндровъ;

$x_1, x_2, \dots, x_{n-1}$ — отношенія площадей паров. поршней послѣдующаго и предыдущаго цилиндра, такъ что:

$$x_1 = F_2 : F_1; \quad x_2 = F_3 : F_2; \quad \dots \quad x_{n-1} = F_n : F_{n-1};$$

p — давленіе пара, впускаемаго въ 1-й цил.;

p_0 — давленіе пара за поршнемъ въ послѣднемъ цил., или давленіе въ холодильникѣ;

$2s$ — общій ходъ паровыхъ и насосныхъ поршней;

y — путь, пройденный поршнемъ отъ пачала хода до разсматриваемой точки;

$y:s = z$ — отношеніе этого пути къ половинѣ хода поршня.

α — отсѣчка пара въ 1-мъ цил., т. е. отношеніе хода при впускѣ пара ко всему ходу поршня.

Давленіе пара q_1 передъ поршнемъ въ 1-мъ цил. въ произвольной точкѣ хода можетъ быть выражено слѣдующимъ образомъ:

$$q_1 = \frac{2\alpha}{z} \cdot p F_1 \dots \dots \dots (2)$$

Если $\frac{z}{2} = \text{или} < \alpha$, то $q_1 = p \cdot F_1 \dots \dots \dots (3)$

Если $z = 2$, т. е. поршень находится въ концѣ своего хода, то

$$q_1 = \alpha \cdot p F_1 \dots \dots \dots (4)$$

Когда поршни отъ начала хода пройдутъ путь y , упругость пара p_1 въ сообщенныхъ между собою пространствахъ 1-го и 2-го цил. (фиг. 8) будетъ по ур-ю (1) опредѣляться изъ равенства:

$$\alpha \cdot p \cdot F_1 \cdot 2s = [F_2 y + F_1 (2s - y)] \cdot p_1 \dots \dots (5)$$

Поэтому давленіе q_2 между 1-мъ и 2-мъ поршнями, направленное въ сторону движенія, будетъ опредѣляться такъ:

$$q_2 = p_1(F_2 - F_1) = \alpha p F_1 \frac{2s(F_2 - F_1)}{F_2 y + F_1(2s - y)}, \text{ или}$$

$$q_2 = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_1 - 1)}{z(x_1 - 1) + 2} \dots \dots \dots (6)$$

Въ концѣ хода поршней, когда $y = 2s$, упругость пара p_2 во второмъ цилиндрѣ, на основаніи (5), опредѣлится изъ такого равенства:

$$\alpha p F_1 = F_2 p_2, \text{ или } p_2 = \frac{\alpha p}{x_1} \dots \dots \dots (7)$$

Когда поршни отъ начала хода пройдутъ путь y , упругость пара p_3 въ сообщенныхъ между собою пространствахъ 2-го и 3-го цилиндра, на основаніи рав. (1), будетъ опредѣляться такъ:

$$p_2 \cdot F_2 \cdot 2s = p_3 [F_3 y + F_2(2s - y)], \text{ или}$$

$$p_3 = \frac{\alpha p F_2}{x_1} \cdot \frac{2s}{F_3 y + F_2(2s - y)} \dots \dots \dots (8)$$

Послѣ этого, соотвѣтственно пути y , давленіе q_3 между 2-мъ и 3-мъ поршнями, направленное въ сторону движенія, напишется слѣд. образ.:

$$q_3 = p_3(F_3 - F_2) = \alpha p F_1 \cdot \frac{2s(F_3 - F_2)}{F_3 y + F_2(2s - y)}, \text{ или}$$

$$q_3 = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_2 - 1)}{z(x_2 - 1) + 2} \dots \dots \dots (9)$$

Аналогично съ этимъ, давленіе q_4 между 3-мъ и 4-мъ поршнями, направленное въ сторону ихъ движенія, должно выразиться такъ:

$$q_4 = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_3 - 1)}{z(x_3 - 1) + 2} \dots \dots \dots (10)$$

А въ общемъ случаѣ, между поршнями съ площадью F_n и F_{n-1} , соотвѣтственно пути y , давленіе пара, направленное въ сторону движенія, будетъ:

$$q_n = \alpha p F_1 \cdot \frac{2(x_{n-1} - 1)}{z(x_{n-1} - 1) + 2} \dots \dots \dots (11)$$

Противодавление q_0 за послѣднимъ поршнемъ будетъ:

$$q_0 = F_n p_0 = p_0 F_{n-1} \cdot x_{n-1} = p_0 F_{n-2} \cdot x_{n-1} \cdot x_{n-2} = \\ = p_0 F_1 \cdot x_{n-1} \cdot x_{n-2} \dots x_2 \cdot x_1 \dots \dots \dots (12)$$

Алгебраическая сумма всѣхъ этихъ давленій $q_1, q_2, \dots, q_n, q_0$ будетъ общимъ давленіемъ на всѣ поршни или движущею силою. Называя ее чрезъ P и полагая $p_0 : p = m$, будемъ имѣть:

послѣ отсѣчки пара въ 1-мъ цил., т. е. для $z > 2\alpha$,

$$P = 2\alpha p F_1 \left[\frac{1}{z} + \frac{x_1 - 1}{z(x_1 - 1) + 2} + \frac{x_2 - 1}{z(x_2 - 1) + 2} + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{x_{n-1} - 1}{z(x_{n-1} - 1) + 2} - x_{n-1} \cdot x_{n-2} \dots x_2 \cdot x_1 \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots (13)$$

до отсѣчки пара въ 1-мъ цил., т. е. для $z =$ или $< 2\alpha$,

$$P_0 = 2\alpha p F_1 \left[\frac{1}{2\alpha} + \frac{x_1 - 1}{2\alpha(x_1 - 1) + 2} + \frac{x_2 - 1}{2\alpha(x_2 - 1) + 2} + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{x_{n-1} - 1}{2\alpha(x_{n-1} - 1) + 2} - x_{n-1} \cdot x_{n-2} \dots x_2 \cdot x_1 \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots (14)$$

Въ наивыгоднѣйшемъ случаѣ работы разсматриваемыхъ машинъ нужно, чтобы P было *max*. Принимая величины $x_1, x_2, \dots, x_{n-1}$ за переменныя, а величину α за постоянную, нужно будетъ взять 1-я частныя производныя отъ P по всѣмъ переменнымъ и приравнять ихъ нулю. Тогда получимъ:

$$\frac{dP}{dx_1} = \frac{2}{[z(x_1 - 1) + 2]^2} - x_2 \cdot x_3 \dots x_{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} = 0 \\ \frac{dP}{dx_2} = \frac{2}{[z(x_2 - 1) + 2]^2} - x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 \dots x_{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} = 0 \\ \frac{dP}{dx_{n-1}} = \frac{2}{[z(x_{n-1} - 1) + 2]^2} - x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \dots x_{n-2} \cdot \frac{m}{2\alpha} = 0$$

Но всѣ эти уравненія первыхъ частныхъ производныхъ отъ P по всѣмъ переменнымъ совершенно симметричны относительно каждаго изъ переменныхъ, и поэтому они должны дать въ результатъ такое рѣшеніе:

$$x_1 = x_2 = x_3 = \dots = x_{n-1} \dots \dots \dots (15)$$

Слѣд., для полученія *max* движущей силы въ многцилиндровыхъ паровыхъ насосахъ, необходимо, чтобы отношеніе

площадей каждаго предыдущаго цилиндра къ послѣдующему было одинаковою величиною для всего ряда цилиндровъ, т. е.

$$F_1 : F_2 : F_3 : \dots : F_{n-1} : F_n = 1 : x \dots (16)$$

Высказанное положеніе составляетъ самое существенное условіе правильной конструкціи паровой части насоса, и въ практикѣ извѣстныхъ заграничныхъ заводовъ оно, дѣйстви- тельно, всегда и встрѣчается выполненнымъ. Если же иногда и бывають отклоненія отъ этого принципа, то они объясня- ются различнаго рода практическими соображеніями, не имѣ- ющими ничего общаго съ задачей о полученіи наивыгоднѣй- шей работы.

Допуская существованіе рав. (15), получимъ:

$$P_{max} = 2\alpha p F_1 \left[\frac{1}{z} + \frac{(n-1)(x-1)}{z(x-1)+2} - x^{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots (A)$$

для $z > 2\alpha$

Это основное ур—іе и разрѣшаетъ всѣ вопросы о разрѣ- тѣ машинъ по данной работѣ, если выбрана заранѣе кон- струкція насоса.

Такъ, напр., примѣняя эту формулу къ обыкновеннымъ насосамъ *сompound*, работающимъ безъ маховаго колеса безъ компенсаціи, т. е. при условіи работы конечнымъ дав- леніемъ, мы должны положить:

$$\alpha = 1 \text{ и } z = 2,$$

тогда формула (13) приметъ видъ:

$$P = p F_1 \left[1 + (n-1) \cdot \frac{x-1}{x} - x^{n-1} \cdot m \right] \dots (17)$$

Для нахожденія *max* *P* беремъ 1-ю производную отъ *P* по *x* и приравниваемъ ее нулю:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{n-1}{x^2} - m(n-1) \cdot x^{n-2} = 0, \text{ откуда}$$

$$\underline{x = 1 : \sqrt[n]{m}} \dots (B)$$

Послѣ этого

$$\underline{P_{max} = n p F_1 (1 - \sqrt[n]{m})} \dots (C)$$

*) Нѣсколько иной выводъ той же самой формулы былъ переданъ пр^{ом} П. К. Худяковымъ въ бюллетень № 5 за текущій годъ.

должны быть одинаковыхъ размѣровъ, какъ въ вдвоенныхъ насосахъ съ 2-мя цилиндрами впуска. Это замѣчаніе сдѣлаемъ въ виду того, что *Вортингтонъ* строилъ вдвоенные насосы, располагая у нихъ паровые цил. именно такъ, какъ это указано на фиг. 8.

Переходимъ къ примѣрамъ.

Пусть давленіе впускаемаго въ 1-й цил. пара будетъ $p=1$ фунт., а давленіе пара, выпускаемаго изъ послѣдняго цилиндра $p_0 = 5$ ф., тогда $m = 1 : 20$,

$$P = p \cdot F_1 \cdot n (1 - \sqrt[n]{0,05}) \text{ и}$$

$$x = 1 : \sqrt[n]{0,05}$$

При $n = 1$	2	3	4	5	10	100
$P : p F_1 = 0,95$	1,55	1,89	2,1	2,25	2,58	3
$x = 4,4$		2,7	2,1	1,82	1,34	1,0

Отсюда видимъ, что съ увеличеніемъ n , начиная съ $n = 10$, возрастаніе P идетъ весьма медленно, и при очень большой n величина отношенія $P : p F_1$ не можетъ превзойти *трехъ*

Въ разсужденіяхъ о практическомъ опредѣленіи наивыгоднѣйшаго n , кромѣ стоимости машины и цѣны топлива, необходимо брать въ расчетъ и всѣ потери работы на преодоленіе вредныхъ сопротивленій (на треніе поршней, треніе сальниковъ, треніе золотниковъ и пр.), а также и потери давленія пара при переходѣ его изъ одного цил. въ другой. Всѣ эти потери могутъ быть выражены въ видѣ нѣкотораго добавочнаго противодавленія въ послѣднемъ цилиндрѣ. Въ рошо построенныхъ насосахъ съ достаточной точностью можно принимать, что всѣ перечисленные потери эквивалентны усиленію противодавленія въ послѣднемъ цилиндрѣ отъ 2 1/2 фунт. на 1 кв. дм. для каждаго изъ n цилиндровъ; въ этихъ двухъ указанныхъ цифрѣ примемъ высшую, т. е. 2 ф. и давленіе въ холодильникъ пусть будетъ также 2 ф., тогда

$$p_0 = 2(n + 1) \text{ фунт.}$$

и для $p = 100$ ф. будетъ имѣть:

Число цил.	1	2	3	4	5	6
$p_0 = 2 + 2$		2+4	2+6	2+8	2+10	2+12
$m = 0,04$		0,06	0,08	1,10	0,12	0,14
$P : p F_1 = 0,96$		1,52	1,71	1,77	1,72	1,65

видимъ отсюда, что въ этомъ случаѣ (при $p=100$ ф. и при сопротивленіи отъ тренія 2 n фунт.) *таж* отношенія $P : p F_1$ получается при 4 цилиндрахъ.

Если взять $p=100$ ф. и сопротивление тренія считать 5 n фунт., то получимъ:

число цил.	1	2	3	4	5	6
$p_0 = 2+1,5$		2+3	2+4,5	2+6	2+7,5	2+9
$m = 0,035$		0,05	0,065	0,08	0,095	0,11
$P : p F_1 = 0,965$		1,56	1,80	1,872	1,875	1,846

тѣсь *таж* P даютъ 5 цилиндровъ.

Когда выбрано n , то по даннымъ p и m , опредѣляютъ диаметръ цилиндровъ впуска по формулѣ:

$$p F_1 n (1 - \sqrt[n]{m}) = F' p_w \dots \dots \dots (18),$$

p_w —гидравлическое давленіе, слагающееся изъ высоты подъема жидкости и изъ потеряннаго напора, получающагося отъ сопротивленія тренію въ трубахъ, отъ сопротивленій при проходѣ чрезъ колѣна, суженія и проч. и отъ сопротивленій самомъ насосѣ; а

F' —сумма площадей поршней у водяныхъ цилиндровъ.

Для насосовъ постоянной работы, при средней ихъ скорости, площадь поршня водянаго цилиндра (при величинѣ хода отъ 2" до 48") можетъ быть опредѣляема при помощи слѣдующаго легкозапоминаемаго практическаго правила:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Диаметръ насосн. поршня} \\ \text{въ дюймахъ} \end{array} \right\}^2 = \frac{\text{Число ведеръ, по-}}{\text{даваемыхъ въ мин.}}$$

Максимальная скорость насоса м. б. считается вдвое болѣе средней, тогда въ экстренныхъ случаяхъ и производительность насоса м. б. повышена почти вдвое.

Насколько намъ извѣстно, больше трехъ паровыхъ цилиндровъ въ насосахъ системы *compound* не строятъ. Хотя *Вортонъ* и ставилъ насосы съ 4-мя цил., но вредъ-ли работа ихъ отличается экономичностью. Необходимо имѣть въ виду, что, съ увеличеніемъ n , возрастаетъ поверхность охлажденія цилиндровъ, а слѣд., возрастаетъ также и расходъ пара на нагреваніе паровыхъ рубашекъ. Принимая во вниманіе увеличеніе расхода всей системы и увеличеніе ея стоимости при возрастаніи n можно утверждать, что 4 паров. цилиндра представляютъ

собою крайній предѣлъ въ насосахъ *compound*, дальше котораго итти не представляется выгоднымъ даже при давленіи пара $p = 200$ ф. и при очень высокой стоимости топлива.

2. Расчетъ паровыхъ цилиндровъ у насосовъ прямого дѣйствія, работающихъ съ компенсаторомъ.

Въ этомъ случаѣ, какъ уже было сказано выше, расчетъ машинной части надо дѣлать по давленію пара при среднемъ положеніи поршней, т. е. при $z = 1$. Тогда ур—іе А (стр. 10) приметъ видъ:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left[1 + \frac{(n-1)(x-1)}{x+1} - x^{n-1} \cdot \frac{m}{2\alpha} \right] \dots \dots$$

Какъ и въ предыдущемъ случаѣ, ближайшая задача состоитъ здѣсь заключаться въ опредѣленіи x подѣ условіемъ полноты max p .

Принимая α за величину данную, возьмемъ 1-ю производную отъ P по x и приравняемъ ее нулю. Сдѣлавъ это, получимъ къ ур—ію:

$$(x+1)^2 \cdot x^{n-2} = \frac{4\alpha}{m} \dots \dots \dots$$

Изъ этого ур—ія опредѣляется x по даннымъ α и m .

Но такъ какъ величины x и α , кромѣ условія достиженія max P , должны еще удовлетворять условію возможности компенсации, поэтому мы измѣнимъ ходъ вычисленій и начнемъ борьбу всѣхъ условій сначала съ машины прямого дѣйствія однимъ цилиндромъ, т. е. при $n = 1$. Для этого случая форм. Е даетъ:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left(1 - \frac{m}{2\alpha} \right) \text{ при } \alpha < \frac{1}{2}, \text{ или}$$

$$P = p F_1 (2\alpha - m) \dots \dots \dots$$

*) Подобно предыдущему и здѣсь можно было бы дать общую зависимость P отъ n , m и степени расширения α , величина которой опредѣлялась бы общимъ расширеніемъ β . Тогда получили бы такую зависимость:

$$P = 2 \alpha p F_1 \left[n - \frac{m}{\beta} \left\{ \frac{1}{2} + \frac{n-1}{1 + \sqrt{1 - (m:p)}} \right\} \right] ; \dots \dots \dots$$