

Инж. И. З. ЗАЙЧЕНКО

**ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
СОВРЕМЕННЫХ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ
СТАНКОВ**

**МАШГИЗ
1945**



ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
99	8 снизу	пружины 4,	пружины 24,	изд.
134	7 и 8 сверху	отсюда $T_e = T_v;$	$T_e = T_v;$ отсюда	изд.
153	4 сверху	упору 8,	упору 9,	автор
160	3 сверху	$= \frac{v}{10} \cdot \frac{\pi D}{4}$	$= \frac{v}{10} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$	типогр.
225	8 сверху	перемещается вправо,	перемещается влево,	автор

ИНЖ. И. З. ЗАЙЧЕНКО

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
СОВРЕМЕННЫХ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ
СТАНКОВ

НКТМ СССР

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА

1945

ЛЕНИНГРАД

АННОТАЦИЯ

В книге дано описание гидравлического оборудования современных металлорежущих станков. Подробно изложены принципы работы и конструктивное устройство различных гидросистем, а также применяемой в этих системах контрольно-регулирующей аппаратуры. Даны указания по монтажу и эксплуатации гидрооборудования.

Книга предназначена для инженеров и конструкторов, работающих по проектированию и конструированию станков, а также для лиц, занимающихся эксплуатацией станков с гидравлическим приводом.

ВВЕДЕНИЕ

Применением гидравлического привода в станках достигаются следующие преимущества:

1. Самосмазываемость системы, что обеспечивает надежность работы механизмов станка и их износостойчивость.
2. Возможность широкого бесступенчатого регулирования скоростей на ходу, что позволяет применять наиболее эффективный режим работы станка.
3. Автоматическое предохранение механизмов станка от перегрузок, что устраняет опасность их поломки.
4. Возможность просто и надежно развивать большие усилия, достигающие до величины 100 т.
5. Возможность широкой автоматизации рабочего процесса, получаемой простейшими средствами.
6. Простота осуществления сложных кинематических схем на базе отдельных функциональных узлов, максимально нормализованных, что позволяет организовать их производство в серийном порядке.

В силу отмеченных преимуществ гидропривод находит широкое применение в иностранном и отечественном станкостроении. Наибольшего развития техника гидропривода достигла в американском станкостроении, где существует ряд фирм, занимающихся серийным производством унифицированного гидравлического оборудования.

В результате длительной экспериментально-конструкторской и производственной работы техника гидропривода достигла значительных успехов и в отечественном станкостроении.

На заводах Советского Союза в значительном количестве работают гидравлические высокопроизводительные агрегатные сверлильно-расточные станки производства завода „Станкоконструкция“; опыт эксплуатации этих станков в течение последних лет выявил высокие качества и надежность гидрооборудования, спроектированного и изготовленного указанным заводом. Ряд конструкций, хорошо зарекомендовавших себя в работе гидравлических сверлильно-расточных, алмазно-расточных и хонинг-станков, выпущен заводом им. Ленина. Быстроходные гидравлические плоскошлифовальные станки выпускаются заводом МСЗ. Хорошие конструкции широко известных гидравлических круглошлифовальных станков разработаны ХСЗ им. Молотова. Значительное количество гидравлических протяжных станков выпущено заводом им. Кирова.

Известный опыт в деле проектирования и изготовления гидростанков приобретен также рядом других станкостроительных и оборонных заводов.

Следует отметить, что в течение последних лет в отечественном станкостроении довольно широко развернулось централизованное производство гидрооборудования на специализированном заводе „Гидропривод“. Продукция „Гидропривода“ используется станкостроительными заводами, что значительно облегчает и ускоряет выпуск станков с гидроприводом.

Однако все преимущества гидропривода могут быть полностью реализованы только при условии правильного его конструирования, производства, применения и эксплуатации. Значительным препятствием на пути к этому является недостаточное знакомство широких кругов конструкторов, производственников и эксплуатационников с основными принципами работы современных гидросистем станков, недостаточное знание технических возможностей гидропривода и неосведомленность о современных конструкциях гидромеханизмов.

Иногда случается, когда из-за неправильного выбора гидросистемы или ее элементов, спроектированный и построенный станок не удовлетворяет предъявляемым к нему требованиям. Дефекты, допущенные при проектировании, приводят к переделкам в процессе производства, что задерживает выпуск станков, отражается на их качестве и стоимости.

В практике эксплуатации на наших заводах гидростанков импортного и отечественного производства можно наблюдать случаи простоев и неиспользования станков, так как обслуживающий цеховой персонал часто не может справиться с наладкой или ремонтом гидромеханизмов.

Условия военного времени с особой остротой поставили задачу выпуска в большом количестве простых, надежных и высокопроизводительных станков и бесперебойной эксплуатации их на заводах. Гидропривод, при правильном его применении и использовании, в ряде случаев позволяет решать эту задачу наиболее рационально и эффективно.

Ознакомление широкого круга работников промышленности с основными принципами работы гидросистем и современным гидрооборудованием станков является поэтому весьма своевременным. Между тем, имеющаяся в этой области довольно скудная литература, относящаяся к 1934—1936 гг., содержит в значительной части устаревшие материалы и не отражает последних достижений в технике гидропривода, которые должны быть использованы при проектировании, изготовлении и эксплуатации гидромеханизмов.

Настоящая книга, предназначенная для восполнения в известной степени существующего пробела в этой области, написана на основании опыта работы автора в Экспериментальном научно-исследовательском институте металлорежущих станков (ЭНИМС) по исследованию, проектированию, изготовлению и эксплуатации гидрооборудования станков.

При изложении была поставлена цель последовательного и систематического описания и рассмотрения принципов работы и самой конструкции элементов гидросистем, наиболее часто применяющихся в современных гидростанках импортного и отечественного производства. По возможности подробно освещена работа гидромеханизмов фирм Vickers, Oil-Gear, Sundstrand, имеющих наибольшее распространение в современных американских станках. Приведены нормы на гидроаппаратуру и изложены принципы компоновки гидросхем на базе этой аппаратуры.

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ГИДРОСИСТЕМ СТАНКОВ

Гидросистема привода станка включает в себя следующие основные элементы:

1. Насос.
2. Контрольно-регулирующие аппараты (клапаны, дроссели, регуляторы скорости).
3. Аппараты ручного, путевого или дистанционного управления (золотники).
4. Механизм, приводящий в движение рабочие органы станка (рабочий цилиндр для поступательного движения или гидромотор для вращательного движения).

По способу регулирования гидросистемы могут быть выполнены:

1. С насосом переменной производительности при постоянном числе его оборотов; регулирование скорости рабочих органов станка бесступенчатое и осуществляется путем изменения производительности регулируемого насоса.
2. С насосом постоянной производительности; бесступенчатое регулирование скорости рабочих органов станка осуществляется путем дросселирования.
3. С несколькими насосами постоянной производительности, работающими в необходимых сочетаниях друг с другом (гидросистемы ступенчатого регулирования).
4. С несколькими насосами постоянной производительности в сочетании с дросселем (гидросистемы комбинированного регулирования).

Каждый из этих способов регулирования имеет свои преимущества и недостатки, для выявления которых необходимо рассмотреть работу гидросистем во всех указанных случаях.

Гидросистемы с регулируемым насосом

На фиг. 1 изображена в принципиальном виде типичная схема гидравлической системы с регулируемым насосом.

При холостом ходе станка насос 1 подает в рабочий цилиндр диаметром D в единицу времени количество жидкости Q_n , которое определяет скорость v_x поршня:

$$v_x = \frac{Q_n}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad (1)$$

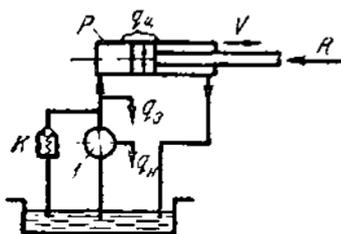
Давление в системе p_x при холостом ходе имеет минимальное значение, определяемое величиной силы трения поршня, штока и направляющих.

Если обозначить силу трения через T , тогда давление холостого хода будет $p_x = \frac{T}{\pi D^2} \cdot \frac{4}{4}$.

При работе станка под нагрузкой на поршень цилиндра действует сила R и давление в системе возрастает до величины

$$p_p = \frac{R + T}{\pi D^2} \cdot \frac{4}{4} \quad (2)$$

Количество жидкости Q , определяющее скорость перемещения поршня в этом случае, будет меньше на величину утечек через зазоры в насосе, золотниках и цилиндре:



$$Q = Q_n - q_n - q_з - q_ц, \quad (3)$$

где q_n , $q_з$, $q_ц$ обозначают утечки через зазоры в насосе, золотниках и цилиндре при постоянной температуре масла.

Следовательно, скорость поршня под нагрузкой будет меньше чем при холостом ходе и определится выражением

$$v_p = \frac{Q_n - q_n - q_з - q_ц}{\pi D^2} \cdot \frac{4}{4} \quad (4)$$

Фиг. 1. Принципиальная схема гидравлической системы с регулируемым насосом.

Изменение скорости поршня с изменением усилия R является важным фактором, характеризующим качество гидросистемы, особенно при высоких рабочих давлениях и малых скоростях поршня.

Для выяснения параметров, от которых зависит этот фактор, введем понятие относительного изменения скорости поршня δ при изменении действующего на поршень полезного усилия от 0 до R :

$$\delta = \frac{v_x - v_p}{v_p} \quad (5)$$

Выразим δ через параметры гидросистемы R , D и $\Sigma q = q_n + q_з + q_ц$, считая, что температура масла постоянна.

Утечки в гидросистеме Σq являются функцией давления. При ничтожных по величине зазорах порядка $0,02-0,04$ мм, которые имеются в гидросистеме, и при рабочих давлениях, не превышающих в современных гидроприводах $70-80$ атм, утечки через эти зазоры имеют ламинарный характер и, следовательно, прямо пропорциональны давлению, что подтверждается экспериментальными данными.

В таком случае утечки в отдельных звеньях гидросистемы при изменении рабочего давления в пределах от p_x до p_p можно выразить уравнениями

$$q_n = k_n p, \quad q_з = k_з p \quad \text{и} \quad q_ц = k_ц p, \quad (6)$$

где k_n, k_s, k_u — коэффициенты пропорциональности, равные утечкам, приходящимся на 1 *ати* давления

$$p = p_p - p_x = \frac{R}{\pi D^2} \quad (7)$$

Полные утечки в гидросистеме Σq будут

$$\Sigma q = (k_n + k_s + k_u) p = k p \quad (7')$$

или

$$\Sigma q = k \frac{R}{\pi D^2} \quad (8)$$

где k — коэффициент утечек всей гидросистемы.

Относительное изменение скорости поршня будет

$$\delta = \frac{\frac{Q_n}{\pi D^2} - \left(\frac{Q_n - \Sigma q}{\pi D^2} \right)}{v_p};$$

подставив вместо Σq уравнение (8), получим

$$\delta = \frac{16 k R}{\pi^3 D^4 v_p} \quad (9)$$

Относительное изменение скорости поршня:

- 1) прямо, пропорционально коэффициенту утечек гидросистемы k ;
- 2) прямо пропорционально усилию R ;
- 3) обратно пропорционально скорости поршня v_p ;
- 4) обратно пропорционально 4-й степени диаметра цилиндра D .

Для выяснения величины коэффициента утечек k рассмотрим утечки в отдельных звеньях гидросистемы.

Утечки в регулируемых насосах

Лабораторией гидроприводов ЭНИМС были произведены испытания на утечку следующих типов регулируемых поршневых насосов:

1) поршневого насоса с клапанным распределением фирмы J. Barnes (конструкция насоса изображена на фиг. 43);

2) поршневого насоса с центральной распределительной осью фирмы Oil-Gear типа FAC-10307, см. фиг. 42 (механизм автоматической компенсации утечек при испытании был выключен);

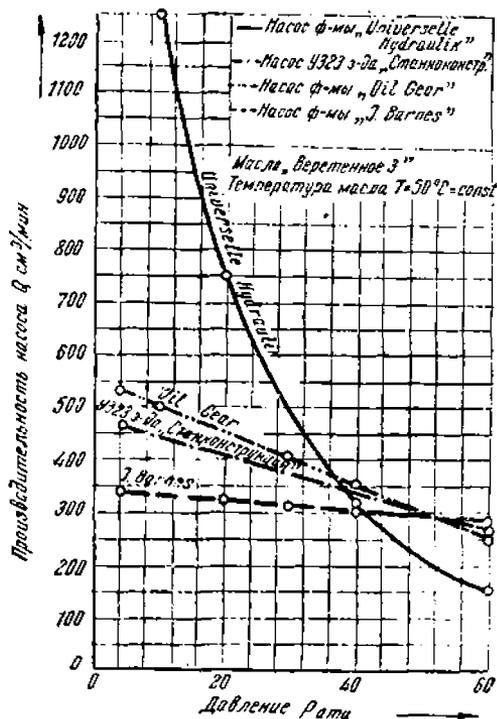
3) поршневого насоса с торцевым распределением типа У323, производства завода „Станкоконструкция“, см. фиг. 46;

4) поршневого насоса с торцевым распределением фирмы Universelle Hydraulik.

Результаты испытаний приведены на фиг. 2.

Тип насоса	Утечки масла ¹ q_n см ³ /мин при $T = 50^\circ$ при изменении давления p от 0 до 60 ати	Коэффициент k_n утечек насоса в $\frac{\text{см}^3/\text{мин}}{\text{ати}}$
Поршневой насос фирмы J. Barnes . . .	57	0,94
Поршневой насос типа У323, завода „Станкоконструкция“	208	3,46
Поршневой насос фирмы Oil-Gear, типа FAC-10307	304	5,07
Поршневой насос фирмы Universelle Hydraulik	1305	21,78

На основании данных испытания в табл. 1 указаны величины утечек, пересчитанных на изменение давления p от 0 до 60 ати, и значения коэффициентов утечек k_n .



Фиг. 2. Зависимость производительности насосов высокого давления малого диаметра от давления.

Причины колебания утечек в указанных пределах, а также остальные подробности поясняются в главе IV.

¹ Масло „веретенное 3“.

Утечки в золотниках

Ниже приводятся (заимствованные из главы IV настоящей книги) данные испытания на утечку золотников различных типов при давлении $p = 60$ ати и температуре масла 50° (масло „веретенное 3“).

1. Золотник гидравлического распределительного устройства У423 завода „Станкоконструкция“: диаметр золотника $d = 50$ мм; утечки $q_3 = 1,1 - 7,8$ см³/мин.

2. Золотник гидроагрегата фирмы Oil-Gear типа QSA: диаметр золотника $d = 32$ мм; утечки $q_3 = 7,8 - 10$ см³/мин.

3. Золотник вспомогательный фирмы Vickers типа C-252; диаметр золотника $d = 16$ мм; утечки $q_3 = 11 - 60$ см³/мин.

4. Золотник управления возвратно-поступательным движением, фирмы Vickers, тип C-332; диаметр золотника $d = 50$ мм; утечки $q_3 = 378 - 522$ см³/мин.

Из приведенных данных видно, насколько незначительны утечки в золотниках, особенно в золотниках, предназначенных для работы при малых скоростях перемещения поршня, как это имеет место в первых двух случаях. Поэтому для дальнейших выводов примем утечки в золотниках $q_z = 10 \text{ см}^3/\text{мин}$ при $p = 60 \text{ ати}$ и $T = 50^\circ$. На этом уровне держатся утечки в золотниках сверлильно-расточных станков передовых американских фирм. Такого же порядка нормы на утечку установлены на заводе „Станкоконструкция“.

Коэффициент утечек золотников

$$k_z = \frac{10}{60} = 0,166 \frac{\text{см}^3/\text{мин}}{\text{ати}}$$

Утечки в рабочих цилиндрах

Утечки в рабочих цилиндрах диаметром от 65 до 165 мм производства завода „Станкоконструкция“ колеблются от 5 до 15 $\text{см}^3/\text{мин}$ при $p = 60 \text{ ати}$ и температуре масла 50° .

Испытанные лабораторией гидроприводов ЭНИМС цилиндры фирм J. Barnes и Ex-Cell-O показали утечки в среднем $7,6 \text{ см}^3/\text{мин}$ при $p = 60 \text{ ати}$, $T = 50^\circ$ (масло „веретенное 3“).

Для дальнейших выводов примем среднюю величину утечек в цилиндре $q_c = 10 \text{ см}^3/\text{мин}$, что соответствует коэффициенту

$$k_c = \frac{10}{60} = 0,166 \frac{\text{см}^3/\text{мин}}{\text{ати}}$$

Суммарный коэффициент утечек k для гидросистем с указанными выше типами насосов приведен в табл. 2.

Таблица 2

Тип насоса	Коэффициент утечек гидросистемы k в $\frac{\text{см}^3/\text{мин}}{\text{ати}}$
Насос фирмы J. Barnes	1,27
Насос типа УЗЗЗ, завода „Станкоконструкция“	3,79
Насос фирмы Oil-Geat, типа FAC-10307	5,4
Насос фирмы Universelle Hydraulik	22,11

Для иллюстрации влияния утечек в гидросистеме на изменение скорости поршня произведем вычисление относительного изменения скорости поршня δ для примеров двух рабочих режимов:

1) скорости поршня $v_p = 5 \text{ мм}/\text{мин}$ и 2) скорости $v_p = 100 \text{ мм}/\text{мин}$.

Вычисления произведем для гидросистем с рассматриваемыми типами насосов для рабочего цилиндра с диаметром $D = 90 \text{ мм}$ при $p = 60 \text{ ати}$, что соответствует усилию

$$R = 60 \frac{\pi \cdot 9^2}{4} = 3800 \text{ кг.}$$

Для гидросистемы с насосом фирмы J. Barnes при $v_p = 5$ мм/мин имеем

$$\delta = \frac{16 \cdot 1,27 \cdot 3800}{\pi^2 \cdot 9^4 \cdot 0,5} = 2,34$$

и из уравнения (5)

$$v_x = \delta v_p + v_p = 2,34 \cdot 5 + 5 = 16,7 \text{ мм/мин.}$$

Аналогично вычисляются значения δ и v_x в остальных случаях при обоих выбранных режимах работы.

Окончательные данные значений δ и v_x сведены в табл. 3.

Таблица 3

Типы насосов	$v_p = 5$ мм/мин		$v_p = 100$ мм/мин	
	δ	v_x в мм/мин	δ	v_x в мм/мин
Гидросистема с поршневым насосом фирмы J. Barnes	2,34	16,7	0,12	112
Гидросистема с поршневым насосом типа У-323, завода „Станкоконструкция“	7,1	40,5	0,358	135,8
Гидросистема с поршневым насосом фирмы Oil-Geat, тип FAC-10307	10,1	55,5	0,51	151
Гидросистема с поршневым насосом фирмы Universelle Hydraulik	41,5	212,5	2,08	308

Из приведенных данных видно, какое значение для работы гидросистем имеют утечки в регулируемых насосах, как преобладающие в общем балансе утечек.

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы:

1. Ни одна из гидросистем с указанными выше насосами не может обеспечить нормальной работы станка при выбранном цилиндре $D = 90$ мм и скорости поршня $v_p = 5$ мм/мин. Чтобы получить скорость поршня под нагрузкой (при резании) $v_p = 5$ мм/мин, даже в случае насоса фирмы J. Barnes, имеющего минимальные утечки, надо отрегулировать производительность насоса при холостом ходе на скорость $v_x = 16,7$ мм/мин.

Такой значительный перепад скоростей практически может привести к поломке инструмента при выходе его из обрабатываемой детали. Однако если увеличить диаметр цилиндра D до 120 мм, то относительное изменение скорости поршня составит

$$\delta = 2,34 \cdot \frac{9^4}{12^4} = 0,74,$$

что соответствует скорости холостого хода поршня $v_x = 8,7$ мм/мин. Работа такой гидросистемы будет уже более стабильной. Чтобы получить удовлетворительный результат для остальных типов насосов, пришлось бы взять цилиндры соответственно еще большего диаметра, что связано

с увеличением габаритов станка. Что касается насоса фирмы *Universelle Hydraulik*, то его следует считать совершенно не пригодным для работы при малых скоростях поршня и высоких давлениях жидкости.

2. Для уменьшения относительного изменения скорости поршня δ_v в случае работы при малых скоростях поршня и минимальном диаметре цилиндра, следует стремиться к уменьшению величины утечек в гидросистеме и главным образом в насосе, что, однако, имеет свой предел. Насосы фирм *J. Barnes* и *Sundstrand*, которые имеют утечки в пределах 50—60 см³/мин и могут считаться лучшими в этом отношении, все-таки не обеспечивают стабильной работы гидросистемы, выполненной по схеме фиг. 1 при малых скоростях перемещения поршня.

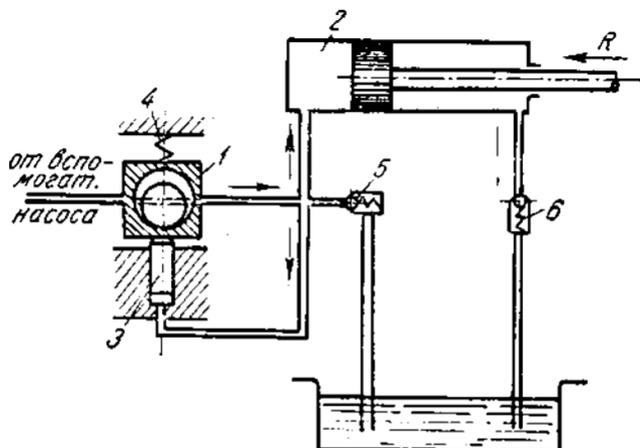
Поэтому для механизмов подачи современных станков, где требуются малые скорости перемещения поршня (сверлильно-расточные, токарные станки), применяются специальные гидросистемы, рассматриваемые ниже.

3. При более высоких скоростях поршня для $v_p = 100$ мм/мин, как видно из табл. 3, влияние утечек гидросистемы на изменение скорости поршня становится менее значительно.

Если увеличивать v_p и далее, то влияние утечек на работу гидросистемы будет все более уменьшаться. Поэтому в станках, где не требуется достижения малых скоростей перемещения поршня (например в протяжных станках), с успехом могут применяться и применяются гидросистемы, выполненные по принципиальной схеме фиг. 1.

Гидросистема, компенсирующая утечки, фирмы *Oil-Gear*

На фиг. 3 изображена в принципиальном виде схема гидравлической системы фирмы *Oil-Gear*, применяемая в агрегатах типа *F*, предназначенных для осуществления малых подач в сверлильно-расточных и токарных станках.



Фиг. 3. Принципиальная схема гидравлической системы с автоматической компенсацией утечек фирмы *Oil-Gear*.

Агрегаты такого типа применяются в токарных станках фирмы *Foster*, сверлильно-расточных станках фирм *Barnes-Drill* и *Natco*.

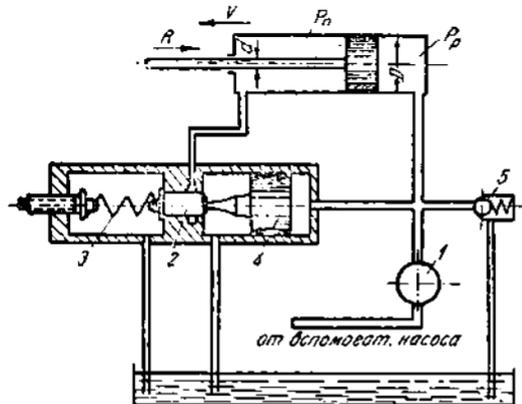
Поршневой регулируемый насос 1 подает жидкость в рабочий цилиндр 2. Плунжер 3 под действием рабочего давления, развиваемого насосом, стремится преодолеть действие пружинных шайб 4 и сдвинуть вверх механизм изменения производительности, что увеличивает количество жидкости, подаваемой насосом. Подбором пружинных шайб 4 можно так отрегулировать механизм изменения производительности насоса, чтобы утечки, возникающие в гидросистеме при повышении давления p (в результате увеличения усилия R), автоматически компенсировались увеличением производительности насоса 1. Однако гидросистема такого типа не может все-таки обеспечить строгого постоянства скорости перемещения поршня при различной температуре масла, могущей в рабочих условиях колебаться в пределах примерно от 10 до 50°.

При повышении температуры масла его вязкость уменьшается, а утечки в зазорах гидросистемы увеличиваются; поэтому в описанной гидросистеме, отрегулированной, допустим, на холодном масле, при повышении температуры масла, будет наблюдаться снижение скорости перемещения поршня. Минимальная подача жидкости, обеспечиваемая гидросистемой такого типа, по данным фирмы составляет 8 куб. дм. в минуту (125 см³/мин).

Для предохранения системы от перегрузки предусмотрен клапан 5. Система работает под постоянным противодействием 7 атм, создаваемым клапаном 6.

Гидросистема постоянного рабочего давления фирмы Sundstrand

На фиг. 4 изображена в принципиальном виде схема гидросистемы фирмы Sundstrand, применяемая в агрегатах типа PW и PWX. Агрегаты этого типа работают на фрезерных станках фирмы Sundstrand, токарных станках фирмы Wickes, сверлильно-расточных станках фирмы Baush.



Фиг. 4. Принципиальная схема гидравлической системы с постоянным рабочим давлением фирмы Sundstrand.

Если пружину 3 отрегулировать на рабочее давление p_p , соответствующее максимальному усилию R , то это означает, что клапан 2 при любом значении R откроется только при давлении в системе p_p , соответствующем максимальному усилию R . Следовательно, перемещение поршня будет происходить при постоянном значении p_p .

Составим уравнение сил, действующих на поршень:

$$p_p \cdot \frac{\pi D^2}{4} = p_n \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) + R_t + T,$$

где d — диаметр штока;
 T — сила трения;
 p_n — противодействие.

Из этого уравнения очевидно, что при $R = 0$ противодействие в системе имеет максимальное значение, а при $R = \max$ противодействие $p_n = \min$. Противодействие p_n создается клапаном 2. Для предохранения системы от перегрузки предназначен предохранительный клапан 5.

Так как система при всех значениях R работает на постоянном рабочем давлении p_p , утечки в гидросистеме при постоянной температуре жидкости тоже постоянны и скорость перемещения поршня при холостом ходе равна скорости перемещения под нагрузкой.

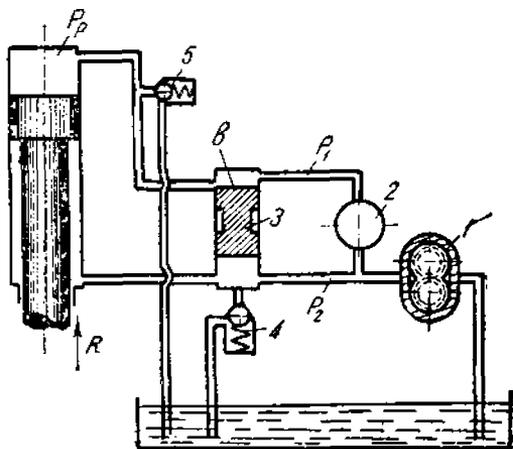
Рассмотренная гидросистема имеет тот же недостаток, что и предыдущая, т. е. наблюдающееся изменение скорости поршня при колебаниях температуры масла. Для устранения этого недостатка в новых станках фирмы Wickes типа CH-8 применяется автоматический электроподогреватель, обеспечивающий постоянную температуру масла.

Согласно данным по применению агрегатов фирмы Sundstrand на станках фирмы Wickes, описанная гидросистема обеспечивает стабильную и надежную работу при минимальной подаче насоса 1, равной 70 — 80 см³/мин при холостом и рабочем ходе станка.

Гидросистема, устраняющая утечки в насосе фирмы Heller

Принципиальная гидравлическая схема этой системы изображена на фиг. 5. По такой схеме работают агрегаты фирмы Heller на вертикальных токарных полуавтоматах фирмы Magdeburg, резбозфрезерных автоматах типа GF, на станках для распиловки металла типа SSH фирмы Heller и токарных станках фирмы Boehringер.

Шестеренчатый насос 1 подает жидкость в нерабочую полость цилиндра и к всасывающей полости регулируемого поршневого насоса 2; одновременно давление шестеренчатого насоса действует на клапан 3 и стремится поднять его вверх. Давление регулируемого поршневого насоса 2 действует на клапан 3 сверху, отжимая его вниз. Кромка b клапана 3 перекрывает доступ масла от насоса 2 в рабочую полость цилиндра, создавая переменный перепад давления $p_1 - p_p$. Так как верхняя и



Фиг. 5. Принципиальная схема гидравлической системы, устраняющей утечки в насосе фирмы Heller.

нижняя площадь клапана 3 одинаковы, то давление p_1 поршневого насоса (если не учитывать гидравлические потери в насосе 2, величина которых незначительна) равно давлению шестеренчатого насоса p_2 .

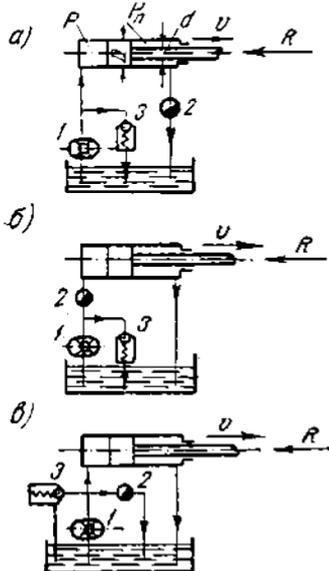
При минимальном значении усилия R рабочее давление в цилиндре p_p тоже минимально, так как кромка b клапана 3 создает максимальный перепад между p_1 и p_p .

При повышении усилия R рабочее давление p_p возрастает. Давление насоса p_1 стремится тоже возрасти, и клапан 3 опускается вниз, причем кромка b , открывая канал, ведущий к рабочему цилиндру, уменьшает перепад давления $p_1 - p_p$ и давление насоса p_1 сохраняется постоянным. Избыток жидкости, подаваемой шестеренчатым насосом 1, переливается через клапан 4, настройка которого определяет величину давления p_2 , а следовательно и p_1 . Клапан 5 предназначен для защиты насоса 2 от перегрузки.

Благодаря тому что полости нагнетания и всасывания насоса 2 находится практически под одинаковым давлением, утечки из одной полости в другую, преобладающие в общем балансе утечек, в значительной степени устраняются, несмотря на изменения температуры масла, что является преимуществом рассматриваемой гидросистемы.

Зато значительным недостатком системы является ее неэкономичность, так как шестеренчатый насос, имеющий большую производительность, поскольку он используется для быстрых перемещений рабочего поршня, все время работает под давлением 20—25 атм, потребляя излишнюю мощность.

По данным фирмы Heller описанная гидросистема обеспечивает стабильную и надежную работу при минимальной подаче насоса 2, равной 25 см³/мин при холостом и рабочем ходе станка и переменной температуре масла.



Фиг. 6. Принципиальные схемы дроссельного регулирования.

В схеме фиг. 6, а дроссель 2 включен в ответвление от рабочей полости цилиндра.

В отличие от гидросистем с регулируемым насосом производительность насоса в гидросистемах с дроссельным регулированием всегда

Гидросистемы с дроссельным регулированием¹

На фиг. 6 изображены в принципиальном виде схемы гидросистем с дроссельным регулированием.

В схеме фиг. 6, а дроссель 2 включен на выходе из задней (нерабочей) полости цилиндра.

В схеме фиг. 6, б дроссель 2 включен на входе в рабочую полость цилиндра.

¹ Подробно вопросы дроссельного регулирования гидросистем разобраны в следующих работах Лаборатории гидросредств ЭНИИС. „Исследование дросселей и клапанов“ и „Исследование переливных клапанов и дроссельных систем регулирования“.

больше количества жидкости, которое надо подавать в цилиндр для получения нужной расчетной скорости перемещения поршня:

$$Q_n > \frac{\pi}{4} D^2 v, \quad (10)$$

где Q_n — производительность насоса;
 D — диаметр цилиндра;
 v — расчетная скорость поршня.

Благодаря этому обстоятельству, при работе гидросистемы с дросселем имеет место излишний расход мощности, идущий на дросселирование жидкости через клапан.

По этой же причине в схемах, изображенных на фиг. 6, а и 6, б при совершенной конструкции клапана 3 насос всегда работает под постоянным давлением, определяемым установкой указанного клапана, через который излишек жидкости, подаваемой насосом, сливается в резервуар. Поэтому утечки жидкости в насосе в этом случае совершенно не сказываются на скорости перемещения поршня. Мощность, потребляемая насосом при всех режимах работы, — постоянна.

В случае схемы, изображенной на фиг. 6, в, давление насоса, так же как и в схеме фиг. 1, определяется усилием R и площадью поршня, а утечки в насосе с увеличением усилия R влияют на скорость перемещения поршня. Клапан 3 нормально закрыт и работает только при перегрузке системы. Мощность, потребляемая насосом, зависит от усилия R ; поэтому такая гидросистема более экономична, чем системы, изображенные на фиг. 6, а и 6, б.

Наиболее употребительной из трех указанных систем является изображенная на фиг. 6, а, для которой определим относительное изменение скорости перемещения поршня δ [см. уравнение (5)], с изменением полезного усилия от 0 до R , при постоянной температуре масла.

Пренебрегая для упрощения рассуждений утечками в золотнике и цилиндре, которые, как было показано ранее, незначительны, можно следующим образом выразить зависимость между скоростью перемещения поршня v и количеством жидкости Q , протекающим через дроссель в единицу времени:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v = Q. \quad (11)$$

Количество жидкости, протекающей через дроссель 2, является функцией противодавления p_n . Характер этой функции зависит от типа дросселя, от скорости протекания жидкости через дроссель, его проходного сечения и от вязкости жидкости. Крайними возможными случаями зависимости Q от p_n являются

$$Q = k_1 p_n \quad (12)$$

и

$$Q = k_2 p_n^{1/2}, \quad (13)$$

где k_1 и k_2 — некоторые коэффициенты пропорциональности.

Первый случай соответствует наибольшей возможной зависимости Q от p_n и имеет в виду дроссель, в котором путь протекания жидкости значителен по сравнению с его поперечным сечением. При ламинарном

течении жидкости потеря давления в таком дросселе прямо пропорциональна скорости течения жидкости в нем.

Второй случай соответствует наименьшей возможной зависимости Q от p_n и имеет в виду дроссель, в котором путь протекания жидкости незначителен по сравнению с его поперечным сечением. Протекание жидкости через такой дроссель подчиняется законам истечения жидкости под давлением через малое отверстие, причем скорость истечения в этом случае пропорциональна $\sqrt{p_n}$. В зависимости от конструкции дросселей характеристики их колеблются в указанных пределах, что подтверждается экспериментальными данными (см. график на фиг. 82).

Гидросистема, имеющая дроссель с характеристикой $Q = k_1 p_n$, будет давать максимальные возможные изменения скорости перемещения поршня с изменением усилия R , а гидросистема, имеющая дроссель с характеристикой $Q = k_2 p_n^{1/2}$, — минимальные возможные.

Для этих крайних случаев определим значения δ , предполагая, что при всех изменениях усилия R , а следовательно и противодействия p_n , характер зависимости Q от p_n остается неизменным. В общем виде уравнения (12) и (13) можно выразить следующим образом:

$$Q = k p_n^n, \quad (14)$$

где $n = 1$ или $1/2$.

Из уравнений (11) и (14) можно вывести

$$v = \frac{k p_n^n}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}. \quad (15)$$

Уравнение сил, действующих на поршень, без учета сил трения, имеет вид

$$\frac{\pi D^2}{4} p = R + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_n \quad (16)$$

и отсюда

$$p_n = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 p - R}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}.$$

Подставляя это значение p_n в уравнение (15), получим

$$v = k \frac{\left(\frac{\pi}{4} D^2 p - R \right)^n}{\left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right]^{n+1}}.$$

Для холостого хода $v = v_x$ и $R = 0$; тогда

$$v_x = k \frac{\left(\frac{\pi}{4} D^2 p \right)^n}{\left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right]^{n+1}},$$

для рабочего хода $v = v_p$; тогда

$$v_p = k \frac{\left(\frac{\pi}{4} D^2 p - R\right)^n}{\left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\right]^{n+1}}.$$

Подставив уравнения, определяющие значения v_x и v_p , в уравнение (5) для δ , получим

$$\delta = k \frac{\left(\frac{\pi}{4} D^2 p\right)^n - \left(\frac{\pi}{4} D^2 p - R\right)^n}{\left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\right]^{n+1} v_p}. \quad (17)$$

Для гидросистемы с дросселем, обладающим характеристикой $Q = k_1 p_n$ ($n = 1$), получим

$$\delta = k_1 \frac{R}{\left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\right]^2 v_p}. \quad (18)$$

Для гидросистемы с дросселем, обладающим характеристикой

$$Q = k_2 p_n^{1/2} \quad \left(n = \frac{1}{2}\right),$$

получим

$$\delta = k_2 \frac{\sqrt{\frac{\pi}{4} D^2 p} - \sqrt{\frac{\pi}{4} D^2 p - R}}{\left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\right]^{3/2} v_p}. \quad (19)$$

Уравнения (18) и (19) показывают, что, так же как и в случае гидросистемы с регулируемым насосом, можно для уменьшения δ прибегать к увеличению диаметра рабочего цилиндра. Стремиться же к снижению δ за счет уменьшения коэффициента k путем уменьшения, например сечения дросселя, не следует, так как в этом случае (при данной скорости перемещения поршня v) автоматически увеличивается противодействие p_n [см. уравнение (15)], что связано с уменьшением полезного усилия R (при $p = \text{const}$).

Определим величину относительного изменения скорости перемещения поршня δ при изменении усилия R для гидросистем с двумя указанными типами дросселей, причем для того же режима работы и для того же диаметра рабочего цилиндра, для которых были определены факторы δ в случае системы с регулируемым насосом, т. е. при величинах:

$$v_p = 5 \text{ мм/мин}; R = 3800 \text{ кг}; D = 90 \text{ мм}.$$

Вычисления произведем для величины противодействия $p_n = 10 \text{ ати}$, приняв диаметр штока $d = 65 \text{ мм}$.

Воспользовавшись уравнением (16), можно определить величину p , которая составит $64,5 \text{ ати}$.

Определим из уравнения (15) коэффициент k_1 для дросселя с характеристикой $Q = k_1 p_n$

$$k_1 = \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_p}{p_n} = \frac{\frac{\pi}{4} (9^2 - 6,5^2) 0,5}{10} = 1,53.$$

Из уравнения (18)

$$\delta = 1,53 \frac{3800}{\left[\frac{\pi}{4} (9^2 - 6,5^2) \right]^{0,5}} = 12,4.$$

Из уравнения (5) $v_x = \delta v_p + v_p$, откуда

$$v_x = 12,4 \cdot 0,5 + 0,5 = 6,7 \text{ см/мин},$$

т. е., чтобы получить при полной нагрузке $v_p = 5 \text{ мм/мин}$, надо при холостом ходе отрегулировать скорость поршня на $v_x = 67 \text{ мм/мин}$.

Определим из уравнения (15) коэффициент k_2 для дросселя с характеристикой $Q = k_2 p^{1/2}$:

$$k_2 = \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_p}{\sqrt{p_n}} = \frac{\frac{\pi}{4} (9^2 - 6,5^2) 0,5}{\sqrt{10}} = 4,85.$$

Из уравнения (19)

$$\delta = 4,85 \frac{\sqrt{\frac{\pi 9^2}{4} \cdot 64,5} - \sqrt{\frac{\pi 9^2}{4} \cdot 64,5 - 3800}}{\left[\frac{\pi}{4} (9^2 - 6,5^2) \right]^{0,5}} = 2,72$$

и для этого случая

$$v_x = 2,72 \cdot 0,5 + 0,5 = 1,86 \text{ см/мин}.$$

Таким образом можно сделать вывод, что гидросистема с дросселем не может обеспечить стабильной работы станка при малых скоростях перемещения поршня и переменном усилии R . В отличие от системы с регулируемым насосом, в рассматриваемой гидросистеме фактор δ не будет улучшаться с увеличением v_p , что видно из уравнений (15), (18) и (19), так как с увеличением v_p увеличивается и коэффициент k .

Вторым существенным недостатком рассматриваемой гидросистемы, особенно заметным в случае работы при высоких рабочих давлениях и малых скоростях перемещения поршня, является ее ненадежность из-за практически неизбежных засорений дросселя вследствие его ничтожно малых проходных сечений, исчисляемых тысячными долями квадратного миллиметра.

Исчислим проходное сечение f дросселя с характеристикой $Q = k_2 p_n^{1/2}$ для указанного выше режима работы. Это сечение определяется известным уравнением $Q = \mu v_m$, откуда

$$f = \frac{Q}{\mu v_m}, \quad (20)$$

где Q — количество жидкости, вытекающей в единицу времени из полости противодействия цилиндра при данной скорости перемещения поршня;

v_m — скорость протекания жидкости через дроссель;

$$v_m = \sqrt{\frac{2g\rho_n}{\gamma}},$$

μ — эмпирический коэффициент для случая истечения жидкости под давлением через малое отверстие; для масла $\mu \approx 0,73$ (по данным опытов Вейсбаха и Г. Смита).

Преобразованное уравнение (20) примет следующий вид:

$$f = \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_p}{\mu \sqrt{\frac{2g\rho_n}{\gamma}}},$$

где D — диаметр цилиндра, равный 9 см;

d — диаметр штока, равный 6,5 см;

v_p — скорость перемещения поршня под нагрузкой в см/сек;

$$v_p = \frac{0,5}{60} = 0,00835 \text{ см/сек};$$

g — ускорение силы тяжести, равное 981 см/сек²;

γ — удельный вес жидкости; для масла $\gamma = 0,0009 \text{ кг/см}^3$;

ρ_n — противодействие в системе; $\rho_n = 10 \text{ кг/см}^2$;

тогда

$$f = \frac{\frac{\pi}{4} (9^2 - 6,5^2) 0,00835}{0,73 \sqrt{\frac{2 \cdot 981 \cdot 10}{0,0009}}} = 0,000074 \text{ см}^2 \text{ или } f = 0,0074 \text{ мм}^2.$$

Естественно, что при столь малой величине проходного сечения дросселя последний неминуемо будет засоряться даже при самой тщательной фильтрации масла. Но даже и при более значительной величине скорости перемещения поршня, чем взятая для расчета, проходное сечение дросселя получается еще слишком малым для того, чтобы не опасаться его засорения. Испытания станков устаревшего типа, в которых регулирование осуществлялось по схеме фиг. 6, а и 6, б, показали полную ненадежность и неустойчивость их работы, особенно при малых скоростях перемещения поршня.

Путем аналогичных рассуждений можно установить зависимость δ от параметров гидросистемы для схем, изображенных на фиг. 6, в и 6, г.

Для системы фиг. 6, в в случае дросселя с характеристикой $Q = k\rho$

$$\delta = \frac{16kR}{\pi^2 D^4 v_p}. \quad (21)$$

Для системы фиг. 6, г с тем же дросселем

$$\delta = \frac{16R(k + k_n)}{\pi^2 D^4 v_p}, \quad (22)$$

где k_n — коэффициент утечек в насосе.

Таким образом система, изображенная на фиг. 6, в, дает наибольшее значение δ , с изменением R от нуля до максимума, и поэтому работа такой системы наименее стабильна.

В результате рассмотрения гидросистем, изображенных на фиг. 6, а, б, в и 6, г, можно сделать следующие выводы:

1. Указанные гидросистемы не могут быть рекомендованы для применения в станках с высоким рабочим давлением и резким изменением полезного усилия, вследствие значительной величины относительного изменения скорости перемещения поршня δ . Особенно нестабильна работа таких гидросистем в случае малых величин скорости перемещения поршня (токарные и сверлильно-расточные станки), вследствие частого засорения ничтожно малого проходного сечения дросселя. Поэтому в современных токарных, сверлильно-расточных и протяжных станках, а также в других типах станков с резким изменением усилия применяются специальные регуляторы скорости, включающие в себя кроме дросселя так называемые дозирующие или редуцирующие клапаны, которые создают постоянную разность давлений до и после дросселя. Величину этой разности давлений стремятся сделать минимальной (от 1 до 5 *атм* в регуляторах различной конструкции). Такие устройства позволяют обеспечить:

а) независимость скорости перемещения поршня от усилия;

б) минимальную засоряемость дросселя, так как благодаря малой разности давлений до и после дросселя его проходное сечение имеет достаточные размеры. Принципы работы и конструкция упомянутых регуляторов скорости разобраны в главе III настоящей книги.

2. Рассмотренные гидросистемы могут применяться и применяются в станках, где усилие R незначительно, а рабочее давление невелико и не превышает 10—20 *атм* (шлифовальные, алмазно-расточные станки). В этих станках вследствие незначительных величин усилий R относительное изменение скорости поршня δ практически не сказывается на работе станка.

Гидросистемы этих станков могут выполняться по схемам фиг. 6, а и 6, б, однако следует отметить, что наиболее предпочтительна схема фиг. 6, а, так как обеспечивает наиболее спокойный ход станка, особенно при пониженных скоростях перемещения поршня (внутришлифовальные, алмазно-расточные станки), что объясняется влиянием противодействия, создающим постоянную нагрузку на поршень. Вследствие этого пригонка направляющих и клиньев станка может быть выполнена менее тщательно, чем в случае схемы фиг. 6, б.

Гидросистемы ступенчатого регулирования

На фиг. 7 изображена в принципиальном виде схема гидросистемы ступенчатого регулирования.

Гидросистема включает в себя: насосы постоянной производительности 1 и 2 (каждый из них приводится во вращение от индивидуального электромотора); обратные клапаны 3 и 4; рабочий цилиндр 5.

Если включить электромотор насоса 1, то последний подает жидкость в рабочий цилиндр 5, открывая клапан 4, клапан же 3 давлением прижимается к своему седлу, не допуская поступления жидкости в насос 2.

При производительности Q_1 насоса 1 скорость перемещения поршня будет $v_1 = \frac{Q_1}{\pi D^2}$; если выключить электромотор насоса 1 и включить

электромотор насоса 2, с производительностью Q_2 , можно получить вторую скорость перемещения поршня:

$$v_2 = \frac{Q_2}{\pi D^2}$$

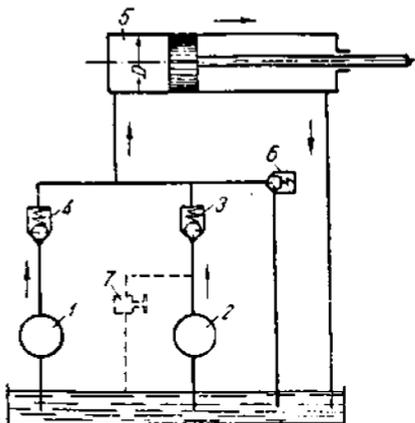
При одновременном включении электромоторов обоих насосов получим третью скорость перемещения поршня, определяемую суммой производительностей обоих насосов:

$$v_3 = \frac{Q_1 + Q_2}{\pi D^2}$$

В зависимости от количества насосов может быть получено нужное число скоростей станка. Для предохранения системы от перегрузки предназначен предохранительный клапан 6. Гидросистемы такого типа применяются в станках, не требующих бесступенчатого регулирования скоростей.

Например, фирмой Cincinnati выпускаются мощные протяжные станки, гидросистема которых включает в себя пять насосов. ЭНИМС спроектированы и изготовлены на заводе им. Свердлова протяжные станки типа 754, гидросистема которых включает в себя два насоса разной производительности.

Привод насосов 1 и 2 может быть выполнен и от одного общего электромотора. В этом случае в гидросистеме должен быть добавлен золотник или кран, показанный пунктиром на фиг. 7, при помощи которого один из насосов соединяется с резервуаром и выключается из работы.



Фиг. 7. Принципиальная схема ступенчатого регулирования.

Гидросистемы комбинированного регулирования

Если объединить дроссельную и ступенчатую системы регулирования, то получится система комбинированного регулирования.

Преимуществом такой системы является возможность бесступенчатого регулирования скорости при пониженной затрате мощности на дросселирование масла.

Пример системы комбинированного регулирования представляет схема, помещенная дальше на фиг. 184.

НАСОСЫ

В гидроприводах металлорежущих станков преимущественно применяются ротационные насосы, в которых попеременное нагнетание и всасывание в камерах происходит в результате непрерывного вращения вытеснителя.

Из числа ротационных насосов наиболее распространенными являются шестеренчатые, лопастные и поршневые насосы, получившие свое название в зависимости от вытеснителя, имеющего форму шестерни, лопасти или поршня. Во всех этих насосах подача жидкости происходит в результате движения вытеснителя, замыкающего насосную камеру.

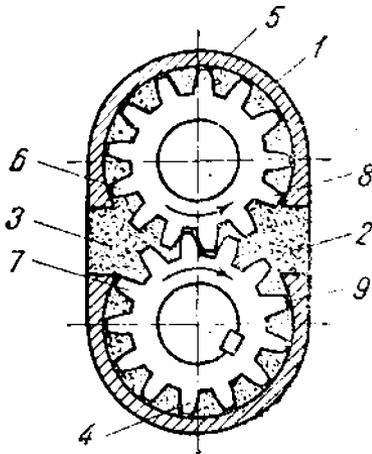
Особо должны быть отмечены поршневые насосы неротационного типа, к которым можно отнести насосы фирм Sundstrand и J. Barnes; в этих насосах блок с поршнями неподвижен, а поршни имеют только возвратно-поступательное движение.

С точки зрения регулирования насосы могут быть выполнены как:

- а) регулируемые насосы — допускающие изменение производительности при постоянном числе оборотов;
- б) нерегулируемые насосы — не допускающие изменения производительности. Регулирование гидросистем, включающих в себя такие насосы, возможно путем дросселирования.

В настоящей главе рассматриваются насосы, имеющие наибольшее распространение в гидроприводах металлорежущих станков. В то же

время с точки зрения своей конструкции эти насосы являются типичными; ряд других насосов по своей конструкции аналогичен указанным, но имеет значительно меньшее применение в гидроприводе современных станков и поэтому не подвергается специальному рассмотрению.



Фиг. 8. Схематический разрез шестеренчатого насоса.

Шестеренчатые насосы

На фиг. 8 показан схематический разрез шестеренчатого насоса.

Кожух насоса 1 имеет всасывающее отверстие 2 и нагнетательное отверстие 3. Внутри кожуха расположены находящиеся в зацеплении шестерни 4 и 5; одна из шестерен приводится во вращение и является ведущей. Шестерни

вращаются в разные стороны: одна по часовой, другая против часовой стрелки.

При выходе зубьев из зацепления освобождаемый объем впадин заполняется жидкостью, засасываемой через отверстие 2.

Жидкость увлекается шестернями к нагнетательному отверстию 3, в которое и выталкивается входящими в зацепление зубьями шесте-

рен 4 и 5. Шестеренчатые насосы, благодаря простоте изготовления, надежности и долговечности в эксплуатации, широко применяются в металлорежущих станках и строятся на низкое, среднее и высокое давления.

Насосы низкого давления употребляются в системах смазки и охлаждения станков и развивают давление до 3—5 *ати*.

Насосы среднего давления (до 20—30 *ати*) употребляются в гидроприводе шлифовальных и других станков для возвратно-поступательных движений, а также для быстрых ходов в сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станках. Насосы высокого давления (до 60—70 *ати*) могут применяться в гидросистемах сверлильно-расточных, токарных, фрезерных и протяжных станков, но имеют меньшее распространение, так как требуют особой тщательности и точности в изготовлении, что вызывается особенностями конструкции таких насосов.

Шестеренчатые насосы преимущественно выполняются как нерегулируемые. Регулируемые конструкции не нашли широкого распространения ввиду своей сложности.

а) Производительность шестеренчатого насоса ¹

Зубья шестеренчатых насосов обычно изготавливаются нормальным двадцатиградусным инструментом эвольвентного профиля. У шестерен с эвольвентной формой зуба можно с достаточной для практического пользования точностью считать, что объем самих зубьев равен объему впадин между ними. Поэтому объем жидкости, который шестеренчатый насос теоретически подает за один оборот, равняется двукратному объему пространства между зубьями минус полный объем зазоров.

Объем жидкости, заключенный в зазоре между радиусом головки одного зуба и радиусом ножки другого, не должен учитываться при определении производительности, потому что объем этого пространства не изменяется при вращении шестерен. Этот объем q изображен на фиг. 9 (заштрихованная площадка).

В соответствии с изложенным подача жидкости насосом, шестерни которого имеют одинаковое число зубьев, выразится за один оборот следующей формулой:

$$Q = \pi D_d (D_z - D_d) b.$$

Производительность насоса в минуту будет

$$Q = \frac{\pi D_d (D_z - D_d) b n}{10^3} \text{ см}^3 / \text{мин}, \quad (23)$$

где D_z — диаметр окружности головок в мм;
 D_d — диаметр делительной окружности в мм;
 n — число оборотов вала насоса в минуту;
 b — ширина шестерни в мм; или

$$Q = \frac{\pi D_d (D_z - D_d) b n}{10^6} \text{ л/мин}. \quad (24)$$

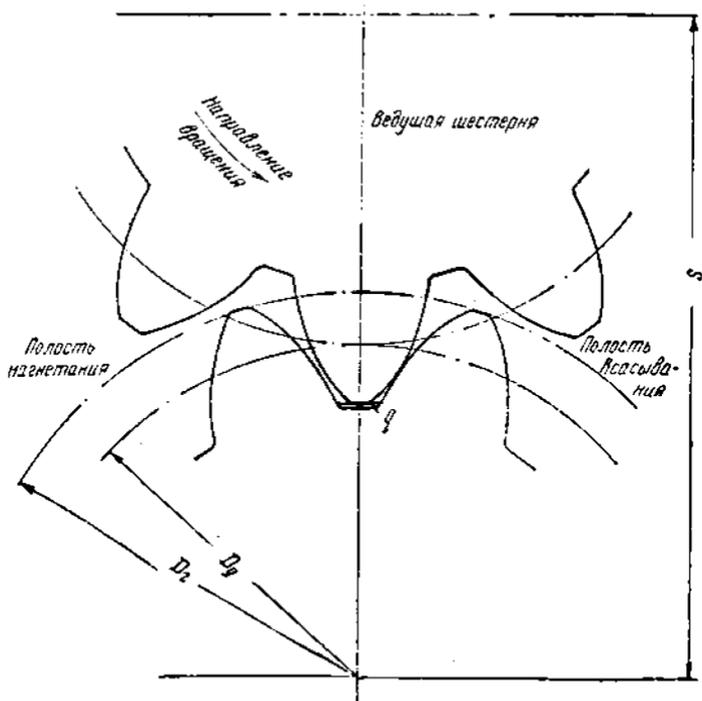
¹ См. W. A. Tuplin, „The Machinist“, 1937, 11—6, vol. 80, № 54.

Формула (24) может быть выражена и следующим образом:

$$Q = \frac{\pi S(D_2 - S) \nu n}{10^6} \text{ л/мин,} \quad (25)$$

где S — расстояние между центрами шестерен в мм.

Многочисленная проверка этой формулы в лаборатории гидроприводов ЭНИМС на насосах импортного и отечественного производства показала, что расхождение в цифрах производительности насоса, полученных или по формуле (25) или в результате замера, не превышает 1—2%; такая точность вполне достаточна для пользования расчетной формулой (25).



Фиг. 9. К вопросу определения производительности шестеренчатого насоса.

б) Устранение запирания жидкости в шестеренчатых насосах

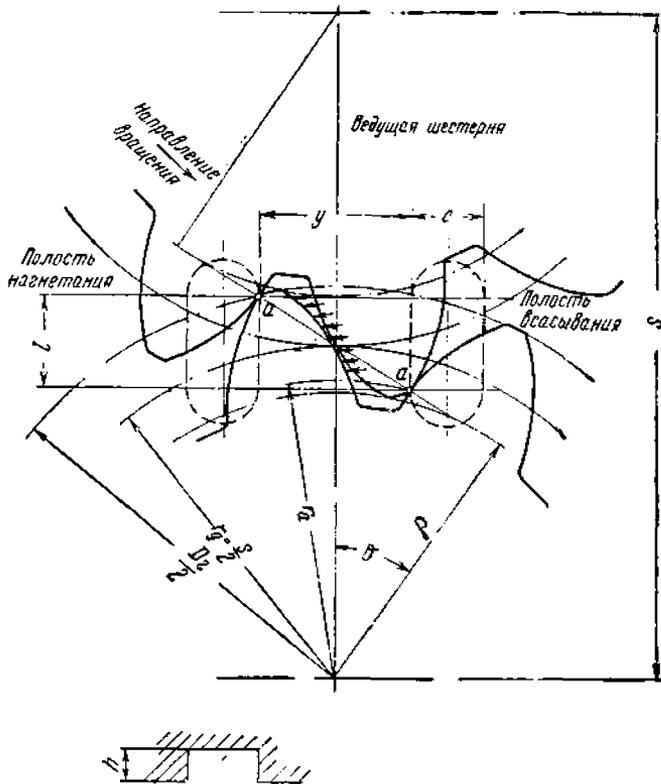
При работе шестеренчатого насоса, шестерни которого выполнены с продолжительностью зацепления τ , большей чем 1, каждая вновь вступающая в зацепление пара закрывает выход маслу, подаваемому ранее вступившей в зацепление парой. Масло выдавливается через зазоры под большим давлением; при этом затрачивается излишняя мощность, перегреваются и изнашиваются подшипники.

Для устранения запирания масла существуют различные способы. Некоторые фирмы для отвода запираемого масла делают сверления во впадинах зубьев шестерен или канавки на их торцах. Некоторые

источники рекомендуют добиваться продолжительности зацепления τ , равной 1.

Однако необходимо отметить, что при увеличении продолжительности зацепления значительно улучшается работа насоса: увеличивается плавность работы шестерен, увеличивается их износоустойчивость, более равномерна подача насоса.

Поэтому не следует стремиться к уменьшению продолжительности зацепления, а что касается запирания масла, то наиболее простым способом устранения этого явления можно считать фрезерование канавок на торцах корпуса насоса; форма канавок указана на фиг. 10.



Фиг. 10. К вопросу устранения запирания жидкости в шестеренчатых насосах.

Чтобы исключить запираение жидкости во впадинах шестерен насоса, канавки должны быть профрезерованы на расстоянии u друг от друга; размер u , как видно из фиг. 10, определяется длиной линии зацепления, заключенной между точками aa ; отрезок aa есть кратчайшее расстояние между соответствующими профилями двух соседних зубьев или шаг по основной окружности t_0 .

Из теории зацепления известно, что

$$t_0 = \pi m \cos \gamma,$$

где γ — угол зацепления инструмента, обычно равный 20° ; тогда

$$t_0 = \pi m \cos 20^\circ.$$

Расстояние между канавками

$$y = \pi m \cos 20^\circ \cos \delta,$$

где δ — угол зацепления рассматриваемой пары,

$$\cos \delta = \frac{\rho}{r_d},$$

ρ — радиус основной окружности; известно, что для двадцатиградусного зацепления

$$\rho = \frac{mz \cos 20^\circ}{2}.$$

r_d — радиус делительной окружности, равный половине расстояния между осями шестерен

$$r_d = \frac{S}{2};$$

тогда

$$y = \frac{\pi m^2 z \cos^2 20^\circ}{S}.$$

Подставив в эту формулу значения π и $\cos 20^\circ = 0,94$, получим

$$y = 2,78 \frac{m^2 z}{S}. \quad (26)$$

Длина канавки (размер l) будет

$$l = \pi m \cos 20^\circ \sqrt{1 - \frac{m^2 z^2 \cos^2 20^\circ}{S^2}}. \quad (27)$$

На основании экспериментальных данных, при числе зубьев шестерен от 10 до 17, канавки могут быть выполнены следующих размеров:

Ширина канавки (размер c)

$$c \approx 1,2 m.$$

Глубина канавки (h в мм) 1 1,5 2,5 4 5,5 7,5 10
 При модуле шестерни (m в мм) 2 3 4 5 6 7 8

■) Корригирование зубьев шестерен шестеренчатых насосов

Рассматривая формулу производительности (25), можно заключить, что при некотором заданном расстоянии между центрами производительность насоса будет тем больше, чем больше диаметр головок D_p . Поэтому для получения наиболее компактного насоса необходимо увеличивать высоту зуба, что вызывает увеличение шага, а при постоянном расстоянии между центрами — уменьшение числа зубьев. Однако при уменьшении числа зубьев наблюдается подрезка их, что влечет за собой неправильное зацепление; шестерни работают с шумом и подвержены ненормально быстрому износу. Известно, что шестерни двадцатиградусного зацепления, имеющие высоту головки зуба не меньше модуля, будут иметь подрезанные зубья, если их число меньше 17.

Указанный недостаток устраняется корригированием зубьев, которое практически выражается в том, что при нарезании шестерни ось инструмента смещается от оси заготовки на некоторую величину a , зависящую от коэффициента корригирования и модуля шестерни

$$a = km, \quad (28)$$

где k — коэффициент корригирования;
 m — модуль шестерни в мм.

Диаметр окружности головок корригированной шестерни будет

$$D_2^s = mz + 2(m + km). \quad (29)$$

Расстояние между центрами шестерен в корпусе насоса (имеются в виду шестерни с одинаковым числом зубьев) выражается

$$S = mz + 2km. \quad (30)$$

При конструировании шестеренчатых насосов обычно предъявляется требование, чтобы шестерни были нарезаны нормальным инструментом. Чтобы использовать для шестерен заготовки нормального диаметра, а также нормальный мерительный инструмент, целесообразно поступать следующим образом: нужное число зубьев нарезать на заготовке нормального диаметра, но рассчитанного для следующего более высокого числа зубьев, принимая расстояние между центрами соответствующим выбранному диаметру заготовки. При таком способе коэффициент корригирования $k = 0,5$, а формулы (28) и (29) принимают следующий вид:

Диаметр окружности головок шестерни

$$D_2 = m(z + 3). \quad (31)$$

Расстояние между центрами

$$S = m(z + 1). \quad (32)$$

В табл. 4¹ даны размеры D_2 и S для модуля $m = 1$ в зависимости от числа зубьев z , а также вычисленная по формуле (25) производительность насоса в см³ за один оборот при ширине шестерни $b = 1$ мм.

Таблица 4

Число зубьев z	10	11	12	13	14	15	16
Диаметр окружности головок D_2	13	14	15	16	17	18	19
Расстояние между центрами S	11	12	13	14	15	16	17
Производительность насоса в см ³ за один оборот при ширине шестерни $b = 1$ мм	0,0691	0,0754	0,0817	0,088	0,0943	0,1	0,107

Во избежание чрезмерного заострения зубьев не следует применять шестерни с числом зубьев меньше 10. При нарезании зубьев таким спо-

¹ См. W. A. Tuplin, „The Machinist“, 1937, 11—6, vol. 80, № 54.

собом зазор между ними, измеряемый по основной окружности, лежит в пределах от 0,1 до 0,2 *т*. Цифры, приведенные в табл. 4, позволяют быстро прикидывать необходимые размеры шестеренчатых насосов, обладающих максимальной компактностью. При вычислении производительности насосов, у которых модуль шестерен отличен от единицы, следует цифры, приведенные в последней строке таблицы, умножить на квадрат модуля.

Для изготовления шестерни необходимо на чертеже указать высоту и толщину зуба. Так как измерение производится при помощи зубомера, толщина зуба должна быть дана по хорде, а высота головки определяется как расстояние от этой хорды до окружности головок.

Размеры удобнее всего определять относительно диаметра модульной окружности шестерни (фиг. 11).

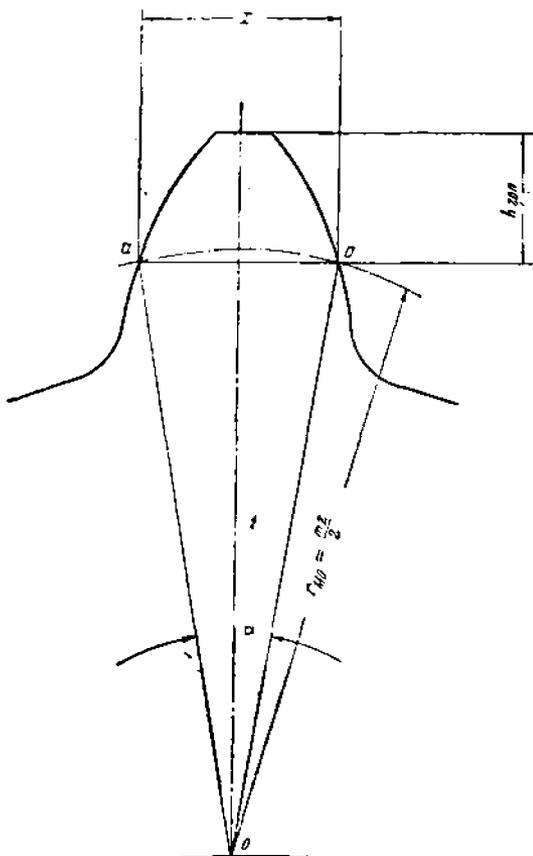
У корригированной шестерни толщина зуба на диаметре модульной окружности увеличится по сравнению с нормальной шестерней на величину $2 km \operatorname{tg} \gamma$, где γ — угол зацепления инструмента ($\gamma = 20^\circ$).

Толщина зуба шестерни, измеренная по дуге *aa*, будет

$$x = \frac{t}{2} + 2 km \operatorname{tg} \gamma$$

или

$$x = \frac{\pi m}{2} + 2 km \operatorname{tg} \gamma.$$



Фиг. 11. Измерение профиля зуба шестеренчатого насоса.

В то же время из фиг. 11 видно, что

$$\frac{\pi m}{2} + 2 km \operatorname{tg} \gamma = \frac{mz}{2} \alpha,$$

откуда

$$\alpha = \frac{\pi + 4k \operatorname{tg} \gamma}{z} \quad (33)$$

(угол α — в радианах).

Подставив значения $k = 0,5$, $\gamma = 20^\circ$ и переведя угол α в градусы, получим

$$x = \frac{221,706}{z}.$$

Толщина зуба по хорде aa будет

$$x = mz \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (34)$$

Высота головки зуба (от хорды aa до окружности головок)

$$h_z = \frac{D_z}{2} - \frac{mz}{2} \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (35)$$

В табл. 5 приведены значения толщины зуба x и высоты головки h_z в зависимости от числа зубьев шестерен, вычисленные для модуля $m = 1$ и коэффициента корригирования $k = 0,5$.

Таблица 5

Число зубьев z	10	11	12	13	14	15	16
Толщина зуба x	1,923	1,925	1,926	1,928	1,929	1,929	1,93
Высота головки h_z	1,593	1,585	1,578	1,572	1,567	1,562	1,558

г) Давление на зуб, материал шестерен

Давлением жидкости зуб ведомой шестерни прижимается к зубу ведущей; величина этого усилия достигает максимального значения в момент, когда профили зубьев перестают нагнетать. Такое положение изображено на фиг. 10; стрелками показано давление жидкости на зуб ведомой шестерни.

Сила, прижимающая профили, будет

$$P = p \left(\frac{D_z}{2} - r_a \right) b.$$

Для шестерен с числом зубьев от 10 до 17

$$\frac{D_z}{2} - r_a \approx 1,6 m;$$

отсюда

$$P = 1,6 p b m$$

или

$$P = 0,5 p b t \text{ кг}, \quad (36)$$

где p — давление жидкости в пространстве между зубьями в $атм$;

b — ширина шестерни в $см$;

t — шаг шестерни в $см$.

Если не приняты меры к устранению запираания жидкости (см. стр. 24 — 26), давление p может достигнуть значительной величины, что сильно нагружает шестерни и приводит к их быстрому износу. В правильно сконструированном насосе значение p равно рабочему давлению насоса.

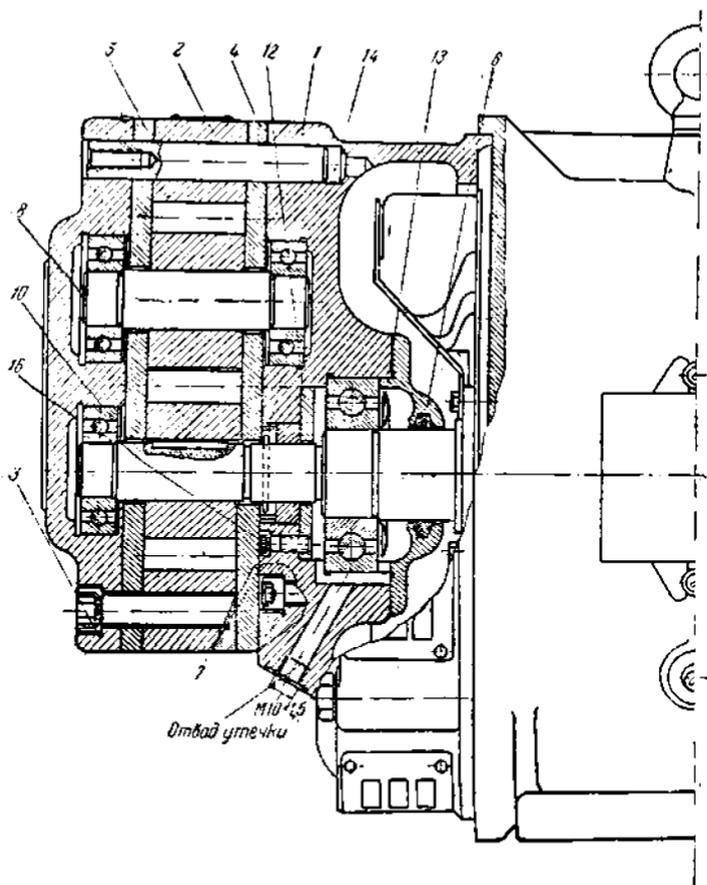
Пользуясь формулой (36), можно рассчитывать шестерни на износ согласно обычно принятым методам расчета.

Следует указать, что шестерни для насосов с давлением до 10—15 $атм$ могут изготавливаться из хорошего чугуна. При более высоких давлениях шестерни можно изготавливать из естественно твердой стали. Цементацию и закалку необходимо применять лишь в насосах с давлением 30—60 $атм$.

Шестеренчатые насосы производства завода „Гидропривод“

Серийным производством шестеренчатых насосов для нужд отечественного станкостроения занимается завод „Гидропривод“.

Выпускаемые заводом насосы предназначены для подвода масла под давлением в рабочие цилиндры, осуществляющие полачу стола, су-



Фиг. 12. Конструкция шестеренчатого фланцнасоса завода „Гидропривод“.

порта, зажим материала, для питания вспомогательных устройств, а также для принудительной смазки и охлаждения.

На фиг. 12 представлен чертеж, поясняющий конструкцию шестеренчатого фланцнасоса. Насос состоит из чугунного корпуса 2, крышки 3 и фланца 1, прикрепленных к корпусу электродвигателя при помощи четырех винтов. Корпус 2 и крышка 3 прикреплены к фланцу 1 восемью винтами и зафиксированы контрольными штифтами. Резьбовые отверстия предназначены для демонтажа насоса. Внутри корпуса помещается пара шестерен 8 и 9.

Шестерни изготовлены из цементируемой стали. Зубья шлифованные. Шестерня 8 закреплена на валу 10; шестерня 9 напрессована на ось 11 и вращается вместе с ней. Конец вала 10 электромотора обгачивается таким образом, чтобы насадить шестерню 8. Вал 10 расположен на трех шарикоподшипниках, из которых один помещается в задней крышке 15 электромотора (на чертеже не показан).

Ось 11 опирается на два шарикоподшипника, расположенные в крышке 3 и фланце насоса 1.

Между корпусом, крышкой и фланцем имеются чугунные прокладки 4 и 5, назначение которых — изолировать расточки под шарикоподшипники от потока жидкости, подаваемой насосом.

Для предотвращения течи масла, между всеми стыковыми плоскостями поставлены на нитролаке прокладки из бумажной кальки.

Для устранения утечек жидкости по валу насоса предназначена чугунная втулка 7 с предохранительным кольцом 14; эта втулка давлением прижимается к шлифованной поверхности стального каленого диска 12, прикрепленного при помощи винтов 16 к фланцу 1.

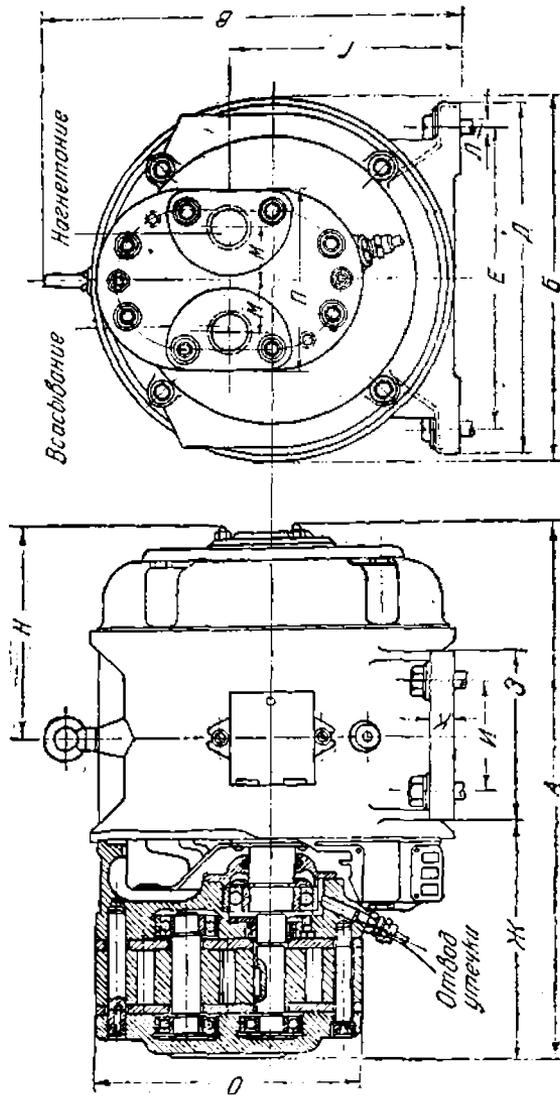
Таблица 6

Наименование	Единица измерения	Тип насоса						
		НШФ 403	НШФ 404	НШФ 305	НШФ 306	НШФ 303	НШФ 209	НШФ 210
Расчетная производительность	л/мин	16	25	35	50	70	100	120
Максимальное давление	кг/см ²	20	20	15	15	15	10	10
Число оборотов	об/мин	950	950	950	950	950	950	950
Тип электродвигателя		АД	АД	АД	АД	АД	АД	АД
Мощность	квт	22/6	31/6	31/6	32/6	41/6	41/6	41/6
Объемн. к. п. д. насоса	—	0,85	1,2	1,2	1,8	2,7	2,7	2,7
Допускаемая высота всасывания	—	0,76	0,78	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90
Резьба отверстий:								
а) всасывающего	мм	500	500	500	500	500	500	500
б) нагнетательного								
Вес насоса (без упаковки)	кг	36,0	45,5	47	49	74,5	77	79
Рекомендуемый тип клапана	—	543	544	544	544	546	546	546

Примечания: 1. Объемные к. п. д. даны для работы на масле, веретенное 3^е при температуре $T = 50^\circ$.

2. Таблица составлена на основании паспортных данных завода „Гидропривод“.

Втулка притерта к валу и вращается вместе с ним; износ втулки автоматически компенсируется за счет ее перемещения по валу. Утечки масла, проникающие через описанное уплотнение, отводятся через штуцер „отвод утечки“. Для предотвращения возможности попадания в электродвигатель частиц масла предназначен маслоотражатель 13 и дополнительное уплотнение в крышке 6.

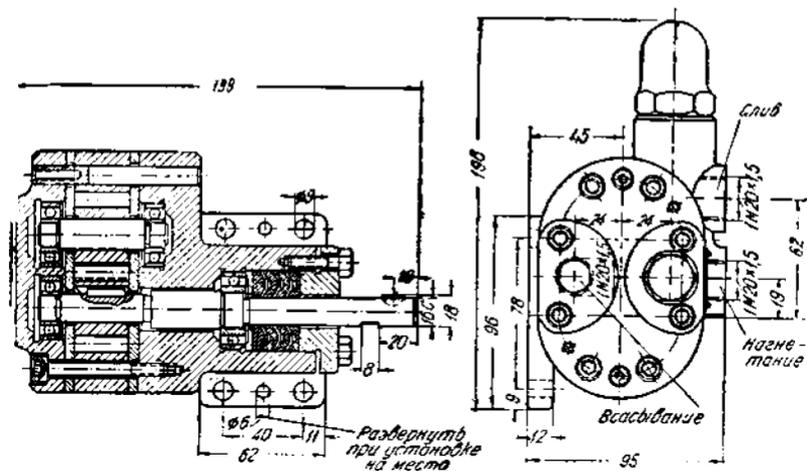


Фиг. 13. Габаритные размеры шестерчатых фланцевосов завода „Гидропривод“.

Тип насоса	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Резьба	
																всасывающая	нагнетательная
НШФ 403	369	222	293	126	220	175	149	140	105	18	11	30	150	130	112	2М30 × 1,5	2М33 × 1,5
НШФ 401	373	256	303	164	240	210	160	125	95	18	11	30	150	130	112	2М30 × 1,5	2М30 × 1,5
НШФ 306	319	256	303	164	240	210	166	125	95	18	11	30	150	130	112	2М30 × 1,5	2М30 × 1,5
НШФ 307	423	256	303	167	240	210	170	153	125	18	11	32	165	174	120	2М33 × 1,5	2М30 × 1,5
НШФ 308	424	300	346	185	290	250	180	135	110	18	11	32	163	174	120	2М33 × 1,5	2М30 × 1,5
НШФ 209	434	300	346	188	290	250	178	146	110	20	13	42	173	216	146	3М39 × 1,5	2М33 × 1,5
НШФ 210	411	300	346	185	290	250	196	146	110	20	13	42	173	216	146	3М39 × 1,5	2М33 × 1,5

В случае установки на вертикальной площадке, в насосе делаются дополнительно отверстия „отвод утечки“.

При установке насоса обязательно должен быть предусмотрен предохранительный клапан для защиты гидросистемы от возможных перегрузок; этот клапан поставляется заводом „Гидропривод“ вместе с насосом и монтируется на трубопроводе, идущем от насоса в систему. Чертежи характеристики клапанов приведены дальше на фиг. 52 и 53.



Фиг. 14. Габаритные размеры шестеренчатого насоса ПГ112Б завода „Гидропривод“.

Насос предназначен для подачи минерального масла или других маслянистых жидкостей с вязкостью от 2 до 10° по Энглеру.

Габаритные размеры шестеренчатых фланцнасосов даны на фиг. 13. В табл. 6 приведены технические характеристики этих насосов.

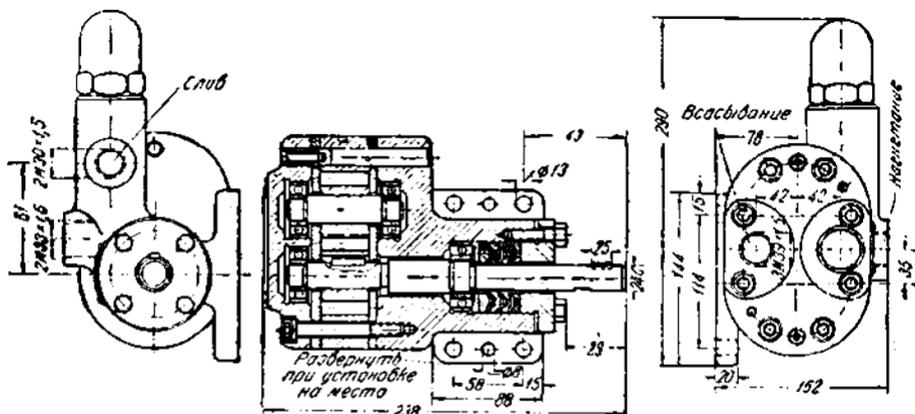
Кроме шестеренчатых фланцнасосов описанной конструкции, завод „Гидропривод“ изготовляет также шестеренчатые насосы с приводом через муфту; конструкция таких насосов представлена на фиг. 14, 15, 16.

Таблица 7

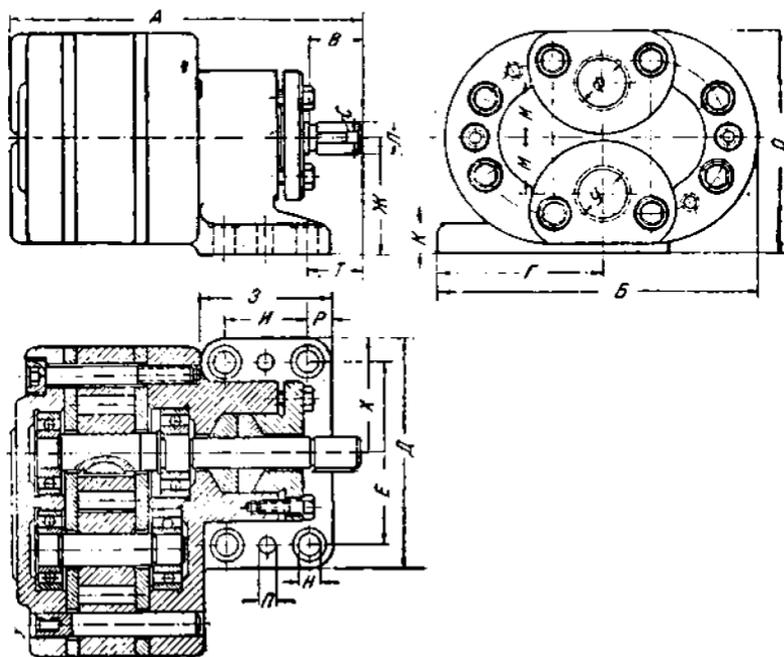
Наименование	Единица измерения	Тип насоса				
		112Б	114Б	35ПГ11	47ПГ11	74ПГ11
Производительность . . .	л/мин	18	107	28	36	58
Максимальное давление . . .	кг/см ²	20	20	20	20	20
Число оборотов	об/мин	950	950	950	950	950
Объемный к. п. д.	—	0,76	0,88	0,78	0,78	0,86
Приводная мощность . . .	квт	0,84	4,86	—	1,68	—

Примечания. 1. Объемный к. п. д. дан для работы на масле „веретенное 3“ при $T = 50^\circ$.

2. Таблица составлена на основании паспортных данных завода „Гидропривод“.



Фиг. 15. Габаритные размеры шестеренчатого насоса ПГ114Б завода „Гидропривод“.



Тип насоса	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	Х	Резьба			
																				У	Ф		
35ПГ11	165	157	25	80	112	90	55	64	42	15	15н	28	11	108	8А	11	4	25	56	30	× 1,5	24	× 1,5
47ПГ11	173	157	25	80	112	90	55	64	42	15	15н	28	11	108	8А	11	4	35	56	30	× 1,5	30	× 1,5
74ПГ11	203	181	29	94	134	104	65	74	44	18	24н	32	13	120	8А	15	6	32	67	30	× 1,5	30	× 1,5

Фиг. 16. Габаритные размеры шестеренчатых насосов 35ПГ11, 47ПГ11, 74ПГ11 завода „Гидропривод“.

Насосы 112Б (фиг. 14) и 114Б (фиг. 15) изготавливаются заводом с встроенными предохранительными клапанами; насосы 35ПГ11, 47ПГ11 и 74ПГ11 (фиг. 16) не имеют встроенных предохранительных клапанов, а при установке насосов используются клапаны типа 543 и 544 (см. фиг. 53), монтируемые на трубопроводе системы.

Шестерни, корпус насоса, крышки, прокладки и прочие детали в этих насосах аналогичны деталям описанных ранее фланцнасосов.

Уплотнение вала насосов 112Б, 114Б, 35ПГ11, 47ПГ11 и 74ПГ11 производится сальниковыми набивками.

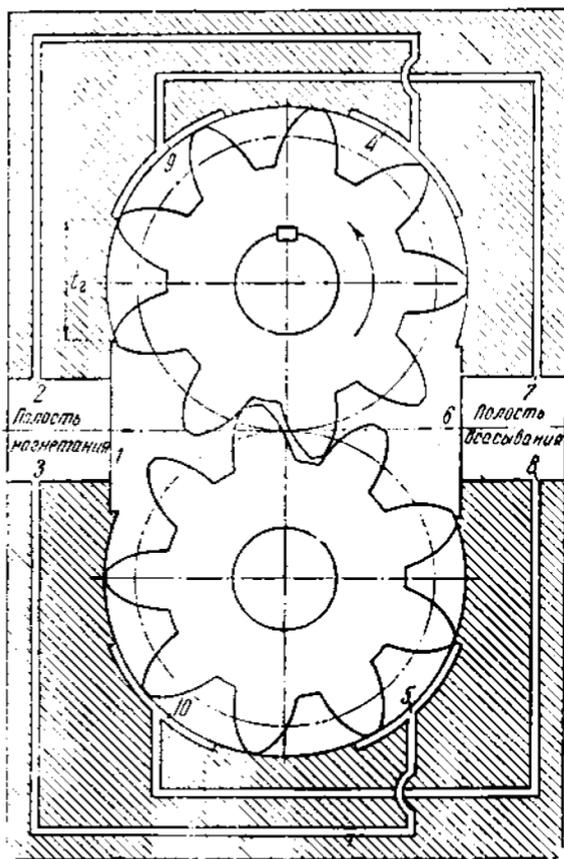
Табл. 7 дает технические характеристики указанных насосов.

Уравновешенный шестеренчатый насос фирмы Vickers

Шестеренчатые насосы обычной конструкции имеют недостаток, затрудняющий их применение как насосов высокого давления.

Рассматривая фиг. 8, можно видеть, что зубья 6 и 7 обеих шестерен, так же как и зубья, расположенные правее в полости нагнетания, находятся под действием давления, развиваемого насосом. Зубья 8 и 9 шестерен, а также зубья, расположенные левее в полости всасывания, находятся под действием вакуума.

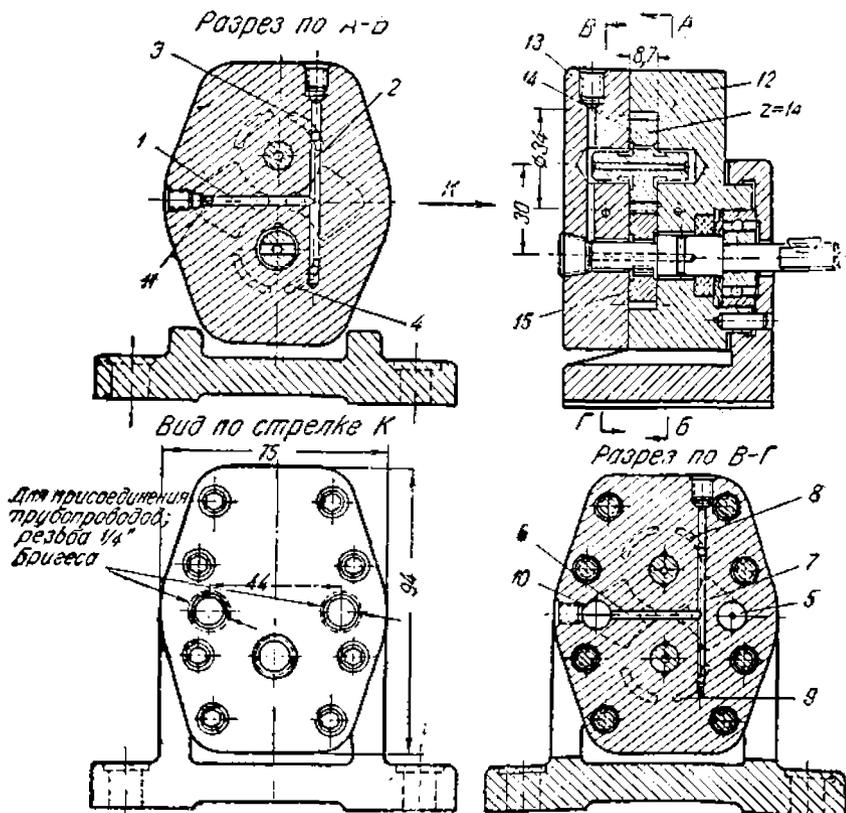
Все остальные зубья шестерен, расположенные в пределах дуг, ограниченных зубьями 6 и 8, а также зубьями 7 и 9, находятся под действием постепенно убывающего давления. Такие условия работы вызывают возникновение усилия давления жидкости, действующего в направлении слева направо на шестерни, в результате чего последние прижимаются к расточкам корпуса, создавая трение и износ между зубьями шестерен и соответствующими поверхностями расточек корпуса. В этом обстоятельстве лежит причина того, что шестеренчатые насосы обычной конструкции не применяются на давление выше 20—30 атм, так как в случае



Фиг. 17. Схематический разрез уравновешенного шестеренчатого насоса фирмы Vickers.

более высокого давления усилия, прижимающие шестерни, достигают значительной величины, что вызывает быстрый износ и потерю производительности насосов.

Для устранения указанного явления фирмой Vickers разработана конструкция уравновешенного насоса, принцип действия которого поясняет фиг. 17. Полость нагнетания 1 насоса при помощи каналов 2 и 3 соединена с камерами 4 и 5. Плотность всасывания 6 соединена каналами 7 и 8 с камерами 9 и 10.



Фиг. 18. Конструкция уравновешенного шестеренчатого насоса фирмы Vickers.

Таким образом давление, действующее в полости нагнетания 1, уравновешивается давлением в камерах 4 и 5, а давление в полости всасывания 6 уравновешивается таким же давлением в камерах 9 и 10.

В результате шестерни насоса разгружены от действия давления жидкости, независимо от величины этого давления. Для того чтобы камеры 4, 9, 5, 10, а также полости 1 и 6 всегда были разделены друг от друга, величина уплотняющей дуги между двумя соседними камерами должна равняться шагу на окружности головок шестерен t_2 .

Насосы такой конструкции позволяют развивать давление до 1000 фунтов на 1 кв. дюйм (68 атм).

На фиг. 18 представлена конструкция шестеренчатого насоса фир-

мы Vickers, серии M-3, производительностью 1,5 галлона в минуту (5,78 л/мин), при числе оборотов 1800 в минуту.

Уравновешивание давлений на шестерни выполнено при помощи отверстий 1, 2, 6, 7 и фрезерованных на торцах корпуса 12 и крышки 13 канавок 3, 4, 8, 9.

При помощи отверстий 1, 2 и 11 канавки 3 и 4 сообщаются с линией нагнетания 5, а канавки 8 и 9 отверстиями 6 и 7 сообщаются с полостью всасывания 10, что обеспечивает разгрузку шестерен насоса согласно описанному выше принципу.

При реверсировании вала насоса полость 10 становится полостью нагнетания, а полость 5 — полостью всасывания.

Чтобы обеспечить минимальные утечки в насосе, корпус его 12 и крышка 13 выполняются из бронзы, причем их рабочие поверхности соприкосновения с шестернями 14 и 15 покрываются слоем полуды толщиной ~0,1 мм. Каленные шестерни, будучи вставлены в расточки корпуса с некоторым натягом, прирабатываясь, создают минимальные зазоры в своих гнездах.

Благодаря такому устройству, объемный к. п. д. насоса при давлении 1000 фунтов на 1 кв. дюйм по данным фирмы достигает величины 0,93.

Лопастные насосы двойного действия

Ротационные лопастные насосы двойного действия получили большое распространение в гидравлических приводах современных металлорежущих станков, благодаря простоте конструкции, надежности в работе, малым габаритам. Насосы этого типа развивают давление до 60—70 атм и применяются преимущественно в гидросистемах сверлильно-расточных, токарных и протяжных станков.

Устройство насоса поясняет фиг. 19.

Ротор 1 насоса вращается при помощи приводного вала 9 в подшипниках 10 бронзовых дисков 3. Посадка ротора на приводном валу осуществляется при помощи шестишпоночного соединения со значительным зазором, что обеспечивает самоустанавливаемость ротора в подшипниках 10 и легкую сборку насоса. Каждый из боковых дисков 3 имеет четыре окна, обозначенные цифрами 5, 6, 7 и 8, из которых одна пара (6 и 8) соединена литым каналом 13 в корпусе насоса 11 с полостью всасывания, а другая пара (5 и 7) литым каналом 14 соединена с полостью нагнетания. Ротор 1 имеет выполненные под углом 13° к радиусам пазы, в которых помещены лопатки 4.

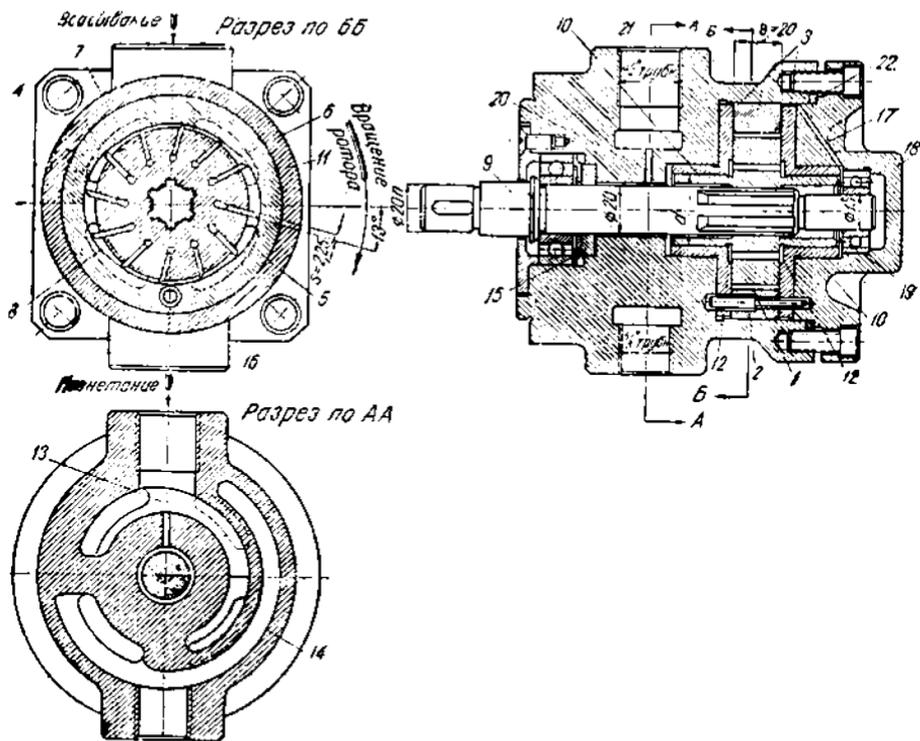
Статор 2 представляет собой кольцо, внутренняя поверхность которого выполнена по специальному профилю (фиг. 20 и 21). Лопатки 4 постоянно прижимаются к этому профилю центробежной силой и давлением жидкости, подводимой из нагнетательной полости насоса к выточкам 12 в бронзовых дисках 3.

Подвод жидкости к выточкам 12 осуществляется при помощи канавок шириной 4 мм и глубиной 2 мм, профрезерованных на торцах дисков 3 (см. чертеж дисков на фиг. 21).

Фиксация статора 2 и бронзовых дисков 3 в отношении корпуса насоса выполняется ступенчатой шпилькой 16.

Боковое уплотнение достигается за счет малых зазоров между дисками 3 и ротором 1, получаемых в результате того, что ширина статора больше ширины ротора (см. допуски на изготовление деталей насоса).

При вращении ротора, как указано на фиг. 19, лопатки, находящиеся в пределах профиля статора, соответствующего окну 8, будут выдвигаться из ротора. При проходе участка между окнами 8 и 7, концентричного окружности ротора, лопатки не будут перемещаться в пазах ротора. При проходе участка профиля статора, соответствующего окну 7,



Фиг. 19. Лопастной насос двойного действия.

лопатки будут вдвигаться в пазы ротора; далее они проходят концентричный участок, расположенный между окнами 7 и 6, после чего процесс повторяется. Следовательно, каждая лопатка за один оборот ротора два раза выдвигается из паза ротора и два раза вдвигается в него.

При проходе какой-либо лопаток участка профиля статора, соответствующего окну 8, объем камеры, образованный этими лопатками, ротором и статором, увеличивается, и жидкость всасывается через окно 8; при проходе участка профиля статора, соответствующего окну 7, объем камеры уменьшается и жидкость через окно 7 вытесняется в нагнетательный канал; далее после прохода концентричного участка между окнами 7 и 6 процесс повторяется. Таким образом каждая камера за один оборот ротора подает жидкость два раза, почему насос и называется насосом двойного действия.

Благодаря тому, что рабочее давление жидкости действует на диаметрально-противоположные стороны ротора (со стороны окон 5 и 7), подшипники ротора не нагружаются рабочим давлением жидкости и могут быть выполнены минимальных размеров.

На фиг. 20 изображен профиль статора насоса фирмы Vickers производительностью 25 л/мин. Как видно из чертежа, профиль образован двумя дугами, диаметром 57,269 мм, заключенными в пределах угла $\delta = 48^\circ$, двумя дугами, описанными из того же центра диаметром 66,657 мм, заключенными в пределах угла $\beta \approx 42^\circ$, и переходными кривыми, сопрягающими указанные дуги друг с другом.

Произведенными точными измерениями ряда статоров установлено, что переходные кривые в насосах фирмы Vickers выполнены по спирали Архимеда: это ясно видно на фиг. 20. Такая форма переходных кривых обеспечивает постепенное и равномерное без скачков перемещение лопаток в пазах ротора.

На фиг. 21 справа помещен чертеж статора насоса У471 производительностью 26 л/мин, профиль которого несколько отличается от профиля, показанного на фиг. 20 размерами r_1 , r_2 и величиной углов δ и β .

Величина угла α , образованного направлением лопатки и радиусом ротора (см. фиг. 19, а также чертеж ротора фиг. 21), обычно принимается равной 13° . Толщина лопатки (размер S , см. чертеж лопатки на фиг. 21) должна быть минимальной, так как при высоком давлении, развиваемом насосом, лопатка при проходе всасывающих окон 6 и 8 с большой силой прижимается к профилю статора, причем величина этой силы определяется толщиной лопатки.

Во избежание повышенного износа лопаток, вызванного указанными условиями работы, толщина их не должна превышать 2,25—2,5 мм.

Для отвода утечек масла, просачивающегося между торцами статора и бронзовых дисков 3 к периферии статора, предназначено отверстие 17 в крышке насоса 18, по которому утечки направляются в пространство 19.

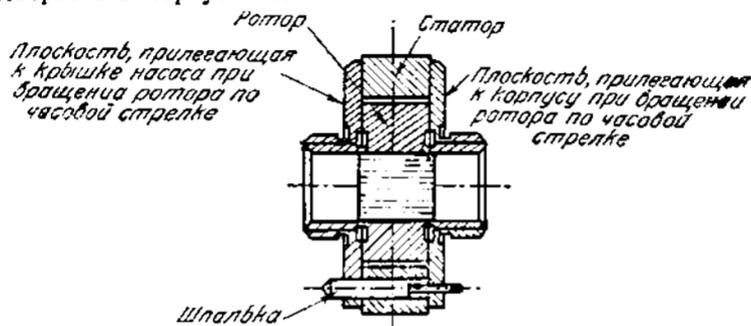
Оттуда по валу насоса утечки через отверстие 20 направляются к всасывающей линии насоса 21. Такое устройство требует тщательного уплотнения по валу насоса и в стыке крышки 18 с корпусом 11, что осуществляется пробковыми кольцами 22 и 15.

При плохом качестве этих уплотнений насос засасывает воздух по валу и через стык крышки 18 с корпусом 11

а) Реверсирование направления вращения вала насоса

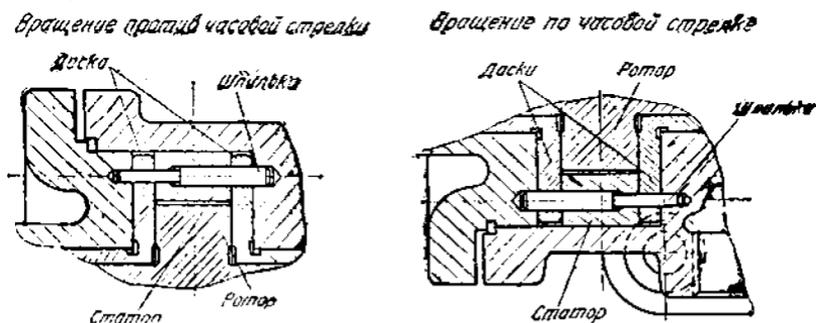
Рассматривая фиг. 19, можно заключить, что изменение направления вращения ротора на обратное приведет к ненормальным условиям работы лопаток; плоскость их касания с профилем статора в этом случае будет как бы отставать от направления вращения ротора. Если все-таки заставить насос работать таким образом, то это вызовет быстрый износ лопаток и профиля статора. Кроме того, нагнетание жидкости будет происходить через окна 6 и 8, а всасывание — через окна 5 и 7; следовательно, направление потока жидкости, подаваемой насосом, изменится, между тем как его каналы не рассчитаны на это (всасывающий канал имеет большие размеры, чем нагнетательный). Поэтому, если требуется изменить направление вращения вала насоса, нужно поступить следующим образом: снять крышку насоса 18, вынуть комплект деталей, указанный на фиг. 22,

и, повернув его относительно вертикальной оси на 180°, вставить обратно, одновременно повернув относительно горизонтальной оси на 90°, с тем чтобы ступенчатая шпилька своим концом попала в соответствующее отверстие в корпусе насоса.



Фиг. 22. К вопросу реверсирования направления вращения лопастного насоса двойного действия.

На фиг. 23 показано положение деталей при вращении вала по часовой стрелке и против. При этом окна 6 и 8 попеременно будут нагнетательными, а окна 5 и 7 — всасывающими, и направление потока жидкости, подаваемой насосом, не изменится.



Фиг. 23. К вопросу реверсирования направления вращения лопастного насоса двойного действия.

б) Производительность насоса

Теоретическая производительность определяется формулой ¹

$$Q = \frac{2Bn}{10^6} \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)sz}{\cos \alpha} \right] \text{ л/мин,} \quad (37)$$

где B — ширина ротора в мм (см. фиг. 19 и 21),

n — число об/мин;

r_2 — большая полуось в мм } (см. фиг. 20 и 21);

r_1 — малая полуось в мм }

s — толщина лопатки в мм (см. фиг. 19 и 21);

z — число лопаток;

α — угол, образованный направлением лопатки с радиусом (см. фиг. 19 и 21).

¹ См. Башта Т. М., Основы расчетов и выбор гидравлического привода.

в) Допуски на изготовление деталей насоса

Лопастные насосы высокого давления требуют весьма тщательного изготовления и минимальных зазоров в сопряженных деталях.

В результате измерения деталей насосов фирмы Vickers производительностью 10, 14, 25 и 35 л/мин, а также на основании опыта изготовления насосов на заводе „Станкоконструкция“, получены необходимые данные, которые приводятся ниже.

Диаметр шеек ротора и отверстий боковых дисков (размер d — на фиг. 19 и 21).

Измерение размеров деталей насосов Vickers показало зазор в пределах 0,018—0,05 мм.

Номинальный диаметр шейки ротора $d = 25$ мм.

Указанным зазорам соответствует посадка:

$$\frac{A - \text{диаметр отверстия в диске}}{D - \text{диаметр шейки ротора}}$$

Правильность указанной посадки подтверждают и соображения, связанные с работой насосов. Так как шейка ротора находится всегда под давлением, то следует назначать минимальный зазор, с тем чтобы была возможность иметь более широкие допуски в других сопряженных деталях. Шейка ротора сравнительно короткая, диски легко устанавливаются при сборке; следовательно, возможность перекосов устранена. Поэтому более целесообразно применять указанную посадку, чем принятую на заводе „Станкоконструкция“ $\frac{A}{X}$.

Ширина паза в роторе и толщина лопатки

(размер s , см. фиг. 19 и 21)

Зазор между лопаткой и пазом должен обеспечивать свободное перемещение лопатки под действием центробежной силы. С другой стороны зазор должен быть достаточно мал, чтобы препятствовать чрезмерным утечкам, так как под лопатки подводится давление. Замеры насосов Vickers при номинальном размере толщины лопатки в 2, 25 мм показали зазоры в пределах от 0,003 до 0,03 мм.

Указанным зазорам соответствует посадка:

$$\frac{A - \text{ширина паза}}{X - \text{толщина лопаток}}$$

На заводе „Станкоконструкция“ принято изготовление лопаток с зазором 0,02 мм по отношению к ширине паза, что соответствует приведенной посадке.

Ширина ротора и статора, ширина лопаток

(размер B , см. фиг. 19 и 21)

В насосах фирмы Vickers ширина лопаток и ширина ротора выполнены одинаковыми в пределах точности 0,02 мм. Можно рекомендовать поэтому для ширины лопаток и ширины ротора допуск X . Ширина статора превышает ширину ротора на величину от 0,03 до 0,045 мм.

при номинальном размере 22 мм. При номинальном размере 35 мм ширина статора превышает ширину ротора на 0,06—0,065 мм. Применять можно посадку

$$\frac{f}{X} \text{ — ширина статора} \\ \text{X — ширина ротора, ширина лопатки}$$

Однако следует иметь в виду, что посадка $\frac{f}{X}$ даст положительный результат при соблюдении прочих посадок, что особенно относится к ширине паза ротора (размер s).

Если при изготовлении насосов не удастся выдержать указанные выше допуски на ширину паза и толщину лопатки, то это приводит к значительным утечкам через лопатки, и их приходится компенсировать сокращением утечек через зазоры по торцам ротора, обусловленные преобладанием ширины статора над шириной ротора.

Поэтому в условиях упрощенной технологии изготовления пазов на заводах следует вместо соблюдения посадки $\frac{f}{X}$ индивидуально подгонять ротор к статору по ширине, добиваясь зазора 0,01—0,02 мм на обе стороны.

г) Материал деталей насоса

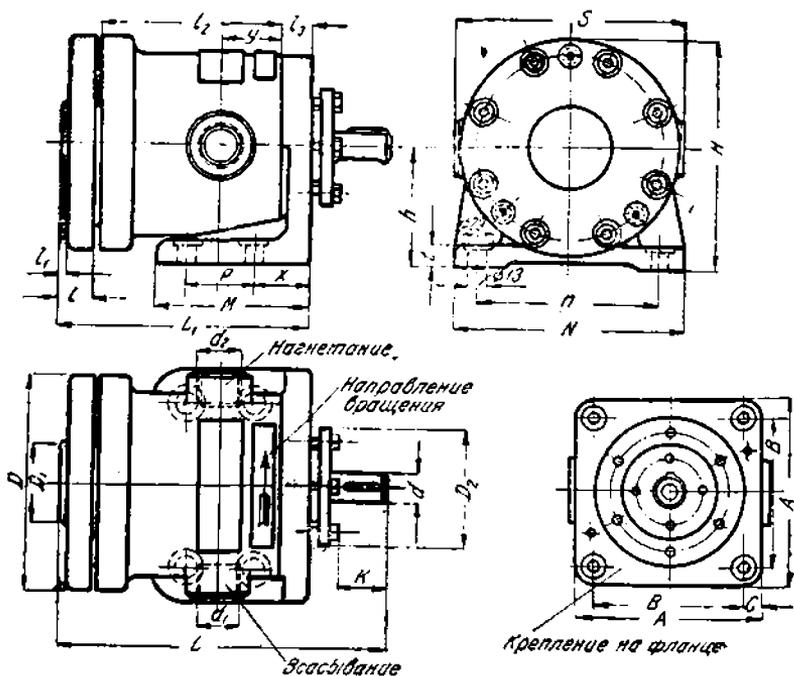
При работе насоса под давлением лопатки с большой силой прижимаются к статору. Значительные скорости и силы создают тяжелые

Таблица 8

Название детали	Материал
Корпус	Чугун СЧ-40
Крышка	Чугун СЧ-24
Статор	Сталь ШХ-15; сталь 9ХС (как заменитель)
Лопатки	Сталь РФ1
Ротор	Сталь 40Х
Диски	Бронза АМПКО 16—18 Чугун $H_B = 180—200$ (как заменитель)
Вал	Сталь 45

условия работы лопаток. Единственным материалом лопаток, достаточно износоустойчивым при высоком давлении, оказалась быстрорежущая сталь.

Для статоров удовлетворительные результаты показала шарикоподшипниковая сталь и сталь 9ХС. Остальные детали особых требований к материалу не предъявляют. В табл. 8 указаны материалы, применяемые для изготовления деталей насосов на заводах „Станкоконструкция“ и „Гидропривод“.



Тип насоса	D	l	l ₁	l ₂	l ₃	L ₁	K	L	S	h	N	d	D ₁	D ₂
ПГ140Б	145	24	6	122	18	167	32	219	150	80	150	20С	55	77
ПГ141Б	180	42	20	150	22	217	51	273	190	100	190	30С	70	90

Тип насоса	M	X	P	N	n	t	y	A ₁	B	C	e	i	Резьба	
													d ₁	d ₂
ПГ140Б	105	40	45	152	120	16	44	146	170	18	15	14	Тр. 3/4"	Тр. 3/4"
ПГ141Б	140	49	75	192	180	20	50	180	140	20	16	15	Тр. 1 1/2"	Тр. 1 1/2"

Насос	Производительность, л/мин	Давление, кг/см ²
ПГ140Б	12	65
ПГ140Б	18	65
ПГ140Б	25	65
ПГ140Б	35	65
ПГ141Б	50	65
ПГ141Б	70	65
ПГ141Б	100	65

Фиг. 24. Габаритные размеры лопастных насосов двойного действия завода „Гидропривод“.

Лопастные насосы двойного действия производства завода „Гидропривод“

Лопастные насосы завода „Гидропривод“ предназначены для нагнетания масла под давлением до 65 кг/см^2 . Насосы изготавливаются без встроенного предохранительного клапана.

По производительности насосы типа ПГ140Б имеют четыре градации; насосы типа ПГ141Б—три.

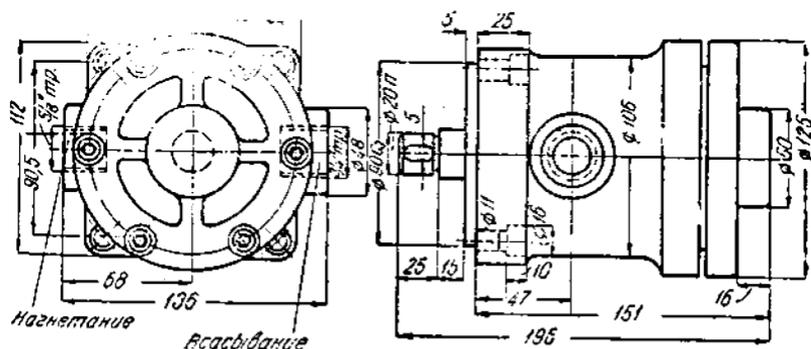
Все градации в пределах одного типо-размера получаются за счет замены одной детали (статора) или изменения ширины ротора, статора и лопаток. Насосы ПГ140Б; ПГ141Б могут быть выполнены для крепления на фланце или угольнике.

Габаритные размеры и технические характеристики насосов приведены на фиг. 24.

Лопастные насосы двойного действия производства завода „Станкоконструкция“

Завод „Станкоконструкция“ для своих станков выпускает насосы типа У471; У472; У473; У474 и У475. Насосы могут быть выполнены для крепления на кронштейне или на фланце.

На фиг. 25—30 даны габаритные размеры насосов.



Фиг. 25. Габаритные размеры лопастного насоса двойного действия У471 завода „Станкоконструкция“.

Насос У471 путем установки статора соответствующих размеров может при $n = 960$ об/мин иметь производительность 13 или 26 л/мин; рабочее давление до 60 атм.

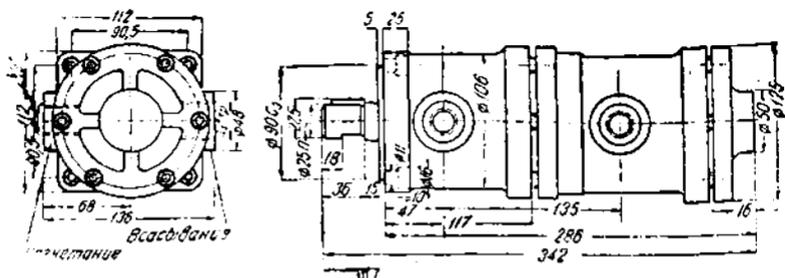
Объемный к. п. д. насоса:

при $Q = 13$ л/мин $\eta = 0,73$;

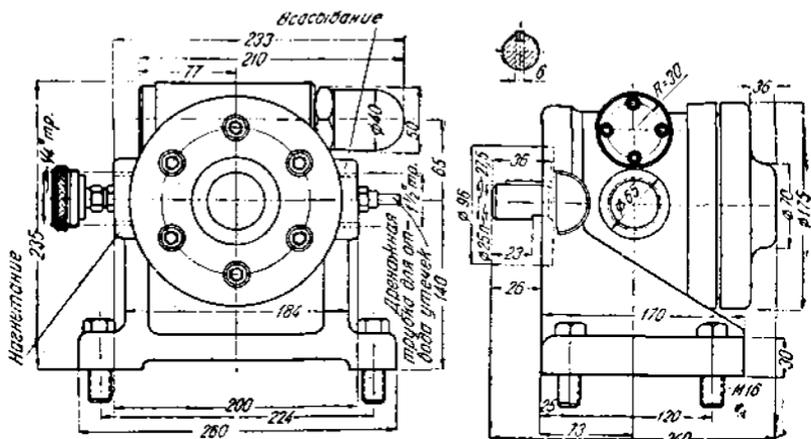
при $Q = 26$ л/мин $\eta = 0,82$.

Насосы этого типа могут использоваться до 1500 об/мин с соответствующим увеличением производительности. Насосы изготавливаются без встроенного клапана.

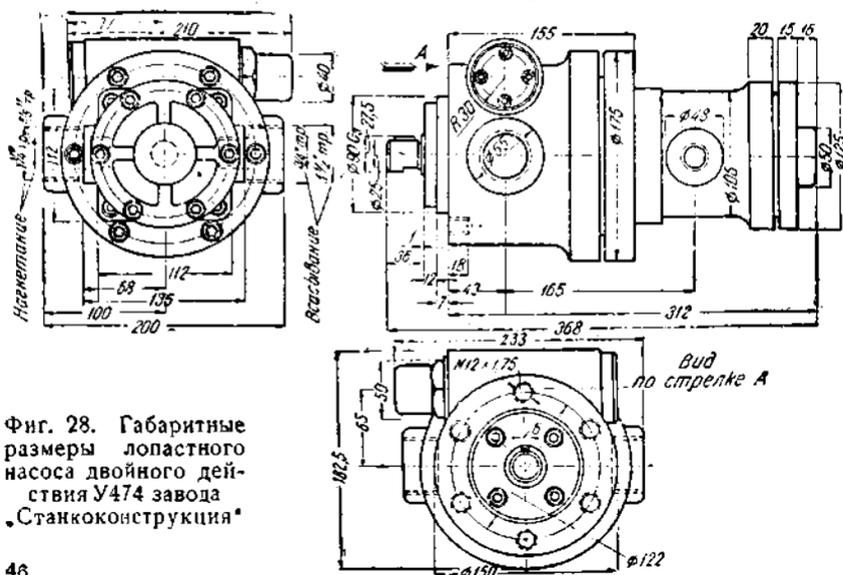
Насос У473 может при $n = 960$ об/мин иметь производительность 48 или 85 л/мин; рабочее давление — до 55 атм.



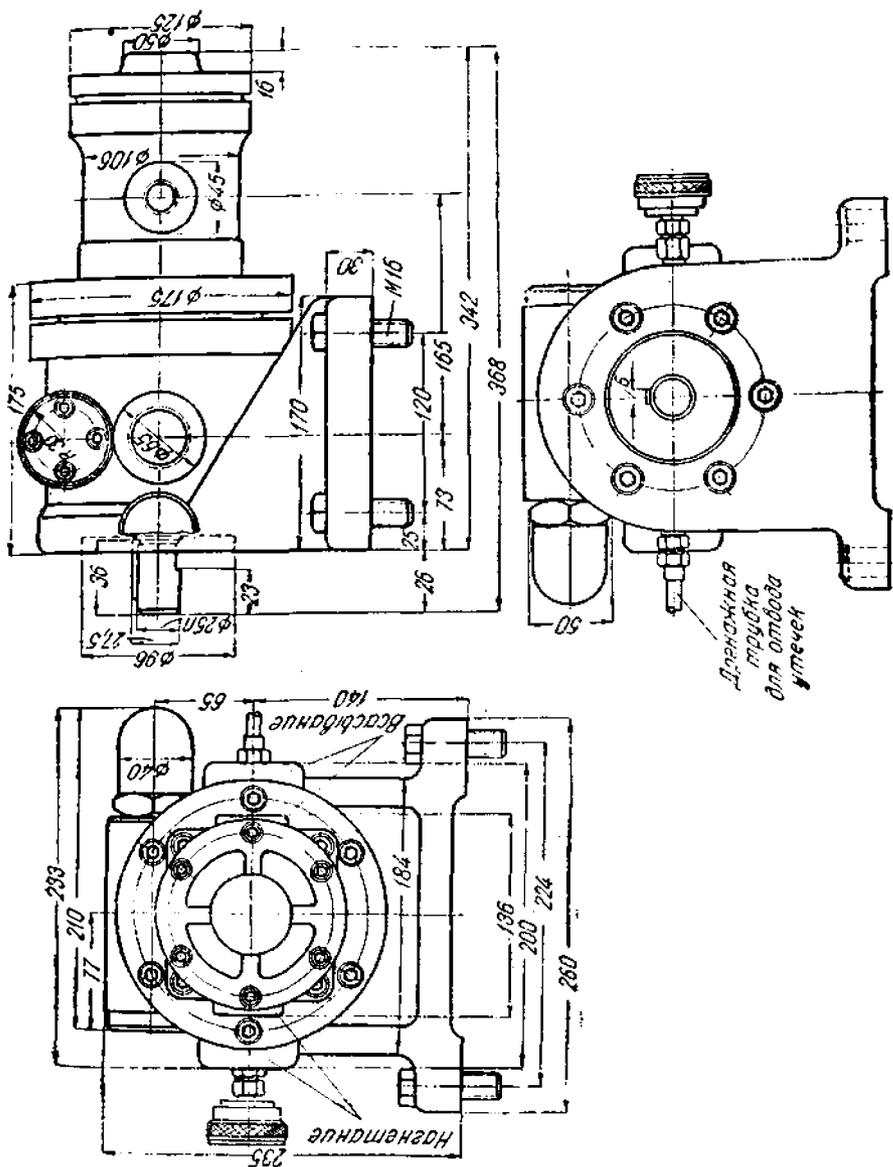
Фиг. 26. Габаритные размеры лопастного насоса двойного действия У472 завода „Станкоконструкция“.



Фиг. 27. Габаритные размеры лопастного насоса двойного действия У473 завода „Станкоконструкция“.



Фиг. 28. Габаритные размеры лопастного насоса двойного действия У474 завода „Станкоконструкция“



Фиг. 29. Габаритные размеры лопастного насоса двойного действия У474К завода „Станкоконструкция“.

Объемный к. п. д. насоса:

при $Q = 48$ л/мин $\eta = 0,92$;

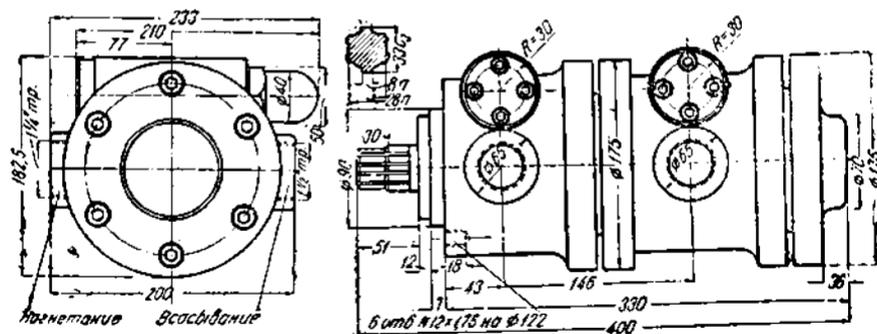
при $Q = 85$ л/мин $\eta = 0,94$.

Насосы У473 могут использоваться до 1000 об/мин; насосы выпускаются с встроенным предохранительным клапаном.

Насосы У472 состоят из двух насосов У471.

Насосы У474 состоят из насосов У473 и У471.

Насосы У475 состоят из двух насосов У473.



Фиг. 30 Габаритные размеры лопастного насоса двойного действия У475 завода „Станкоконструкция“.

Поршневые насосы

А. РОТАЦИОННЫЕ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ ТИПА OIL-GEAR

Насосы этого типа по способу ведения поршней можно разделить на две группы:

а) насосы с принудительным ведением поршней при помощи пластин и роликов (старый тип); в некоторых насосах поршни прижимаются к ведущим пластинам давлением вспомогательного насоса; в других конструкциях поршни связаны с пластинами при помощи пружин;

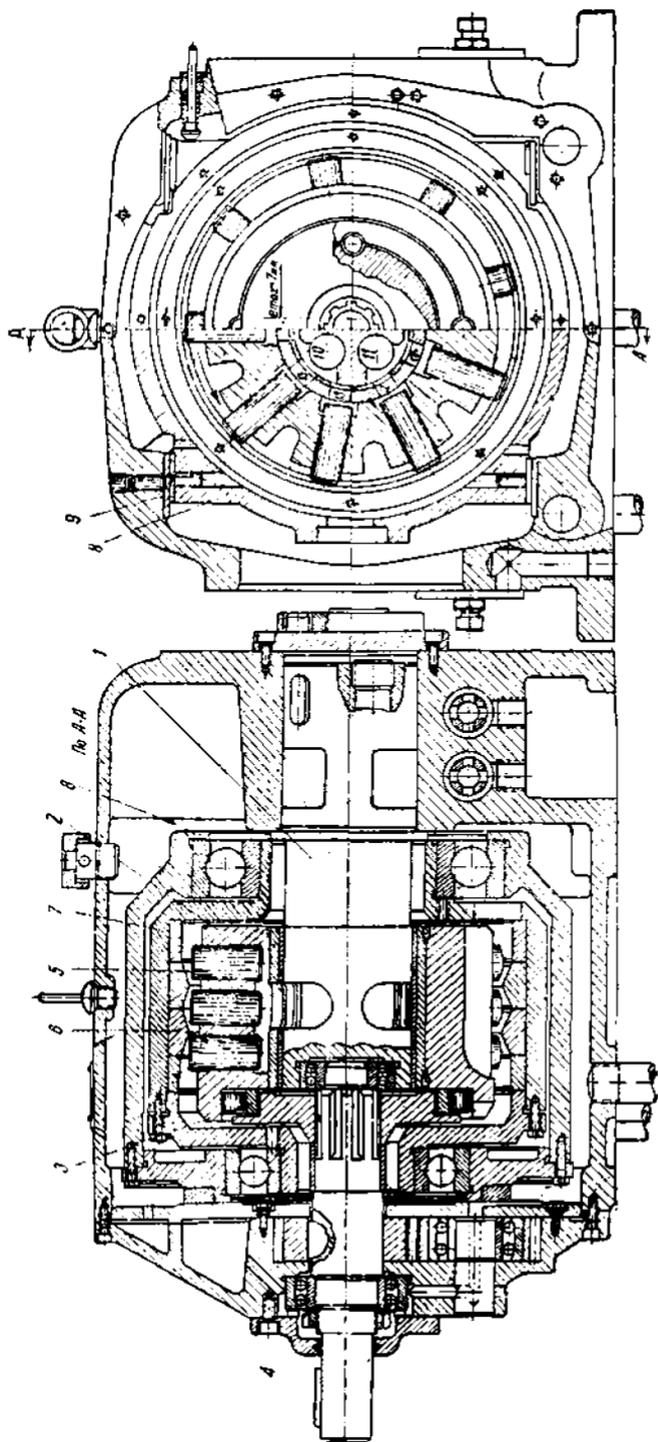
б) насосы, у которых торцевая поверхность поршней выполнена сферической, а в некоторых конструкциях поршень заканчивается грибовидной головкой со сферической поверхностью (новый тип). В насосах этого типа прижим поршней к кольцам барабана осуществляется в большинстве случаев за счет центробежной силы.

Рассмотрение принципа действия и описание конструкции насосов старого типа встречаются в литературе¹, поэтому в настоящей главе рассматриваются насосы только нового типа.

На фиг. 31 изображен чертеж насоса с производительностью 100 л/мин, типа НП709, в исполнении завода „Гидропривод“, торцевые поверхности поршней насоса выполнены сферическими.

¹ См. Башта Т. М., Гидравлические приводы и механизмы металлорежущих станков.

Хаймович Е. М., Гидравлические приводы в станках.



Фиг. 31. Поршневой насос типа Oil-Geat.

Подвод жидкости к ротору осуществляется при помощи центральной распределительной оси 1, в которой просверлены для этой цели два нагнетательных канала 10 и два всасывающих 11.

Ротор насоса 2 через муфту 3 соединен с приводным валом 4, который может непосредственно соединяться с валом электромотора через муфту.

Поршни 5 прижимаются к коническим кольцам 6 действием центробежной силы. Кольца 6 посажены в барабане 7, который смонтирован и вращается на шарикоподшипниках в блоке 8; последний может перемещаться по направляющим 9, за счет чего достигается изменение эксцентриситета насоса, а следовательно и изменение его производительности. При вращении ротора насоса, как указано на чертеже, объем поршневых камер 12, находящихся в зоне всасывания, увеличивается, и жидкость через каналы 11 всасывается под поршни; одновременно уменьшается объем камер 13, и жидкость через каналы 10 нагнетается в систему. Ввиду того что точка касания сферы поршней с конической поверхностью кольца 6 эксцентрична по отношению оси поршня, который, как указывалось, прижимается к кольцу центробежной силой (а в полости нагнетания рабочим давлением), поршень при работе вращается вокруг собственной оси. Такая работа поршня создает равномерный износ его, что является преимуществом новой конструкции. Вторым преимуществом рассматриваемой конструкции насоса является простота механизма ведения поршней. Так как поршень непосредственно прижимается к конической поверхности кольца 6, то отсутствуют промежуточные детали, которые в ряде других известных конструкций (насосы фирмы Oil-Gear старого типа, насосы Lauf Thoma) вводятся для того, чтобы обеспечить принудительное ведение поршней.

Изложенное преимущество конструкции позволяет размещать в роторе большое количество поршней (в мощных насосах фирмы Oil-Gear число их доходит до 72), что обеспечивает максимальную компактность насоса.

Насос обычно выполняется в виде агрегата, включающего кроме поршневого насоса шестеренчатый насос, клапаны и механизм изменения эксцентриситета; назначение и действие этих устройств будут рассмотрены в дальнейшем.

На фиг. 32 изображена модификация насоса, принципиально не отличающаяся от изображенного на фиг. 31. В этой модификации поршень снабжен грибовидной головкой со сферической поверхностью, которая взаимодействует с конической поверхностью кольца так же, как и в случае, показанном на фиг. 31.

Насосы типа, изображенного на фиг. 31 и 32, выпускаются фирмой Oil-Gear и широко применяются в новых американских станках. У нас в Союзе к выпуску таких насосов приступил завод „Гидропривод“.

а) Производительность насоса

Производительность насоса может быть подсчитана по обычной формуле, применяемой при расчете поршневых насосов:

$$Q = \frac{\pi d^2 l n z}{4 \cdot 10^6} n_i^i \text{ мин}, \quad (38)$$

где d — диаметр поршня в мм;
 e — эксцентриситет насоса в мм;
 n — число оборотов вала насоса в минуту;
 z — число поршней.

В табл. 9 приведены данные о количестве поршней в зависимости от производительности насосов, полученные в результате изучения об-

Таблица 9

Производительность насосов в л/мин	Число поршней	Число рядов поршней
До 100	14—28	2—3
100—200	36—54	2—3
200—400	54—72	3—4

разцов фирмы Oil-Geat, а также при проектировании и изготовлении насосов в ЭНИМС и на заводе „Гидропривод“.

б) Зависимость между рабочими элементами поршня и конусного кольца ¹

Для нахождения точки касания сферы поршня с конусным кольцом воспользуемся фиг. 33.

На чертеже обозначены:

d_1 — диаметр шляпки поршня;

r — радиус сферы поршня;

α — угол конусного кольца;

e — эксцентриситет насоса;

R — радиус окружности центров сфер поршней;

γ — угол между линиями, соединяющими центр сферы O_{11} с осями вращения конусного кольца и ротора (точки O и O_1).

Все рассуждения и вычисления производятся для поршня с грибовидной головкой, но имеется в виду, что они справедливы и для поршня, изображенного на фиг. 31. В этом случае вместо диаметра шляпки поршня d_1 следует иметь в виду диаметр поршня d .

Расположим координаты X, Y в плоскости, перпендикулярной оси поршня и проходящей через точку касания сферы поршня с конусным кольцом (точка A). За начало координат принимается точка пересечения плоскости XU с осью поршня. Ось Y параллельна оси вращения цилиндров; ось X перпендикулярна оси Y . Координаты точки A определяются из уравнений

$$X_A = r \cos \alpha \sin \gamma$$

и

$$Y_A = r \sin \alpha.$$

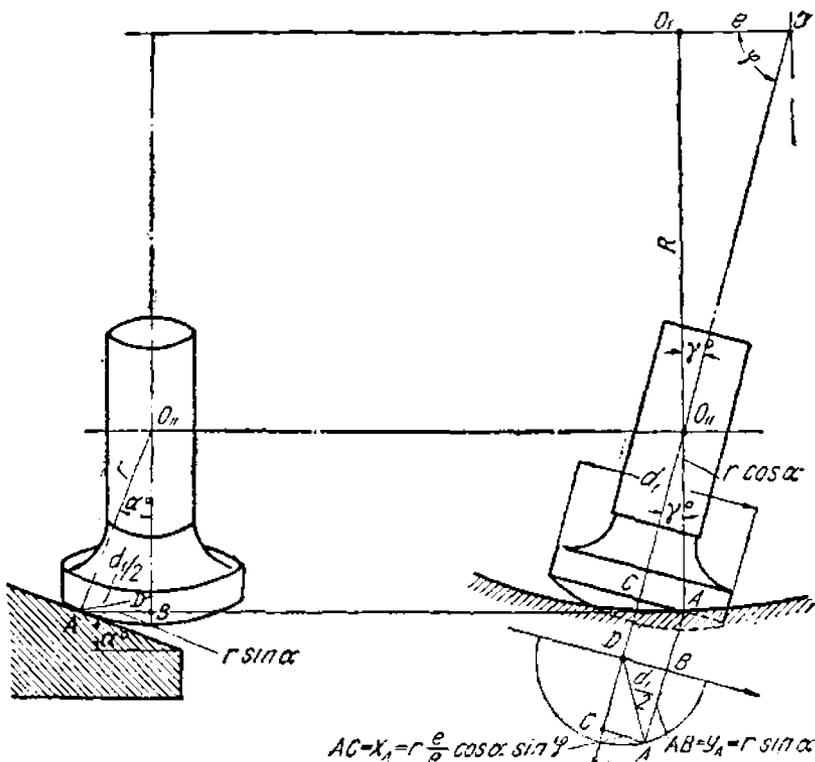
¹ Подробное изложение этого вопроса см. в работе лаборатории гидроприводов ЭНИМС — „Расчет и конструирование радиально-поршневых ротационных насосов“.

Из треугольника O, O_I, O_{II} выводим

откуда
$$\frac{e}{\sin \gamma} = \frac{R}{\sin \varphi},$$

тогда
$$\sin \gamma = \frac{e}{R} \sin \varphi;$$

$$X_A = r \cos \alpha \frac{e}{R} \sin \varphi.$$



Фиг. 33. К вопросу определения зависимости между элементами поршня и конусного кольца в насосах типа Oil-Gear.

Расстояние точки A от оси поршня

$$S = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} r,$$

или

$$S = \sqrt{\left(\frac{r e}{R} \cos \alpha \sin \varphi\right)^2 + r^2 \sin^2 \alpha}. \quad (39)$$

Максимального своего значения S достигает при $\varphi = 90^\circ$:

$$S_{\max} = \sqrt{\left(\frac{r e}{R} \cos \alpha\right)^2 + r^2 \sin^2 \alpha}. \quad (40)$$

что соответствует координатам

$$X_{A\max} = \frac{re}{R} \cos \alpha \text{ и } Y_A = r \sin \alpha.$$

Для того чтобы точка с координатами $X_{A\max}$ и Y_A принадлежала поршню, необходимо соблюсти условие

$$\frac{d_1}{2} \geq S_{\max},$$

откуда

$$\frac{r}{d_1} \leq \frac{0,5}{\sqrt{\left(\frac{e}{R} \cos \alpha\right)^2 + \sin^2 \alpha}} \quad (41)$$

При проходе полости нагнетания поршень давлением жидкости (сила P) прижимается к конусному кольцу (фиг. 34).

В точке касания A к поршню приложена реакция L конусного кольца. Линия действия реакции L , если пренебречь трением, проходит через центр сферы шляпки, так как реакция может быть направлена только перпендикулярно поверхности.

Реакция N ротора на поршень направлена перпендикулярно оси поршня и должна проходить через точку пересечения линий действия силы P и реакции L . Сила P и реакции L и N лежат в плоскости, проходящей через ось поршня и через точку касания поршня с конусным кольцом.

Из треугольника сил на фиг. 34 можно вычислить значения L и N :

$$L = \frac{P}{\cos \psi}; \quad \cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi};$$

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \left(\frac{S}{r}\right)^2};$$

$$L = \frac{Pr}{\sqrt{r^2 - S^2}}; \quad (42)$$

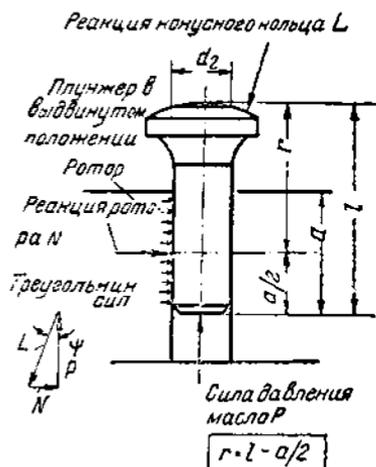
$$N = L \sin \psi = L \frac{S}{r};$$

$$N = \frac{PS}{\sqrt{r^2 - S^2}}. \quad (43)$$

В формулах (42) и (43) P — сила давления жидкости на поршень

$$P = p \frac{\pi d^2}{4},$$

где p — давление жидкости в *атм*;
 d — диаметр поршня.



Фиг. 34. К вопросу определения зависимости между элементами поршня и конусного кольца в насосах типа Oil-Gear.

Из формул (39), (40) и (43) видно, что с увеличением угла α кольца величина N возрастает; это вызывает повышение удельного давления и износа в месте соприкасания цилиндрических поверхностей поршня и отверстия в роторе.

Для равномерного распределения реакции N на поверхности соприкасания поршня и отверстия в роторе надо, чтобы центр радиуса сферы поршня в выдвинутом его положении лежал в теле поршня так, как указано на фиг. 33:

$$r = l - \frac{a}{2}, \quad (44)$$

где l — общая длина поршня;

a — длина поршня в роторе в выдвинутом положении.

Обычно в поршневых насосах при выдвинутом поршне выдерживается следующее соотношение:

$$\frac{a}{l} \approx 0,6,$$

тогда

$$r = 0,7l. \quad (45)$$

Из фиг. 34 видно, что с уменьшением угла α кольца длина поршня увеличивается, что связано с увеличением габаритов насоса.

Диаметр торца поршня, ограничивающий сферическую поверхность (размер d_2 — см. фиг. 34), может быть подсчитан из уравнения (39).

Очевидно, что рабочая часть сферы лежит между S_{\max} и S_{\min} , причем последнее определяет размер d_2 :

$$\frac{d_2}{2} \leq S_{\min}.$$

Минимальное значение S имеет при $\varphi = 0$, тогда из уравнения (39) получим

$$S_{\min} = \sqrt{r^2 \sin^2 \alpha} = r \sin \alpha; \quad (46)$$

$$\frac{d_2}{2} \leq r \sin \alpha.$$

Таким образом рабочие элементы поршня и конусного кольца взаимно связаны друг с другом, причем могут быть получены различные комбинации. Однако для экономичной и эффективной работы насоса рабочие элементы должны быть подобраны таким образом, чтобы обеспечить минимальное трение и минимальный износ деталей.

Изучение влияния различных размеров рабочих элементов поршня и конусного кольца на трение и износ этих деталей производилось в ЭНИМС на специальной экспериментальной установке; полученные результаты согласуются с данными образцов насосов фирмы Oil-Gear.

В результате экспериментов можно считать установленным, что:

а) коэффициент трения между сферической поверхностью поршня и конусным кольцом уменьшается с увеличением диаметра шляпки поршня (размер d_1) и уменьшением эксцентриситета насоса (размер e);

б) коэффициент трения между сферической поверхностью поршня и конусным кольцом уменьшается с увеличением угла конусного кольца α .

При этом надо иметь в виду, как указывалось ранее, что с увеличением угла α возрастает сила N , нагружающая поверхности соприкосновения цилиндрической части поршня и отверстия в роторе.

Хорошие результаты показали рабочие элементы поршня и конусного кольца, в которых были выдержаны следующие соотношения и размеры:

$$\frac{l}{d} = 3-3,5; \quad \frac{e}{l} = 0,14-0,17; \quad \alpha = 14-20^\circ; \quad \frac{r}{l} = 0,7.$$

При решении вопроса о выборе конструкции поршня можно руководствоваться следующими соображениями.

Так как с увеличением диаметра шляпки поршня коэффициент трения между сферической поверхностью поршня и конусным кольцом уменьшается, следует считать, что для мощных насосов и редукторов применение поршня с грибовидной головкой (изображенного на фиг. 32, 33 и 34) предпочтительнее, чем поршня, изображенного на фиг. 31. Хорошие результаты при этом дает следующее соотношение:

$$\frac{d_1}{d} = 1,8-2.$$

Для насосов и редукторов малой и средней мощности может применяться поршень без грибовидной головки, изображенный на фиг. 31, изготовление которого технологически несколько проще.

При изготовлении рабочих элементов поршня и конусного кольца согласно вышеприведенным соотношениям, коэффициент трения между указанными деталями не выходит за пределы 0,02.

Пользуясь при проектировании насосов приведенными выше соотношениями, следует проверять размеры рабочих элементов по формулам (41), (44) и (46).

в) Силы, действующие на ротор насоса

При рассмотрении взаимодействия поршня с конусным кольцом было выяснено, что давление жидкости на поршни уравнивается реакциями конусного кольца и опор поршня в роторе, причем плоскость действия указанных реакций не лежит в плоскости вращения ротора.

Так как поршни размещаются в роторе насоса в несколько рядов (см. табл. 9, а также фиг. 31 и 32), то, в результате взаимодействия друг с другом, проекции сил N на плоскости, перпендикулярные плоскости вращения, взаимно уравниваются.

Если число рядов поршней в насосе равно 3 (как это имеет место на фиг. 30 и 31), оси поршней, расположенных в одном ряду, несколько сдвигаются относительно друг друга, располагаясь в шахматном порядке, благодаря чему указанные проекции силы N в этом случае практически тоже уравниваются.

При определении сил, действующих на ротор в плоскости его вращения, удем рассматривать ротор с поршнями как одно тело. Тогда реакции и силы действия опор поршней в роторе будут силами внутренними и из рассмотрения выпадут, а силами, нагружающими ротор насоса, будут являться проекции реакций L на плоскость вращения, возникающие в точках касания с конусным кольцом поршней, расположенных

Момент силы L_p относительно оси ротора равен сумме моментов сил X и Y .

Так как момент силы Y относительно оси ротора равен нулю, то можно выразить:

$$M = Xe,$$

в то же время

$$M = 71\,620 \frac{N}{n} \text{ кгсм},$$

где N — мощность на валу насоса в лошадиных силах;
 n — число оборотов вала насоса в минуту.

Тогда

$$X = 71\,620 \frac{N}{ne} \text{ кг}.$$

Мощность N на валу насоса определяется уравнением

$$N = \frac{pQ}{450} \text{ л. с.},$$

где Q — производительность насоса в л/мин;

p — давление в ати.

Следовательно,

$$X = 71\,620 \frac{pQ}{450 ne} = 159 \frac{pQ}{ne} \quad (47)$$

Так как p , n и e — величины постоянные, то полученное уравнение показывает, что изменение силы X носит тот же характер, что и изменение (пульсация) Q . Известно, что пульсация в насосах весьма мала, поэтому изменения силы X можно не изучать, считая ее величиной постоянной. Если в уравнение (47) подставить значение Q , определяемое из уравнения (38), то после необходимых преобразований получим

$$X = \frac{pzd^3}{4} \text{ кг}, \quad (48)$$

где d — диаметр поршня в см.

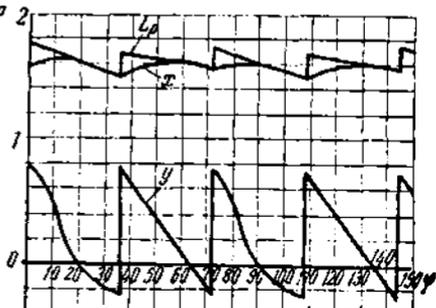
Значения силы X , так же как и значения сил L_p и Y , могут быть определены графически.

На фиг. 36 изображен график изменения сил X , Y и L_p как функция угла поворота φ для насоса с пятью поршнями, $\frac{e}{R} = 0,2$ и $P = 1$.

В моменты, соответствующие значениям угла, равным 36° , 72° , 108° и т. д., сила Y резко меняет свою величину и направление, что соответствует входу поршней в полость нагнетания и выходу из нее. Величина силы Y в эти моменты имеет максимальные значения, определяемые следующими уравнениями:

$$Y = \left(0,5 + 0,25 \frac{e^2}{R}\right) P; \quad (49)$$

$$Y = \left(0,5 - 0,25 \frac{e^2}{R}\right) P. \quad (50)$$



Фиг. 36. График изменения сил, действующих на ротор насоса типа Oil-Gear.

Уравнения (49) и (50) выведены на основе графического определения величины силы Y .

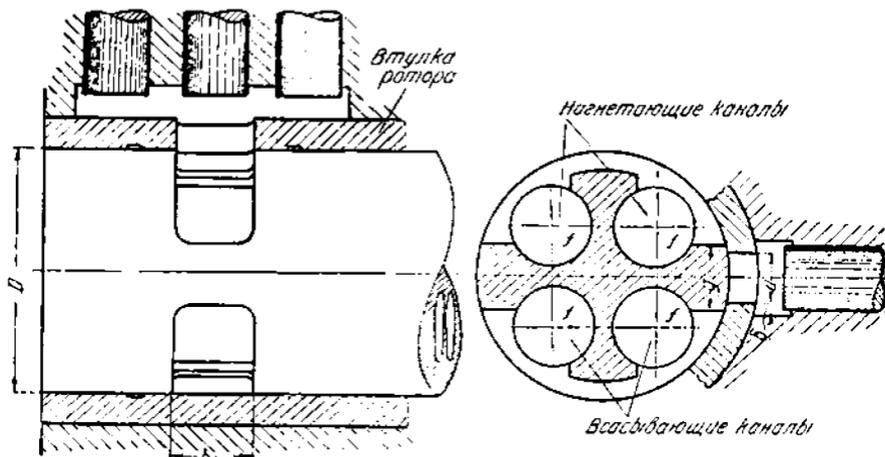
Величина равнодействующей силы L_p , нагружающей подшипники барабана, определится, как

$$L_p = \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (51)$$

Пользование формулами (48), (49), (50) и (51) позволяет быстро определять величину сил L_p , X и Y , избавляя от кропотливой графической работы.

г) Конструкция и размеры распределительной оси и втулки ротора

На фиг. 37 изображена конструкция распределительной оси, обычно применяемая в насосах типа Oil-Gear.



Фиг. 37. Конструкция распределительной оси и втулки в насосах типа Oil-Gear

Диаметр оси D зависит от размеров каналов f , которые в свою очередь зависят от производительности насоса. При расчете размеров каналов f для самовсасывающих насосов, как показывают опытные данные, следует ориентироваться на скорость потока жидкости 4 м/сек. В насосах, не рассчитанных на самовсасывание, скорость жидкости в каналах f может быть доведена до 6 м/сек.

На фиг. 38 дана зависимость диаметра оси от производительности насоса при скорости потока жидкости 4 и 6 м/сек; график построен на основании данных по импортным и советским образцам насосов.

Ось выполняется цилиндрической или слабо конической формы; конус оси следует рассматривать только как средство получения малого зазора между осью и втулкой ротора.

Цилиндрическая форма оси представляется предпочтительнее конической, ввиду более легкого ее изготовления и возможности получать зазоры того же порядка, что и при конической форме. Замена изнашивающей втулки легче при цилиндрической форме оси.

При работе насоса через вырезы во втулке происходит засасывание жидкости под поршни. Площадь выреза во втулке обозначим f_1 :

$$f_1 = bu,$$

где b и u выражены в см.

Максимальное значение потока жидкости, проходящего через площадь f_1 , определяется выражением

$$q_{\max} = \pi q_{cp}^1 \quad \text{или} \quad q_{\max} = \frac{\pi Q}{z} \cdot i,$$

где Q — производительность насоса в см³/сек;

z — число поршней;

i — число рядов поршней.

Тогда площадь выреза втулки ротора может быть определена из уравнения

$$f_1 v = \frac{\pi Q}{z} \cdot i$$

или

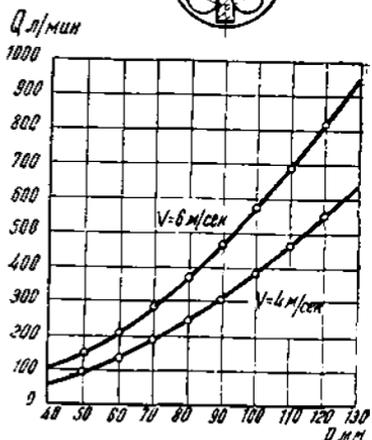
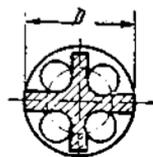
$$buv = \frac{\pi Q}{z} \cdot i, \quad (52)$$

где v — допустимая скорость потока жидкости в вырезе втулки ротора в см/сек.

Для самовсасывающих насосов скорость v следует принимать не более 2,5 м/сек; для насосов, не рассчитанных на самовсасывание, скорость v может быть доведена до 4 м/сек.

Таблица 10

Число поршней в одном ряду	δ
$\frac{z}{i}$	
7	0,015D
9	0,018D
11	0,02 D
13	0,023D



Фиг. 38. Зависимость диаметра распределительной оси от производительности насоса.

При конструировании можно пользоваться соотношением $\frac{b}{D} = 0,3 - 0,4$, которое хорошо подтверждается импортными и советскими образцами насосов.

Вырез в распределительной оси делается равным размеру b во втулке ротора.

Для изоляции полости нагнетания от полости всасывания переемычка в распределительной оси должна иметь размер g несколько больший, чем вырез во втулке ротора (размер u , фиг. 37):

$$g = u + 2\delta. \quad (53)$$

¹ См. Т. М. Б а ш т а, Гидравлические приводы и механизмы металлорежущих станков.

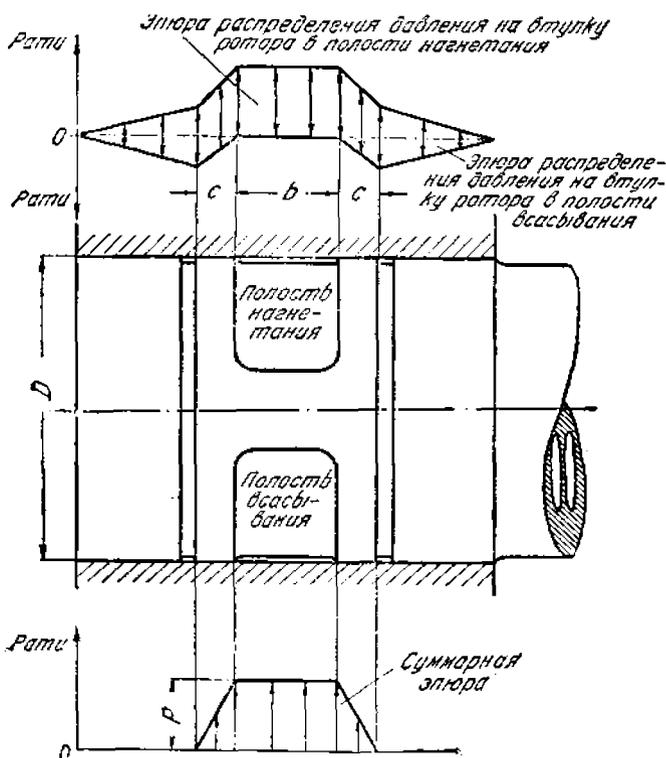
Размер δ должен быть минимальным, так как при проходе перемычки поршень производит подачу жидкости до тех пор, пока скорость его относительного перемещения не станет равной нулю.

Поэтому при проходе перемычки жидкость, заключенная под поршнем, не имея свободного выхода, сжимается, что вызывает повышенный износ втулки ротора и беспокойную работу насоса.

В зависимости от диаметра распределительной оси D и числа поршней в одном ряду $\frac{Z}{i}$, в табл. 10 приведены значения δ , полученные в результате изучения импортных и советских образцов насосов.

д) Разгрузка (уравновешивание) ротора

Как указывалось ранее, на ротор действуют силы X и Y , прижимающие его к распределительной оси.



Фиг. 39. К вопросу уравновешивания ротора поршневого насоса типа Oil-Gear.

С другой стороны на втулку ротора действует сила давления жидкости, отжимающая ротор от распределительной оси. Для достижения минимального износа втулки ротора, эти силы должны быть уравновешены, что в значительной степени достигается проточкой кольцевых канавок на оси или на втулке. На фиг. 39 сверху показано распределение давления жидкости по длине втулки ротора с учетом влияния кольцевых канавок.

Из фиг. 39 видно, что половина втулки, находящаяся в полости нагнетания, давлением жидкости отжимается кверху, а другая половина, находящаяся в полости всасывания, отжимается вниз. В результате втулка нагружается давлением, распределение которого по длине втулки изображено на фиг. 39 внизу (суммарная эпюра).

Под действием этого давления ротор отжимается кверху силой T , величина которой определяется выражением

$$T = pD \left(b + 2 \cdot \frac{c}{2} \right),$$

или

$$T = pD (b + c).$$

Для уравнивания ротора сила T должна быть равна силе X , величина которой определяется уравнением (48), а направление противоположно направлению силы T .

Следовательно, $X = T$ или

$$pz \frac{d^2}{4} = pD(b + c),$$

откуда

$$c = \frac{zd^2}{4D} - b. \quad (54)$$

Размер c указывает, на каком расстоянии от выреза в распределительной оси нужно проточить канавки для уравнивания ротора. От силы Y ротор разгрузить нельзя.

е) Минимальный диаметр поршня

Специфической особенностью конструкции насоса является отсутствие механизма принудительного ведения поршней. В самовсасывающих насосах поршни прижимаются к коническому кольцу барабана в период всасывания только за счет центробежной силы. Величина центробежной силы, развиваемой поршнем, должна быть достаточна для преодоления действия следующих сил:

- а) силы трения поршня в роторе;
- б) силы инерционного ускорения поршня;
- в) силы атмосферного давления на поршень, возникающей в результате образования вакуума под поршнем.

Чтобы удовлетворить изложенному условию, поршень должен иметь массу, а следовательно и диаметр достаточной величины.

Расчетные и экспериментальные данные, а также изучение импортных образцов показывают, что диаметр поршня не должен быть меньше: 16 мм при $n = 1000$ об/мин вала насоса и 22 мм при $n = 750$ об/мин.

ж) Всасывающее действие насоса.

Для нормальной работы насоса давление всасывания в любой точке всасывающей линии не должно быть ниже ~ 5 м масляного столба.

Обозначим через $\frac{p}{\gamma}$ давление в m масляного столба во всасывающем вырезе распределительной оси. Тогда

$$\frac{p}{\gamma} = A - h_0 - h, \quad (55)$$

где A — давление атмосферы, выраженное в m масляного столба; $A = 11 m$;
 h_0 — высота всасывания насоса в m ;
 h — потери давления до всасывающего выреза распределительной оси.

При вычислении h следует ориентироваться на холодное масло с вязкостью 30 — 35° E.

Потери давления в трубах и каналах могут быть подсчитаны по следующей формуле, экспериментально проверенной в лаборатории гидроприводов ЭНИМС:

$$h_m = 0,8 \frac{v}{d^2} L \text{ метров,} \quad (56)$$

где v — скорость масла в $m/сек$;
 d — диаметр трубы (канала) в mm ;
 L — длина трубы (канала) в mm .

Потери давления в угловых соединениях, выполненных под углом 90°, могут быть подсчитаны по формуле

$$h_y = 0,18 v^{1,75} m, \quad (57)$$

где v — скорость масла в $m/сек$.

В приведенных рассуждениях скоростная энергия $\frac{v^2}{2g}$ не учитывается, так как ее численное значение не выходит за пределы точности предложенных формул.

Ввиду того что при работе на холодном масле сопротивления даже коротких каналов принимают большие значения, всасывающую линию насоса следует выполнять с минимальным количеством изгибов и избегать установки золотников и фильтров, создающих дополнительные сопротивления.

з) Управление насосом

Управление насосом осуществляется при помощи шестеренчатого насоса, клапанов и механизма изменения производительности. Последний конструктивно может выполняться различным образом и должен обеспечивать перемещение скользящего блока 8 с барабаном 7 в направляющих 9 (см. фиг. 31).

Усилие, развиваемое механизмом изменения производительности, может быть подсчитано по формуле (49) с прибавлением 15—20% на преодоление сил трения.

Фирма Oil-Geag применяет в станках большей частью модификацию насоса ДН с (управлением от руки или от упоров) и модификацию ДХ (с соленоидным управлением).

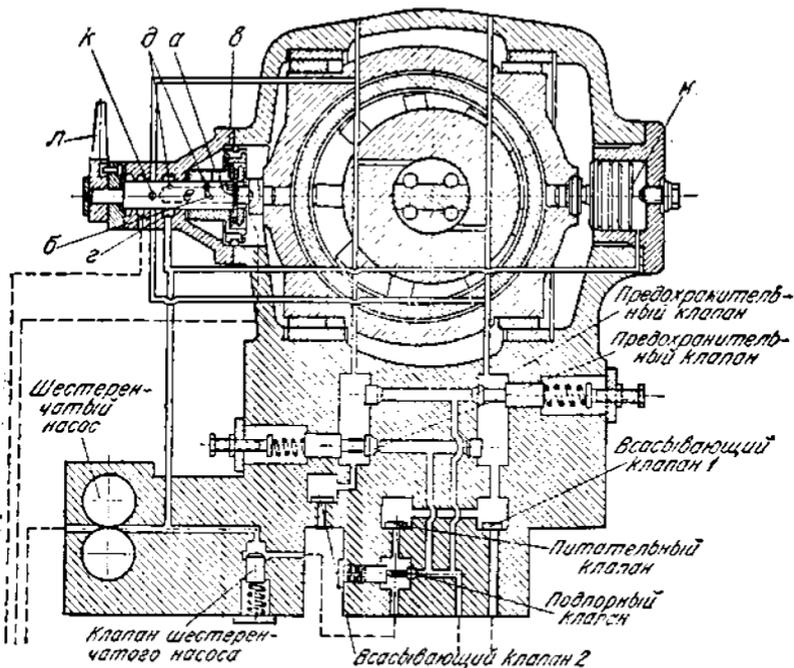
На фиг. 40 изображена гидравлическая схема насоса модификации ДН.

Жидкость может засасываться из бака через всасывающий клапан 1 или 2, в зависимости от направления подачи жидкости насосом, определяемого установкой скользящего блока. Если жидкость засасывается через всасывающий клапан 1, то всасывающий клапан 2 давлением жидкости прижат к седлу и разобщает таким образом полость нагнетания насоса от бака. В гидравлических схемах станков, в которых возврат жидкости из рабочего цилиндра происходит к всасывающей полости насоса, всасывающий клапан 2 не используется (и не устанавливается), а избыток жидкости,

вытесняемой поршнем рабочего цилиндра, сливается в бак через специальный клапан, устанавливаемый в сети.

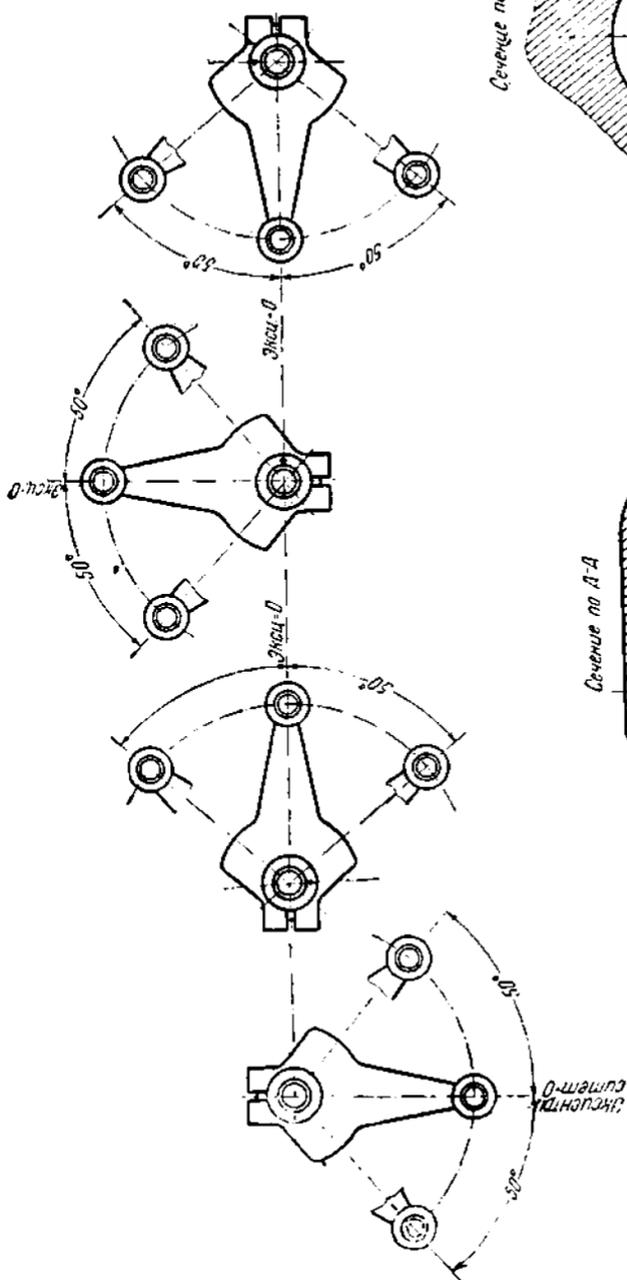
Перемещение скользящего блока осуществляется при помощи шестеренчатого насоса, давление которого устанавливается клапаном. Избыток жидкости, подаваемой шестеренчатым насосом, попадает в полость всасывания главного насоса через питательный клапан, причем необходимый подпор создается подпорным клапаном.

Линия нагнетания шестеренчатого насоса постоянно соединена с камерой поршня *М*, который всегда стремится отжать скользящий блок влево.

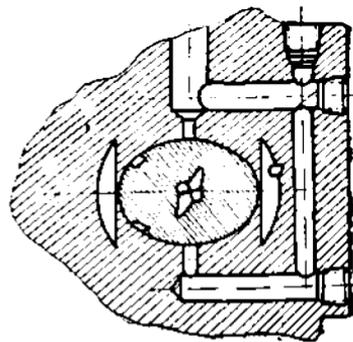


Фиг. 40. Гидравлическая схема насоса Oil-Seal (модификация DN) с управлением при помощи сервомотора.

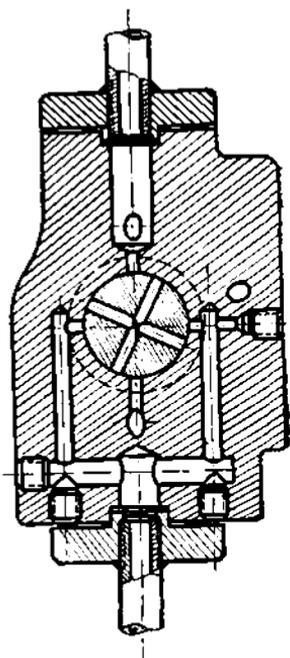
С противоположной стороны действует специальный сервомотор, жидкость к которому поступает от шестеренчатого насоса через канавку 2. Оттуда жидкость через отверстие *д* в оси сервомотора, внутреннее отверстие в оси (показано пунктиром) и второе отверстие *д* поступает к спиральной канавке *б*. Если повернуть при помощи рычага *Л* ось сервомотора, спиральная канавка *б* сообщается с отверстием *а* и жидкость поступает под поршень сервомотора. Так как площадь этого поршня больше площади поршня *М*, скользящий блок перемещается вправо до тех пор, пока отверстие *а* не выйдет из соединения с канавкой *б*. Если рычаг *Л* повернуть в обратную сторону, отверстие *а* соединится со спиральной канавкой *в*, сообщающейся с баком, и камера поршня сервомотора тоже сообщится с баком. Под действием поршня *М* скользящий блок будет смещаться влево, пока отверстие *а* не выйдет из соединения

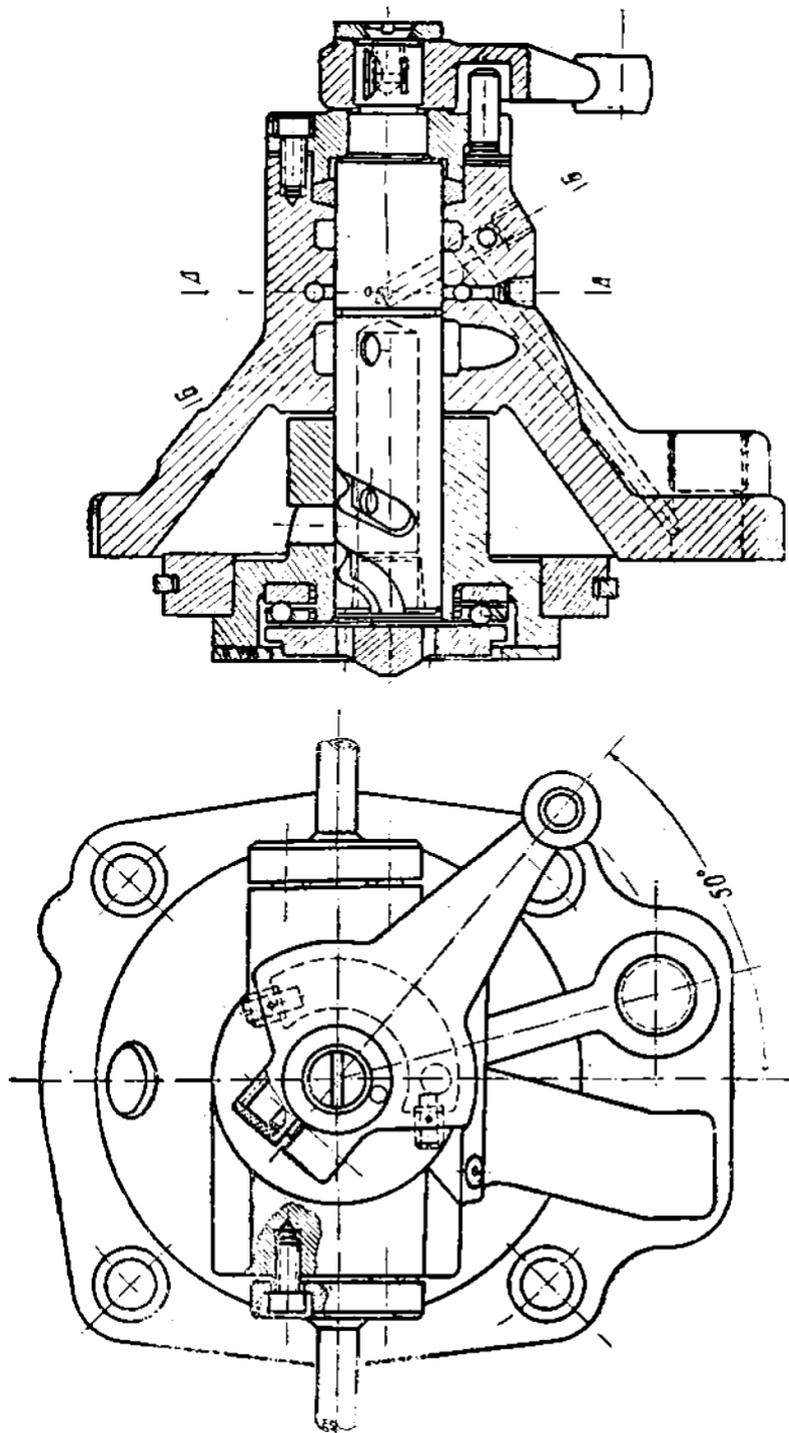


Сечение по Б-Б



Сечение по А-А





Фиг. 41. Конструкция сервомотора.

с канавкой *в*. Таким образом повороту рычага *Л* на определенный угол соответствует требуемая установка эксцентриситета скользящего блока. Поворотные перемещения рычага *Л* копирует в осевом направлении поршень сервомотора, а следовательно, и скользящий блок.

Когда рычаг *Л* ставится в среднее положение, соответствующее прекращению подачи жидкости насосом (нулевой эксцентриситет), обе полости насоса соединяются друг с другом при помощи отверстия *К*, что устраняет какую-либо подачу жидкости насосом в сеть, возможную вследствие неточности установки эксцентриситета на нуль.

На фиг. 41 изображен чертеж, поясняющий конструкцию сервомотора.

Для предохранения насоса от перегрузки предназначены предохранительные клапаны.

Для электрического управления при помощи соленоидов применяется насос модификации *DX*, схема которого изображена на фиг. 42. Работа всасывающих и предохранительных клапанов насоса в этом случае протекает таким же образом, как и в предыдущем. Перемещение скользящего блока осуществляется при помощи трех поршней. Камера поршня *1* постоянно соединена с линией нагнетания шестеренчатого насоса, поэтому скользящий блок под действием поршня *1* все время стремится перемещаться влево. При включении соленоида *б* золотник *5* занимает положение, как указано на чертеже при этом камеры поршней *2* и *3* соединены с баком и скользящий блок под действием поршня *1* перемещается влево до упора *8*, которым устанавливается необходимый эксцентриситет. Обе камеры золотника *4* тоже соединены с баком, поэтому пружиной золотник *4* отжат вправо и разъединяет полости насоса. При выключении соленоида *б* пружины ставят золотник *5* в среднее положение. При этом камера поршня *3* соединяется с линией нагнетания шестеренчатого насоса, а камера поршня *2* соединяется с баком; так как площадь поршня *3* больше площади поршня *1*, скользящий блок перемещается вправо до тех пор, пока гайка *9*, сидящая на скалке *10*, не упрется в крышку *11*, что соответствует нулевому эксцентриситету. Правый торец золотника *2* сообщается с линией нагнетания шестеренчатого насоса, и золотник *4*, преодолевая действие пружины, отходит влево, причем сообщаются обе полости насоса. Так же как и в модификации *DN*, это преследует цель устранения неточности в установке эксцентриситета на нуль.

При включении соленоида *7* золотник *5* перемещается в крайнее правое положение, при котором камеры поршней *2* и *3* сообщаются с линией нагнетания шестеренчатого насоса. Так как площадь поршня *2* больше площади поршня *1*, скользящий блок перемещается вправо до упора, установка которого регулируется штурвалом *12*. Обе камеры золотника *4* соединены при этом с нагнетанием шестеренчатого насоса, поэтому пружина опять отжимает золотник *4* в крайнее правое положение, разобщая полости насоса.

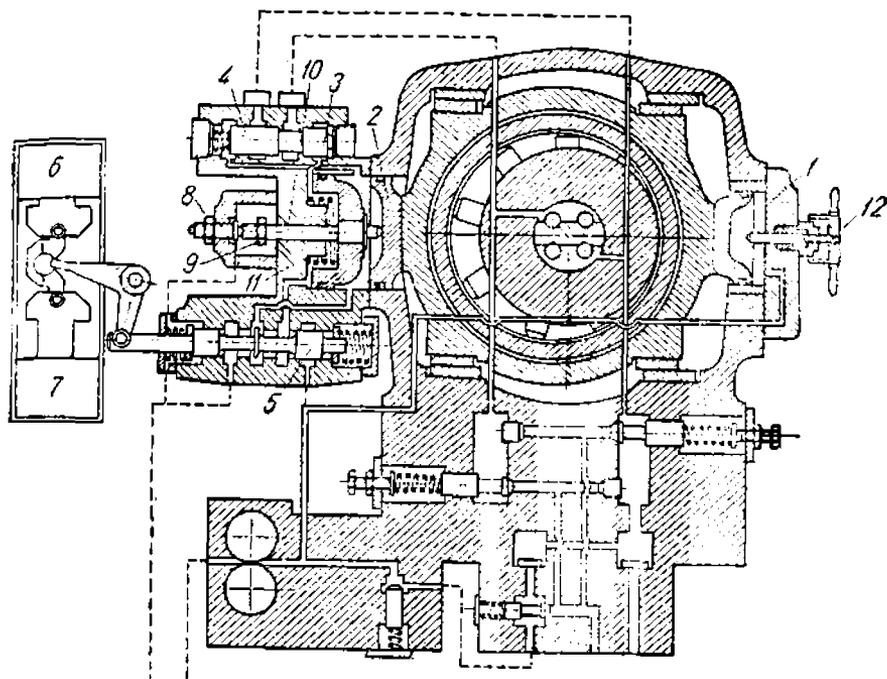
Насосы описанной конструкции выпускаются фирмой на давления— 1100 фун./кв. дюйм (74,8 *ати*), 1700 фун./кв. дюйм (115,6 *ати*), 2500 фун./кв. дюйм (170 *ати*).

В станках обычно применяются насосы давлением 1100 фун./кв. дюйм.

В табл. 11 приводится фирменная характеристика насосов.

Объемный к. п. д. насосов при давлении 80 *ати* находится в пределах от 0,96 до 0,98 (бóльшие цифры относятся к насосам бóльшей

производительности). Следует иметь в виду, что эти величины к. п. д. даны при работе на масле вязкостью 300 сек. по Сэйболту, при 100° F,



Фиг. 42. Гидравлическая схема насоса Oil-Gear с соленоидным управлением (модификация DX).

что соответствует вязкости 8,25°E при 38°С. Такое масло значительно более вязко, чем применяемое у нас обычно „веретенное 3“ или „турбинное Л“.

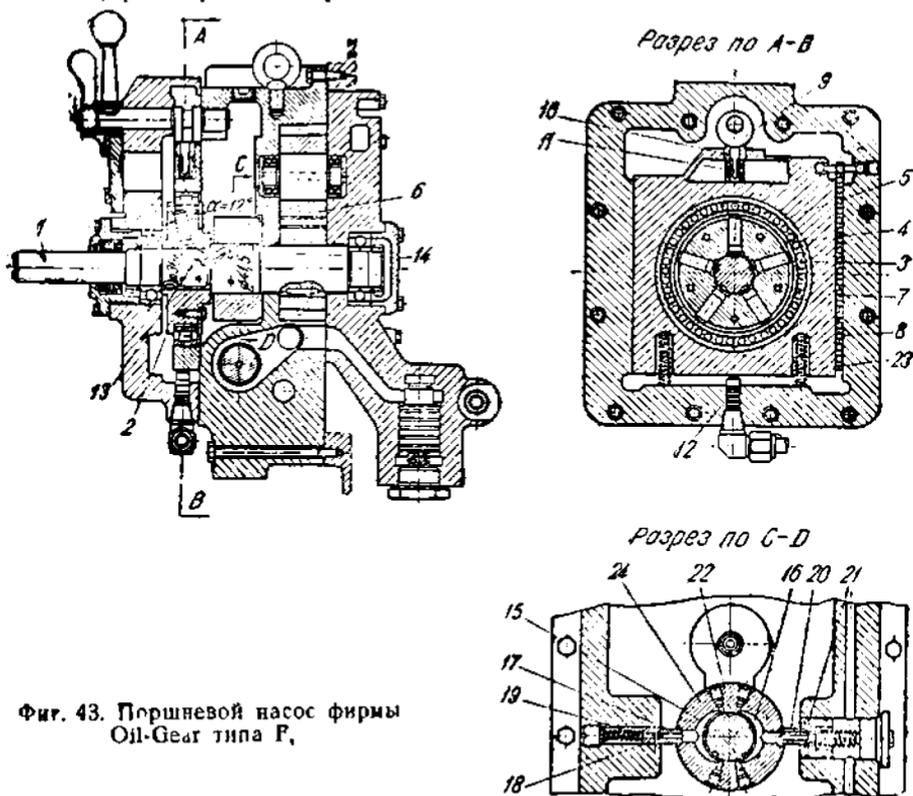
Таблица 11

Мощность в л. с.	Д а в л е н и е						Число об/мин
	1110 фун./кв. дюйм.		1700 фун./кв. дюйм.		2500 фун./кв. дюйм.		
	Производительность						
	в галло- нах в 1 мин.	в л/мин	в галло- нах в 1 мин.	в л/мин	в галло- нах в 1 мин.	в л/мин	
2	3,7	14	—	—	1,7	6,43	1140
2	6,7	25,4	—	—	3	11,3	1140
8	13,4	50,6	8,7	33	5,6	21,2	1140
12	22,9	86,5	15,2	57,2	9,5	36	1140
20	34,6	131	23,4	88,5	14,7	55,6	1140
35	56,3	212	35,8	139	23,8	90	860
60	104	394	67	253	44,6	168	860
100	—	—	108	409	71,4	270	860
150	—	—	—	—	108	409	860

Завод „Гидропривод“ приступил к выпуску насосов со следующими характеристиками:

тип НП709 на производительность 100 л/мин при $n = 960$ об/мин;
 тип НП712 на производительность 200 л/мин при $n = 960$ об/мин;
 рабочее давление насосов до 80 атм.

Для малых величин подач, которые необходимы в сверлильно-расточных, фрезерных, токарных станках, фирма Oil-Gear применяет насосный агрегат малой производительности типа F, включающий в себя — кроме поршневого и шестеренчатого насосов — распределительное устройство, клапаны, реле времени и реле давления.



Фиг. 43. Поршневой насос фирмы Oil-Gear типа F.

В конструкции поршневого насоса применены поршни со сферообразным торцом, расположенные в один ряд, причем оси поршней направлены под углом $\sim 12^\circ$ к плоскости вращения ротора (фиг. 43).

Конструкция насоса предусматривает автоматическую компенсацию утечек через зазоры (см. главу I фиг. 3).

Привод насоса осуществляется при помощи вала 1, на котором жестко закреплен ротор 2. В цилиндрах ротора расположены пять поршней 3 со сферообразным торцом, прижимаемых к внутреннему кольцу 4 роликоподшипника 5. Прижим поршней 3 к кольцу 4 производится давлением жидкости, развиваемым вспомогательным шестеренчатым насосом 6.

Роликподшипник 5 помещен в отверстии скользящего блока 7, перемещение которого изменяет эксцентриситет насоса, а следовательно и его производительность. Для уменьшения трения скользящий блок 7 перемещается на роликах 8.

Установка нужного эксцентриситета насоса осуществляется поворотом эксцентрика 9, который воздействует на скользящий блок через деталь 10 и комплект пружинных шайб 11. Скользящий блок постоянно прижимается к эксцентрику 9 усилием пружин 23 и плунжером 12, который находится под давлением, развиваемым насосом. При повышении давления в системе плунжер 12, действуя на скользящий блок, сжимает пружинные шайбы 11, в результате чего увеличивается эксцентриситет и производительность насоса, а утечки жидкости автоматически компенсируются.

Подвод жидкости под поршни 3 насоса производится через наклонные отверстия 13 и 14, просверленные в вале 1. Распределение осуществляется коллектором 24, в котором сделаны каналы 15 и 16. Канал 15 постоянно сообщается с линией нагнетания шестеренчатого насоса при помощи втулки со сферическим торцом 17 и втулки 18, прижимаемых к коллектору пружиной 19 и давлением жидкости.

Через канал 15 производится подвод жидкости от шестеренчатого насоса под поршни 3. Нагнетаемая поршнями 3 жидкость отводится в систему через канал 16 и отверстия во втулках 20 и 21.

Втулка 21 имеет скользящую посадку в корпусе и для разгрузки коллектора 24 от давления жидкости выполнена большого диаметра. Перемычки 22 создают уплотнение между нагнетательной и всасывающей линиями насоса.

Действие гидравлической схемы всего агрегата в целом пояснено дальше в главе VI (см. фиг. 164).

Производительность насоса по данным фирмы составляет: 260 куб. дюймов в минуту (4 л/мин) при числе оборотов вала насоса $n = 860$ об/мин и 360 куб. дюйм. в минуту (5,5 л/мин) при числе оборотов вала насоса $n = 1140$ об/мин.

Давление, развиваемое насосом, до 1000 фун/кв. дюйм (68 атм).

Объемный к. п. д. насоса производительностью 4 л/мин при выключенном механизме компенсации утечек по данным испытания в лаборатории гидроприводов ЭНИМС составляет 0,93 (см. данные графика на фиг. 2).

н) Зазоры, необходимые при изготовлении поршневых насосов; материал деталей

Чтобы насосы хорошо работали, необходимо при изготовлении их обеспечивать минимальные зазоры. Зазоры между поршнем и сопряженным с ним отверстием не должны превышать: 0,03 мм для поршней диаметром до 18 мм и 0,04 мм для поршней диаметром до 40 мм.

Поршни обычно изготавливаются из стали 20X или 40X, закаленной до $R_c = 56-62$; для конусного кольца хорошие результаты показала шарикоподшипниковая сталь ШХ-15.

Наиболее слабым местом в поршневых насосах типа Oil-Gear является сопряжение центральной распределительной оси с ротором.

Условия работы ротора на оси сопряжены с утечками жидкости, численная величина которых является преобладающей в общем балансе утечек, что вредно отражается на работе системы. Поэтому естественно стремление обеспечивать минимальные зазоры между отверстием ротора и распределительной осью. Однако при этом возможно заедание ротора на оси, что объясняется тяжелыми условиями работы (значительные нагрузки, плохой отвод тепла, высокое число оборотов—обычно 750—1000 об/мин, в результате чего создается высокая температура поверхностей ротора и оси). Поэтому ось и втулка ротора должны выполняться из высококачественных материалов. Ось обычно изготавливается из стали 40Х, закаленной до $R_C = 58-62$, а втулка из бронзы ОФ10; худшие результаты дает бронза АМ1КО.

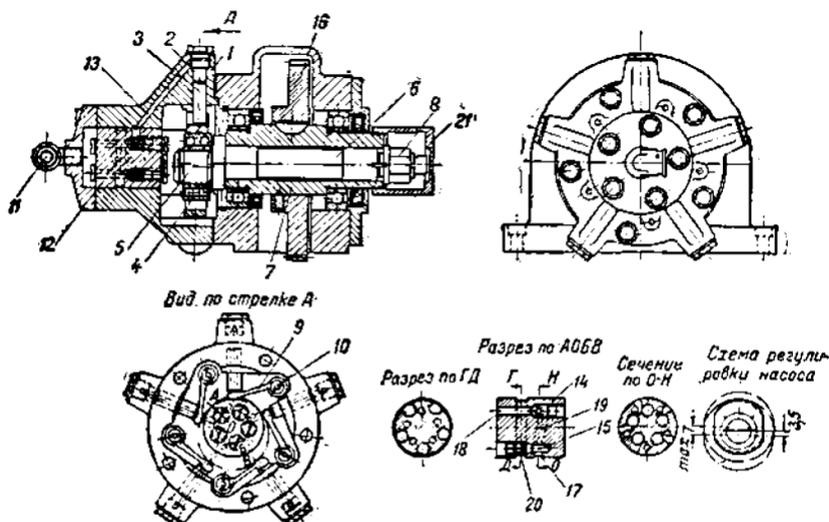
На основании опыта завода „Станкоконструкция“ при изготовлении поршневых насосов, можно привести следующие величины зазоров между отверстием втулки ротора и осью:

оси диаметром до 40 мм не более	0,04 мм
” ” ” 75 ” ” ”	0,06 ”
” ” ” 115 ” ” ”	0,09 ”

Остальные детали насосов особых требований к материалу не предъявляют.

Б. НАСОСЫ С КЛАПАННЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ фирмы J. BARNES

В конструкции насоса фирмы J. Barnes отсутствует центральная распределительная ось и распределение осуществляется при помощи



Фиг. 44. Поршневой насос фирмы J. Barnes.

клапанов (фиг. 44); поэтому утечки в таком насосе меньше, чем в насосах фирмы Oil-Gear (см. график на фиг. 2), а объемный к. п. д. выше (при хорошем изготовлении насоса). Насос — регулируемый, не-

большой производительности и предназначен для подачи сверлильных головок.

Чугунный неподвижный корпус насоса 1 имеет пять радиально расположенных цилиндров 2, в которых перемещаются поршни 3. Через рычаги 9, оси поворота которых 10 закреплены в корпусе насоса, поршни опираются на подшипник 4, надетый на шейке 5 эксцентричного валика 6; последний помещен в эксцентричном отверстии втулки 7, приводимой во вращение шестерней 16. Поршни прижимаются к рычагам и подшипнику 4 давлением вспомогательного шестеренчатого насоса; поэтому при вращении втулки 7 поршни перемещаются в цилиндрах корпуса, засасывая и нагнетая жидкость. Назначение рычагов 9 — максимально исключить боковые давления поршней 3 на стенки цилиндров 2, для чего концы рычагов имеют соответствующий профиль.

Каждый цилиндр имеет два шариковых клапана 14 и 15. При помощи каналов 13 цилиндры 12 соединены с отверстиями 17 клапанного устройства.

Шестеренчатый насос соединен с каналом 18 при помощи трубопровода 11.

Когда поршень движется от периферии к центру, он производит засасывающее действие; клапан 14 открывается, и жидкость от шестеренчатого насоса через каналы 19 и 17 поступает под поршень.

Когда поршень движется от центра к периферии, он производит нагнетательное действие; при этом клапан 14 давлением прижимается к своему седлу, а клапан 15 открывается и жидкость через канал 20 и отверстие 12 отводится в сеть.

Регулирование производительности насоса осуществляется изменением эксцентриситета насоса, что достигается поворотом эксцентричного валика 6. Для этого надо снять шток 21, отпустить гайку 8 и повернуть валик 6 на соответствующее деление, нанесенное на торце втулки 7. Эксцентриситет оси отверстия втулки 7 относительно оси самой втулки равен эксцентриситету оси шейки 5 относительно оси валика 6. Поэтому при повороте валика 6 в пределах 180° , ход поршней изменяется от нуля до максимума, определяемого удвоенной суммой указанных эксцентриситетов.

Техническая характеристика насоса

Производительность 6,3 л/мин при числе оборотов $n = 500$ об/мин.

Рабочее давление 1000 фун. на 1 кв. дюйм (68 атм).

Число оборотов вала насоса $n = 500-1000$ об/мин.

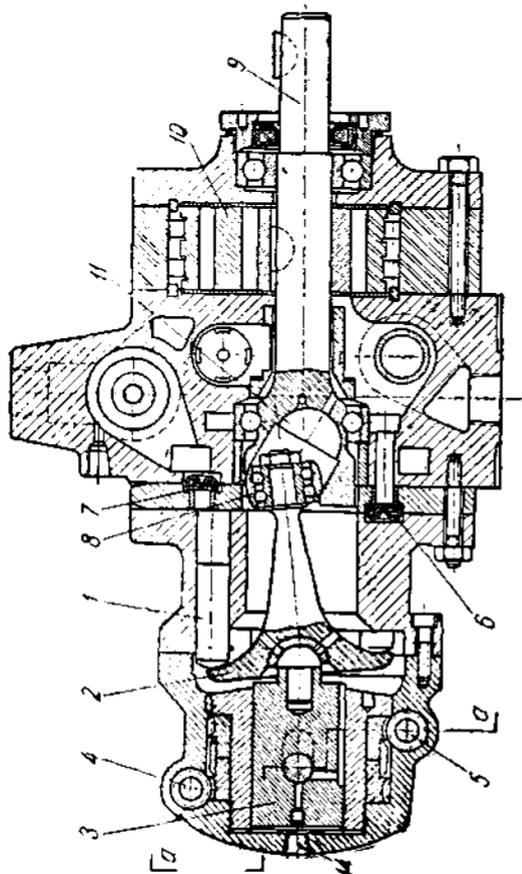
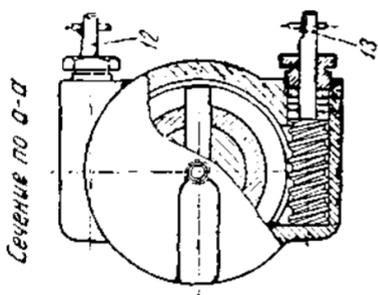
Объемный к. п. д. при давлении 70 атм — 0,978 при $n = 500$ об/мин на масле „веретенное 3“ при температуре 50° (по данным испытания насоса в лаборатории гидроприводов ЭНИМС).

К числу недостатков насосов фирмы J. Varnes относится неудобство их регулирования, которое можно производить только при невращающемся вале насоса. Конструкция насоса не предусматривает также возможности получения второй подачи. Эти обстоятельства ограничивают область применения таких насосов.

В. НАСОСЫ С ОСЕВЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ И КЛАПАННЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ фирмы SUNDSTRAND

Чертеж насоса изображен на фиг. 45.

По своей конструкции насос Sundstrand обладает преимуществами насоса J. Barnes, т. е. малыми утечками, что достигается неподвижной установкой блока с поршнями и клапаным распределением.



Фиг. 45. П-поршневой насос фирмы Sundstrand.

Привод насоса осуществляется при помощи вала 9, в торце которого имеется наклонное отверстие 11, где расположен подшипник 8. Своим внутренним отверстием подшипник 8 сидит на цапфе грибка 2, который с другой стороны центрируется плунжером 3. Таким образом при вращении вала 9 шляпка грибка 2 совершает колебательное движение. Поршни 1 насоса прижимаются к шляпке грибка 2 давлением вспомогательного насоса 10, поэтому за один оборот вала 9 и грибка 2 каждый поршень совершит один всасывающий и один нагнетательный ход. Если передвигать плунжер 3 вправо, причем это перемещение ограничивается при помощи червячной пары 5, то шарикоподшипник 8 будет смещаться в глубину отверстия 11, в результате амплитуда колебательного движения шляпки грибка 2 будет уменьшаться, а ход поршней 1 — то же, что повлечет за собой уменьшение производительности насоса.

Ограничение перемещения плунжера 3 влево, что соответствует уве-

личению производительности насоса, осуществляется при помощи червячной пары 4. Таким образом поворотом валиков 12 и 13 устанавливается необходимая величина I и II рабочей подачи; передвижение плунжера 3 производится путем подачи под него жидкости под давлением через отверстие 14.

Каждый поршень снабжен парой клапанов, из которых один является всасывающим (клапан 6), а второй нагнетательным (клапан 7). Чертеж, поясняющий конструкцию клапана, изображен на фиг. 65.

Действие клапанов аналогично описанному выше действию клапанов насоса J. Barnes.

Насосы Sundstrand применяются, главным образом, для целей подачи в сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станках.

В табл. 12 приводится фирменная характеристика насосов серии РWХ.

Таблица 12

№ модели	Производительность поршневого насоса		Производительность вспомогательного насоса		Рабочее давление		Число об/мин
	в куб. дюйм. в мин	в л/мин	в куб. дюйм. в мин.	в л/мин	в фун. на кв. дюйм.	в атм	
5PWX	250	4,1	900	14,76	1000	68	1140
5PWX	250	4,1	1300	21,3	1000	68	1140
5PWX	250	4,1	1800	29,5	1000	68	1140
5PWX	250	4,1	2300	37,7	1000	68	1140
6PWX	250	4,1	900	14,76	1000	68	1140
6PWX	250	4,1	1300	21,3	1000	68	1140
6PWX	250	4,1	1800	29,5	1000	68	1140
6PWX	250	4,1	2300	37,7	1000	68	1140
10PWX	450	7,38	2600	42,6	1000	68	1140
10PWX	450	7,38	3200	52,5	1000	68	1140
10PWX	450	7,38	4300	70,5	1000	68	1140
11PWX	450	7,38	2600	42,6	1000	68	1140
11PWX	450	7,38	3200	52,5	1000	68	1140
11PWX	450	7,38	4300	70,5	1000	68	1140

Насосы серии РWХ представляют собой насосный агрегат, включающий кроме поршневого и вспомогательного насосов распределительное устройство с клапанами; агрегат работает по принципу, разобранному в главе I (см. фиг. 4). Агрегаты 5PWX и 10PWX предусматривают подачу только в одном направлении рабочего цилиндра. Агрегаты 6PWX и 11PWX предусматривают подачу в обоих направлениях.

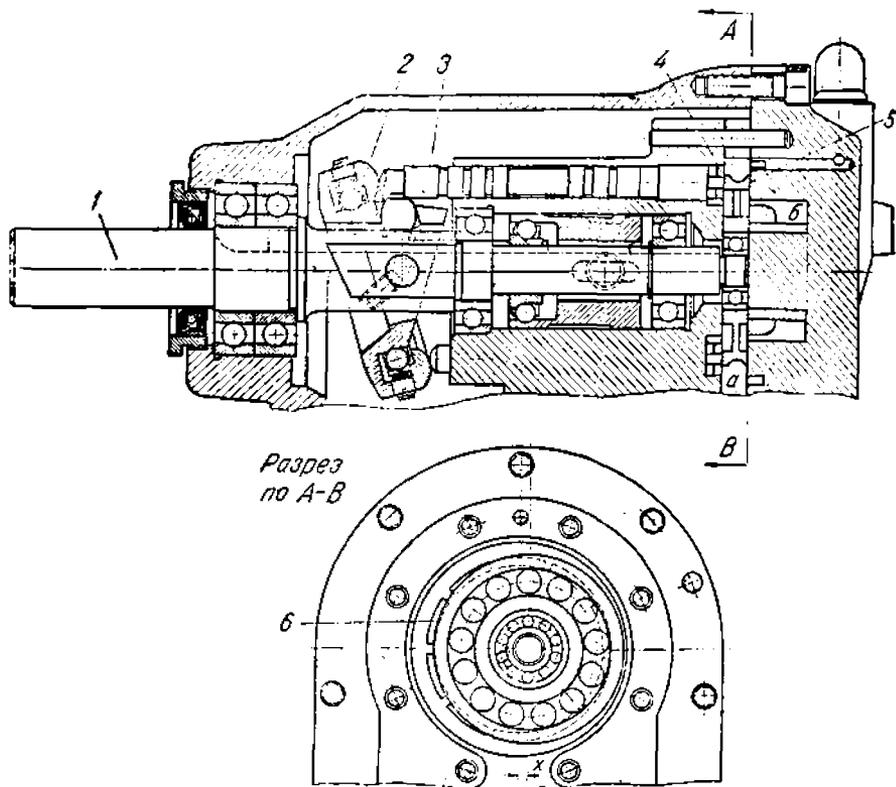
Действие гидравлической схемы агрегата в целом разобрано дальше в главе VI (см. фиг. 166).

Объемный к. п. д. поршневых насосов Sundstrand имеет высокое значение (0,96—0,98 — при давлении 68 атм).

Г. НАСОСЫ С ОСЕВЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ И ДИСКОВЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ фирмы SUNDSTRAND

Насосы такой конструкции применяются фирмой Sundstrand преимущественно в гидроприводах вращательного движения.

Привод насоса осуществляется от вала 1 (фиг. 46), на котором закреплена обойма 2; при вращении вала обойма сообщает возвратно-поступательное движение поршням 3, которые перемещаются в немо.



Фиг. 46. Поршневой насос фирмы Sundstrand.

движном блоке. Распределение происходит при помощи диска 5 и кольца 4. Диск 5 сидит на наружном кольце шарикоподшипника, который посажен на шейке приводного вала; эта шейка по отношению центра приводного вала смещена на величину X .

Жидкость может поступать в насос из полости a и в зависимости от положения диска 5 через окна 6 в кольце 4 поступает под поршни насоса. При нагнетательном ходе поршней жидкость вытесняется через окна 6 кольца 4 и отверстие в диске 5 в нагнетательную полость 6.

**Д. РОТАЦИОННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ С ОСЕВЫМ
РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ И ТОРЦЕВЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ
типа УЗЗЗ завода „СТАНКОКОНСТРУКЦИЯ“**

Насосы этого типа предназначены для осуществления рабочей подачи в сверлильно-расточных станках производства завода „Станкоконструкция“.

Бронзовый ротор насоса 1 (фиг. 47), жестко закрепленный на приводном валу 2, имеет пять цилиндров, в которых могут перемещаться поршни 3; оси поршней расположены параллельно оси ротора. Давлением вспомогательного насоса 4 и усилием пружин 5 поршни 3 прижимаются к шарикоподшипнику 11, помещенному в наклонной шайбе 6 (во время процесса нагнетания прижим поршней к наклонной шайбе 6 осуществляется рабочим давлением насоса).

В качестве вспомогательного насоса используется лопастной насос двойного действия типа, изображенного на фиг. 26, нагнетательная линия которого при помощи канала 7 соединена с дугообразным пазом 8 в стальном каленом диске 24. Второй дугообразный паз 9 соединен с нагнетательным трубопроводом 10, идущим в систему.

При вращении ротора поршень, прижимаясь к кольцу шарикоподшипника 11, совершает возвратно-поступательные перемещения. При этом во время контакта поршня с дугообразным пазом 8 жидкость засасывается под поршень через канал 12 ротора; когда поршень вступает в соединение с пазом 9, что совпадает с нагнетательным ходом поршня, жидкость через канал 12, паз 9 и трубопровод 10 вытесняется в систему. Перемычки 13 отделяют нагнетательную полость насоса от всасывающей. Торцевая плоскость 14 ротора точно пригнана к диску 24, что необходимо для обеспечения минимальных утечек.

При работе насоса торцевая плоскость 14 ротора, соприкасающаяся с диском 24 в зоне нагнетания, находится под действием давления, которое постепенно убывает от паза 9 к периферии и центру ротора.

Хотя конструкция насоса такова, что действие указанного давления в значительной степени уравновешивается действием давления, прижимающего ротор к торцевой плоскости диска 24, тем не менее возможно, что давлением жидкости ротор отожмется вправо; чтобы воспрепятствовать этому, имеется пружина 15, которая, действуя на сидящий на валу 2 роликподшипник 16, прижимает вал вместе с ротором к диску 24. Требуемое усилие пружины 15 может быть отрегулировано винтом 17.

Регулирование величины хода поршней, а следовательно, и производительности насоса, достигается изменением угла наклона шайбы 6, снабженной цапфами 18, которые могут вращаться в подшипниках 19. Если при помощи лимба 20 повернуть эксцентрик 21, то рычаг 22, закрепленный на цапфе 18, повернет наклонную шайбу 6.

После установки нужной производительности насоса лимб 20 должен быть законтрен гайкой 23.

Прижим рычага 22 к эксцентрику 21 осуществляется специальной пружиной (на чертеже не показана).

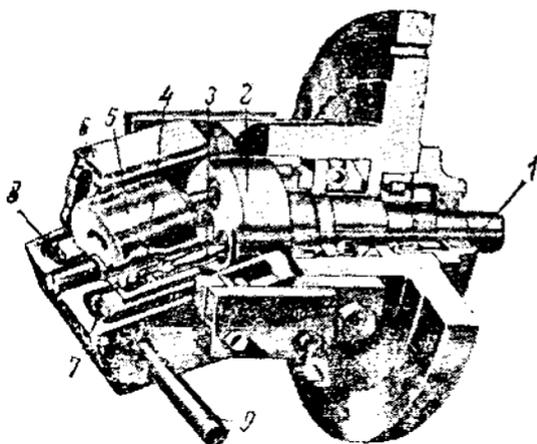
Насосы описанной конструкции развивают давление до 60 *ати*.

Производительность насоса при $n = 950$ об./мин составляет 13 л/мин.

Е. РОТАЦИОННЫЙ ПОРШНЕВОЙ НАСОС С ОСЕВЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ И ТОРЦЕВЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ фирмы VICKERS

Чертеж этого насоса изображен на фиг. 48.

Привод осуществляется от вала 1, который вращает барабан 2; последний при помощи шаровых шарниров и рычагов 3 соединен с поршнями 4, которые перемещаются в роторе 5. При вращении барабана 2 ротор 5 тоже вращается и поршни совершают возвратно-поступательные движения. Своим торцом ротор 5 прижимается к плоскости чугунной детали 6, в которой расположены всасывающий канал 7 и нагнетательный 8. Распределение жидкости происходит по торцам ротора 5 и детали 6. Жидкость всасывается в насос через трубу 9. При помощи специального механизма деталь 6 может поворачиваться, что изменяет ход поршней, а следовательно и производительность насоса.



Фиг. 48. Поршневой насос фирмы Vickers

Объемный к. п. д. насосов

Качество конструкции и изготовления насосов характеризуется их объемным к. п. д.

Под объемным к. п. д. понимается отношение количества подаваемой насосом жидкости под давлением к количеству подаваемой им жидкости без давления, при одинаковых прочих условиях. Количество жидкости, подаваемой насосом без давления, соответствует теоретической производительности насоса. В результате утечек через зазоры количество жидкости, подаваемой под давлением, меньше количества жидкости, подаваемой насосом без давления, а объемный к. п. д. всегда меньше единицы.

Объемный к. п. д. обычно указывается при рабочем давлении насоса, на масле „веретенное 3“ или „турбинное Л“ при температуре масла 50°.

Температура масла имеет существенное значение, так как насос может хорошо работать на холодном масле и плохо на горячем, что объясняется различной величиной утечек вследствие изменения вязкости масла. Между тем, при работе насосов на станках особенно в летнее время температура масла в системе может достигать до 50°.

При измерении объемного к. п. д. насосов надо следить за числом оборотов вала насоса, которое может колебаться вследствие изменения частоты в электросети, а также при изменении нагрузки. Поэтому при измерении объемного к. п. д. надо замерять числа оборотов вала насоса под давлением и без давления и при подсчете объемного к. п. д. вносить поправку на изменение числа оборотов.

Если обозначить:

Q_p — количество жидкости, подаваемой насосом под давлением за определенный промежуток времени;

Q — количество жидкости, подаваемой насосом без давления за тот же промежуток времени;

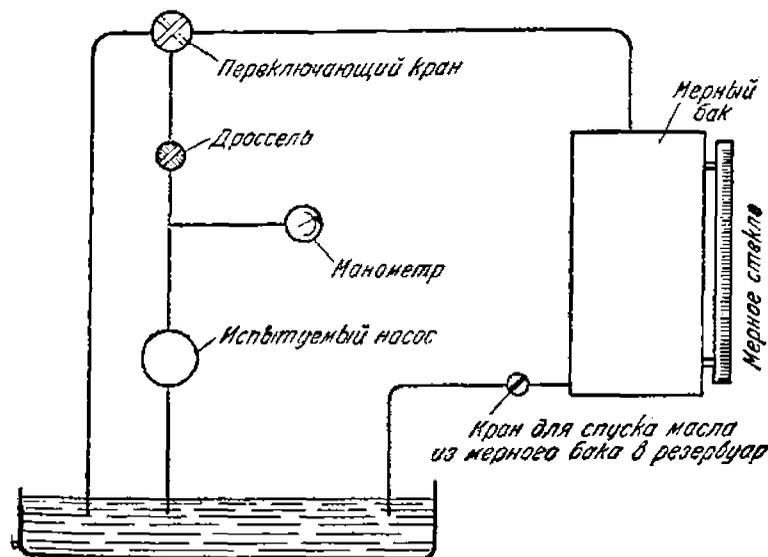
n_p — число оборотов вала насоса в минуту при работе насоса под давлением;

n — число оборотов вала насоса в минуту при работе насоса без давления,

то объемный к. п. д. с учетом изменения числа оборотов может быть подсчитан по следующей формуле:

$$\eta = \frac{Q_p n}{n_p Q}. \quad (58)$$

На фиг. 49 изображена схема включения насоса для замера его объемного к. п. д.



Фиг. 49. Схема включения аппаратуры для замера объемного к. п. д. насоса.

Насос устанавливается над масляным резервуаром, откуда он засасывает масло и подает его через дроссель к переключающему крану. Последний имеет два положения. При одном положении (изображено на фиг. 49 пунктиром) масло, подаваемое насосом, возвращается в резервуар; в другое положение кран переводится при замере объемного к. п. д. Измерение производится следующим образом.

Дросселем создается необходимое давление, величина которого контролируется манометром; затем переводят переключающий кран из пунктирного положения в положение, изображенное на чертеже: одновременно пускается в ход секундомер.

Масло направляется в мерный бак и по истечении определенного промежутка времени (по секундомеру) переключающий кран переводится в прежнее положение, а количество масла, поданное насосом в мерный бак, замеряется по мерному стеклу.

Такое же измерение производится без давления, которое снимается открытием дросселя.

Выбор типа насоса для гидросистем станков

Гидросистемы современных станков можно разделить на следующие основные группы:

а) Гидросистемы станков, работающих при малых скоростях и больших усилиях (сверлильно-расточные, токарные, фрезерные). В станках этого типа гидравлика применяется обычно для осуществления подачи и для ускоренных ходов головки или стола станка. Ввиду больших усилий подачи в этих станках применяются насосы высокого давления (до 60—70 *ати*) — для рабочей подачи и насосы среднего давления (до 20 *ати*) — для ускоренных ходов. Мощность гидропривода невелика (до 3—4 *л. с.*).

б) Гидросистемы станков, работающих при средних и высоких скоростях и больших усилиях (протяжные, строгальные, долбежные станки). В станках этого типа гидравлика осуществляет рабочие и холостые ходы инструмента (протяжка, резец) или стола. Ввиду больших усилий в этих станках применяются насосы высокого давления (до 60—80 *ати*). Мощность гидропривода может быть весьма значительна и в мощных протяжных станках доходит до 50—60 *л. с.*

в) Гидросистемы станков, работающих при средних и высоких скоростях и малых усилиях (шлифовальные станки).

В этих станках гидравлика применяется в основном для возвратно-поступательного перемещения стола и подачи шлифовальной бабки. В этих случаях применяются обычно насосы среднего давления (до 20 *ати*). Мощность гидропривода невелика (до 5—6 *л. с.*).

В станках первой группы для рабочей подачи с одинаковым успехом могут применяться регулируемые поршневые насосы и лопастные насосы двойного действия, регулирование которых производится дросселированием. Однако в нашей отечественной промышленности преимущественное применение нашли лопастные насосы ввиду большей простоты их конструкции. Такие насосы выпускаются заводами „Гидропривод“ и „Станкоконструкция“ (см. раздел „Лопастные насосы“). Поэтому при выборе насоса можно ориентироваться на насосы производства завода „Гидропривод“ с тем, чтобы получить их в готовом виде с завода.

Может быть также применен уравновешенный шестеренчатый насос типа Vickers (фиг. 18).

Для быстрых перемещений обычно применяются шестеренчатые насосы или лопастные двойного действия, которые удобно сдвигаются с лопастным насосом высокого давления (см. лопастные насосы типа У472, У474 производства завода „Станкоконструкция“).

В станках второй группы также в одинаковой степени могут применяться поршневые и лопастные насосы. Следует отметить, что применение регулируемых поршневых насосов с принципиальной точки зрения в этом случае предпочтительнее, так как позволяет осуществлять бесступенчатое

регулирование скорости без потерь мощности, которые неизбежны в случае применения лопастных насосов и регулирования их дросселированием.

Однако в ряде случаев станки не требуют непрерывного регулирования скорости; в таких случаях с успехом могут быть применены два, три лопастных насосов и более; включая их порознь или все вместе, можно получить нужные скорости (см. главу I, „Гидросистемы ступенчатого регулирования“). Возможно также применение систем комбинированного регулирования. Выбор типа насосов в каждом случае следует производить с учетом всех факторов работы станка и имеющихся возможностей в части приобретения или изготовления насосов.

Что касается шлифовальных станков, то ввиду требуемых невысоких давлений и мощностей наиболее подходящими в данном случае являются шестеренчатые насосы, которые и находят преобладающее применение. Не исключается также применение лопастных насосов, особенно в больших станках, что позволяет за счет повышения рабочего давления сокращать размеры распределительного устройства и соединительных трубопроводов.

ГЛАВА III

КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА

Для контроля и регулирования количества, давления и направления потоков жидкости в гидросистемах станков применяются разнообразные по своей конструкции аппараты, которые можно разделить на следующие основные группы: 1) клапаны; 2) дроссели; 3) регуляторы скорости.

Основным назначением клапанов является контроль и регулирование давления в гидросистемах, а также контроль направления потоков жидкости.

Дроссели в основном осуществляют функции контроля и регулирования количества жидкости, протекающей в гидросистеме или в отдельных ее звеньях.

Сочетания клапанов и дросселей, выполненные по определенному принципу, образуют так называемые регуляторы скорости, работа которых характеризуется контролем перепада давления у дросселя, что обеспечивает точное регулирование количества жидкости, протекающей через регулятор, независимо от величины давления в гидросистеме.

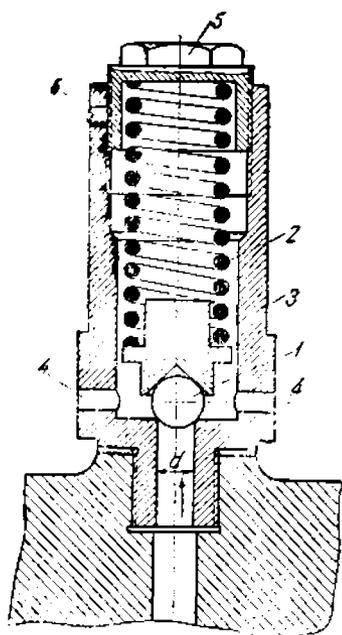
Клапаны

В условиях работы гидросистем станков клапаны могут выполнять следующие функции:

- а) предохранение гидросистемы и механизмов станка от перегрузки;
- б) создание определенного постоянного давления в отдельных звеньях гидросистемы;
- в) контроль направления потока жидкости;
- г) редуцирование давления жидкости в отдельных звеньях гидросистемы;
- д) создание определенного постоянного перепада давления на отдельных участках гидросистемы (дозировочные клапаны);
- е) осуществление определенной последовательности действия рабочих органов станка (блокировка).

Некоторые типы клапанов, кроме основного своего назначения, могут выполнять также различные вспомогательные функции, описываемые в дальнейшем при рассмотрении конструкции этих клапанов.

Конструкции и принципы работы дозирующих клапанов будут разобраны при рассмотрении регуляторов скорости.

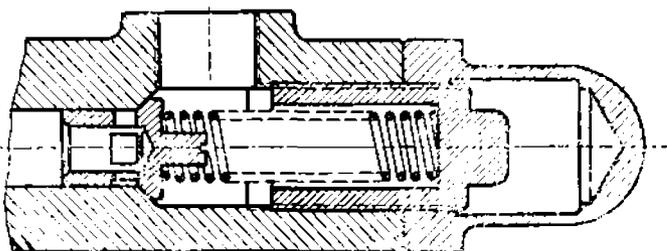


Фиг. 50. Шариковый клапан.

На фиг. 50 изображена простейшая конструкция клапана, основным назначением которого является предохранение гидросистемы станка от перегрузки. Будучи включен, например, в гидросхему, изображенную на фиг. 1, клапан находится под давлением насоса, которое действует на шарик 1. Усилием пружины 2 шарик прижимается к своему седлу при помощи детали 3, которая должна обеспечивать направление пружины и шарика.

Когда давление в системе достигнет величины, способной преодолеть усилие пружины 2, шарик 1 открывается и жидкость через отверстия 4 сливается в резервуар. Необходимая величина давления в гидросистеме регулируется сжатием пружины при помощи гайки 5, которая может быть зафиксирована в нужном положении винтом 6.

Ввиду трудности обеспечения надежного уплотнения между шариком и его седлом клапан такой конструкции может пропускать некоторое, хотя и незначительное, количество жидкости из системы в резервуар; поэтому в тех случаях, когда утечки жидкости вредно влияют на работу гидросистемы, лучшие результаты дает клапан с коническим седлом (фиг. 51).



Фиг. 51. Клапан с коническим седлом.

На фиг. 52 представлена конструкция клапана типа 546 производства завода „Гидропруд“; такой клапан применяется как нормальный узел в гидросистемах преимущественно шлифовальных станков.

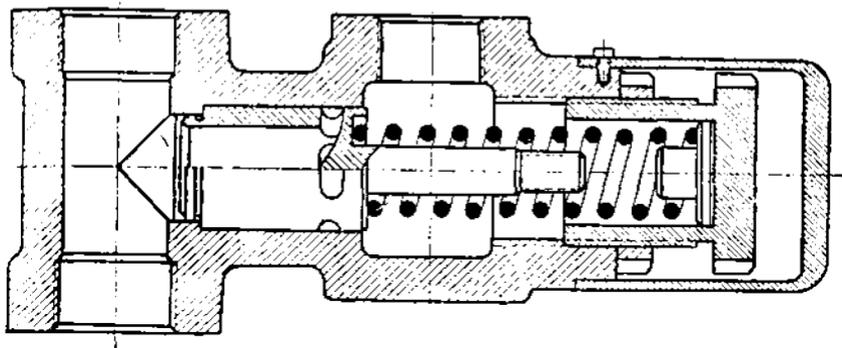
Клапан этого типа может использоваться как предохранительный, а также для создания определенного постоянного давления (в пределах 30 *атм*) в гидросистеме с дроссельным регулированием (см., напри-

мер, схемы на фиг. 6, а и б). Заводом „Гидропривод“ выпускаются три типо-размера упомянутых клапанов: тип 543 на пропускную способность до 25 л/мин; тип 544 — до 70 л/мин; тип 546 — до 150 л/мин. Габаритные чертежи этих клапанов даны на фиг. 53.

Простота конструкции клапана, изображенного на фиг. 50, являясь его преимуществом, в то же время ограничивает область его применения. Из фиг. 50 видно, что усилие пружины 2 определяется диаметром отверстия d и величиной давления в системе. Диаметр отверстия d , в свою очередь, определяется пропускной способностью клапана.

При высоких рабочих давлениях жидкости пружина 2 должна быть выполнена из толстой проволоки и рассчитана на высокое усилие, особенно если клапан предназначен для пропуска значительного количества жидкости.

Когда давление возрастет настолько, что преодолет действие пружины, шарик 1 отделяется от своего седла, образуя кольцевую щель, в



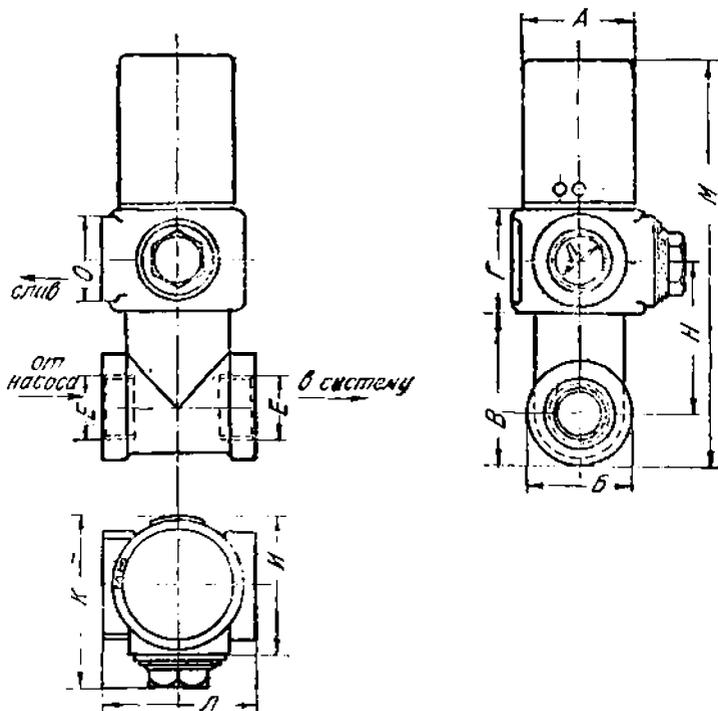
Фиг. 52. Клапан 546 завода „Гидропривод“.

которую устремляется жидкость. Вследствие этого давление в системе несколько падает, за счет чего пружина стремится прижать шарик к седлу до тех пор, пока возросшее давление опять его не поднимет.

Таким образом работа клапана заключается в непрерывных его колебаниях; если клапан снабжен мощной пружиной, эти колебания сопровождаются резким шумом и вызывают нежелательные вибрации и дрожь механизмов станка. Давление в гидросистеме тоже колеблется, что легко наблюдать при помощи манометра. Поэтому клапан такого типа не следует применять в гидросистемах дроссельного регулирования (фиг. 6, а и б), где клапан все время пропускает через себя избыточную жидкость, подаваемую насосом, что, однако, не должно отражаться на колебаниях давления в системе.

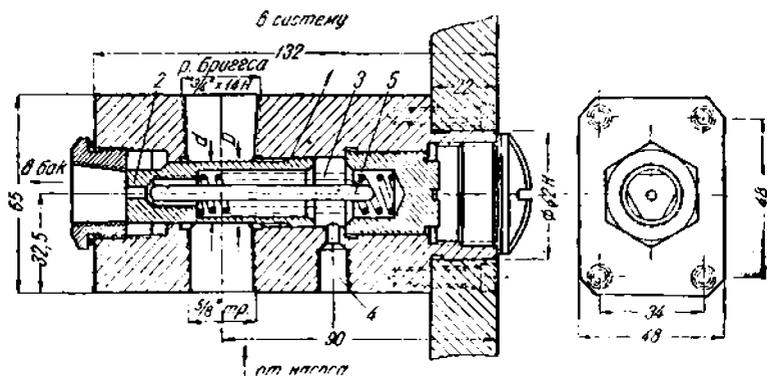
В тех случаях, когда клапан применяется как предохранительный (фиг. 1), указанное выше обстоятельство не имеет значения, так как перепуск жидкости через него происходит сравнительно редко и не является нормальным процессом в работе гидросистемы. Для непрерывного перепуска жидкости такой клапан может применяться при невысоких рабочих давлениях или малых количествах пропускаемой жидкости при условии, что колебания давления не имеют особого значения.

С целью уменьшения мощности пружины применяются клапаны дифференциального типа (фиг. 54). Усилие пружины в клапане такого типа



Тип клапана	Пропускная способность л/мин	Давление настройки	Габаритные размеры											
			A	Б	В	Г	Д (резьба)	Е (резьба)	И	К	Л	М	Н	О
543	25	до 30 атм	31	32	46	32	20 × 1,5	20 × 1,5	49,5	62,5	51	143	45	29
544	70	" 30 "	40	44	65	60	24 × 1,5	30 × 1,5	63	76	76	172	64	40
546	150	" 30 "	60	56	80	56	30 × 1,5	33 × 1,5	75	89	80	215	80	46

Фиг. 53. Габаритные размеры клапанов завода „Гидропривод“



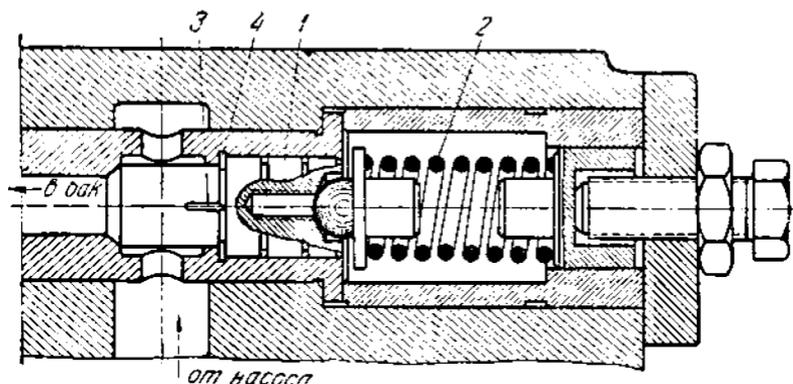
Фиг. 54. Клапан У439 завода „Станкоконструкция“.

определяется разностью площадей большого (D) и малого (d) его диаметров, а также величиной давления.

Клапан 1 выполняется ступенчатым; при открытии клапана слив жидкости в бак происходит через пространство, образованное отверстием в корпусе диаметра d и концевой частью клапана 2 , поперечное сечение которой имеет трехгранную форму. Для отвода утечек, просочившихся в камеру 3 , предусмотрено отверстие 4 . Стержень 5 предназначен для ограничения подъема клапана.

Клапан описанной конструкции применяется заводом „Станкоконструкция“ как нормальный узел в гидросистемах сверлильно-расточных станков (тип У439) на давление до 40—60 *ати* при пропускной способности до 32 *л/мин*.

Для смягчения колебаний клапана фирма Oil-Gear в своих насосах высокого давления применяет конструкцию, изображенную на фиг. 55. Так же, как и в клапане У439, усилие пружины 2 , уравнивающее давление жидкости на ступенчатый клапан 1 , определяется разностью



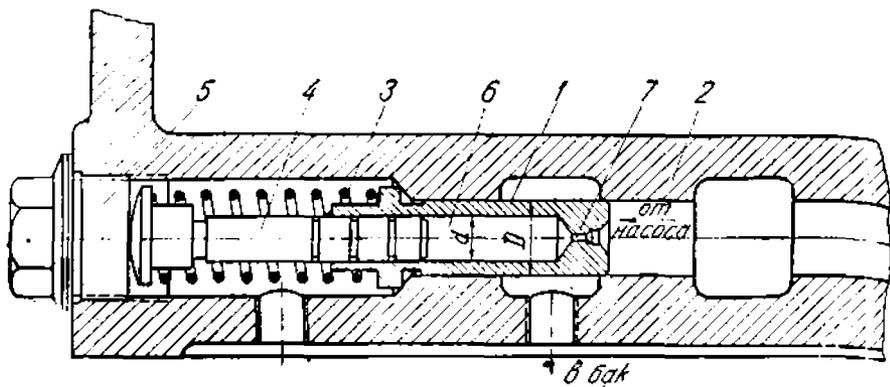
Фиг. 55. Клапан фирмы Oil-Gear.

площадью его большого и малого диаметров. Роль демпфера играет прорез 3 малого сечения, через который давление жидкости передается в камеру 4 . При работе клапана резкость колебаний смягчается за счет того, что жидкость, заключенная в камере 4 , может вытесниться только через демпфер 3 .

Другая конструкция клапана типа Oil-Gear изображена на фиг. 56. Клапан 1 имеет возможность перемещаться в отверстии корпуса 2 , преодолевая действие пружины 3 . В отверстие клапана 1 диаметром d вставлен на скользящей посадке стержень 4 , торец которого упирается в пробку 5 . Отверстие клапана 1 диаметром d , ограниченное торцом стержня 4 , образует камеру 6 , которая сообщается с линией нагнетания насоса через демпфер 7 , представляющий собой отверстие малого диаметра. Таким образом усилие пружины 3 определяется давлением насоса и разностью площадей поперечного сечения клапана 1 диаметром D и стержня 4 диаметром d . При работе клапана поступление жидкости в камеру 6 , а также выход из нее демпфируются отверстием 7 .

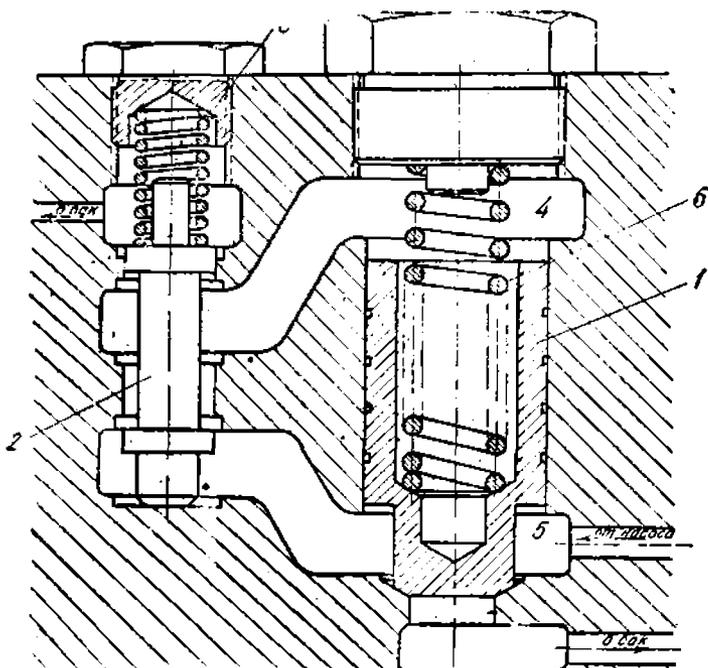
Для пропуска больших количеств жидкости при постоянном давлении фирма Oil-Gear применяет конструкцию, изображенную на фиг. 57

Кроме клапана 1, непосредственно перепускающего поток жидкости, в этой конструкции предусмотрен вспомогательный клапан 2, управляющий открытием клапана 1. Пока клапан 2 усилием пружины 3 отжат в свое крайнее нижнее положение, изображенное на чертеже, клапан 1 откры-



Фиг. 56. Клапан фирмы Oil-Gear.

ваться не может, так как давление жидкости в камере 4 равно давлению в камере 5, за счет чего, а также под действием пружины 6, клапан 1



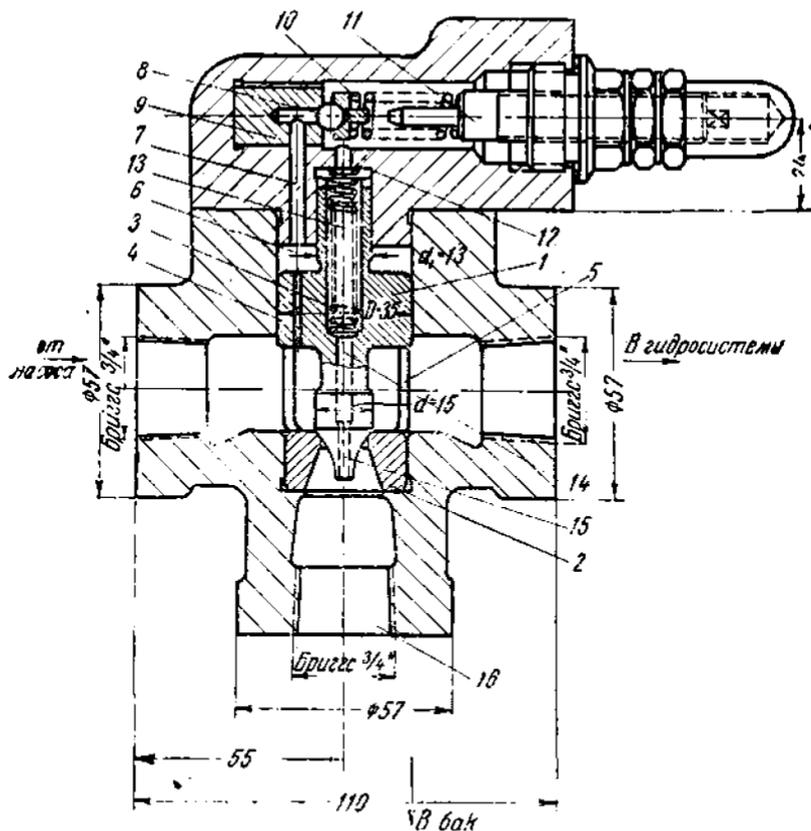
Фиг. 57. Клапан фирмы Oil-Gear.

плотно прижат к своему седлу. Как только давление в системе достигнет величины, способной преодолеть усилие пружины 3, клапан 2 подни-

мается, соединяя камеру 4 с баком. Это дает возможность открыться клапану 1, который перепускает жидкость из камеры 5 в бак.

Клапан описанной конструкции отличается спокойной и бесшумной работой и может применяться для предохранения системы от перегрузки, а также для постоянного перепуска жидкости под установленным давлением.

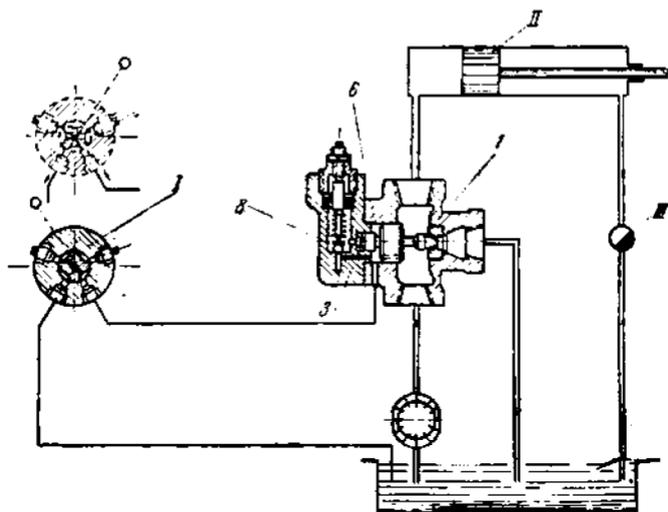
Большое применение в гидросистемах современных станков имеет клапан типа Vickers, конструкция которого изображена на фиг. 58.



Фиг. 58. Клапан фирмы Vickers.

Клапан 1 постоянно прижимается к своему седлу 2 при помощи слабой пружины 3. В средней цилиндрической части клапана 1 просверлено отверстие 4, диаметром 1,5 мм, благодаря чему камера 5 постоянно сообщается с камерой 6. Отверстие 7 осуществляет подвод жидкости из камеры 6 под шарик 8, постоянно прижимаемый к седлу 9 пружиной 10; усилие сжатия пружины может регулироваться при помощи винта 11. Пока давление жидкости, действующее на шарик 8, не превышает величины усилия, на которое отрегулирована пружина 10, шарик 8 прижат к седлу 9, и давление в камере 6 равняется давлению в системе.

Ввиду того что диаметр d_1 цилиндрической части клапана I меньше диаметра d , клапан I давлением жидкости и усилием пружины 3 плотно прижимается своей конической частью к седлу 2 и в тем большей степени, чем выше давление в системе, что препятствует нежелательным утечкам жидкости в бак. Как только давление жидкости преодолет усилие пружины 10 , шарик 8 отходит от своего седла, благодаря чему образуется ток жидкости из камеры 5 в бак через отверстие 4 , камеру 6 , отверстие 7 , отверстие 12 и через отверстия 13 , 14 , и 15 в клапане I . Отверстие малого диаметра 4 представляет собой сопротивление, в котором происходит потеря давления; поэтому давление в камере 5



Фиг. 59. Схема включения клапана типа Vickers.

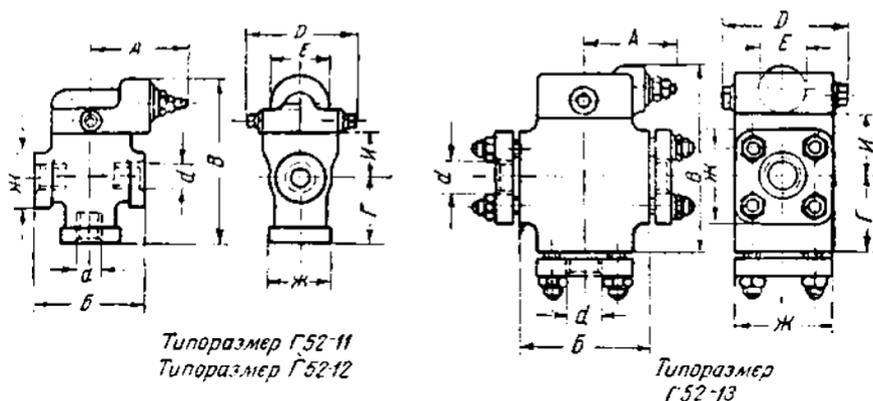
должно быть выше давления в камере 6 на величину потери давления в отверстии 4 . Указанный избыток давления создает усилие, приподнимающее клапан I , и жидкость из системы устремляется в бак через отверстие 16 в корпусе клапана.

Отверстие малого диаметра 4 одновременно играет роль демпфера; слив жидкости в бак происходит через вогнутую, коническую поверхность клапана I . Такая конструкция имеет своей целью предотвращение дрожания и вибраций. Большой диаметр клапана D (35 мм) обеспечивает значительную его чувствительность, что позволяет осуществлять точное регулирование давления. Гидросистема, снабженная таким клапаном, работает совершенно бесшумно; давление поддерживается строго постоянным и легко регулируется поворотом винта 11 .

На фиг. 59 изображена в принципиальном виде схема включения клапана в гидросистему дроссельного регулирования (см. главу I, фиг. 6, а). Назначением клапана в такой системе является непрерывный перепуск жидкости, подаваемой насосом под определенным давлением в бак. Как указывалось выше, клапан описываемой конструкции обеспечивает спокойную и бесшумную работу такой системы при строго постоянном давлении.

Однако кроме этого своего основного назначения клапан может выполнять функцию разгрузочного устройства.

Если соединить камеру б клапана при помощи трубки с краном I (см. схему на фиг. 59), то пока кран I находится в положении, изображенном на чертеже сплошными линиями, жидкость не имеет другого выхода из камеры б кроме через шарик 8; клапан создает необходимое давление в системе, и поршень II перемещается со скоростью, определяемой открытием дросселя III. Если кран I повернуть в положение, изображенное пунктиром, то камера б соединится с баком и давление в ней упадет. Благодаря этому клапан I открывается и пода-



Типоразмер клапана	Пропускная способность в л/мин	Основные размеры								
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	Резьба d
Г52-11	0—80	95	110	161	65	105	50	57	46	2М27 × 1,5
Г52-12	45—180	95	125	190	75	115	50	76	73	Тр. 1 1/2"
Г52-13	60—250	95	125	190	75	115	50	76	73	Тр. 1 1/2"

Рабочее давление до 70 атм

Фиг. 60. Проект нормалн станкостроения на клапаны переливные пропускной способностью до 250 л мин.

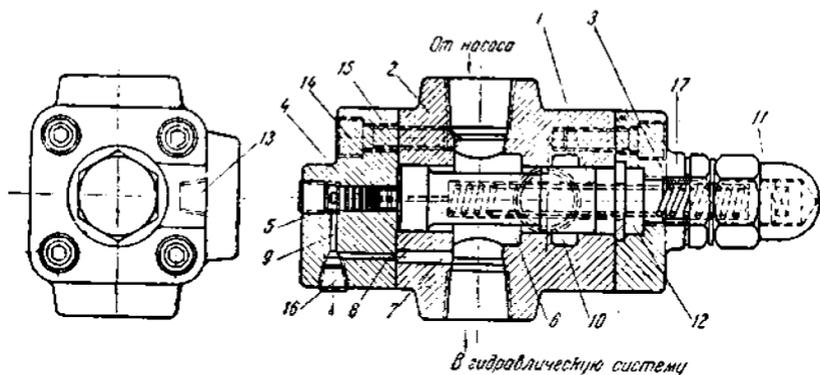
ваемая насосом жидкость свободно сливается в бак. Давление в системе падает до величины, определяемой усилием пружины 3; последняя же, как упоминалось выше, рассчитывается на незначительное усилие, соответствующее обычно 1,25—1,5 атм давления в системе. Таким образом при повороте крана I давление в системе падает и перемещение поршня II прекращается. Такое устройство очень удобно и часто применяется в гидросистемах станков, причем управление краном I осуществляется вручную или при помощи соленоида в случае необходимости дистанционного управления.

Отмеченные преимущества клапана этого типа позволили принять его как нормальный узел, серийно изготавливаемый заводом „Гидропривод“ для станкостроительной промышленности. На фиг. 60 приведены габаритные размеры и характеристики трех типо-размеров клапанов: типа Г52-11 (545) с пропускной способностью до 80 л/мин; типа Г52-12

(547) — до 180 л/мин; типа Г52-13 (548) — до 250 л/мин, при рабочем давлении до 70 атм. Обозначения 545, 547, 548 соответствуют номенклатуре клапанов завода „Гидропривод“.

Следует отметить, что клапан описанной конструкции работает вполне надежно только на чистом, хорошо фильтрованном масле. Если масло загрязнено, то отверстие 4 часто засоряется; посторонние частицы могут застревать на поверхности соприкосновения шарика 8 и седла 9; оба эти обстоятельства могут вызвать расстройство нормальной работы клапана.

Технологически простая конструкция клапана типа Vickers, часто применяющаяся в гидросистемах современных станков, изображена на фиг. 61. Изготовление ступенчатого клапана (см., например, фиг. 55) представляет известные затруднения, так как требует строгой соосности обоих диаметров клапана и сопряженного с ним отверстия. В данной же конструкции клапан 1 и сопряженное с ним отверстие в корпусе 2 выполнены одного диаметра, без уступов; поэтому такой клапан, который, как



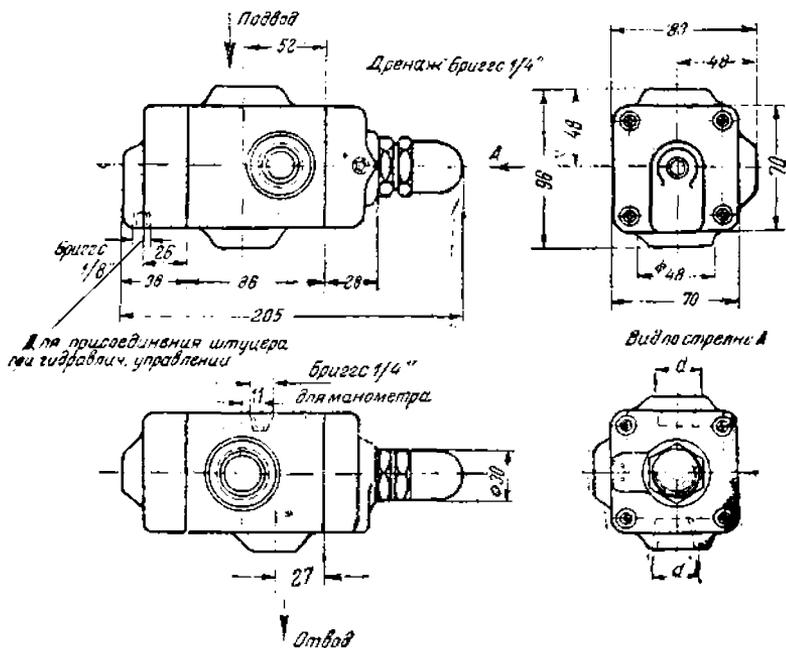
Фиг. 61. Клапан (разгрузочный золотник) типа Vickers.

видно из чертежа, представляет собой обыкновенный золотник, называется также разгрузочным золотником. Уменьшение усилия пружины 3 клапана достигается за счет того, что давление действует не на всю площадь поперечного сечения клапана 1, а на плунжер 4 малого диаметра, который своим торцом упирается в торец клапана 1. Камера 5 плунжера 4 сообщается с камерой 6 при помощи отверстий 7, 8 и 9.

Как видно из фиг. 61, пружина 3 отжимает клапан 1 в его крайнее левое положение, разъединяя камеру 6, находящуюся под давлением насоса, от камеры 10, которая соединяется с баком. Когда давление в системе возрастает настолько, что преодолевает усилие пружины 3, отрегулированной при помощи винта 11, плунжер 4 толкает клапан 1 вправо, причем камеры 6 и 10 соединяются, и жидкость под давлением перепускается в бак. Для демпфирования колебаний клапана предназначено отверстие малого диаметра 9. Для слива утечек, просачивающихся в камеру 12, предусмотрено сообщающееся с ней отверстие 13 в крышке 17, от которого отводится трубка в резервуар.

Клапан такой конструкции используется в гидросистемах станков как предохранительный для защиты от перегрузки, а также для постоянного перепуска жидкости в бак под установленным давлением. Кроме указанных назначений клапан может служить для дистанционного управления

потоком. Для этого надо сделать следующее: отвернув четыре крепежных винта 14 крышки 15, повернуть последнюю на 90° и закрепить винтами 14 в этом положении, тогда отверстия 8 и 9 выйдут из соединения с отверстием 7, а следовательно и с камерой 6. Если вывернуть пробку 16 и вместо нее завернуть ниппель, соединив его трубкой с краном, то поворотом последнего можно осуществлять подвод жидкости под давлением в камеру 5 плунжера 4 или же сообщать камеру 5 с баком. Соответственно клапан 1 будет или сообщать друг с другом камеры 6 и 10 или разделять их. В таком виде клапан представляет собой орган дистанционного управления потоком и может использоваться различным образом в гидросистемах.



Типо-размер	Условный проход d	Пропускная способность
Г65-13	1/4" Бригге	40 л/мин
Г65-14	3/8" Бригге	60 л/мин

Рабочее давление до 70 атм

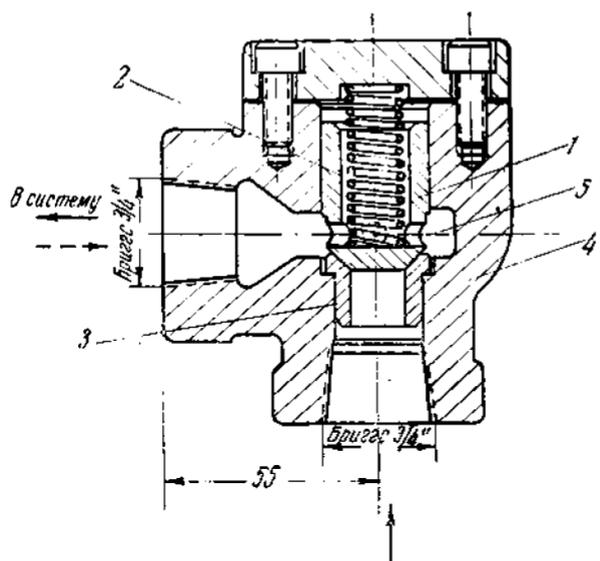
Фиг. 62. Проект нормы станкостроения на разгрузочный золотник пропускной способностью до 60 л/мин.

Конструкция клапана нормализована ЭНИМС для станкостроительной промышленности; на фиг. 62 приведен чертеж нормализованного клапана с габаритными размерами и характеристикой.

Для управления направлением потока жидкости в гидросистемах применяются так называемые обратные клапаны.

На фиг. 63 изображена конструкция обратного клапана типа Vickers. Собственно клапан 1 усилием слабой пружины 2 прижимается к втулке

3, играющей роль седла клапана. Клапан 1 имеет направление в корпусе 4, а коническая поверхность его притерта к седлу. Такой клапан может пропускать через себя поток жидкости только в направлении, указанном стрелками; в этом случае давлением он приподнимается от своего седла, позволяя жидкости проходить в систему. Если направление потока изменяется так, как показано пунктирной стрелкой, то давлением жидкости клапан 1 плотно прижимается к седлу втулки 3 и в тем большей степени, чем выше давление, что препятствует пропуску жидкости в указанном направлении. Для того чтобы это было возможно, в клапане



Фиг. 63. Обратный клапан типа Vickers.

1 имеются четыре отверстия 5, благодаря чему давление действует на поперечное сечение клапана, определяемое максимальным диаметром его притертой конической поверхности.

Конструкция клапана проста, обеспечивает надежное уплотнение конуса клапана 1 и седла 3. Пружина 2 предназначена только для преодоления силы трения в клапане. Такие клапаны нормализованы ЭНИМС для станкостроительной промышленности. На фиг. 64 приведен чер-

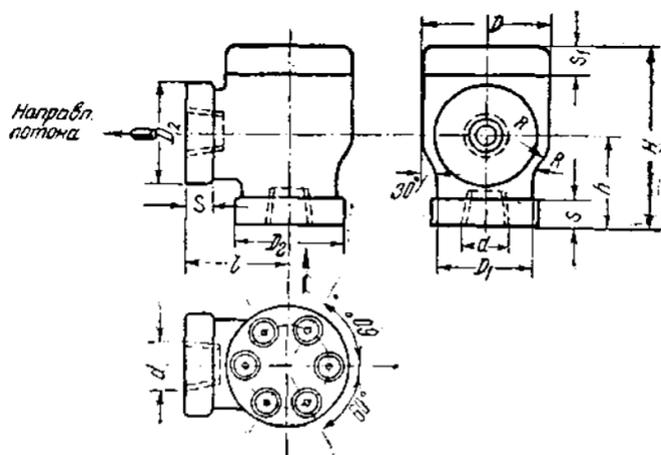
теж нормализованного клапана на три типо-размера с необходимыми габаритными размерами.

В конструкции насосов фирм Sundstrand и Oil-Gear применяются пластинчатые обратные клапаны, обеспечивающие надежное уплотнение при минимальных размерах. На фиг. 65 изображена конструкция такого клапана, применяющегося в насосах типа PWX фирмы Sundstrand (см. также чертеж насоса на фиг. 45).

Роль клапана исполняет круглая тонкая пластинка 1, поверхность которой притерта к торцу втулки 2; пластинка прижимается к втулке усилием слабой пружины 3.

Напрессованная на втулку 2 обойма 4 ограничивает перемещение пластинки 1 и имеет четыре отверстия, обозначенные цифрой 5. Когда жидкость подается в направлении, указанном стрелкой, пластинка 1 отходит от торца втулки 2, пропуская поток через отверстие 5 в систему. Обратное направление потока невозможно, так как пластинка 1 прижимается давлением к торцу втулки 2.

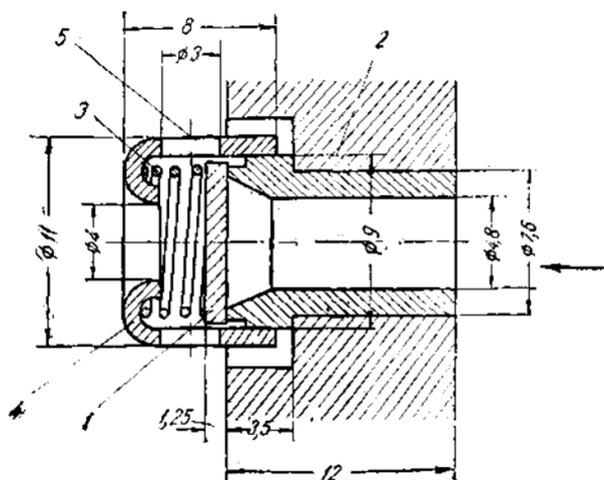
Клапаны аналогичной конструкции применяются в самовсасывающих насосах фирмы Oil-Gear в качестве всасывающих клапанов, так как благодаря минимальному весу пластинки для открытия клапана требуется



Типо-размер	Резьба Бриттс d	D	l	S	h	H	D ₁	R	S ₁	D ₂
Г51-11	1/2"	60	50	16	45	90	45	15	15	40
Г51-12	3/4"	70	50	18	50	100	50	15	15	55
Г51-13	1 1/4"	85	70	20	65	140	65	15	25	75

Рабочее давление до 70 атм

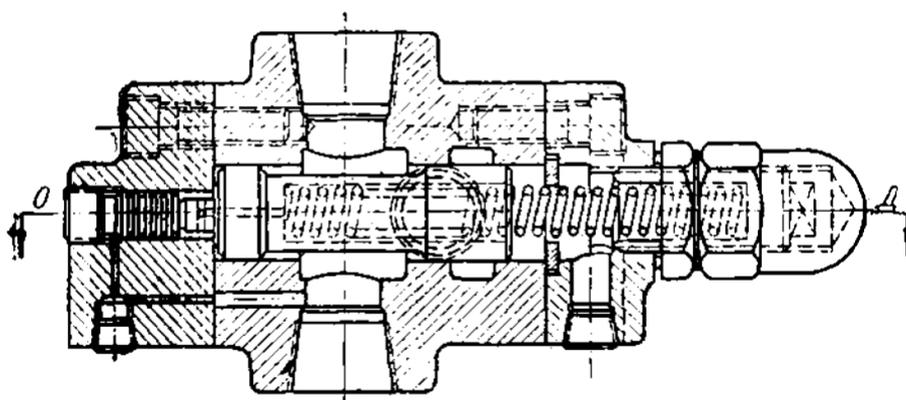
Фиг. 64. Проект нормы станкостроения на обратные клапаны с условным проходом 1/2", 3/4", 1 1/4".



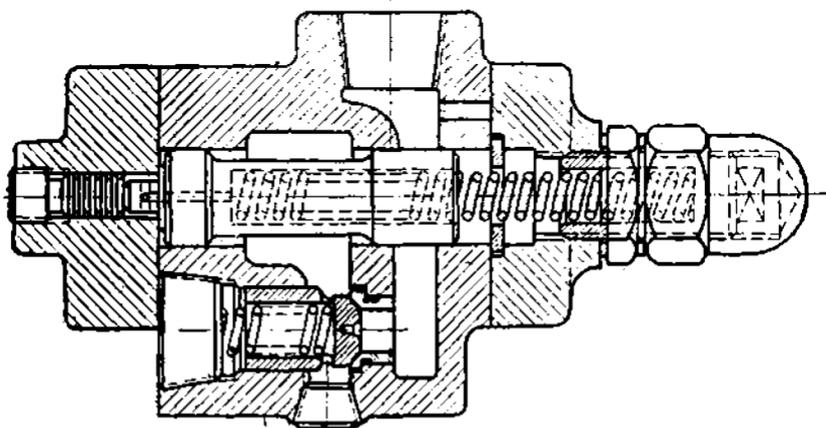
Фиг. 65. Обратный клапан фирмы Sundstrand.

ничтожное усилие и потеря давления в клапане минимальна. В этом случае ось клапана должна быть вертикальна так, что пластинка опускается на седло силой собственного веса. Это устраняет необходимость применения пружины.

Если скомбинировать в общем корпусе детали обратного клапана, изображенного на фиг. 63, с деталями клапана, изображенного на фиг. 61,



Разрез по СД



Фиг. 66. Комбинированный клапан (разгрузочный золотник с обратным клапаном) типа Vickers.

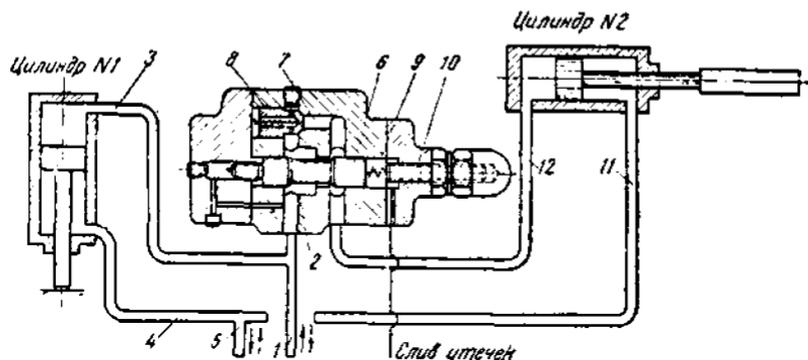
то получится комбинированный клапан типа Vickers, называемый еще иначе разгрузочным золотником с обратным клапаном (фиг. 66).

Действие и применение такого клапана может быть пояснено на приводимых ниже примерах.

В гидросистемах станков часто требуется обеспечить последовательную работу двух (или более) механизмов станка. Например, в некоторых станках необходимо предварительно зажать обрабатываемый материал и лишь после этого может начаться перемещение головки с инструментом.

На фиг. 67 изображена гидросхема включения комбинированного клапана, обеспечивающая блокировку двух рабочих цилиндров таким образом, что поршень цилиндра 2 может начать движение лишь после того, как поршень 1 закончит свое перемещение и упрется в жесткий упор (зажмет обрабатываемое изделие).

Осуществляется это следующим образом: жидкость из системы подается по трубопроводу 1 в направлении, указанном стрелкой, в камеру 2 комбинированного клапана и по трубопроводу 3 в полость цилиндра № 1. Поршень цилиндра № 1 перемещается вниз, причем жидкость из штоковой полости цилиндра по трубопроводам 4 и 5 свободно сливается в резервуар. Пружина 9 комбинированного клапана настраивается таким образом, что во время движения поршня цилиндра 1, которое требует незначительного усилия на преодоление только трения, клапан 6 под действием пружины занимает свое крайнее левое положение

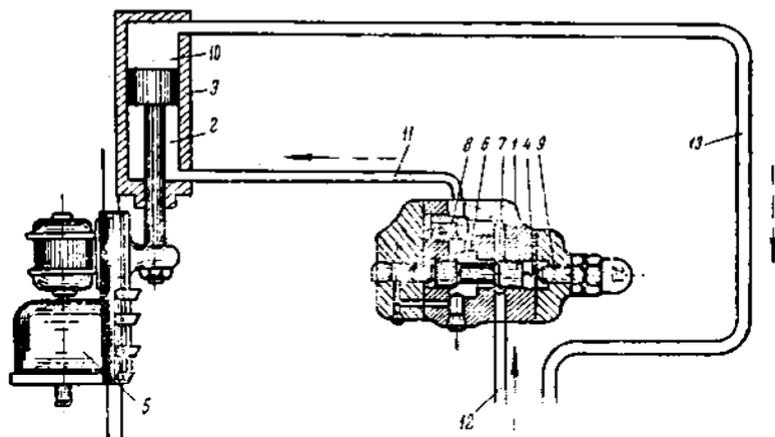


Фиг. 67. Схема включения комбинированного клапана.

ние, разобщая камеры 2 и 7 клапана друг от друга. Обратный клапан 8 давлением прижат к своему седлу. Поэтому жидкость не может поступать в цилиндр № 2 и его поршень неподвижен. Лишь только после того, как поршень цилиндра № 1 упрется в жесткий упор (зажмет материал), давление в системе возрастает, и клапан 6, преодолевая усилие пружины 9, перемещается вправо и соединяет камеры 2 и 7. Необходимое начальное усилие прижима поршня цилиндра № 1 к жесткому упору может быть отрегулировано сжатием пружины 9 при помощи регулировочного винта 10. Когда клапан 6, перемещаясь вправо, соединяет камеры 2 и 7, начинается перемещение поршня цилиндра № 2, причем жидкость из штоковой полости сливается в бак по трубопроводам 11 и 5. Чтобы привести поршни цилиндров № 1 и № 2 в исходное положение, направление потока в системе реверсируется так, как указано пунктирными стрелками; при этом трубопровод 5 соединяется с линией нагнетания системы, а трубопровод 1 — с баком. Поршни цилиндров № 1 и № 2 отходят в свои крайние верхние положения, причем жидкость из рабочей полости цилиндра 2 выходит через трубопровод 12, камеру 7 и, открыв обратный клапан 8, сливается через камеру 2 и трубопровод 1 в резервуар.

Другое применение комбинированного клапана может быть пояснено на схеме, изображенной на фиг. 68. В этой схеме комбинированный

клапан предназначен для удержания в крайнем верхнем положении головки вертикального станка, которая иначе в силу своего значительного веса произвольно опускалась бы вниз. В данном случае клапан 1 запирает выход масла из задней полости 2 цилиндра № 3. Регулировочный винт 9 клапана настраивается таким образом, чтобы давление в задней полости 2, образующееся в результате действия силы тяжести головки 5, не могло преодолеть усилия пружины 4. Тогда клапан 1 будет находиться в своем крайнем левом положении, изолируя камеры 6 и 7 друг от друга; обратный клапан 8 давлением жидкости прижат к своему седлу, поэтому выход жидкости из задней полости 2 заперт и головка 5 занимает свое верхнее положение, что имеет место до тех пор, пока трубопровод 13 не будет включен в гидросистему. Развивающееся давлe-



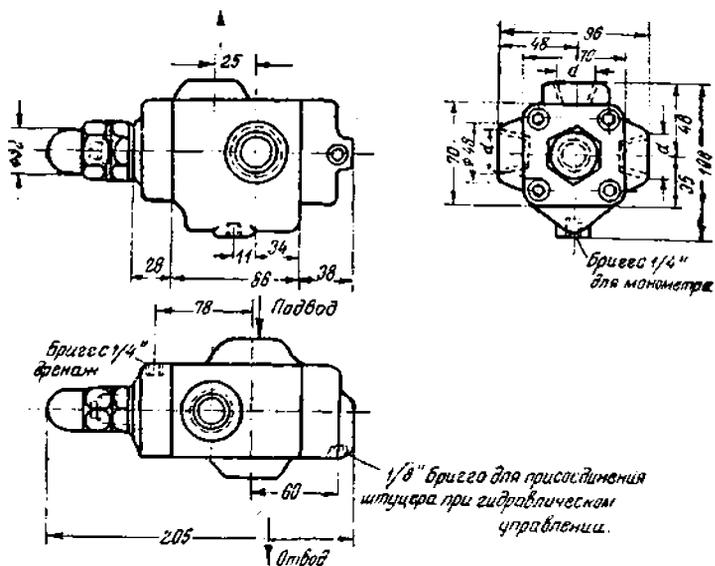
Фиг. 68. Схема включения комбинированного клапана.

ние в рабочей полости 10 вызовет соответственное повышение давления в задней полости 2 цилиндра; клапан 1 отойдет в свое правое положение, преодолев усилие пружины 4 и открыв выход жидкости из задней полости 2 цилиндра по трубопроводам 11 и 12 в резервуар, что даст возможность головке 5 перемещаться вниз. Чтобы поднять головку 5 в исходное положение, направление потока жидкости реверсируется так, как указано пунктирными стрелками. Жидкость по трубопроводу 12 в этом случае направляется в заднюю полость 2 цилиндра, открывая обратный клапан 8. Головка 5 поднимается в верхнее положение, причем жидкость из рабочей полости 10 цилиндра вытесняется через трубопровод 13 в бак.

Описанный комбинированный клапан может исполнять также функцию дистанционного управления потоком аналогично клапану, изображенному на фиг. 61.

Следует обратить внимание на использование деталей клапанов, изображенных на фиг. 61 и 63 в конструкции комбинированного клапана, что важно с точки зрения унификации. Клапаны такой конструкции нормализованы ЭНИМС для станкостроения (см. чертеж на фиг. 69).

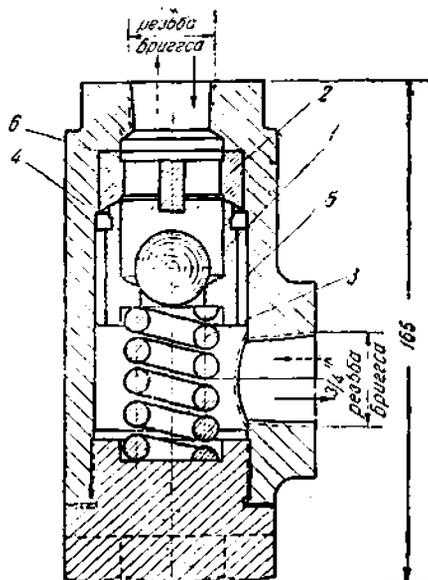
Для устранения произвольного опускания головки в вертикальных станках фирма Oil-Geag применяет конструкцию клапана (см. фиг. 70).



Типо-размер	Условный проход d	Пропускная способность
Г66-11	$\frac{1}{8}$ " Бриггс	До 40 л/мин
Г66-12	$\frac{3}{16}$ " Бриггс	До 60 л/мин

Рабочее давление до 70 атм

Фиг. 69. Проект нормы станкостроения на разгрузочный золотник с обратным клапаном пропускной способностью до 60 л/мин.



Фиг. 70. Клапан фирмы
Oil-Gear.

Выход жидкости из задней полости цилиндра, возможный в результате действия веса головки, заперт клапаном 1, коническая поверхность которого притерта к седлу 2. Пружина 3 прижимает клапан к седлу с усилием, достаточным для преодоления давления, развиваемого в задней полости в результате действия веса головки. Внутри клапана 1 помещен шаровой клапан 4, который давлением прижимается к своему седлу, образованному в клапане 1. Таким образом проход жидкости через клапан в направлении, указанном стрелкой, невозможен до тех пор, пока давление в задней полости не преодолеет усилия пружины 3, после чего клапан 1 отойдет от своего седла. Тогда жидкость проходит через образовавшуюся кольцевую щель и фрезерованные канавки 5 в клапане 1 в направлении, указанном стрелками. При реверсировании потока, как указано пунктирными стрелками, шаровой клапан 4 давлением поднимается, упираясь в выступ 6 седла 2, ограничивающий его перемещение, и свободно пропускает жидкость в указанном направлении.

Для редуцирования давления в гидросистемах применяются редуциционные клапаны. Редуцирование давления может преследовать следующие цели:

а) создание постоянного низкого давления перед дросселем, регулирующим скорость рабочего органа станка, благодаря чему достигается независимость скорости перемещения поршня от нагрузки и уменьшается возможность засорения дросселя при малых количествах пропускаемой жидкости; принципы работы и конструкция таких редуцирующих клапанов рассматриваются в 3-м разделе настоящей главы (см. „Регуляторы скорости“);

б) создание постоянного давления, сниженного на нужную величину, по сравнению с давлением, развиваемым в гидросистеме и используемым для вспомогательных целей (например для механизма зажима в токарных станках или для разжима брусков хоны в хонинговальных станках).

На фиг. 71 представлена конструкция редуциционного клапана типа Vickers, включенного в принципиальную гидросхему типа, изображенного на фиг. 6,а.

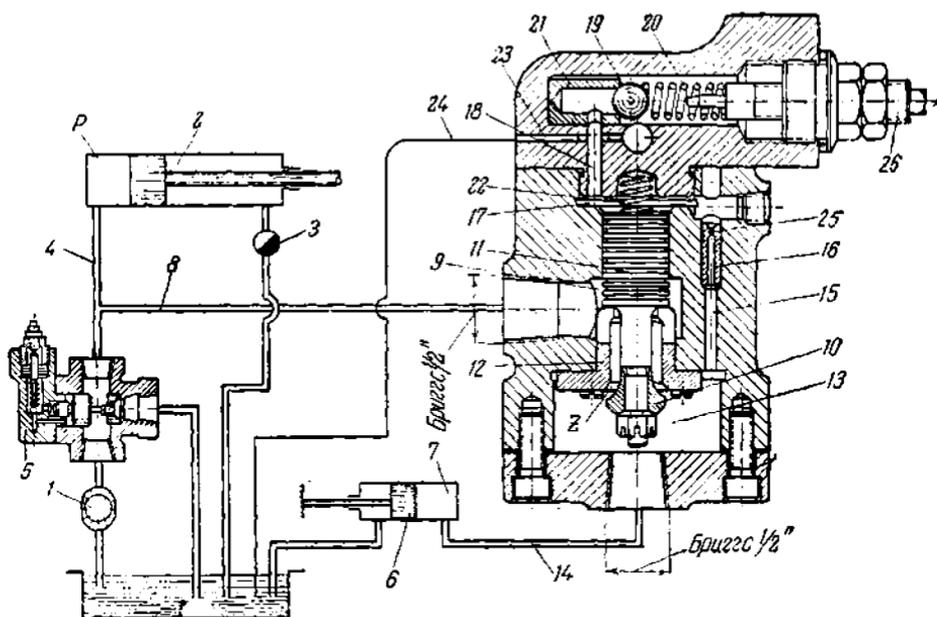
Насос 1 подает жидкость в рабочую полость цилиндра 2. Выход ее из задней полости цилиндра дросселируется дросселем 3. Поэтому в линии 4 и рабочей полости цилиндра 2 развивается некоторое давление p , определяемое настройкой клапана 5 (фиг. 58). Цилиндр 6 предназначен для зажима материала, причем давление в его рабочей полости должно быть ниже давления p .

Снижение давления осуществляется при помощи редуциционного клапана следующим образом: по трубопроводу 8 жидкость поступает в камеру 9 редуциционного клапана и оттуда через щель 2, образованную конической деталью 10 клапана 11 и его седлом 12, — в камеру 13. Из камеры 13 жидкость направляется двумя путями: по трубопроводу 14 в полость 7 цилиндра 6 и через отверстие 15 и отверстие 25 в детали 16 в камеру 17 клапана. Через отверстие 28 жидкость из камеры 17 подводится под шарик 19, который пружиной 20 прижимается к седлу 21.

Пока давление в камере 13, передающееся через отверстие 15, отверстие 25 в детали 16 и камеру 17 на шарик 19, ниже усилия, на которое настроена пружина 20, клапан 11 пружиной 22 отжимается в крайнее нижнее положение, максимально открывая щель 2, вследствие

того, что давление в камере 13 равно давлению в камере 17. Поэтому жидкость из системы свободно проходит по трубопроводу 8 через редукционный клапан, по трубопроводу 14 в рабочую полость 7 цилиндра 6, перемещая его поршень до упора. Когда поршень закончит свое движение и упрется в упор, давление в полости 7 цилиндра 6, а следовательно и в камере 13, начинает возрастать до тех пор, пока не откроется шарик 19, что образует ток жидкости из камеры 17 через отверстия 18, 23 и по трубопроводу 24 в резервуар.

Так как теперь образуется поток жидкости через отверстие малого диаметра 25 в детали 16, то давление в камере 13 становится выше давления в камере 17 на величину потери давления в отверстии 25. Бла-



Фиг. 71. Редукционный клапан типа Vickers.

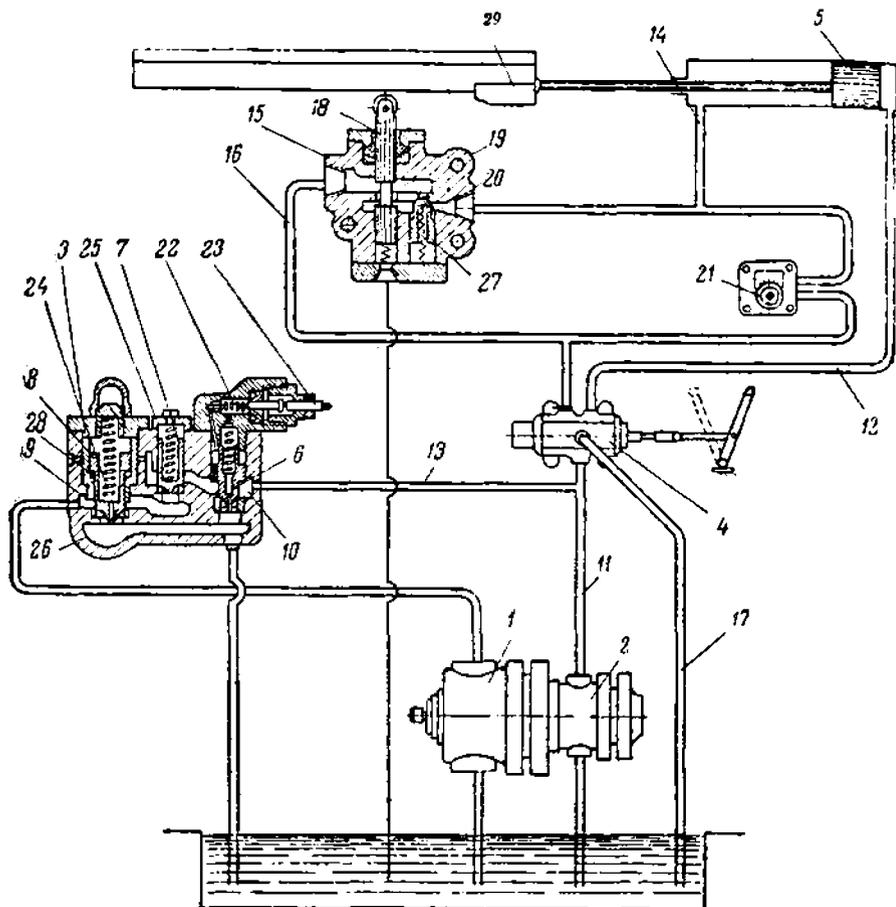
годаря этому клапан 11 поднимается вверх, уменьшая сечение щели z и одновременно дросселируя поток жидкости в камеру 13. Подъем клапана 11 происходит до тех пор, пока давление в камере 13 не уравновесит давление в камере 17 плюс усилие пружины 22. Щель z автоматически поддерживает указанную величину давления в камере 13, дросселируя поток масла, поступающего из камеры 9.

Если давление в камере 13 почему-либо начинает падать, равновесие сил, действующих на клапан 11, нарушается, и пружина 22 отжимает его вниз, увеличивая сечение щели z, что увеличивает приток жидкости в камеру 13, а следовательно и давление в ней, до тех пор, пока равновесие опять не установится.

Таким образом в камере 13, а следовательно в рабочей полости цилиндра 6, можно установить нужное давление; величина его определяется настройкой пружины 20, а это осуществляется винтом 26. По

трубопроводу 24 происходит при этом непрерывный ток жидкости в резервуар. По данным испытания такого клапана в лаборатории гидроприводов ЭНИМС количество жидкости, протекающей по трубопроводу 24, не превышает величины 0,25—0,5 л/мин.

В гидросистемах станков часто встречается необходимость в автоматическом разделении двух потоков жидкости в момент, когда давление



Фиг. 72. Схема включения разделительных клапанов фирмы Vickers.

в системе достигает определенной нужной величины. Для осуществления этой цели фирма Vickers применяет так называемые разделительные клапаны.

На фиг. 72 изображена гидравлическая схема, поясняющая действие разделительных клапанов в гидросистеме станка, работающего по циклу: „быстрый подвод“, „рабочая подача“, „быстрый обратный ход“ и „стоп“; по такому циклу работает большинство сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станков. В гидросистемах указанных станков требуется, чтобы поршень рабочего цилиндра 5 в начале цикла перемещался со

скоростью $\sim 4-6$ м/мин, что соответствует подводу инструмента к изделию. Перед началом резания поршень цилиндра переключается на малую скорость перемещения, находящуюся для сверлильно-расточных станков примерно в пределах от 5 до 100 мм/мин.

Таким образом очевидно, что для перемещения поршня при быстром подводе и при рабочей подаче требуются резко различающиеся друг от друга количества жидкости. В гидросистемах станков это достигается путем применения двух насосов, из которых один малой производительности в основном используется для рабочих подач, а другой насос большой производительности используется только для быстрых перемещений поршня. Отсюда вытекает, что в момент переключения поршня цилиндра 5 с быстрого подвода на рабочую подачу насос большой производительности должен быть выключен во избежание ненужной потери мощности на нагревание масла.

В гидросистемах дроссельного регулирования типа Vickers это выключение насоса большой производительности осуществляется при помощи комбинированного разделительного клапана 3; последний включает в себя клапан 6 типа, изображенного на фиг. 58, обратный клапан 7 типа, изображенного на фиг. 63, и разгрузочный клапан 8. Насос большой производительности 1 приключен к камере 9 клапана 3, а насос малой производительности 2 — к камере 10. Когда рукоятка золотника управления 4 находится в положении, изображенном на фиг. 72, трубопровод 11 соединен с трубопроводом 12; тогда оба насоса 1 и 2 подают жидкость по трубопроводам 11 и 12 в рабочую полость цилиндра 5. При этом поток жидкости из насоса 1 поступает в камеру 9, открывает обратный клапан 7 и из камеры 10 по трубопроводу 13 поступает в трубопровод 11, соединяясь с потоком, подаваемым насосом 2. Поршень рабочего цилиндра 5 быстро перемещается вперед, при этом жидкость из задней полости цилиндра 5 свободно выходит по трубопроводу 14 через золотник 15 (фиг. 112) и трубопровод 16, который золотником 4 соединен с трубопроводом 17, ведущим в бак.

Когда упор 29, укрепленный на движущейся части головки, нажмет на золотник 18, последний перемещается вниз и разобщает камеры 19 и 20 одну от другой, вследствие чего выход жидкости из задней полости цилиндра 5 становится возможным только через регулятор скорости 21. Этот регулятор дросселирует жидкость, вытекающую из задней полости цилиндра 5, благодаря чему давление в трубопроводах 11 и 12 повышается до тех пор, пока не откроется клапан 6; величина этого давления, как указывалось раньше, определяется усилием пружины 22, которая регулируется винтом 23. Одновременно возрастающее давление в камере 10 передается в камеру 28 разгрузочного клапана 8 через канал, на чертеже не показанный; этим создается усилие, которое, преодолевая действие пружины 4, поднимает клапан 8 вверх; величина давления, при котором срабатывает клапан 8, определяется регулированием пружины 24 при помощи винта 25.

В результате изложенного поток жидкости, подаваемой насосом 1, свободно направляется в камеру 26 и оттуда в бак, а камера 9 отделяется от камеры 10 обратным клапаном 7, который давлением жидкости в камере 10 прижимается к своему седлу. Таким образом перемещение поршня рабочего цилиндра 5 осуществляется только от насоса

малой производительности 2, а насос большой производительности 1 — выключен.

Когда рукоятка золотника 4 переводится в другое крайнее положение, указанное пунктиром, трубопровод 11 соединяется с трубопроводом 16 и жидкость от насосов направляется к камере 19 золотника 15, открывая обратный клапан 27; пройдя этот клапан, жидкость через камеру 20 и трубопровод 14 попадает в заднюю полость рабочего цилиндра 5. Вследствие падения давления в системе клапаны 8 и 6 закрываются, а клапан 7 открывается, и поршень цилиндра 5 быстро отходит в исходное положение со скоростью, определяемой суммарной производительностью насосов 1 и 2.

В среднем положении рукоятки золотника 4 трубопровод 11 соединен с трубопроводом 17 и оба насоса соединяются на бак. В такой системе обычно используются двоянные насосы типа, изображенного на фиг. 28 и 29.

Дроссели

В условиях работы гидросистем станков к дросселю должны быть предъявлены следующие требования:

- 1) конструкция дросселя должна обеспечивать минимальную засоряемость его при продолжительной работе;
- 2) конструкция дросселя должна обеспечивать минимальную зависимость количества пропускаемой жидкости от температуры;
- 3) при изменении перепада давлений у дросселя изменение количества пропускаемой жидкости должно быть минимально, что имеет преимущественное значение для гидросистем, изображенных на фиг. 6 (см. главу I).

Первый пункт изложенных требований имеет особое значение в условиях работы дросселей, пропускающих малые количества жидкости ($80 — 500 \text{ см}^3/\text{мин}$), что необходимо в гидросистемах станков, работающих при малых скоростях перемещения поршня (сверлильно-расточные, токарные станки). При рассмотрении гидросистем с дроссельным регулированием (см. главу I) было показано, каким малым размером определяется проходное сечение дросселя, пропускающего при давлении $10 \text{ атм} \sim 15 \text{ см}^3/\text{мин}$.

Хотя в гидросистемах современных станков дроссели работают в комбинации со специальными редукционными или дозирующими клапанами, создающими минимальный и постоянный перепад давлений у дросселя (от 1 до 5 атм в различных конструкциях), и минимальное количество пропускаемой жидкости ограничивается обычно $80 \text{ см}^3/\text{мин}$, тем не менее проходные сечения дросселей исчисляются десятками долями квадратного миллиметра.

Как показывают экспериментальные данные, а также испытания и эксплуатация гидростанков, при работе дросселя в гидросистеме наблюдается следующее явление: при постоянной величине перепада давлений жидкости у дросселя и неизменной установке его, а также при прочих постоянных условиях с течением времени происходит постепенное снижение пропускной способности дросселя (см. график испытания дросселей на фиг. 79) и тем заметнее, чем меньше проходное сечение дросселя, что объясняется постепенным засорением его посторонними мелкими

частицами, содержащимися в рабочей жидкости, а также частицами смолисто-парафинистых веществ, выделяющихся из масла.

Это снижение пропускной способности дросселя крайне отрицательно отражается на работе станка, так как скорость перемещения поршня за время рабочего цикла постепенно уменьшается и при плохой конструкции дросселя и неблагоприятных обстоятельствах могут случаться даже временные приостановки движения поршня. В сверлильно-расточных и токарных станках, предназначенных для обработки деталей с большой длиной проходов при малых величинах подачи, продолжительность рабочего цикла доходит до 40 мин. и более. Понятно, как велика будет потеря производительности в таком станке вследствие падения пропускной способности дросселя.

Для устранения вредного действия указанного явления следует стремиться к наиболее тщательной фильтрации масла. С другой стороны, большое значение имеет конструкция дросселя, форма проходного сечения которого должна обеспечивать минимальную засоряемость его.

В этом отношении можно считать установленным, что чем меньше периметр проходного сечения дросселя в сравнении с его площадью, тем меньше вероятность засорения. Поэтому наиболее благоприятными профилями проходного сечения являются круг или квадрат, а наименее благоприятными — вытянутый четырехугольник с большим соотношением сторон или круговое кольцо.

Для выяснения степени засоряемости лабораторией гидроприводов ЭНИМС были произведены испытания следующих типов дросселей, применяемых в гидросистемах станков:

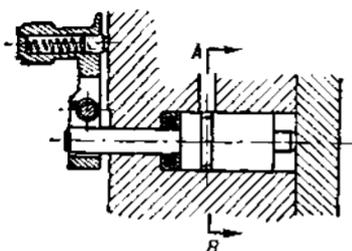
- 1) дросселя типа Vickers с эксцентричной проточкой четырехугольного вытянутого профиля (фиг. 73);
- 2) дросселя типа Vickers игольчатого, кольцевого профиля (фиг. 74);
- 3) дросселя типа Ex-Cell-O с эксцентричной проточкой треугольного профиля (фиг. 75);
- 4) дросселя типа Ex-Cell-O, щелевого четырехугольного мало вытянутого профиля (фиг. 76);
- 5) дросселя типа Natco треугольного профиля (фиг. 77);
- 6) дросселя игольчатого, диафрагмового, кольцевого профиля (фиг. 78).

Учитывая условия работы дросселей в гидросистемах станков, снабженных дозирующими или редуцированными клапанами, испытания производились при давлении 1,5 *атм*. Имея в виду, что в рабочих условиях температура масла в гидросистеме может колебаться в пределах 10—50°, лаборатория производила испытания при температуре 50°, считая эту температуру максимально допустимой.

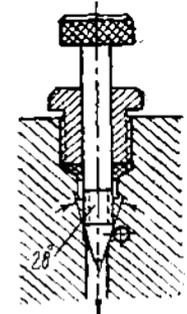
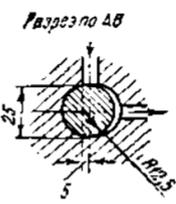
Испытания производились на минимальных количествах пропускаемой жидкости порядка 70—110 *см³/мин*, причем наблюдалось падение пропускной способности за время 25 мин. Полученные характеристики дросселей изображены на фиг. 79.

Как и следовало ожидать, наибольший эффект засоряемости показали диафрагмовый дроссель, игольчатый дроссель типа Vickers, а также дроссель типа Vickers с эксцентричной проточкой, профиль которого при малых проходных сечениях имеет форму сильно вытянутого четырехугольника.

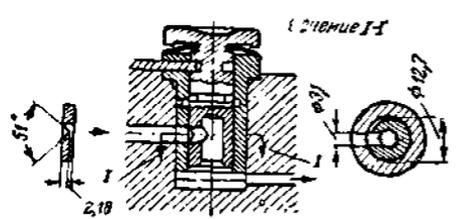
Минимальную засоряемость показали: дроссели типа Natco, Ex-Cell-O щелевой и Ex-Cell-O с эксцентричной проточкой. При установке дроссе-



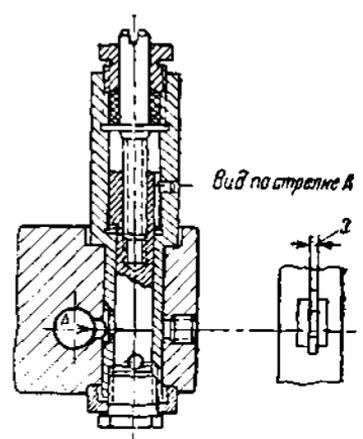
Фиг. 73 Дроссель типа Vickers с эксцентричной проточкой.



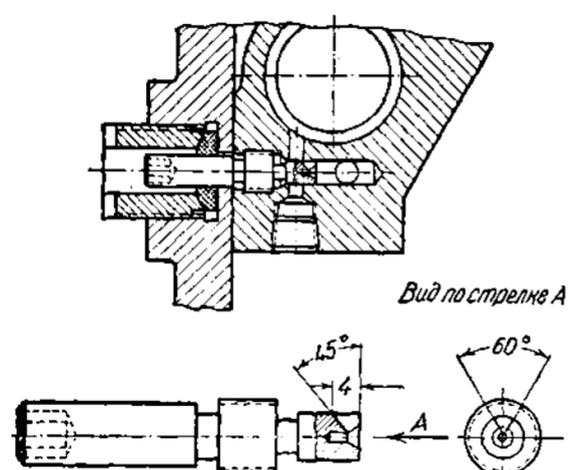
Фиг. 74. Дроссель типа Vickers игло-чатый.



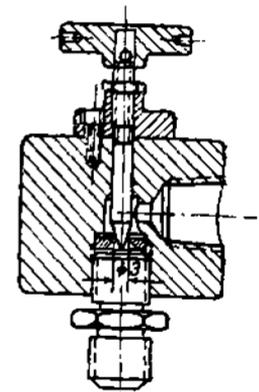
Фиг. 75. Дроссель типа Ex-Cell-O с эксцентричной проточкой.



Фиг. 76. Дроссель типа Ex-Cell-O щелевой.



Фиг. 77. Дроссель типа Natco.

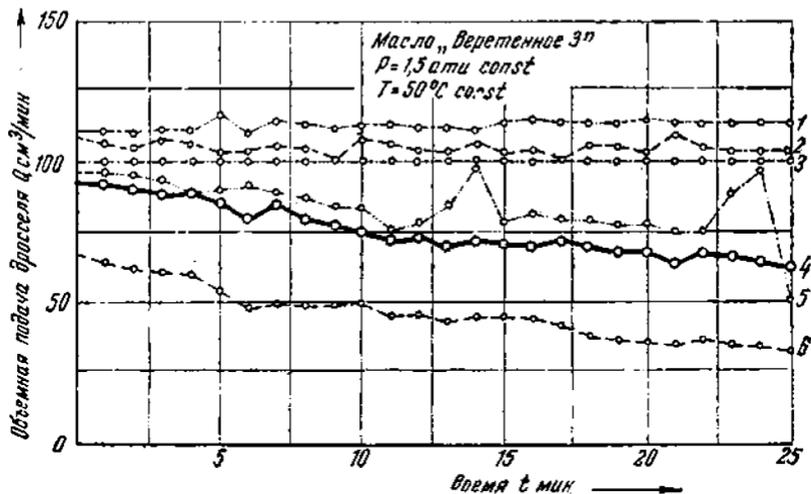


Фиг. 78. Дроссель диафрагмовый.

лей на количества пропускаемой жидкости, меньше $70 \text{ см}^3/\text{мин}$, пропускная способность резко с течением времени снижалась, особенно у дросселей, подверженных засорению в максимальной степени.

Фирма Vickers в последнее время стала применять шелевой тип дросселя, изображенный на фиг. 80.

В этой конструкции жидкость проходит через узкую щель шириной $0,4 \text{ мм}$, благодаря чему на малых открытиях дросселя периметр его проходного сечения по сравнению с площадью значительно уменьшен. Согласно данным по испытанию таких дросселей на станках отечественного производства, а также на основании данных фирмы Vickers, дроссель такого типа обеспечивает надежную работу при минимальном количестве пропускаемой жидкости — $80 \text{ см}^3/\text{мин}$ и не уступает дросселям типа Natco



Фиг. 79. Сравнение эффекта засоряемости различных типов дросселей. Дроссели: 1 — Ex-Cell-O (шелевой); 2 — Natco; 3 — Ex-Cell-O (с эксцентричной проточкой); 4 — диафрагмовый; 5 — Vickers (игольчатый); 6 — Vickers (с эксцентричной проточкой).

и Ex-Cell-O. Поэтому дроссели этого типа, так же как и дроссели типа, изображенного на фиг. 76 и 77, могут быть с точки зрения минимальной засоряемости рекомендованы для применения в гидросистемах сверлильно-расточных и токарных станков, в которых требуются малые скорости перемещения поршня.

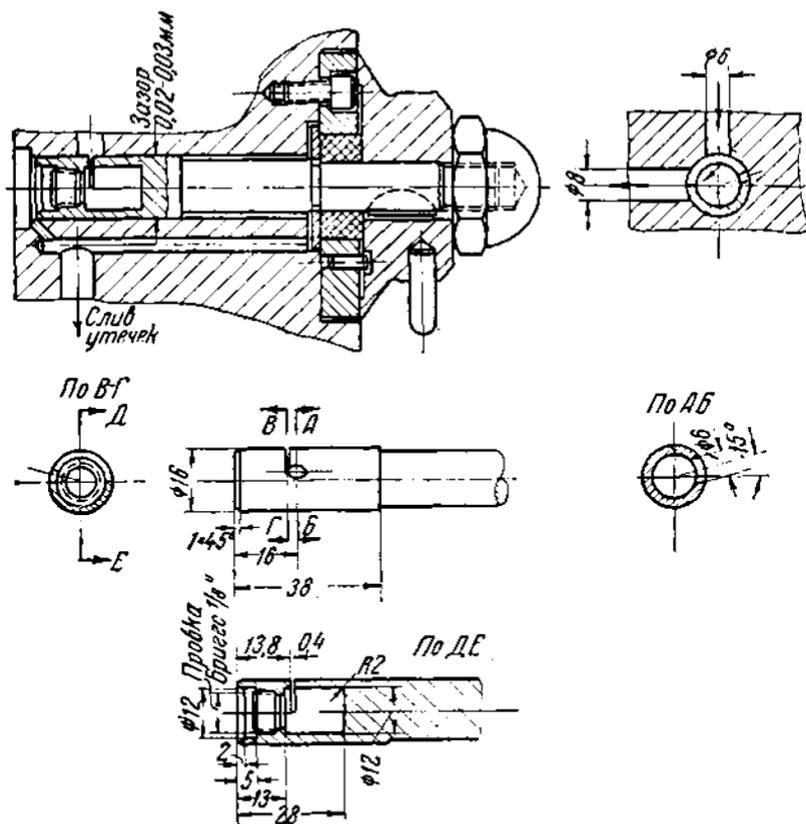
Что касается конструкций типа Vickers игольчатый, а также диафрагмового типа, то эти дроссели не применяются для ответственных целей регулирования скорости станков и могут быть использованы для второстепенных функций (например регулирование скорости переключения золотников в гидравлических распределительных устройствах).

Вторым не менее важным требуемым качеством конструкции дросселя является обеспечение минимальных колебаний пропускной способности при переменной температуре масла.

Этот фактор важен не только для станков, работающих при малых скоростях перемещения поршня (сверлильно-расточные, токарные станки), но и для станков с повышенными скоростями (шлифовальные, протяжные и др.), так как изменение температуры масла, отражаясь на про-

пусковой способности дросселя, приводит к колебаниям скорости перемещения поршня.

Теоретически — чем короче в дросселе длина дросселирующего канала по сравнению с его сечением, т. е. чем больше дроссель приближается по своему типу к диафрагме, тем меньше зависит от температуры масла расход жидкости через дроссель. Количество жидкости, пропускаемой таким дросселем, приближается к характеристике $Q = k_2 \sqrt{p}$ (где p — перепад давления жидкости и Q — пропускная способность дросселя); расход



Фиг. 80. Щелевой дроссель типа Vickers.

энергии на перепуск масла падает в значительной части на сообщение скорости частицам жидкости и лишь в незначительной степени на преодоление сил вязкости. В дросселях такого типа путь прохождения жидкости через дроссель, т. е. путь, на котором происходит трение частиц жидкости, сокращен до минимума, а поэтому влияние температуры и давления масла на пропускную способность дросселя минимально. Из рассмотренных выше типов дросселей к этому случаю наиболее подходят дроссели типа Natco (фиг. 77), типа Ex-Cell-O, щелевой (фиг. 76), диафрагмовый (фиг. 78), а также последняя конструкция Vickers (фиг. 80); в этих дросселях можно ожидать минимальной зависимости пропускной способности дросселя от температуры, а также и от давления жидкости.

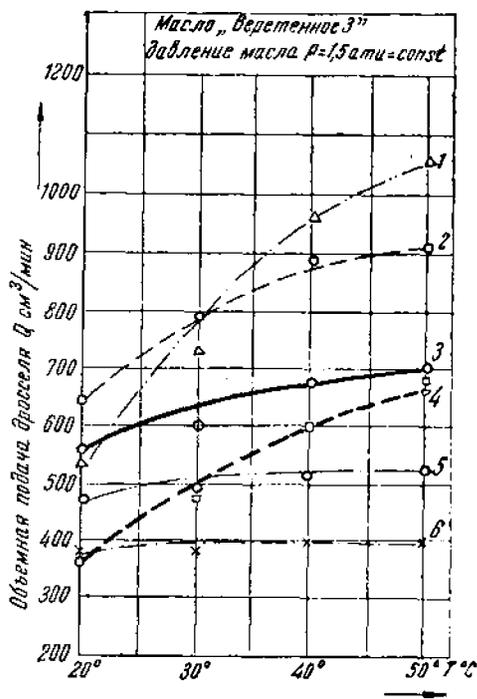
Второй случай зависимости пропускной способности дросселя от температуры жидкости соответствует максимальной теоретически возможной зависимости Q от p . Подобную зависимость Q от p имел бы идеальный дроссель, в котором расход энергии на перепуск жидкости уходил бы только на преодоление сил вязкости без затраты энергии на сообщение скорости жидкости. Однако даже теоретически нельзя исключить этой затраты энергии, но ее можно сделать ничтожной по сравнению с расходом энергии на преодоление сил вязкости. Подобный случай будет иметь место, если пропускать жидкость через длинную трубку малого диаметра при условии сохранения в ней ламинарного течения жидкости. При достаточно длинной трубке перепад давления на преодоление сил вязкости будет столь большим по сравнению с перепадом давления, идущим на сообщение скорости жидкости, что последние можно пренебречь. В таком дросселе зависимость расхода жидкости от давления будет выражаться уравнением $Q = k_1 p$, а влияние температуры (и давления) на пропускную способность дросселя максимально.

К этому случаю подходят дроссели типа Vickers с эксцентричной проточкой (фиг. 73) и Ex-Cell-O с эксцентричной проточкой (фиг. 75). В перечисленных дросселях можно ожидать максимальной зависимости пропускной способности от температуры, а также и от давления жидкости. Подробные испытания дросселей указанного типа, произведенные в лаборатории гидроприводов ЭНИМС, в основном подтвердили приведенные выше положения.

На фиг. 81 представлены результаты испытаний дросселей на зависимость пропускной способности от температуры масла при изменении температуры от 20 до 50° и при давлении жидкости 1,5 атм. Из фиг. 81 видно, что наибольшую зависимость пропускной способности от температуры показали дроссели типа Ex-Cell-O с эксцентричной проточкой, Vickers с эксцентричной проточкой и Vickers игольчатый.

Наименьшую зависимость пропускной способности от температуры показали дроссели типа Natco, Ex-Cell-O, щелевой и диафрагмовый.

Для установления влияния изменения давления на пропускную способность дросселя, что существенно для гидросистем, в которых дрос-



Фиг. 81. Зависимость объемной подачи дросселей различных типов от температуры масла.

Дроссели: 1 — Vickers (игольчатый); 2 — Vickers (с эксцентричной проточкой); 3 — диафрагмовый; 4 — Ex-Cell-O (с эксцентричной проточкой); 5 — Natco; 6 — Ex-Cell-O (щелевой).

сели не снабжены дозирующими или редукционными клапанами (см. главу I, фиг. 6), лабораторией гидроприводов ЭНИМС были засняты характеристики $Q = f(p)$ для приведенных выше типов дросселей (см. график на фиг. 82).

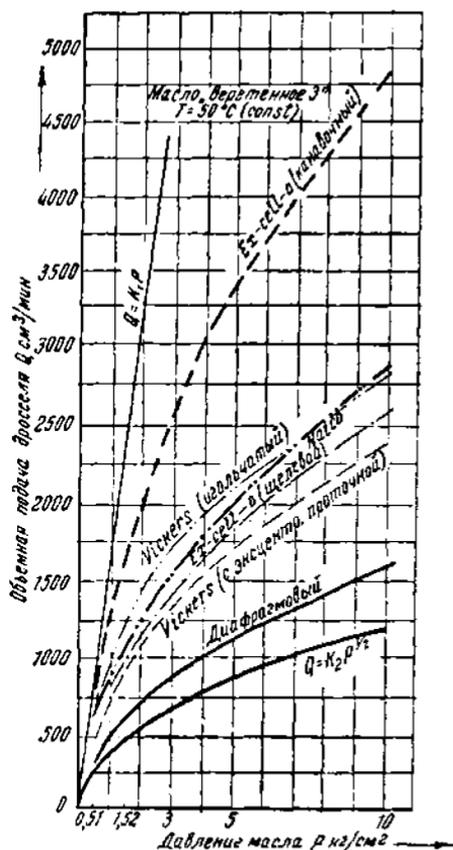
Из графика видно, что характеристики дросселей, в которых длина дросселирующего канала по сравнению с проходным сечением невелика, приближаются к характеристике $Q = k_2 \sqrt{p}$; изменение пропускной способности в зависимости от давления минимально.

Наоборот, в дросселях, у которых путь протекания жидкости по сравнению с проходным сечением значителен, характеристика приближается к уравнению $Q = k_1 p$; изменение пропускной способности в зависимости от давления максимально.

При оценке графиков на фиг. 81 и 82 следует считать с искажающим влиянием засорения на характеристику дросселей типа Vickers игольчатый, Vickers с эксцентричной проточкой и диафрагмовый, которые, как было показано ранее, в максимальной степени подвержены засорению.

Анализируя экспериментальные данные, полученные в лабораторных условиях, а также данные, полученные в результате испытания и эксплуатации станков, можно сделать следующие выводы:

1. С точки зрения минимальной зависимости пропускной способности дросселей от температуры и давления масла, а также достижения минимальной засоряемости, следует применять дроссели, в которых путь протекания



Фиг. 82. Зависимость объемной подачи различных типов дросселей от давления.

жидкости и периметр профиля проходного сечения минимальны по сравнению с его площадью.

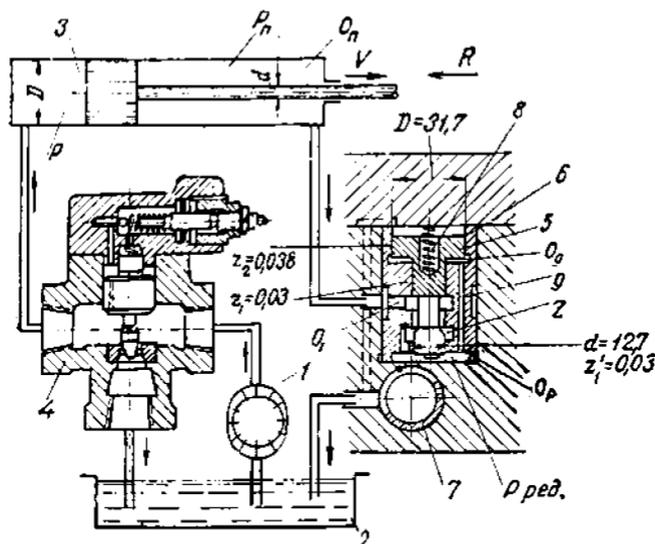
Для станков, работающих при малых скоростях перемещения поршня (сверлильно-расточные, токарные станки), могут быть рекомендованы дроссели, изображенные на фиг. 76, 77, 80. Для станков, работающих при повышенных скоростях перемещения поршня (шлифовальные, протяжные станки), можно рекомендовать дроссель типа Vickers, изображенный на фиг. 83, с пропускной способностью до 45 л/мин при перепаде давлений 1,5—3 атм.

В настоящее время в станках применяются преимущественно следующие конструкции регуляторов скорости:

- а) регуляторы скорости типа Vickers;
- б) регуляторы скорости типа Natco;
- в) регуляторы скорости типа Ex-Cell-O.

Регуляторы скорости с редукционными клапанами типа Vickers

Регуляторы скорости типа Vickers состоят из дросселя с эксцентричной проточкой (фиг. 73), или дросселя щелевого (фиг. 80), применяемого в последних конструкциях, и редукционного клапана. Последний выполняется в двух вариантах, принципиально не отличающихся друг от друга.



Фиг. 84. Гидравлический регулятор скорости типа Vickers (цилиндрический) и схема его включения в гидросистему.

Первый вариант редукционного клапана цилиндрического типа, имеющий малые проходные сечения, предназначен для регулирования малых количеств пропускаемой жидкости и применяется в гидросистемах сверльно-расточных и токарных станков.

Второй вариант — конического типа — с большими проходными сечениями, предназначен для регулирования больших скоростей перемещения поршня и применяется в гидросистемах протяжных станков, хонинг-станков, а также в некоторых конструкциях шлифовальных станков.

На фиг. 84 изображена в принципиальном виде схема гидросистемы с регулятором скорости цилиндрического типа.

Насос постоянной производительности 1 типа, изображенного на фиг. 19, подает масло из резервуара 2 в рабочую полость цилиндра 3. Избыточное количество жидкости, подаваемой насосом, сливается в резервуар через клапан 4 (фиг. 58), который обеспечивает постоянное давление p в рабочей полости цилиндра. Выход масла, вытесняемого во

время перемещения поршня из задней полости цилиндра O_n , дросселируется редуционным клапаном и дросселем. Величина противодействия p_n возникающего в задней полости цилиндра O_n , определяется уравнением (16) (см. главу I) и достигает своей максимальной величины, когда усилие на поршне $R=0$, что соответствует холостому ходу поршня (перед врезанием инструмента в обрабатываемое изделие).

Обозначив максимальное значение противодействия $p_{n \max}$ и положив $R=0$, имеем из уравнения (16)

$$p_{n \max} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 p}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}.$$

Во время рабочего хода поршня (при обработке изделия) противодействие в задней полости изменяется на величину

$$\Delta p_n = p_{n \max} - p_n = \frac{R}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}.$$

Клапан 4 настраивается на давление p , несколько большее, чем давление, необходимое для преодоления максимального усилия R на величину ~ 5 *ати*.

Поэтому

$$R_{\max} = \frac{\pi}{4} D^2 (p - 5).$$

Максимальное возможное изменение противодействия выразится следующим образом:

$$\Delta p_{n \max} = \frac{R_{\max}}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} (p - 5). \quad (59)$$

При настройке клапана 4 на давление ~ 65 *ати* изменение противодействия составит

$$\Delta p_{n \max} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} \cdot 60,$$

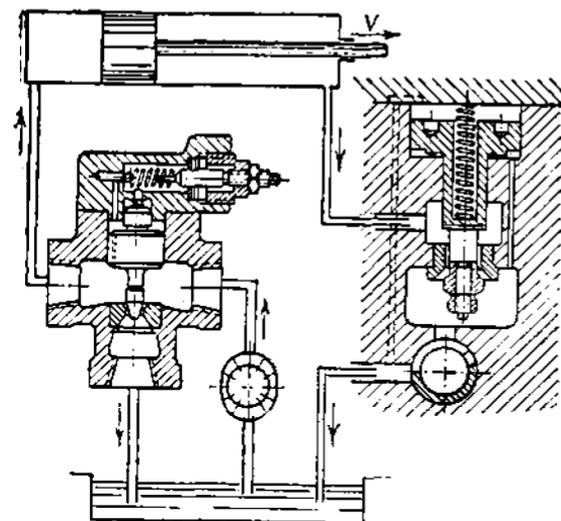
т. е. максимальное изменение противодействия превышает 60 *ати* и тем в большей степени, чем больше отношение рабочих сечений полостей цилиндра.

При таком значительном изменении противодействия количество жидкости, вытесняемой из задней полости O_n в единицу времени, а следовательно, и скорость поршня, тоже изменялись бы в значительной степени в случае применения обыкновенного дросселя (см. главу I).

Редуционный клапан полностью устраняет этот недостаток, автоматически поддерживая перед дросселем постоянное низкое давление при любых изменениях противодействия p_n .

Достигается это следующим образом: жидкость, вытесняемая при перемещении поршня из задней полости цилиндра, поступает в полость O_1 редукционного клапана 5 и оттуда через щель z , образованную кромкой клапана и отверстием во втулке 6, поступает в полость сниженного давления O_p , откуда через дроссель 7 сливается в резервуар.

Действием пружины 8 редукционный клапан 5 стремится переместиться вниз, в то время как в противоположном направлении, т. е. снизу вверх, на него действует редуцированное давление $p_{ред}$, стремящееся закрыть щель z и прекратить доступ масла в полость O_p . При достижении редуцированного давления $p_{ред}$ некоторой величины, определяемой силой пружины и диаметром редукционного клапана, щель z закрывается и приток масла в полость O_p прекратится.



Фиг. 85. Гидравлический регулятор скорости типа Vickers (конический) и схема его включения в гидросистему.

и $p_{ред}$, вследствие чего клапан 5 опускается вниз, увеличивая щель z , что препятствует дальнейшему снижению количества жидкости, поступающей в полость O_p и $p_{ред}$. Таким образом работа клапана заключается в его непрерывных колебаниях, в результате чего в полости O_p должно поддерживаться постоянное редуцированное давление $p_{ред}$, определяемое усилием пружины и диаметром редукционного клапана. Следует обратить внимание, что давление $p_{ред}$ действует на всю площадь клапана, определяемую диаметром $D = 31,7$, так как полость клапана O_d сообщается с O_p через отверстие 9 малого диаметра, предназначенное также для демпфирования колебаний клапана.

Теоретически изменения редуцированного давления, а следовательно и количества пропускаемой дросселем 7 жидкости, в результате указанных колебаний клапана будут ничтожны, так как максимальное открытие щели z , измеряемое по оси клапана, не превышает десятых долей миллиметра, что не может осутимо сказаться на величине $p_{ред}$ вследствие большой длины пружины 8.

Если противодействие p_n в задней полости цилиндра изменяется в сторону увеличения, то одновременно возрастает количество жидкости, поступающей в полость O_p , а вследствие этого увеличивается и $p_{ред}$. Клапан 5 перемещается вверх, прикрывая щель z , и препятствует этим увеличению притока жидкости в полость O_p и редуцированного давления $p_{ред}$.

В случае изменения противодействия p_n в сторону уменьшения, одновременно уменьшаются количество жидкости, поступающей в полость O_p

В практических условиях работы регулятора правильность его действия несколько нарушется вследствие засорения щели z и трения в редукционном клапане, что будет рассмотрено далее.

Действие редукционного клапана конического типа аналогично вышеописанному. Принципиальная схема гидросистемы с клапаном такого типа изображена на фиг. 85.

Влияние трения в редукционном клапане на работу регулятора скорости

Чтобы редукционный клапан мог реагировать на изменение редуцированного давления, автоматически прикрывая или открывая щель z , необходимо, чтобы сила трения в нем была минимальна.

При некотором значении силы трения, которое можно обозначить через T , изменение редуцированного давления $\Delta p_{ред}$, на которое клапан начинает реагировать, вытекает из уравнения

$$\frac{\pi D^2}{4} \Delta p_{ред} = T, \quad (60)$$

где D — диаметр верхней цилиндрической части клапана.

Поэтому при одной и той же установке дросселя и при одном и том же противодавлении редуцированное давление $p_{ред}$ может колебаться в пределах от $p_{ред} - \Delta p_{ред}$ до $p_{ред} + \Delta p_{ред}$.

Соответственно и пропускная способность регулятора скорости будет колебаться в зависимости от характеристики дросселя γ в пределах:

$$а) \text{ от } Q \cdot \frac{p_{ред} - \Delta p_{ред}}{p_{ред}} \text{ до } Q \frac{p_{ред} + \Delta p_{ред}}{p_{ред}},$$

при дросселе с характеристикой $Q = k_1 p_{ред}$;

$$б) \text{ от } Q \cdot \sqrt{\frac{p_{ред} - \Delta p_{ред}}{p_{ред}}} \text{ до } Q \sqrt{\frac{p_{ред} + \Delta p_{ред}}{p_{ред}}},$$

при дросселе с характеристикой $Q = k_2 p_{ред}^{1/2}$.

Величина изменения редуцированного давления $\Delta p_{ред}$, на которую редукционный клапан не способен реагировать, называется его нечувствительностью.

Отношение

$$\sigma = \frac{\Delta p_{ред}}{p_{ред}} \quad (61)$$

называется относительной нечувствительностью редукционного клапана и характеризует пределы, в которых может колебаться пропускная способность регулятора скорости при одной и той же установке дросселя, а следовательно характеризует и неточность регулирования.

Как видно из уравнений (60) и (61), относительную нечувствительность клапана можно снизить двумя путями: либо за счет уменьшения $\Delta p_{ред}$ путем увеличения диаметра клапана D , что, однако, имеет свои пределы, либо путем увеличения $p_{ред}$; последнее нежелательно, так как с повышением $p_{ред}$ должна быть уменьшена щель в дросселе, следовательно увеличена возможность его засорения.

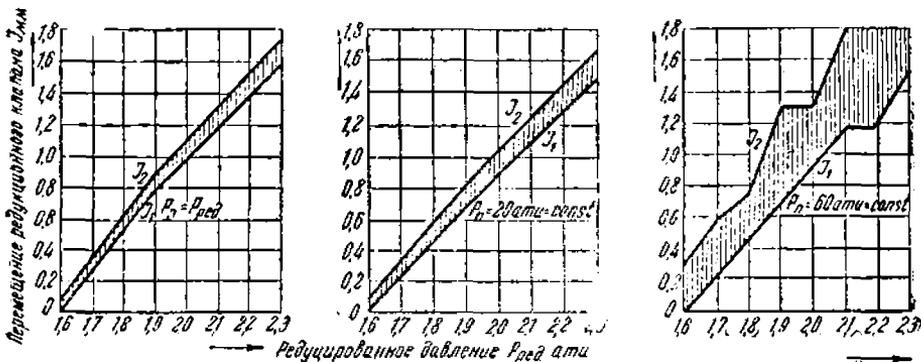
кое устройство необходимо для того, чтобы исследовать влияние действия высокого давления p_n на усилие трения в клапане. Испытание было произведено при трех значениях p_n : $p_n = p_{ред}$; $p_n = 20 \text{ ати}$ и $p_n = 60 \text{ ати}$.

Полость $O_{ред}$ питается от второго насоса 4, давление которого редуцированное давление) регулируется клапаном 5 по манометру 6. Колебания клапана отмечаются индикатором 7.

На диаграммах фиг. 87 показаны построенные по данным испытаний кривые перемещений редукционного клапана I_1 и I_2 при возрастании и убывании редуцированного давления — при трех указанных выше величинах внешнего давления для редукционного клапана цилиндрического типа.

Произведенные испытания позволили установить следующее:

1. Расстояние между кривыми I_1 и I_2 увеличивается с возрастанием противодействия p_n , что указывает на увеличение трения в редукцион-



Фиг. 87. Диаграмма перемещений редукционного клапана типа Vickers (цилиндрический тип) при возрастании и убывании редуцированного давления $p_{ред}$ при различных значениях противодействия p_n .

ном клапане и его нечувствительности. Наивысшего значения относительная нечувствительность [см. уравнение (61)] достигает при $p_n = 60 \text{ ати}$; $\sigma = 0,06$; при этом $\Delta p_{ред} = \pm 0,124 \text{ ати}$. Изломы в кривых указывают на резкие изменения трения при высоком значении p_n , в то время как при низких значениях p_n кривые имеют правильную форму.

2. Вероятными причинами увеличения трения при повышении давления в редукционном клапане являются:

а) боковое гидравлическое воздействие давления в зазорах z_1 и z_2 вследствие неравномерного распределения давления масла в кольцевых сечениях этих зазоров; для уменьшения вредного действия этого явления на клапане протачиваются специальные канавки (фиг. 95 и 96);

б) засорение (забивание) зазоров z_1 и z_2 посторонними частицами или выделяющимися из масла смолисто-парафинистыми веществами.

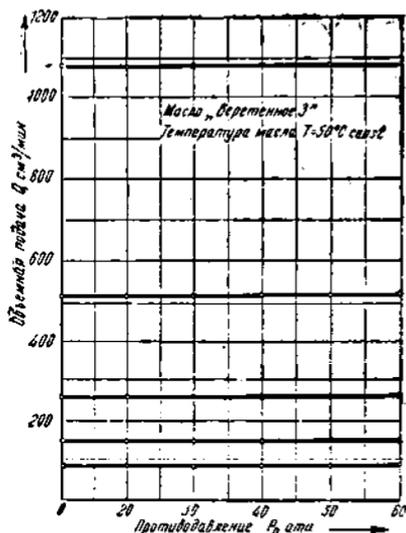
Работа регулятора скорости при изменении противодействия p_n

Для оценки способности регулятора скорости обеспечивать постоянную пропускную способность при переменном противодействии p_n были

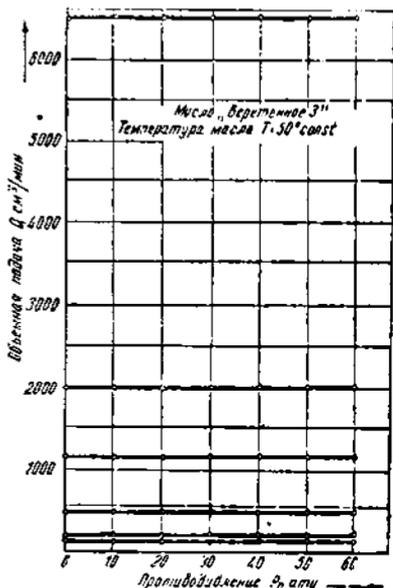
произведены в лаборатории гидроприводов ЭНИМС испытания регуляторов скорости цилиндрического и конического типа на зависимость пропускной способности от противодействия.

Испытания производились в лабораторных условиях на диапазоне внешних давлений (противодействия) p_n от 20 до 60 *ати*, для ряда значений пропускной способности регулятора в пределах от 70 до 1000 $см^3/мин$ для регулятора цилиндрического типа и в пределах от 80 до 6500 $см^3/мин$ для регулятора конического типа.

Регулятор цилиндрического типа испытывался на нормальном редуцированном давлении 2 *ати*, а также на несколько пониженном 1,5 *ати*. Регулятор конического типа испытывался на редуцированном давлении — 1,6 *ати*.



Фиг. 88. Зависимость объемной подачи регулятора скорости типа Vickers (цилиндрический тип) от противодействия.



Фиг. 89. Зависимость объемной подачи регулятора скорости типа Vickers (конический тип) от противодействия.

Испытание производилось при температуре масла 30 и 50°.

Произведенные испытания позволяют сделать следующие выводы:

1. Пропускная способность регуляторов скорости обоих типов — в пределах от 70 до 1000 $см^3/мин$ для регулятора цилиндрического типа и от 80 до 6500 $см^3/мин$ для регулятора конического типа — совершенно не зависит от противодействия p_n в пределах от 20 до 60 *ати*.

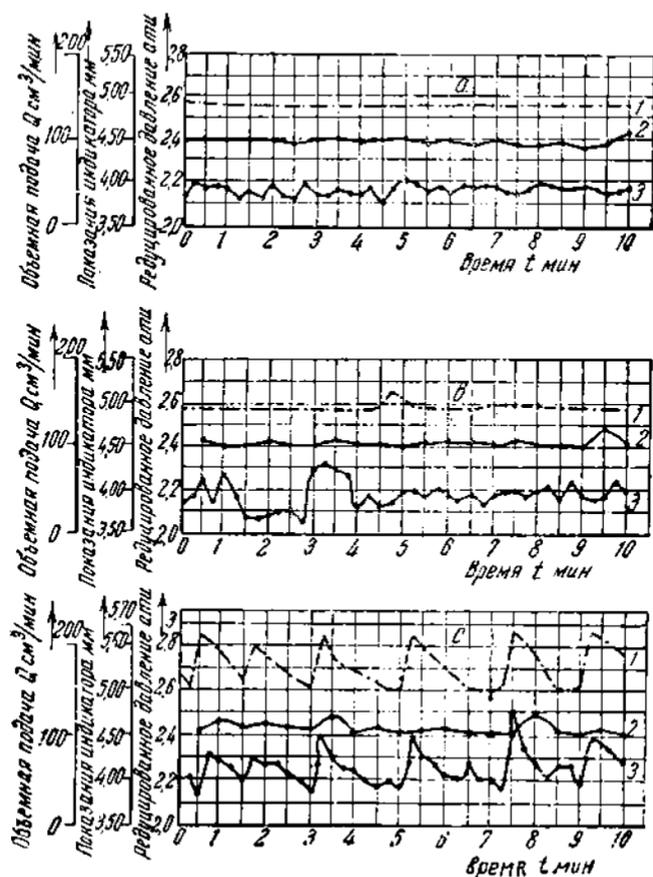
2. Имеющиеся колебания пропускной способности (объемной подачи) не превышают 3—4% от установленной величины объемной подачи и объясняются неточностью регулированной регулятора скорости, вследствие известной нечувствительности редуцирующего клапана, а также вследствие непрерывно протекающего процесса засорения щели z редуцирующего клапана (фиг. 84).

Последнее обстоятельство приводит к непрерывным колебаниям редуцированного давления и пропускной способности регулятора даже при постоянном противодействии p_n .

3. Наблюдающиеся колебания объемной подачи, указанные выше, не находятся в связи с величиной установленной объемной подачи или в связи с температурой масла. На фиг. 88 и 89 изображены графики $Q = f(p_n)$ для регуляторов обоих типов.

Работа регулятора скорости при постоянном противодействии p_n

Если наблюдать за работой регулятора скорости, установленного на некоторую определенную пропускную способность (объемную по-

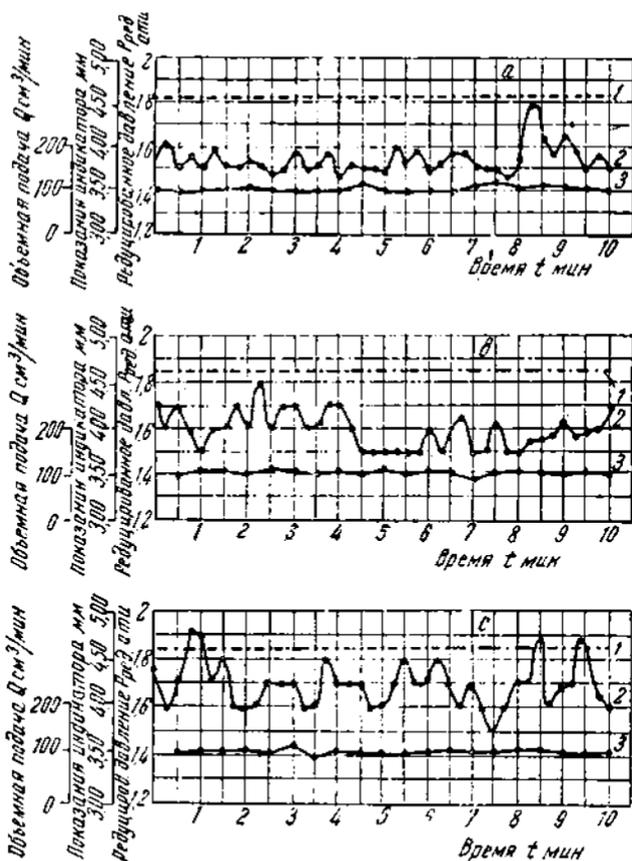


Фиг. 90. Диаграмма нормальной работы регулятора скорости типа Vickers (цилиндрический тип) при:
 а) $p_n = 20$ атм; б) $p_n = 40$ атм; в) $p_n = 60$ атм. 1 — показания индикатора; 2 — объемная подача; 3 — $p_{ред}$.

дачу) Q при постоянном противодействии p_n , то можно заметить, что редуцированное давление $p_{ред}$ и объемная подача регулятора непрерывно колеблются.

Если к регулятору скорости пристроить индикатор, подобно тому как это было сделано при определении нечувствительности редуционного клапана (фиг. 86), то можно заметить, что сам клапан тоже колеблется, хотя противодавление p_n и сохраняет постоянную величину.

Для выяснения причин указанного явления были проведены в лаборатории гидроприводов ЭНИМС экспериментальные работы, которые



Фиг. 91. Диаграмма нормальной работы регулятора скорости типа Vickers (конический тип) при:

- а) $p_n = 20$ ати; б) $p_n = 40$ ати; в) $p_n = 60$ ати.
 1 — показания индикатора; 2 — $p_{ред}$; 3 — объемная подача Q .

позволили установить, что указанные колебания редуцированного давления и объемной подачи не имеют закономерного характера и являются результатом непрерывного засорения шели z (фиг. 84).

На фиг. 90 и 91 изображены диаграммы изменения редуцированного давления, объемной подачи и показаний индикатора за отрезок времени — 10 мин. у регуляторов цилиндрического и конического типа.

Если сопоставить кривые редуцированного давления с кривыми показаний индикатора, то можно видеть, что в большинстве случаев

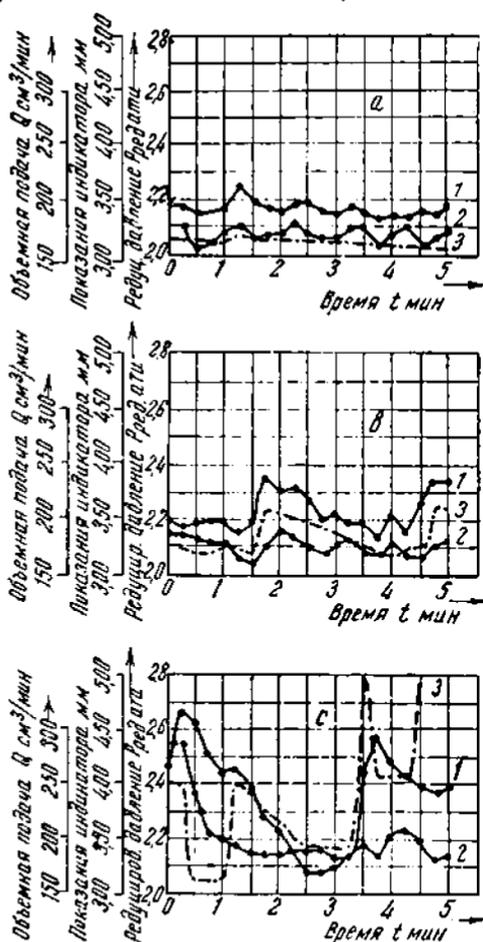
в моменты резких возрастаний $p_{ред}$ (в известных, однако, пределах) индикатор не показывает никаких перемещений редукционного клапана. Это означает, что в этот момент величина дроселирующей щели не изменилась; следовательно, единственной причиной увеличения $p_{ред}$ может быть только прорыв засорения щели z . Нельзя допустить, что повышение редуцированного давления является результатом засорения дросселя, так как поперечное сечение последнего значительно превышает поперечное сечение щели z ; кроме того, при объемных подачах порядка $100 \text{ см}^3/\text{мин}$, как это было установлено ранее, дроссель работает вполне исправно. При сопоставлении кривых редуцированного давления и объемной подачи можно заметить, что в моменты возрастания $p_{ред}$ объемная подача регулятора тоже возрастает; следовательно, дроссель в этот момент не засорен, так как иначе объемная подача падала бы.

Прямым следствием колебаний редуцированного давления являются колебания объемной подачи регулятора, зависящей от этого давления.

Как видно из диаграмм фиг. 90 и 91, объемная подача Q колеблется синхронно $p_{ред}$, иногда с некоторым смещением, что объясняется известной неточностью замеров. Это наблюдение лишний раз подтверждает важность конструкции дросселя.

Как указывалось ранее, с точки зрения минимальных колебаний пропускной способности наиболее удовлетворительными являются дроссели, у которых характеристика приближается к выражению $Q = k_2 p^{1/2}$.

Из диаграмм на фиг. 90 и 91, снятых на регуляторах скорости, снабженных щелевыми дросселями, видно, что, несмотря на значительные изменения редуцированного давления, объемная подача изменяется в незначительной степени. Для сравнения на фиг. 92 помещена диаграмма, снятая на дросселе типа Vickers с эксцентричной проточкой (фиг. 73); характеристика этого дросселя приближается к уравнению $Q = k_1 p$.



Фиг. 92. Диаграмма нормальной работы регулятора скорости типа Vickers (цилиндрический тип) при:

- а) $p_n = 20 \text{ атм}$; б) $p_n = 40 \text{ атм}$; в) $p_n = 60 \text{ атм}$.
 1 — показания индикатора; 2 — $p_{ред}$; 3 — объемная подача Q .

Из упомянутой диаграммы видно, что кривые объемных подач представляют собой почти точные копии кривых редуцированного давления. Достаточно сравнить эти кривые с соответствующими кривыми (фиг. 90 и 91), чтобы убедиться, насколько уменьшаются колебания объемной подачи при применении дросселя с характеристикой, приближающейся к выражению $Q = k_2 p^{1/2}$.

Из диаграмм фиг. 90 и 91 можно также заключить, что при величине объемной подачи порядка $100 \text{ см}^3/\text{мин}$ колебания ее настолько незначительны, что не могут отразиться на работе гидросистемы станка.

Работа регуляторов скорости на малых объемных подачах

Для установления минимальных объемных подач, обеспечиваемых регуляторами скорости, в лаборатории гидроприводов ЭНИМС были проведены указанные ниже эксперименты, причем под малыми объемными подачами здесь понимаются количества жидкости меньшие, чем $80\text{--}100 \text{ см}^3/\text{мин}$. Как видно из диаграмм, изображенных на фиг. 88 и 89, при объемных подачах порядка $80\text{--}100 \text{ см}^3/\text{мин}$ регуляторы скорости работают нормально, обеспечивая независимость пропускной способности от противодействия p_n .

Рассмотрим схему, изображенную на фиг. 84, в предположении, что скорость перемещения поршня под нагрузкой установлена дросселем Γ столь малой, что минутный объем масла Q , вытесняемый из задней полости цилиндра в полость O_1 редукционного клапана, будет или меньше или равен утечкам жидкости через зазор z_1 при том противодействии p_n , которое развивается в задней полости цилиндра. Очевидно в таком случае дросселирующая щель z будет полностью закрыта, и когда при уменьшении усилия R (что имеет место, например, при выходе инструмента из обрабатываемого изделия) противодействие p_n начнет возрастать, а вследствие этого начнет возрастать и приток жидкости из полости O_1 в полость O_p через зазор z_1 , то редукционный клапан не сможет этому препятствовать путем уменьшения щели z , как это имеет место при нормальной работе регулятора. Поэтому давление в полости O_p начнет возрастать, а вместе с ним и пропускная способность регулятора.

Следовательно, регулятор скорости начинает действовать как обыкновенный дроссель, слагающийся из параллельно и последовательно соединенных сопротивлений, которыми являются зазоры z_1 , z_2 , z_1' и собственно дроссель Γ .

Если учесть, что в положении редукционного клапана, когда щель z закрыта, имеются утечки через зазор z_1' , то можно сделать вывод, что минимальная объемная подача регулятора скорости, при которой он обеспечивает независимость пропускной способности от противодействия p_n , определяется суммой утечек через зазоры z_1 и z_1' .

Поэтому можно определить

$$Q \geq q_{z_1} + q_{z_1'}$$

где q_{z_1} — утечки через зазор z_1 при максимальном противодействии p_n и максимальной температуре масла; $q_{z_1'}$ — утечки через зазор z_1' при тех же условиях.

Следует добавить, что работа регулятора на столь малых объемных подачах, помимо потери им способности обеспечивать независимость

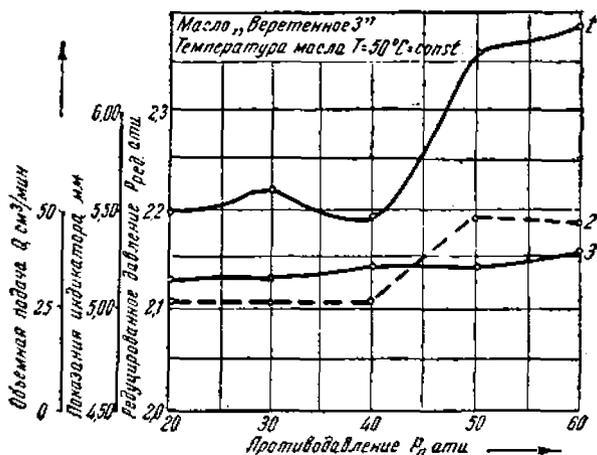
объемной подачи от противодействия p_n , становится совершенно нестабильной из-за засорения зазоров z_1, z_1' , а также дросселя 7.

Для установления величины минимальной пропускной способности регуляторов были произведены замеры утечек через зазоры z_1 и z_1' при величине противодействия $p_n = 60$ атм и температуре масла $T = 50^\circ$. Полученные цифры для регуляторов цилиндрического и конического типа колебались в пределах от 27 до 47 $\text{см}^3/\text{мин}$, ввиду чего можно установить минимальную величину пропускной способности регуляторов по верхнему пределу, т. е. 47 $\text{см}^3/\text{мин}$.

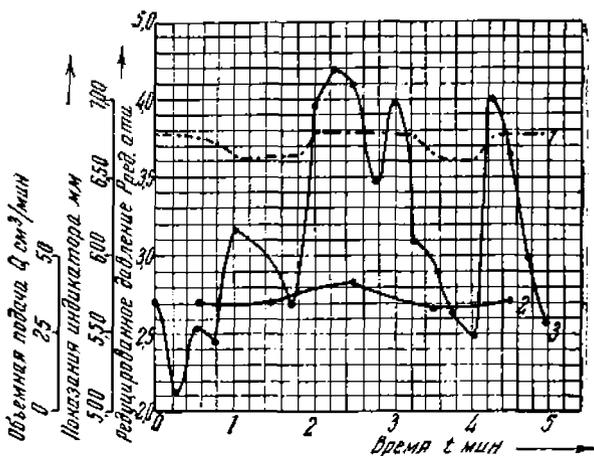
На фиг. 93 изображена диаграмма изменения пропускной способности редуцированного давления и показаний индикатора регулятора цилиндрического типа в зависимости от величины противодействия p_n , снятая на объемной подаче 32 $\text{см}^3/\text{мин}$.

Сравнивая эту диаграмму с диаграммами фиг. 88 и 89, можно усмотреть ненормальности в работе регулятора, заключающиеся в резком повышении редуцированного давления $p_{ред}$ и объемной подачи с увеличением противодействия p_n ; причина этому была объяснена выше.

Диаграмма зависимости объемной подачи Q (2), редуцированного давления (3) и показаний индикатора (1) по времени (фиг. 94), снятая на масле „Веретенное 3“ при $T = 50^\circ$ и $p_n = 60$ атм, указывает также на значительные колебания редуцированного давления и объемной подачи.

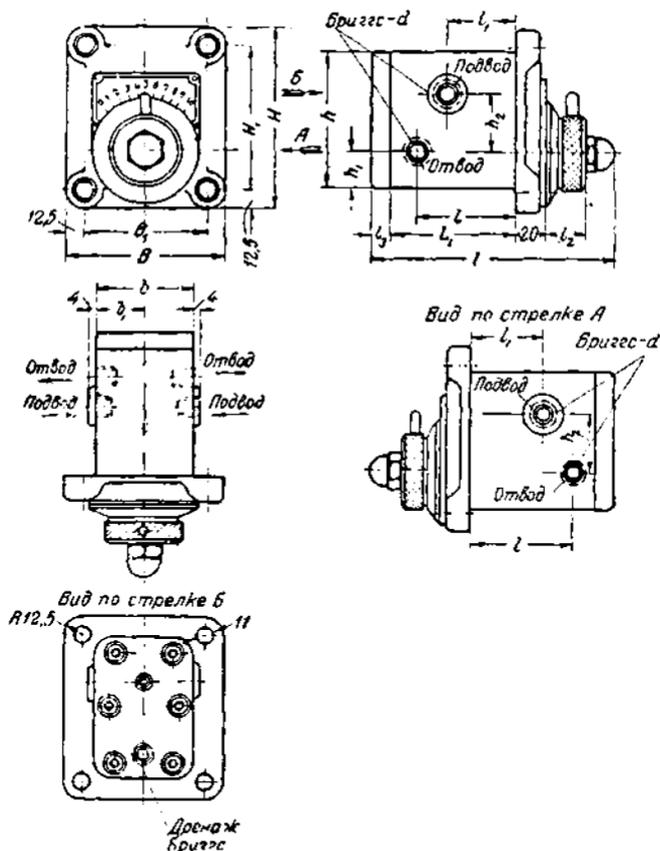


Фиг. 93. Зависимость объемной подачи (3) редуцированного давления $p_{ред}$ (1) и пок заий индикатора (2) от противодействия p_n гидравлического регулятора скорости типа Vickers (цилиндрический тип) на предельно малых [объемных] подачах.



Фиг. 94. Диаграмма работы гидравлического регулятора скорости типа Vickers (цилиндрический тип) на предельно малых [объемных] подачах.

Модель Г-55-11 на пропускную способность от 80 см³/мин до 12 л/мин включает в себя редукционный клапан цилиндрического типа (фиг. 95) в комбинации с дросселем типа, изображенного на фиг. 80.



Типо-размер и обозначение	Пропускная способность	Условный проход d	B	B ₁	H	H ₁	L	L ₁	b	Дросселинг	b ₁	h	h ₁	h ₂	t	l ₁	l ₂	l ₃
Г-55-11	До 12 л/мин	1/4" Бриггс	105	80	120	95	158	82	64	1/8"	32	90	24	38	65	45	25	12
Г-55-12	75	3/4" Бриггс	150	125	160	135	210	115	90	3/8"	45	124	35	52	93	60	35	18

Минимальная пропускная способность — 80 см³/мин.
Рабочее давление до 70 атм.

Фиг. 98. Проект нормы станкостроения на регуляторе скорости.

Модель Г-55-12 в разрезе изображена на фиг. 97.

Модель Г-55-11 предназначена для осуществления малых скоростей перемещения поршня (механизмы подачи сверлильно-расточных, токарных и фрезерных станков) согласно схеме, изображенной на фиг. 84.

Модель Г-55-12 предназначена для регулирования скоростей перемещения поршня в протяжных станках, хонинг-станках, а также в других типах станков в пределах указанной пропускной способности.

В гидросистемах протяжных станков и хонинг-станков целесообразно применять регулятор скорости, включенный в гидросистему, как указано на фиг. 99; это повышает к. п. д. гидросистемы, так как давление в рабочей линии насоса определяется усилием R и площадью поршня (см. главу I, фиг. 6) в отличие от гидросистемы, выполненной по схеме фиг. 84, где давление насоса все время постоянно и максимально. Однако следует иметь в виду, что для получения точных малых скоростей перемещения поршня эту схему применять не следует, так как утечки в насосе имеют вредное влияние на работу гидросистемы (см. главу I).

В протяжных станках и хонинг-станках, где не требуется достижения малых и точных величин скорости перемещения поршня, включение регулятора по схеме фиг. 99 вполне себя оправдывает.

В гидросистемах, где требуется получение точных и малых скоростей перемещения поршня, наилучшие результаты дает включение регуляторов по схемам, изображенным на фиг. 84 и 85.

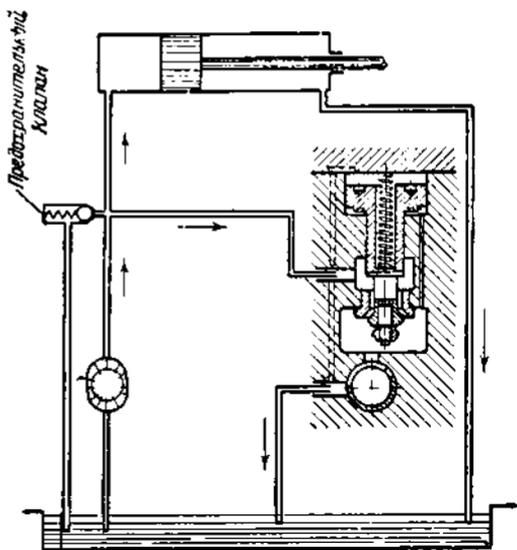
Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Vickers

Принципиальная схема включения этого регулятора в гидросистему изображена на фиг. 100.

Конструкция регулятора включает в себя: клапан 8 и седло 11, изображенные на фиг. 101, шариковый клапан 21, пружину 22, регулирующий винт 23, в качестве которых могут быть использованы соответствующие детали клапана, изображенного на фиг. 59, и дроссель 6 типа, изображенного на фиг. 83.

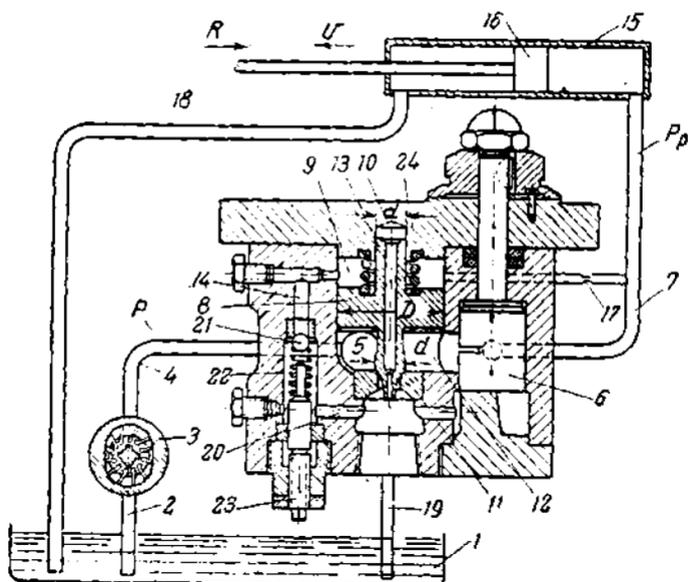
Клапан 8 по сравнению с клапаном, изображенным на фиг. 58, несколько изменен; для повышения чувствительности клапана его диаметр D увеличен до 50 мм; отверстие малого диаметра в средней цилиндрической части аннулировано.

Сочетание клапана 8 с дросселем 6 образует так называемый регулятор скорости с дозирующим клапаном, обеспечивающий независимость количества жидкости, пропускаемой в цилиндр 15 от усилия R , действующего на поршень 16. Это достигается следующим образом: клапан 8 находится, с одной стороны, под воздействием рабочего давления p ,



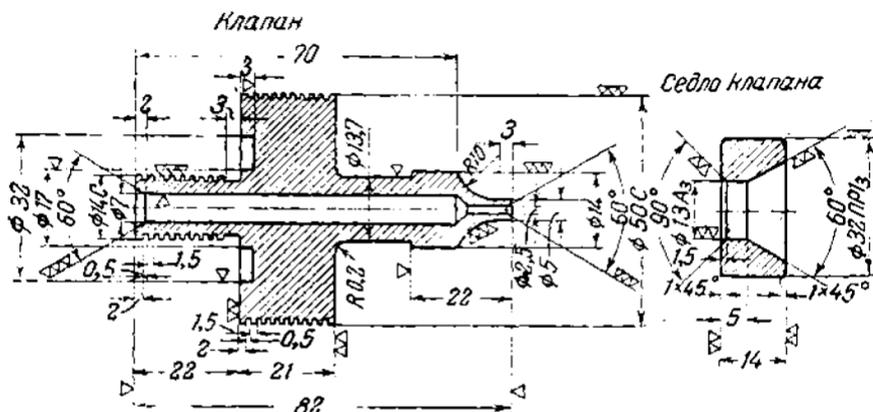
Фиг. 99. Схема включения регулятора скорости в гидравлические системы протяжных и хонинг-станков.

развиваемого насосом постоянной производительности 3, который подает жидкость по трубопроводу 4 через отверстие 5 в камеру 12 и оттуда через дроссель 6 по трубопроводу 7 в рабочий цилиндр 15. С другой



Фиг. 100. Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Vickers.

стороны, клапан 8 находится под воздействием пружины 24 и рабочего давления p_p в цилиндре, которое передается через демфирующее устройство 17 в камеру 9 клапана.



Фиг. 101. Детали регулятора скорости с дозирующим клапаном типа Vickers.

Обозначив усилие пружины 24 через A , можно составить следующее уравнение для сил, действующих на клапан 8 (без учета сил трения):

$$p \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) = p_p \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) + A,$$

$$p - p_p = \frac{A}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}} \quad (64)$$

Таким образом разность давлений при входе жидкости в дроссель 6 и по выходе из него всегда остается постоянной, что обеспечивает постоянство количества жидкости, пропускаемой дросселем 6. Давление p_p определяется величиной усилия R и диаметром цилиндра 15. Нетрудно убедиться, что при всех изменениях давления p_p , связанных с изменением усилия R , клапан 8 автоматически уменьшает или повышает давление насоса p путем дросселирования слива в резервуар 1 избыточного масла, подаваемого насосом 3. В самом деле, если давление p_p вследствие увеличения усилия R начинает возрастать, равновесие сил, действующих на клапан 8, нарушается и последний опускается вниз, прикрывая шель, образованную его конусом с седлом 11.

Благодаря этому сопротивление сливу избыточного масла, подаваемого насосом в резервуар, возрастает, а вместе с ним возрастает и давление насоса p , что имеет место до тех пор, пока равновесие сил действующих на клапан, не восстановится согласно уравнению (64).

Так как перемещения клапана 8, связанные с изменениями рабочего давления, очень малы, то и изменения усилия A пружины 24, перепада давления $p - p_p$ и пропускной способности регулятора практически неощутимы.

Если рабочее давление p_p в цилиндре 15 чрезмерно возрастет, это приведет к открытию шарикового клапана 8, соединяющегося отверстием 14 с камерой 9, и жидкость через канал 20 сливается в резервуар 1. Вследствие этого клапан 8 поднимается и насос 3 разгружается на бак.

Максимальное значение рабочего давления p_p может быть отрегулировано сжатием пружины 22 при помощи регулировочного винта 23.

Таким образом регулятор скорости одновременно со своей основной функцией предохраняет систему от перегрузки.

Преимуществом регулятора скорости описываемой конструкции является автоматическое приспособление к режиму работы станка давления p , развиваемого насосом.

Как видно из уравнения (64), насос всегда работает под давлением p , превышающим давление p_p в рабочей полости на величину

$$\frac{A}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}} \text{ ати, которая в указанных регуляторах составляет от 1,25}$$

до 2 ати. Поэтому гидросистема с таким регулятором более экономична, чем система, изображенная на фиг. 84 или 85.

Минимальная пропускная способность регулятора определяется величиной 160 см³/мин (по данным фирмы Vickers).

Максимальная пропускная способность регулятора, детали которого изображены на фиг. 101, составляет 80 л/мин. Фирмой Vickers выпускают регуляторы пропускной способностью до 260 л/мин.

Преимущественной областью применения регуляторов такой конструкции являются гидросистемы хонинг-станков, протяжных станков и в меньшей степени гидросистемы шлифовальных станков.

Следует отметить, что работающий по данному принципу регулятор скорости может быть получен путем соединения трубами клапана (изображенного на фиг. 58) с дросселем.

Для соединения камеры 6 клапана (фиг. 58) с линией, идущей к рабочему цилиндру, можно использовать тонкую трубку, которая одновременно демпфирует колебания клапана. Однако благодаря наличию в клапане (фиг. 58) отверстия 4 минимальная пропускная способность регулятора будет ограничиваться количеством жидкости, пропускаемым этим отверстием при закрытом дросселе. Поэтому такое устройство не может быть применено при необходимости получения низких объемных подач. Кроме того, вследствие разности диаметров направляющей части клапана ($d_1 = 13$) и конусообразной ($d = 15$) такой регулятор скорости несколько повышает свою пропускную способность с увеличением усилия R на поршне.

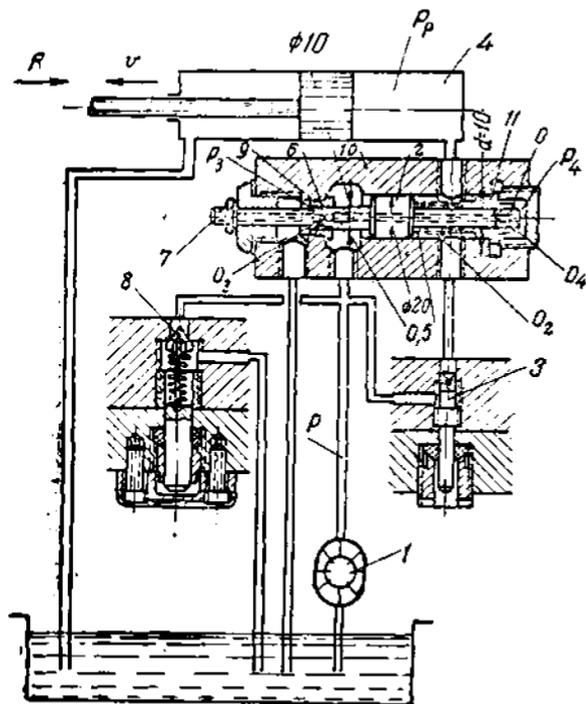
Если камеру 9 регулятора, изображенного на фиг. 100, соединить трубкой с краном, как это сделано на фиг. 59, то регулятор может выполнять также функцию разгрузки системы.

Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Natco

Принцип действия и конструкция регулятора типа Natco (фиг. 102) аналогичны разобранному выше регулятору скорости с дозирующим клапаном типа Vickers.

Дозирующий клапан 2 находится с одной стороны под воздействием

давления p в камере O_1 , развиваемого насосом постоянной производительности 1, который подает жидкость через дроссель 3 типа, изображенного на фиг. 77, и камеру O_2 в рабочую полость цилиндра 4.



Фиг. 102. Регулятор скорости типа Natco.

Таким образом со стороны камеры O_2 на клапан 2 действует рабочее давление p_p в цилиндре 4; кроме того, клапан 2 находится под действием пружины 5.

Как и в описанном выше регуляторе типа Vickers, дроссель 3 находится под воздействием перепада давления $p - p_p$, величина которого определяется усилием пружины 5 [см. уравнение (64)]. Для предохранения системы от перегрузки предназначен предохранительный клапан 8.

Однако уравнение (64) справедливо в том случае, если допустить, что на клапан 2 действуют по направлению его оси только давления p и p_p со стороны камер O_1 и O_2 (кроме усилия пружины 5) и если принять, что давление масла p_3 на торец клапана со стороны сливной полости O_3 полностью уравновешивается равным ему давлением p_4 на клапан со стороны полости O_4 , так как эти полости сообщаются друг с другом посредством сквозного отверстия O в клапане. Так как, однако, в действительности слив масла из камеры O_1 в камеру O_3 происходит в виде четырех (по числу прорезов б) самостоятельных струй, распределение давлений по круговому профилю камеры O_3 у торца клапана неравномерно, так что давление на периферии этого профиля разнится от давления в его центре и тем больше, чем больше скорость слива жидкости из камеры O_1 в камеру O_3 , т. е. чем больше давление p в камере O_1 . В таком случае давление на клапан в камере O_3 не может уравновеситься давлением в камере O_4 , так как давление в этой последней одинаково по всей площади торца клапана и равно давлению в центре торца клапана в полости O_3 .

Следовательно, на клапан 2 действует по его оси дополнительная сила, равная разности давлений на клапан в полостях O_3 и O_4 и зависящая от давления p насоса, которое в свою очередь зависит от рабочего давления p_p . Это значит, что разность давлений $p - p_p$ определяется не только усилием пружины 5, но и этой дополнительной силой. Поэтому разность давлений $p - p_p$, а в таком случае и пропускная способность регулятора зависят в известной степени от рабочего давления p_p .

Вторым фактором, влияющим на пропускную способность регулятора в зависимости от изменения рабочего давления p_p , является изменение величины утечек из камеры O_2 в камеру O_4 . С увеличением усилия R на поршне, а следовательно и рабочего давления p_p , величина утечек из камеры O_2 в камеру O_4 возрастает, а пропускная способность регулятора снижается.

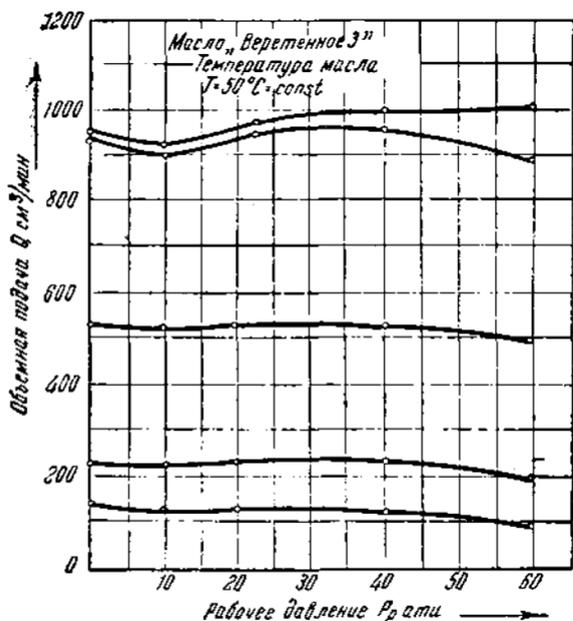
Для устранения зависимости пропускной способности регулятора от рабочего давления p_p предназначен регулирующий винт 7.

При приближении торца этого винта к торцу клапана распределение скоростей и давлений у торца клапана меняется, следовательно меняется и давление у центра торца клапана в устье отверстия O , т. е., иными словами, меняется и давление в камере O_4 . Регулировкой винта 7, приближая или удаляя его торец от устья отверстия O , можно так отрегулировать давление p_4 в полости O_4 , чтобы результирующие давления на клапан 2 в полостях O_3 и O_4 практически сравнялись.

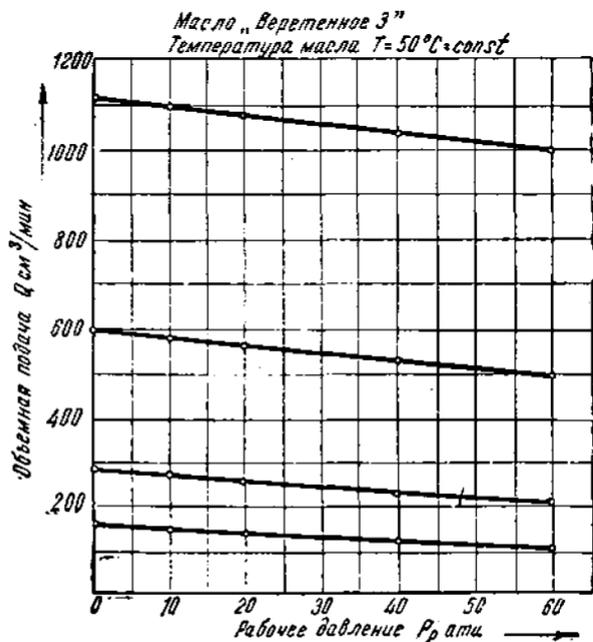
Как показывают экспериментальные и эксплуатационные данные, можно при помощи регулировки винта 7 добиться приближенного выравнивания пропускной способности для определенного диапазона объемных подач и рабочих давлений при определенной производительности насоса I .

На фиг. 103 изображена диаграмма изменения объемной подачи регулятора в зависимости от величины рабочего давления p_p ¹ [$Q = f(p_p)$], снятая на насосе производительностью 20 л/мин.

¹ Диаграмма снята в лаборатории гидроприводов ЭНИМС.



Фиг. 103. Зависимость объемной подачи регулятора скорости типа Natco от рабочего давления P_p .



Фиг. 104. Зависимость объемной подачи регулятора скорости типа Natco от рабочего давления P_p без регулировочного винта.

Как видно из этой диаграммы, относительного выравнивания объемной подачи на диапазоне от 0—60 *ати* удалось добиться не на всех объемных подачах.

В диапазоне рабочих давлений от 0 до 40 *ати* независимость пропускной способности от давления обеспечивается приблизительно на всех объемных подачах в пределах от 120 до 1000 $\text{см}^3/\text{мин}$.

Чтобы показать, насколько регулировочный винт 7 способствует уменьшению зависимости объемной подачи от давления p_p , на фиг. 104 изображена диаграмма, снятая на том же регуляторе скорости и насосе, однако без регулировочного винта 7. На диаграмме заметно резкое снижение пропускной способности регулятора при увеличении давления p_p .

Неточность регулирования пропускной способности регулятора скорости типа Natco

Если через T_N обозначить величину силы трения клапана 2 в регуляторе типа Natco, то очевидно, что наименьшее изменение перепада давления $\Delta(p - p_p)$ у дросселя, на которое клапан 2 может реагировать, определится выражением

$$\Delta(p - p_p) = \pm \frac{T_N}{\frac{\pi}{4}(D_N^2 - d_N^2)},$$

где D_N и d_N — диаметры рабочих частей клапана 2.

Относительная нечувствительность клапана (см. регуляторы скорости с редукционными клапанами типа Vickers) выразится формулой

$$\sigma_N = \frac{\Delta(p - p_p)}{p - p_p} = \frac{T_N}{\frac{\pi}{4}(D_N^2 - d_N^2)(p - p_p)}. \quad (65)$$

Для сравнения приведем формулу нечувствительности редукционного клапана типа Vickers, полученную из уравнений (60) и (61)

$$\sigma_V = \frac{T_V}{\frac{\pi}{4}D_V^2 p_{ред}}, \quad (66)$$

где T_V — сила трения в редукционном клапане типа Vickers;

D_V — диаметр цилиндрической части клапана типа Vickers.

Положим $\sigma_V = \sigma_N$ и $T_N = T_V$, тогда

$$p - p_p = \frac{D_V^2}{D_N^2 - d_N^2} p_{ред}.$$

Подставив в это уравнение размеры клапанов типа Vickers и Natco $D_N = 20$; $d_N = 10$; $D_V = 31,7$ (см. фиг. 84 и 102), получим

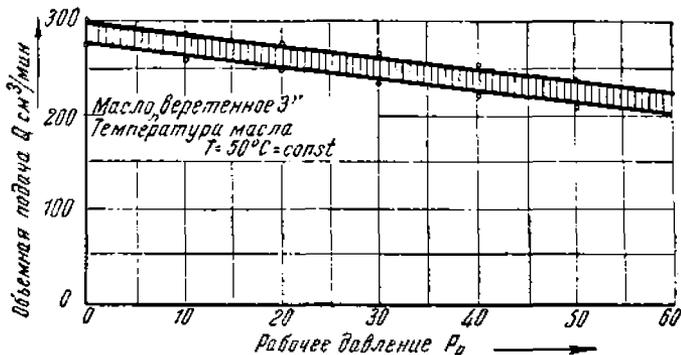
$$p - p_p = \frac{31,7^2}{20^2 - 10^2} p_{ред} = 3,35 p_{ред}. \quad (67)$$

Чтобы регулятор типа Natco регулировал объемную подачу с такой же чувствительностью, как и регулятор типа Vickers, его перепад давлений $(p - p_p)$ у дросселя должен быть в 3,35 раза больше соответствующего ему перепада давлений (редуцированного давления $p_{ред}$) в регуляторах типа Vickers при условии равенства в них сил трения.

По этой причине перепад давлений ($p - p_p$) у дросселя в регуляторах типа Natco поддерживается более высоким, чем в регуляторах типа Vickers, а именно в пределах 3—5 *ати*.

Следует иметь в виду, что изготовление дозирующего клапана типа Natco с минимальным трением более затруднительно, чем изготовление редуционных клапанов типа Vickers, потому что приходится добиваться соосности отверстий во втулке 9, корпусе 10 и вкладыше 11 (фиг. 102).

На фиг. 105 изображена диаграмма¹ неточности регулирования регулятора типа Natco в зависимости от изменения давления p_p , снятая при постоянной установке дросселя и температуре масла 50°.



Фиг. 105. Диаграмма неточности регулирования объемной подачи регулятором скорости типа Natco.

Диаграмма получена путем замера объемной подачи регулятора через каждые 10 *ати* рабочего давления p_p ; при этом рабочее давление p_p сначала повышалось от 0 до 60 *ати*, а затем понижалось до нуля. Как видно из диаграммы (фиг. 105), при p_p , равном 60 *ати*, объемная подача колебалась в пределах 198—222 *см³/мин*, что соответствует неточности регулирования 13,8%.

Работа регулятора скорости типа Natco при постоянном рабочем давлении p_p

На фиг. 106 изображена диаграмма колебаний объемной подачи регулятора и давления p_4 в камере O_4 при неизменной установке дросселя и при трех значениях рабочего давления p_p в 20, 40 и 60 *ати*, снятая на насосе производительностью 10 *л/мин*.

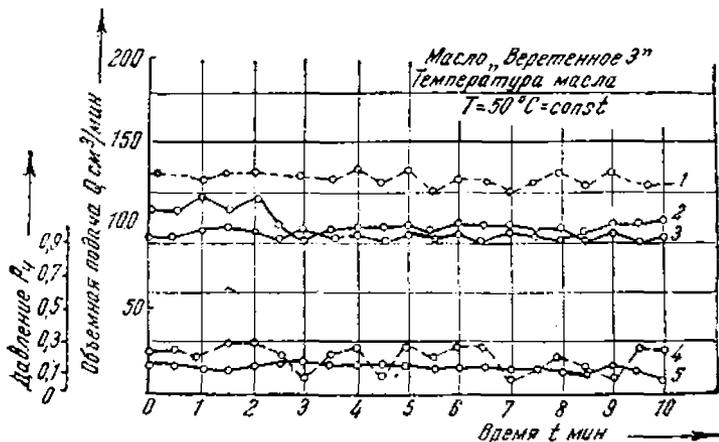
Продолжительность снятия каждой характеристики—10 мин. с отсчетом показаний регистрирующих приборов через каждые $\frac{1}{2}$ мин.

Как видно из диаграммы, объемная подача и давление p_4 в камере O_4 при неизменном рабочем давлении и неизменной установке дросселя непостоянны и непрерывно колеблются в некоторых пределах, периодически падая и возрастая.

Вероятными причинами этих колебаний являются непрерывное изменение характера протекания жидкости по прорезам б (фиг. 102) из полости O_1 в полость O_2 и, как следствие этого, изменение давления на

¹ Диаграмма снята в лаборатории гидроприводов ЭНИМС.

торцы клапана в полостях O_3 и O_4 (об этом свидетельствует непрерывное колебание давления p_4 в полости O_4), а также засорение прорезов и кольцевого зазора, образованного внутренней поверхностью втулки 9 и цилиндрической частью клапана d , равной 10 мм.



Фиг. 106. Диаграмма устойчивости объемной подачи регулятора скорости типа Natco (при $p_p = \text{const}$).

Объемные подачи: 1 — при $p_p = 20$ атм; 2 — при $p_p = 40$ атм; 3 — при $p_p = 60$ атм; 4 — давление p_4 при $p_p = 20$ атм; 5 — то же, при $p_p = 60$ атм.

Применение регуляторов скорости типа Natco в гидросистемах станков

Преимуществом регулятора скорости типа Natco является экономичная работа гидросистемы, так как давление насоса автоматически приспособляется к режиму работы станка, превышая рабочее давление в цилиндре только на 3—5 атм.

Недостатком регулятора следует считать необходимость индивидуальной его регулировки и пониженную чувствительность.

Минимальная пропускная способность регулятора на основании данных по испытанию и эксплуатации станков может быть определена цифрой 100—120 см³/мин.

Так как регулятор типа Natco включается на входе в рабочую полость цилиндра, он не может применяться в гидросистемах фрезерных станков в случае фрезерования по направлению подачи (американский способ фрезерования).

Областью применения регуляторов типа Natco являются гидросистемы сверлильно-расточных станков.

Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Ex-Cell-O

Так же как и регулятор скорости с редукционным клапаном типа Vickers, регулятор Ex-Cell-O регулирует объем масла, вытесняемого из задней полости рабочего цилиндра.

R и постоянным давлением насоса p , настраиваемым клапаном 4, отжимает дозирующий клапан 5 влево, стремясь закрыть выход масла из полости O_1 в бак.

Поэтому в полости O_1 развивается давление p_1 , которое возрастает до тех пор, пока его величина вместе с усилием пружины 8 не уравновесит противодействия p_n и пока клапан 5, перемещаясь вправо, не откроет выхода жидкости из полости O_1 в бак.

Очевидно, что давление p_1 меньше противодействия p_n , причем разность давлений $p_n - p_1$ определяется усилием пружины:

$$p_n \cdot \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} = p_1 \cdot \frac{\pi D_e^2}{4} + A,$$

откуда

$$p_n - p_1 = \frac{A}{\frac{\pi D_e^2}{4}}, \quad (68)$$

где D_e — диаметр дозирующего клапана 5.

Предположим, что вследствие уменьшения усилия R на поршне противодействие p_n начинает возрастать. Тогда равновесие сил, действующих на клапан, нарушается и он перемещается влево, прикрывая прорезы 7 до тех пор, пока давление p_1 не возрастет настолько, что уравновесит возросшее противодействие p_n .

Если, наоборот, вследствие увеличения усилия R на поршне противодействие p_n падает, клапан 5 под действием давления p_1 и усилия пружины 8 перемещается вправо, открывая прорезы 7 до тех пор, пока давление p_1 в полости O_1 не понизится настолько, чтобы уравновесить упавшее противодействие p_n . Таким образом при всех изменениях противодействия p_n разность давлений $p_n - p_1$ всегда определяется усилием A пружины 8. Перемещение клапана 5, а следовательно изменение сжатия пружины, связанные с изменением противодействия p_n , составляют десятые доли миллиметра. При достаточно длинной пружине, установленной в регуляторе, столь малые изменения ее сжатия практически не отражаются на усилии A , которое поэтому можно считать постоянной величиной. Следовательно, разность давлений $p_n - p_1$ тоже является величиной постоянной, что обеспечивает постоянство пропускной способности регулятора при всех изменениях противодействия p_n и усилия R .

Перепад давления у дросселя ($p_n - p_1$) в регуляторах типа Ex-Cell-O несколько больше, чем в регуляторах с редуцированными клапанами типа Vickers.

Если обозначить через T_e силу трения клапана 5 в регуляторе типа Ex-Cell-O, то наименьшее изменение перепада давления Δ ($p_n - p_1$), на которое клапан 5 может реагировать, будет

$$\Delta (p_n - p_1) = \frac{T_e}{\frac{\pi D_e^2}{4}}.$$

Относительная нечувствительность определится выражением

$$\sigma_e = \frac{\Delta (p_n - p_1)}{p_n - p_1} = \frac{T_e}{\frac{\pi D_e^2}{4} (p_n - p_1)}. \quad (69)$$

Определим, во сколько раз перепад давления $(p_n - p_1)$ в регуляторе типа Ex-Cell-O будет больше, чем в регуляторе типа Vickers с редукционным клапаном при условии одинаковой относительной нечувствительности обоих регуляторов и равенстве сил трения, для чего приравняем уравнения (66) и (69)

$$\frac{T_e}{\frac{\pi D_e^2}{4} (p_n - p_1)} = \frac{T_V}{\frac{\pi D_V^2}{4} p_{ред}}$$

отсюда

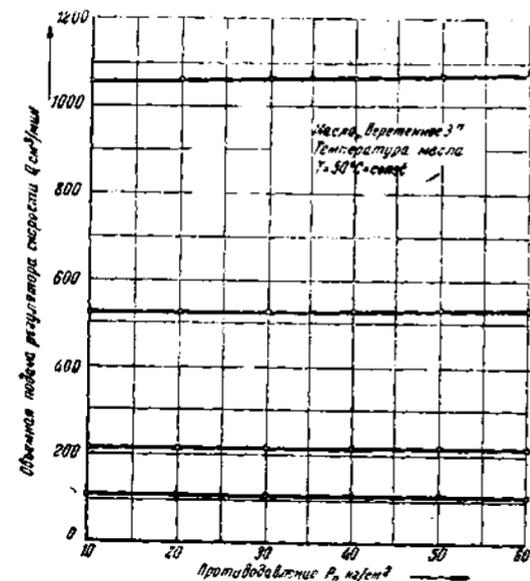
$$T_e = T_V;$$

$$p_n - p_1 = \frac{D_V^2}{D_e^2} p_{ред}$$

Подставив $D_V = 31,7$ и $D_e = 22,2$, получим

$$p_n - p_1 = 2p_{ред} \quad (70)$$

Таким образом, чтобы получить одинаковую точность регулирования пропускной способности, перепад давления $p_n - p_1$ в регуляторе типа Ex-Cell-O должен быть в два раза больше, чем редуцированное давление $p_{ред}$ в регуляторе типа Vickers при указанных выше диаметрах клапанов D_V и D_e



Фиг. 108. Зависимость объемной подачи регулятора скорости типа Ex-Cell-O от противодействия.

и при допущении, что силы трения в обоих клапанах равны. Исходя из этого, перепад давлений $(p_n - p_1)$ в регуляторах типа Ex-Cell-O устанавливается в пределах 2,8—4 *ати*.

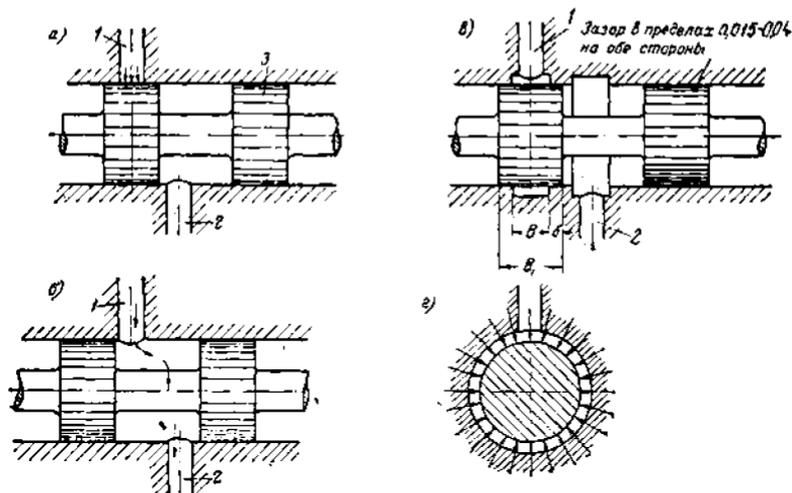
Увеличение диаметра D_e дозирующего клапана δ с целью повышения его чувствительности связано с увеличением силы трения и повышением минимальной пропускной способности регулятора. Минимальная объемная подача регулятора определяется утечками масла из полости O_1 в бак через кольцевой зазор, образованный клапаном δ и сопряженным с ним отверстием в корпусе регулятора, что имеет место в крайнем левом положении клапана δ . Эти утечки аналогичны утечкам масла через зазоры z_1 и z_1' в регуляторах типа Vickers (см. регуляторы скорости с редукционными клапанами типа Vickers).

Поэтому увеличение диаметра клапана D_e связано с увеличением указанных выше утечек из полости O_1 , а следовательно и с повышением минимальной пропускной способности регулятора.

Испытания регулятора типа Ex-Cell-O показали, что пропускная способность регулятора в диапазоне от 100 до 1000 $\text{см}^3/\text{мин}$ и при переменном противодействии p_n , изменяющемся в пределах от 10 до 60 *ати*, практически не зависит от величины противодействия p_n (см. диаграмму на фиг. 108).

АППАРАТУРА РУЧНОГО, ПУТЕВОГО И ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ

Сравнительно недавно для целей управления в гидравлических системах станков широко применялись устройства в виде плоских кранов с торцевым распределением (конструкция фирмы Heald). Считалось, что такие устройства имеют преимущество перед золотниковым распределением, так как износ рабочих поверхностей может быть компенсирован затяжкой винтов, прижимающих торцы крана к торцу корпуса.



Фиг. 109. Конструкция золотника.

Практика последних лет показала, однако, полную надежность работы золотниковых распределительных устройств и их износоустойчивость в условиях обильной смазки циркулирующим в системе маслом. Эти устройства работают годами, не требуя замены или даже ремонта рабочих органов.

Простота конструкции золотниковых устройств, обеспечивающая технологичность и дешевизну изготовления, является преимуществом такого способа распределения. Поэтому в современных гидравлических системах станков преимущественное применение и распространение находят устройства, в которых распределение осуществляется золотником, свободно перемещающимся в корпусе с минимальным зазором (обычно в пределах от 0,015 до 0,04 мм), как это изображено на фиг. 109.

В положении золотника, изображенном на фиг. 109, а, канал 1, соединенный с линией нагнетания насоса, изолирован от канала 2, ведущего в систему. Если золотник 3 сдвинуть влево, то он займет положение, изображенное на фиг. 109, б; при этом канал 1 соединяется с каналом 2 и жидкость от насоса поступает в систему. Однако конструкция золотника, изображенная на фиг. 109, а, имеет недостаток, заключающийся в том, что давлением жидкости золотник 3, как указано

стрелками, прижимается к отверстию в корпусе. Чтобы передвинуть золотник в положение, изображенное на фиг. 109, б, надо преодолеть усилие трения, вызываемое действием давления жидкости. В силу этого при высоком давлении жидкости перемещение золотника Z сопряжено с значительными затруднениями.

Уравновешенная конструкция золотника изображена на фиг. 109, в. В данном случае в корпусе проточены кольцевые канавки, которые должны уравновешивать золотник от действия давления жидкости, как это показано на фиг. 109, г.

Для достижения надежного уплотнения ширина уплотняющей части золотника (размер B_1) должна быть больше ширины канавки (размер B) на удвоенную величину перекрытия δ . Минимальное значение размера δ в зависимости от величины золотника лежит в пределах от 3 до 8 мм (на основании данных по золотникам иностранного и отечественного производства).

Размеры поперечного сечения каналов в золотниковом устройстве зависят от пропускной его способности и рассчитываются обычно на допустимую скорость потока жидкости $3 \rightarrow 4,5$ м/сек.

Искомое сечение канала может быть определено по формуле:

$$f = \frac{Q}{6v}, \quad (71)$$

где f — сечение канала в $см^2$;

Q — пропускная способность золотника в л/мин;

v — допустимая скорость потока жидкости в м/сек.

В зависимости от требований, предъявляемых к работе станка, воздействие на золотниковые распределительные устройства в одном случае может осуществляться непосредственно от руки или при помощи упоров; в другом случае между органом, непосредственно управляющим циклом (золотник), и командным органом вводятся дополнительные гидравлические или электрические аппараты (пилоты, реле давления, реле времени, соленоиды, концевые выключатели), которые осуществляют дистанционное управление циклом.

В соответствии с изложенным золотниковые распределительные устройства по своей конструкции могут быть выполнены в виде:

- а) золотников ручного управления;
- б) золотников, управляемых от упоров станка;
- в) золотников с гидравлическим управлением;
- г) золотников с электрическим управлением.

В гидравлических системах применяются также конструкции золотников комбинированного управления; например, в гидравлических панелях типа Vickers и завода „Станкоконструкция“ золотник панели может управляться вручную, от упоров станка и электрически при помощи соленоидов. Конструкции таких золотников приводятся в главе VI.

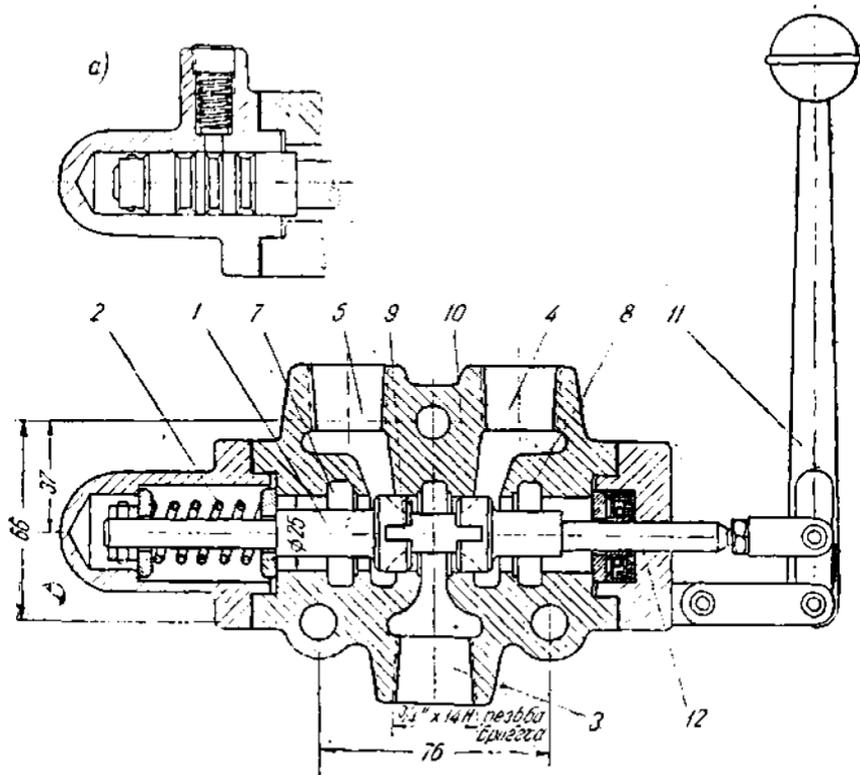
В качестве гидравлических аппаратов дистанционного управления, воздействующих на золотники, непосредственно управляющие циклом, применяются следующие устройства:

- а) пилоты;
- б) реле давления;
- в) реле времени.

В настоящей главе рассматриваются принципы действия и конструкции золотников, управляемых вручную, от упоров, гидравлически, электрически при помощи соленоидов, а также конструкции гидравлических аппаратов дистанционного управления и их взаимодействие с золотниковыми устройствами, непосредственно управляющими циклом.

Золотники ручного управления

На фиг. 110 изображена конструкция трехпозиционного золотника ручного управления типа Vickers, а на фиг. 111 — схема его включения в гидросистему.

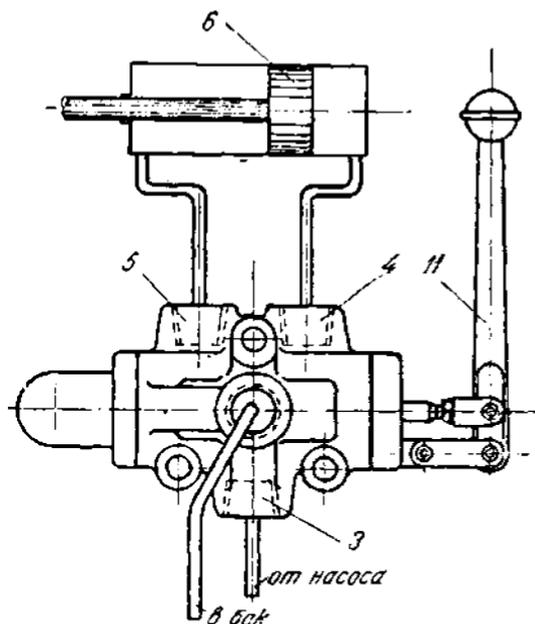


Фиг. 110. Трехпозиционный золотник ручного управления типа Vickers.

Золотник 1 при помощи пружины 2 нормально занимает среднее положение. Нагнетательный трубопровод от насоса подводится к среднему каналу 3. Каналы 4 и 5 соединены с полостями цилиндра 6, а каналы 7 и 8, сообщающиеся друг с другом, соединены с резервуаром. В среднем положении золотника жидкость от насоса через канал 3, прорезы в золотнике 9 и 10, а также через каналы 4 и 5 поступает в каналы 7 и 8, откуда направляется в резервуар.

Такая конструкция носит название золотника с открытым центром и обеспечивает разгрузку насоса в бак при среднем положении золотника.

Если при помощи рукоятки 11 переместить золотник 1 вправо, жидкость от насоса может из канала 3 поступать только в канал 4 и оттуда по трубопроводу в рабочую полость цилиндра 6; поршень цилиндра, перемещаясь влево, вытесняет жидкость в резервуар через канал 5, соединенный с каналом 7. Если золотник 1 переместить влево от среднего положения, направление потока реверсируется и поршень цилиндра 6 перемещается в обратном направлении. Перемещение поршня происходит до тех пор, пока к рукоятке 11 приложено усилие, преодолевающее действие пружины 2, последняя же автоматически ставит золотник 1 в среднее положение, как только действие усилия на рукоятку 11 прекращается.



Фиг. 111. Схема включения в гидросистему трехпозиционного золотника ручного управления типа Vickers.

Конструкция золотника выполнена правильно в том случае, когда нагнетательный трубопровод подводится к среднему каналу (канал 3), а трубопровод, ведущий в резервуар, соединяется с крайними каналами (каналы 7 и 8). Такое расположение каналов обеспечивает устранение течи по штоку 12 и в стыке крышек золотника с корпусом, а также отсутствие осевого усилия на золотник в результате давления жидкости. Если в конструкции золотника, изображенной на фиг. 110, аннулировать прорезы 9 и 10, получится так называемый золотник с закрытым центром. В этом случае в среднем положении золотника насос не разгружается на бак, а находится под давлением, что необходимо в некоторых гидросистемах.

Если от золотника не требуется автоматической установки в среднем положении, пружина 2 может быть ликвидирована и заменена фиксатором, как это изображено на фиг. 110, а.

Путем соответствующего расположения каналов в корпусе, а также различной конструкции золотника 1, могут быть получены разнообразные комбинации соединений трубопроводов гидросистемы в зависимости от требований, предъявляемых циклом работы станка.

Золотники, управляемые от упоров станка

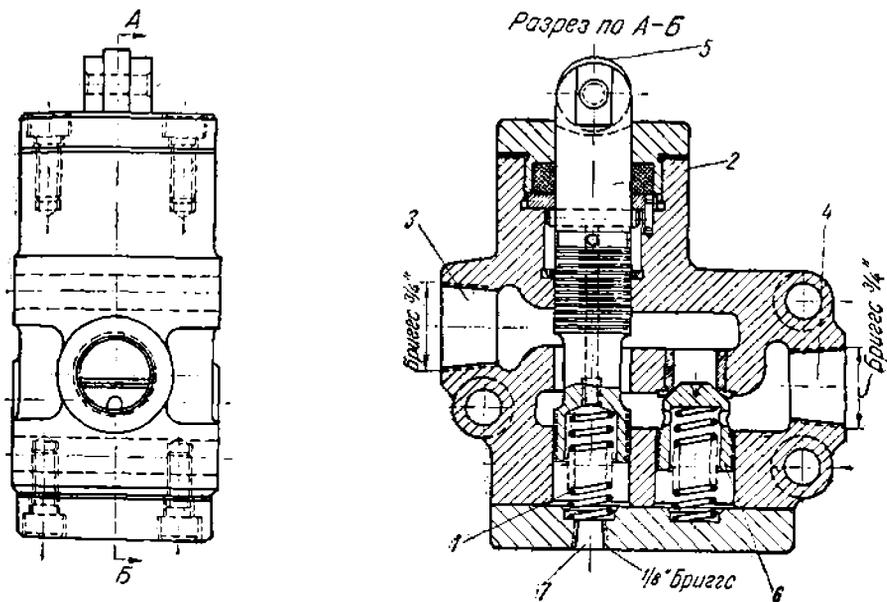
На фиг. 112 изображена конструкция золотника типа Vickers, управляемого от упоров, укрепленных на движущейся части станка.

Золотник 2 отжимается пружиной 1 в крайнее верхнее положение, соединяя каналы 3 и 4 друг с другом, что позволяет жидкости сво-

бно проходить в указанном стрелками направлении. Когда упор станка нажимает на ролик 5, золотник 2, опускаясь вниз, разъединяет каналы 3 и 4, и проход жидкости в указанном направлении прекращается. В обратном направлении жидкость может проходить через обратный клапан 6. Для слива утечек предусмотрено дренажное отверстие 7.

Пример применения такого золотника в гидросистеме представлен на фиг. 72.

В зависимости от требований, предъявляемых циклом, такие золотники могут иметь различное число каналов, расположенных нужным образом и действующих в необходимом сочетании с соответствующей конструкцией золотника 2.



Фиг. 112. Золотник типа Vickers, управляемый от упоров.

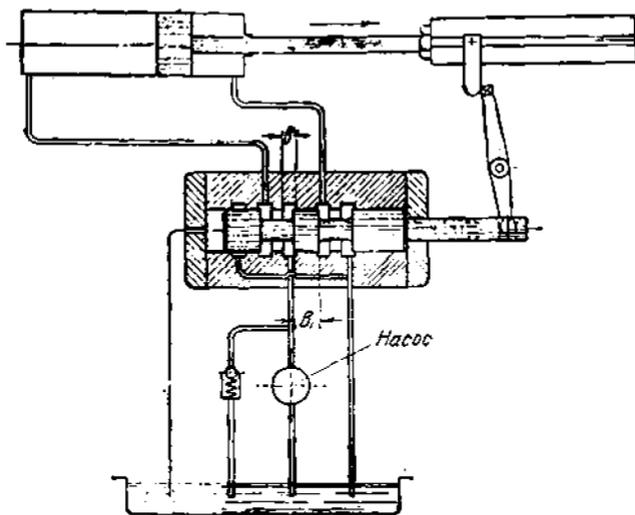
Для реверсирования хода поршня при помощи золотника, непосредственно управляемого от упоров, в его конструкции должен быть предусмотрен пружинный механизм, исключающий возможность остановки поршня, а следовательно и приостановки перемещения золотника в момент, когда последний прекращает доступ масла в рабочий цилиндр (мертвое положение золотника).

Из фиг. 113 очевидно, что при помощи простого золотника реверс поршня не может быть осуществлен, так как в момент, когда средняя канавка перекрывается средней частью золотника, ширина которой (размер B_1) больше ширины канавки (размер B), доступ масла в рабочий цилиндр прекращается и поршень останавливается.

На фиг. 114 изображен реверсивный золотник с пружинным механизмом, применяемый во внутришлифовальных станках типа 3250 производства завода внутришлифовальных станков (см. также схему на фиг. 174).

Жидкость от насоса подводится к средней канавке 1, откуда в зависимости от положения золотника 2 может направляться через канавки 3 и 4 в полости цилиндра. Выход масла из цилиндра происходит через канавки 5 или 6, соединенные с баком через дроссель 7; последний регулирует скорость перемещения поршня.

Реверсирование происходит в момент, когда укрепленный на столе станка упор воздействует на рычаг 8, который имеет возможность поворачиваться на оси 9. При этом деталь 10, укрепленная на конце рычага 8, воздействует на рычаг с призмой 11, рычаг, поворачиваясь относительно оси 12, преодолевает действие пружины 13. Когда рычаг 8 займет вертикальное положение, призма 11 под действием пружины 13 перебрасывает его во второе крайнее положение. При пово-



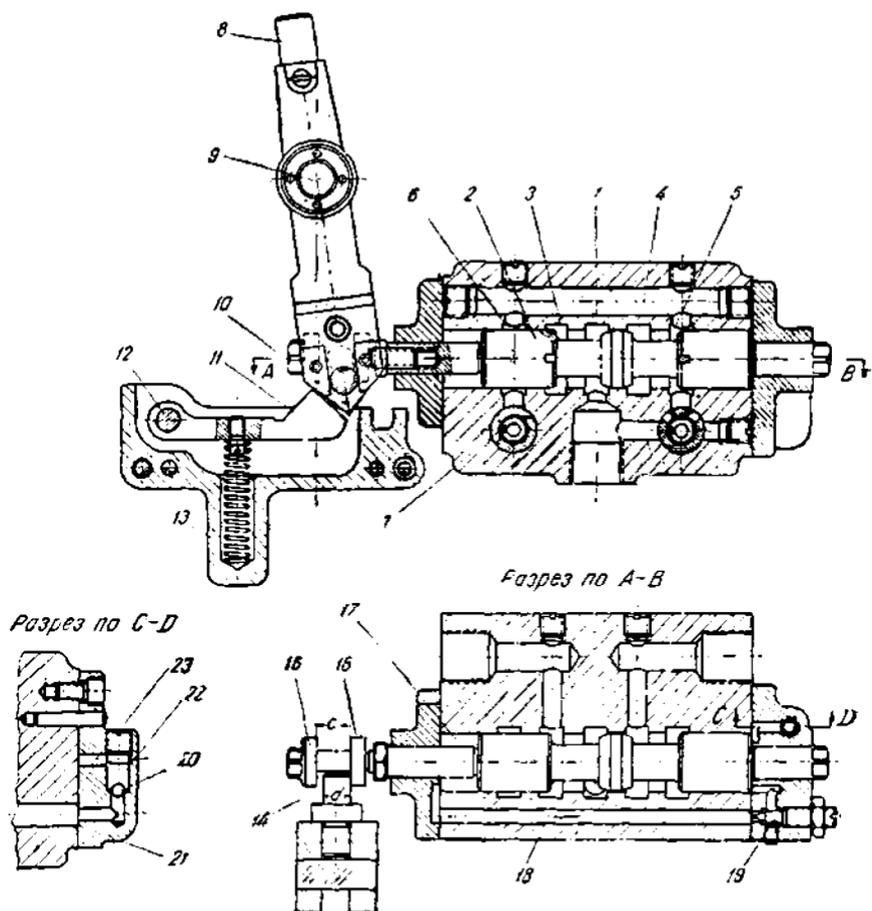
Фиг. 113. Пример конструкции золотника, не обеспечивающего реверс поршня.

роте рычага 8 укрепленный на нем палец 14 ведет за собой золотник 2 при помощи заплечиков 15 и 16; для того чтобы при вертикальном положении рычага 8 золотник 2 еще не прекращал доступа масла в цилиндр, расстояние между заплечиками 15 и 16 (размер C) должно быть больше диаметра пальца 14 (размер d).

В момент переключения золотника 2 происходит торможение стола станка, при этом должны быть преодолены инерционные силы, которые при большой массе стола и значительной скорости его перемещения могут быть весьма велики. Чтобы торможение стола не было резким, конструкция золотника должна предусматривать возможность регулировки времени его переключения, а следовательно и времени торможения.

Это достигается тем, что масло из камеры 17 со стороны левого торца золотника перепускается под его правый торец через канал 18 и дроссель 19; регулировкой дросселя может быть достигнута требуе-

мая скорость переключения золотника 2, обеспечивающая плавный реверс. Заполнение торцевых камер золотника маслом, а также компенсация утечек в них осуществляется через шарик 20 и отверстия 21, 22, 23; отверстие 21 соединено со сливной линией системы, в которой поддерживается минимальное давление.



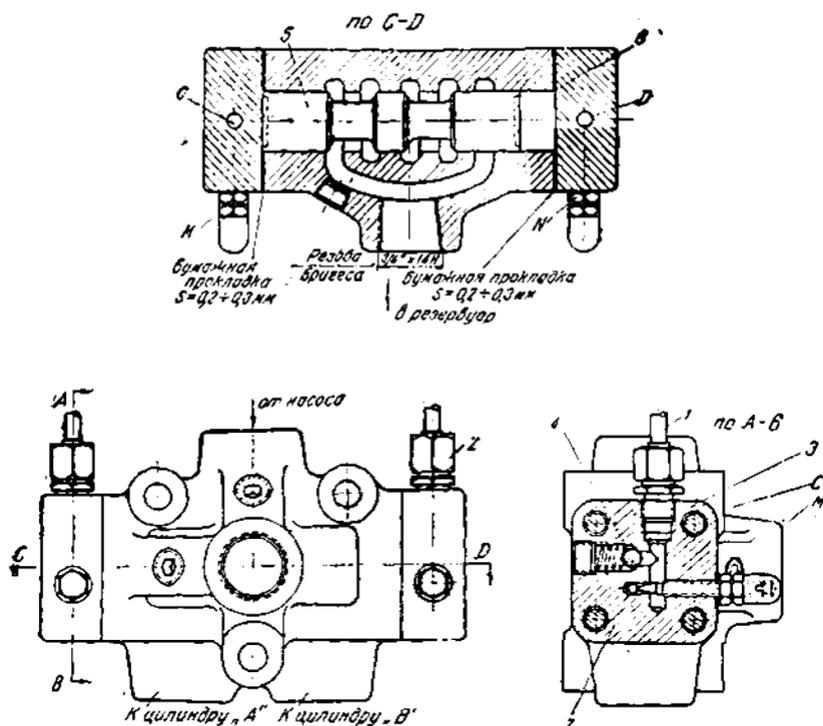
Фиг. 114. Реверсивный золотник с пружинным механизмом внутришлифовального стержня 3250.

Золотники с гидравлическим управлением

Золотник с гидравлическим управлением типа Vickers представлен на фиг. 115. Конструкция корпуса золотника и расположение каналов такое же, как и в золотнике, изображенном на фиг. 110.

Переключение золотника осуществляется тем, что жидкость по трубке 1 подается в отверстие С левой крышки 3, откуда через шариковый клапан 4 и отверстие в крышке 3 поступает под левый торец золотника 5, последний при этом перемещается вправо. Выход жидкости из камеры 6 происходит через отверстие 7, дроссель N (типа, изо-

браженного на фиг. 74) и отверстие *D*, расположенное в правой крышке золотника, и далее по трубопроводу 2 в резервуаре.



Фиг. 115. Золотник с гидравлическим управлением типа Vickers.

Если подвод жидкости осуществлять через трубопровод 2, а трубопровод 1 соединить с резервуаром, золотник будет перемещаться в исход-

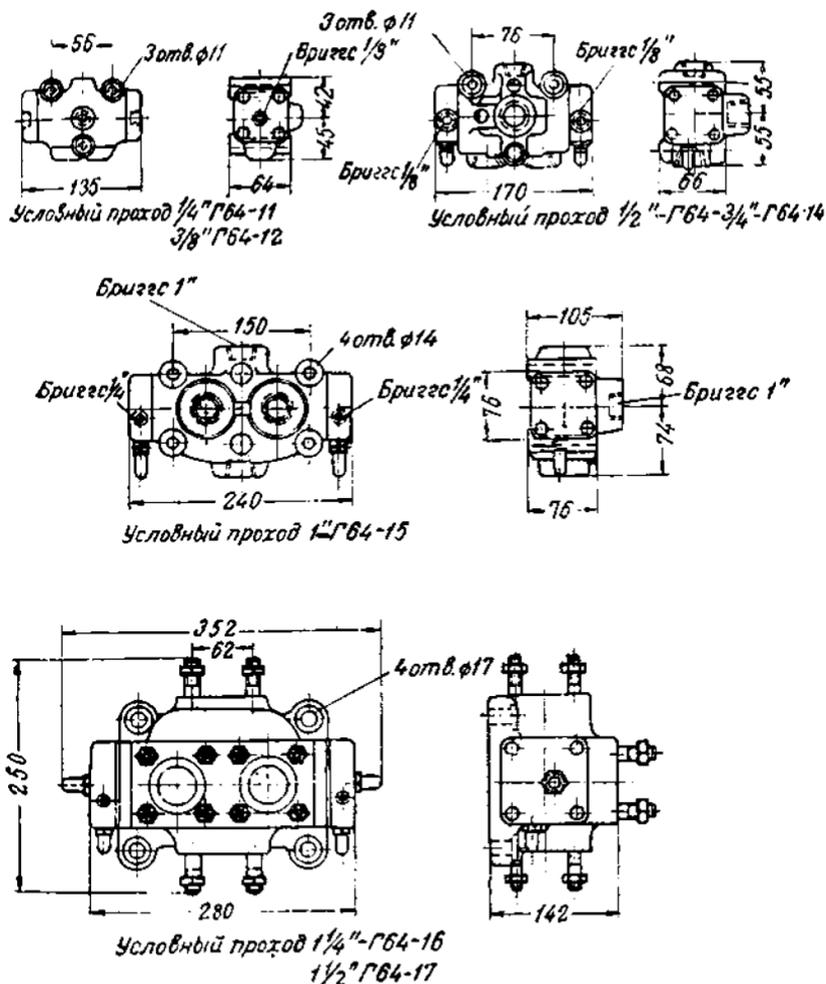
Таблица 13

Типо-размер	Условный проход	Пропускная способность в л/мин	Рабочее давление в ати
Г64-11	Резьба Бриггса 1/4"	12	До 70
Г64-12	" " 5/8"	24	" 70
Г64-13	" " 1/2"	40	" 70
Г64-14	" " 3/4"	60	" 70
Г64-15	" " 1"	110	" 70
Г64-16	" " 1 1/4"	175	" 70
Г64-17	" " 1 1/2"	245	" 70

ное положение. Регулировкой дросселей *M* и *N* может быть достигнута независимая скорость переключения золотника 5 в обоих направлениях.

Расположение отверстий, конструкция дросселей *M* и *N* и шариковых клапанов одинаковы в обеих крышках 3.

Конструкция таких золотников на условный проход от $1/4''$ до $1 1/2''$ нормализована ЭНИМС для станкостроения (фиг. 116), а в табл. 13 приведены их характеристики.



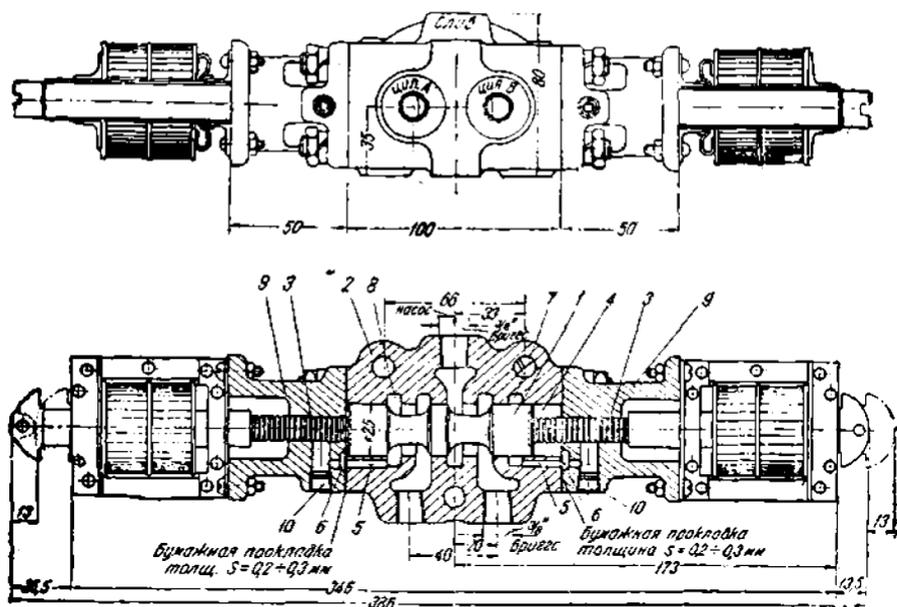
Фиг. 116. Проект нормы станкостроения на реверсивные золотники с гидравлическим управлением на условный проход до $1 1/2''$.

Золотники с электрическим управлением

Конструкция золотника представлена на фиг. 117.

Золотник 1 и корпус 2 такие же, как и на фиг. 115. Переключение золотника осуществляется при помощи соленоидов толкающего типа; сердечники соленоидов нажимают на плунжеры 3, перемещающие золотник 1. Для удаления масла, просачивающегося в торцевые камеры 4, что может препятствовать перемещению золотника, предназначены ка-

налы 5 и 6, соединяющие камеры 4 с канавками 7 и 8; последние нормально сообщаются с баком. Если по условиям работы золотника в канавках 7 и 8 поддерживается некоторое давление, крышки 9 должны быть повернуты на 90° так, чтобы канал 5 вышел из соединения с каналом 6. Пробки 10 должны быть вывернуты и заменены штуцерами с трубками, ведущими в резервуар.



Фиг. 117. Золотник с электрическим управлением.

Пилоты

Для управления золотниковыми распределительными устройствами, непосредственно контролирующими цикл, применяются вспомогательные гидравлические аппараты-пилоты. Пилоты воздействуют на главные распределительные органы системы и приводят их в действие, подобно тому как и электрических устройствах вспомогательные аппараты (кнопочные станции, концевые выключатели, реле) управляют работой аппаратов цепи главного тока.

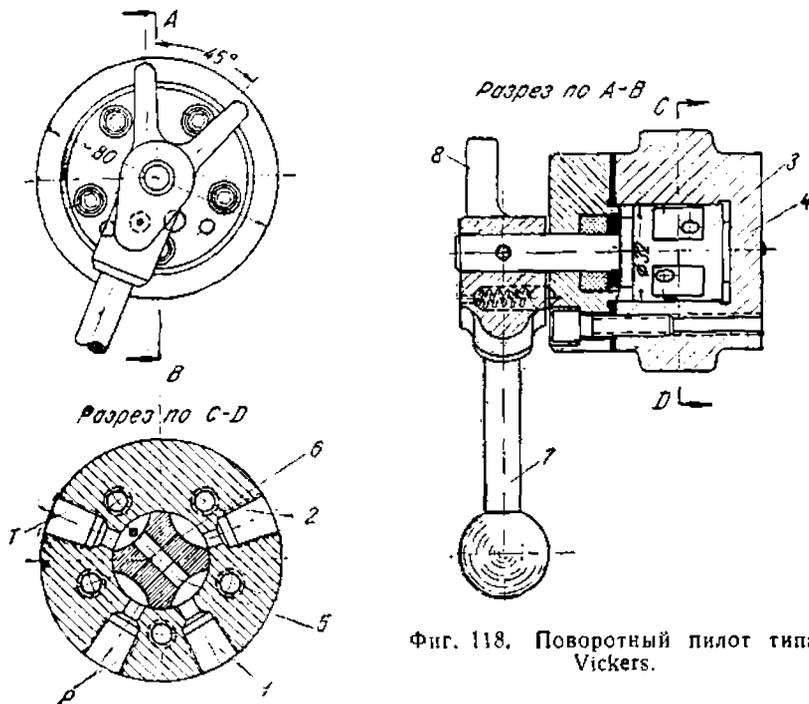
Применение пилотов, которые рассчитываются на малую пропускную способность и поэтому имеют небольшие размеры, позволяет выполнять органы управления станком (рукоятки, упоры и прочие механизмы) легкими и компактными, несмотря на то, что золотниковые устройства, непосредственно управляющие циклом и пропускающие в мощных станках большие количества жидкости, могут обладать значительными размерами.

Пилоты при соединении их трубопроводами с золотниками, непосредственно управляющими циклом, осуществляют дистанционное управление и блокировку в необходимых и весьма разнообразных комбинациях. В современных станках большое распространение находят системы,

в которых пилоты приводятся в действие при помощи соленоидов, что позволяет наиболее просто и удобно осуществлять самые сложные циклы и автоматизацию работы станков.

На фиг. 118 представлена конструкция поворотного пилота типа Vickers.

Распределение происходит при помощи детали 3, которая может поворачиваться в корпусе 4 в пределах 45° . Жидкость от насоса подводится через трубопровод к каналу *P* и при положении детали 3, изображенном на чертеже, может направляться через отверстие 6 в канал 2 и оттуда в систему.



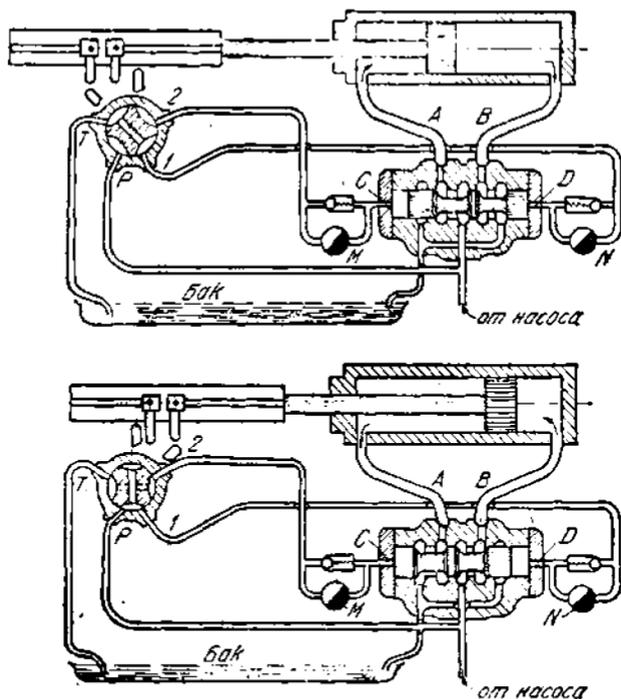
Фиг. 118. Поворотный пилот типа Vickers.

Канал 1 через отверстие 5 в детали 3 соединяется с каналом *T*, который постоянно соединен с баком трубопроводом. Благодаря отверстию 6 деталь 3 уравновешена и может быть легко повернута на 45° во второе положение. Тогда канал *P* соединится с каналом 1, а канал 2 через отверстие 5 соединится с каналом *T*. Поворот детали 3 может быть произведен рукояткой 7 или рычажками 8, на которые воздействуют упоры станка.

На фиг. 119 представлена схема взаимодействия пилота с реверсивным золотником (типа, изображенного на фиг. 115 и 116) в применении к гидроприводу возвратно-поступательного движения. Непосредственное управление потоком жидкости, поступающей от насоса, выполняется реверсивным золотником с гидравлическим управлением. Отверстия *C* и *D* золотника (фиг. 115) соединены трубками с поворотным пилотом, переключение которого производится от упоров станка так, как это

было описано выше. В результате поршень рабочего цилиндра совершает возвратно-поступательные перемещения, величина которых определяется расстановкой упоров.

При такой системе реверсирования отпадает необходимость в пружинном механизме (фиг. 114), переводящем золотник через мертвое положение. Из схем, помещенных на фиг. 119, очевидно, что как только упор станка переведет поворотный пилот в положение, при котором возможно поступление жидкости к отверстию *C* или *D*, перемещение золотника *Б* (фиг. 115) в крайнее положение и тем самым реверс будут обеспечены.



Фиг. 119. Схема взаимодействия поворотного пилота с реверсивным золотником.

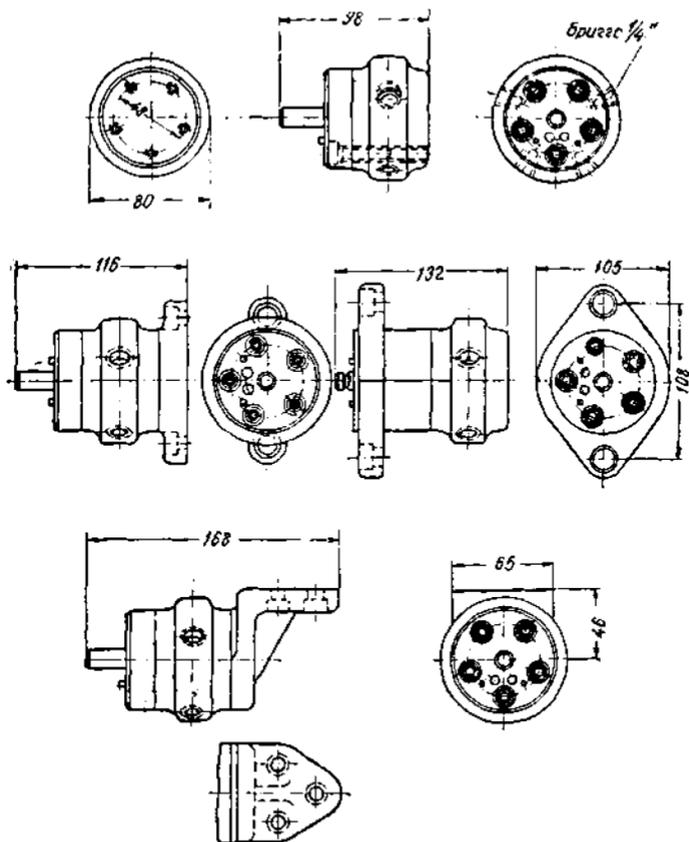
Конструкция поворотных пилотов в различных исполнениях нормализована ЭНИМС для станкостроения (фиг. 120).

Для электрического управления при помощи соленоидов толкающего типа более удобна конструкция осевого пилота, изображенная на фиг. 121. Габаритные размеры этой модели приведены на фиг. 122.

В некоторых случаях для управления от упоров станка целесообразно применять осевой пилот с роликом (фиг. 123). Детали этого пилота унифицированы с деталями конструкции, изображенной на фиг. 121.

Для электрического управления золотниковыми устройствами с большой пропускной способностью целесообразно применять пилоты, прифланцованные к корпусу золотника, как это изображено на фиг. 124 (конструкция типа Sundstrand).

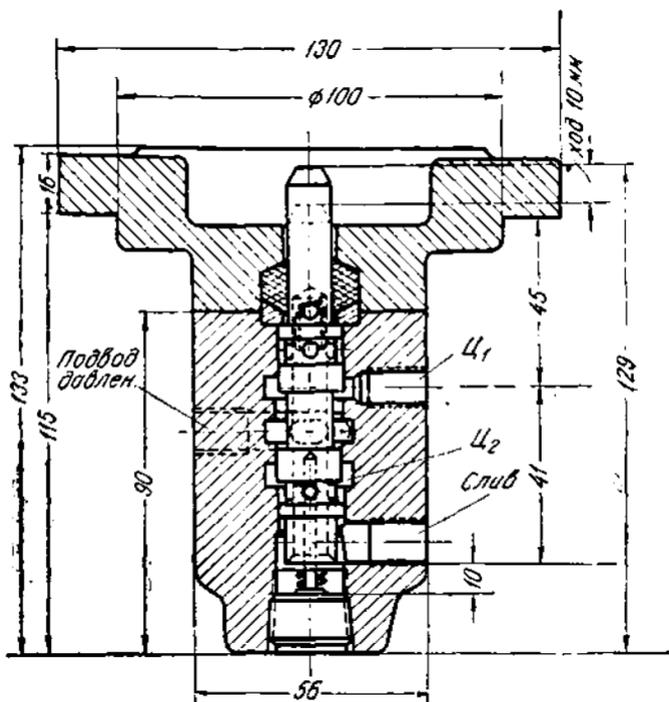
Распределение главного потока жидкости осуществляется золотником 1, который при помощи пружин 2 нормально устанавливается в среднем положении: при этом линия насоса, соединенная с каналом 3, изолируется от каналов 4 и 5, соединенных с полостями цилиндра, и жидкость в систему не поступает. В это время камеры 6 и 7 золотника через отверстия 10 и 11 соединены пилотами 8 и 9 с отверстиями 12 и 13, от которых трубопроводы ведут в бак. Если включить соленоид, действующий на пилот 8, то последний переместится вниз,



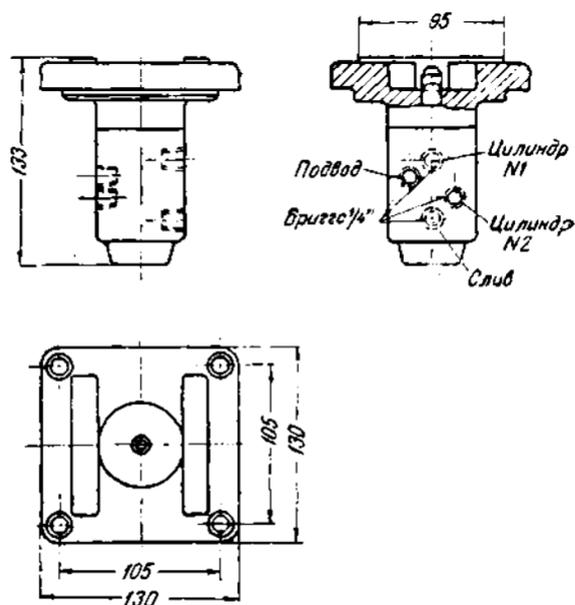
Фиг. 120. Проект нормалн станкостроения на поворотные пилоты.

преодолевая действие пружины 14; так как отверстия 15 пилотов соединены с линией нагнетания насоса, жидкость сможет поступать через пилот и отверстие 10 в камеру 6 и золотник 1 переместится влево. Тогда канал 3 соединяется с каналом 4, а канал 5 с каналом 16, который сообщается с баком, так же как и канал 17. Если соленоид пилота 8 выключить и включить соленоид пилота 9, направление главного потока реверсируется.

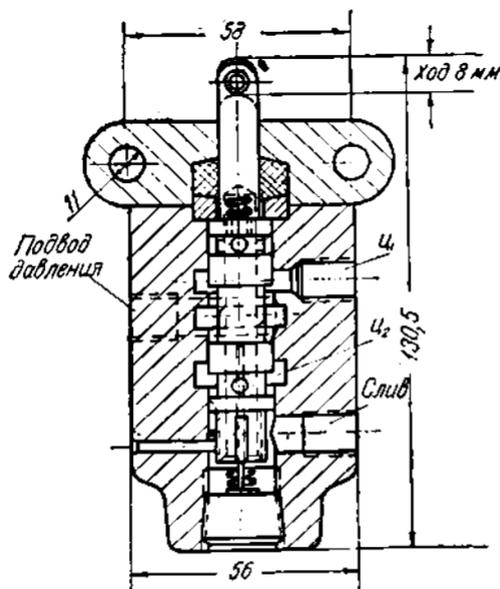
Описанная конструкция позволяет избежать применения мощных соленоидов, необходимых при непосредственном их воздействии на золотник 1.



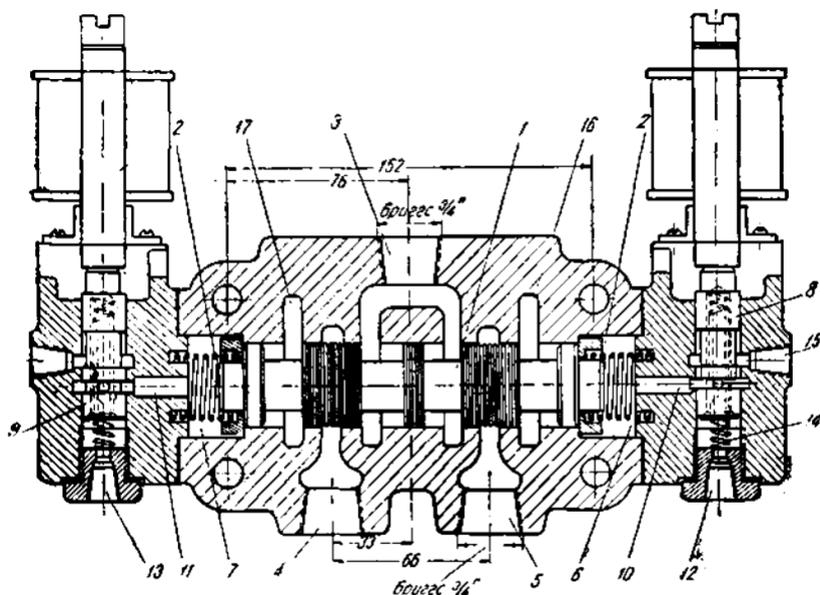
Фиг. 121. Осевой пилот.



Фиг. 122. Проект нормы станкостроения на осевой пилот с фланцевым креплением.



Фиг. 123. Осевого пилота с роликом.

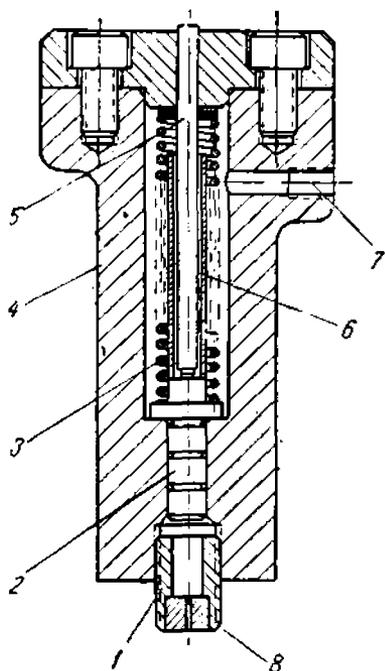


Фиг. 124. Трехпозиционный золотник типа Sundstrand.

Реле давления и реле времени

Для автоматического дистанционного управления золотниковыми распределительными устройствами в зависимости от величины давления в системе применяются реле давления. Принцип работы таких аппаратов может быть уяснен из фиг. 125, на которой изображено реле давления фирмы J. Barnes.

При помощи штуцера 1 реле присоединяется к контролируемой линии гидросистемы. Плунжер 2 нормально пружиной 3 прижимается до упора в корпусе 4. Если давление в системе превысит величину усилия пружины 3, плунжер 2, а вместе с ним и стержень 5 поднимаются вверх; при этом стержень 5 воздействует на электрические контакты (на чертеже не показаны), замыкая или размыкая их, что приводит в действие электрические аппараты (реле, соленоиды), управляющие переключением золотникового распределительного устройства. Для слива утечек масла, просачивающихся в камеру 6, предназначено отверстие 7, сообщающееся с резервуаром. Отверстие малого диаметра 8 демпфирует колебания плунжера 2.

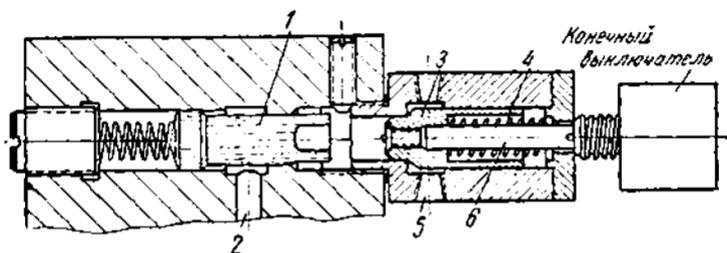


Фиг. 125. Реле давления фирмы Barnes.

Применение реле давления в гидросистемах позволяет осуществлять, например, автоматический отвод головки с инструментом от обрабатываемого изделия, в случае чрезмерного повышения усилия подачи, вызванного затуплением инструмента или наличием твердых включений в обрабатываемом материале. Реле давления используются также для автоматического отвода головки, после того как последняя упрется в мертвый упор, что применяется для достижения точного размера обрабатываемой детали. В зависимости от требований, предъявляемых циклом, возможны и другие применения реле согласно описанному принципу.

На фиг. 16 представлено реле давления типа У433 производства завода „Станкоконструкция“. Реле давления работает в соединении с клапаном предохранения системы 1 (типа, изображенного на фиг. 54). Канал 2 соединен с нагнетательной линией насоса и, когда давление, развиваемое последним, достигнет контролируемой величины, клапан 1 отходит, пропуская жидкость под клапан 3 реле давления. Клапан 3, преодолевая действие слабой пружины 4, перемещается вправо, пропуская жидкость через отверстие 5 в резервуар; одновременно штырь 6 приводит в действие электрические контакты конечного выключателя.

В ряде случаев для достижения чистоты поверхности обрабатываемой детали встречается необходимость выдержки времени, после того как головка с инструментом или стол станка дошли до жесткого упора; для этой цели применяются реле времени.

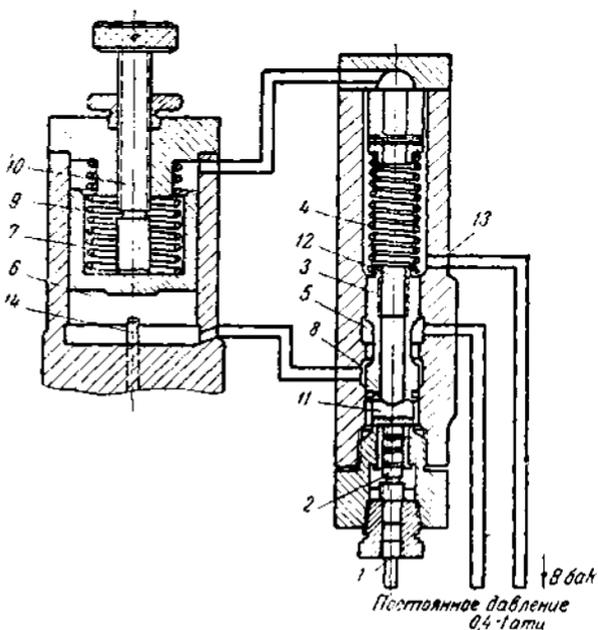


Фиг. 126. Реле давления У433 завода „Станкоконструкция“.

На фиг. 127 изображена конструкция реле времени, работающего в сочетании с реле давления и применяемого в насосных агрегатах типа F фирмы Oil-Gear.

Отверстие 1 реле давления соединено с нагнетательной линией системы, вследствие чего плунжер 2 нажимает на деталь 3, стремясь преодолеть действие пружины 4. Канал 5 реле давления соединен с линией постоянного давления, создаваемого подпорным клапаном (типа, изображенного на фиг. 57).

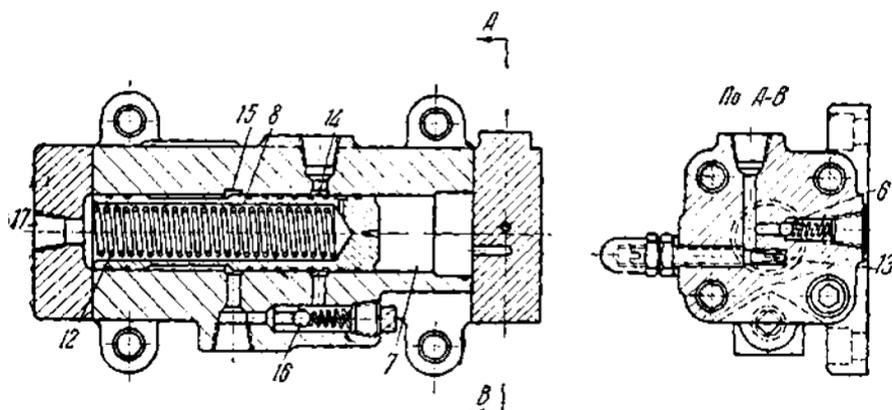
Пока плунжер 2 и деталь 3 занимают положение, изображенное на чертеже, камера 6 и поршень 7 реле времени находятся под действием постоянного давления, так как деталь 3 соединяет каналы 5 и 8; поэтому поршень 7 реле времени находится в верхнем положении, преодолевая действие пружины 9 и прижимаясь к регулируемому упору 10. Когда давление в нагнетательной линии



Фиг. 127. Реле давления и реле времени фирмы Oil-Gear.

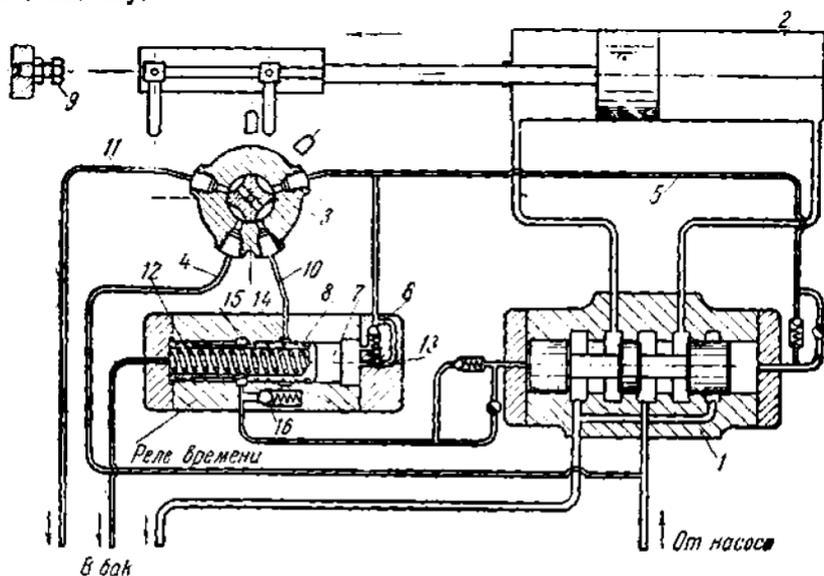
системы достигнет контролируемой величины (при подходе головки с инструментом к жесткому упору), плунжер 2 и деталь 3 поднимаются вверх и камера 6 через отверстия 11 и 12 в детали 3 и далее через отверстие 13 соединяется с баком. Поршень 7 под действием пружины 9

опускается вниз и в конце хода нажимает на штифт 14, переводящий золотник управления циклом в положение, при котором головка с инструментом отводится в исходную позицию. Регулированием упора 10 устанавливается величина хода поршня 7, а следовательно и нужная выдержка реле времени.



Фиг. 128. Реле времени фирмы Vickers.

Конструкция реле времени фирмы Vickers с дроссельным регулированием представлена на фиг. 128, а на фиг. 129 дана схема его включения в систему.



Фиг. 129. Схема включения реле времени фирмы Vickers в гидросистему.

При положении реверсивного золотника 1, изображенном на схеме фиг. 129, жидкость от насоса поступает в рабочую полость цилиндра 2, поршень которого перемещается влево; поворотный пилот (фиг. 118)

в это время соединяет нагнетательную линию 4 с линией 5 и жидкость проходит через шариковый клапан 6 в камеру 7 реле времени, отжимая поршень 8 в крайнее левое положение.

При подходе к мертвому упору 8, укрепленный на каретке упор станка переводит поворотный пилот во второе положение, при котором нагнетательная линия 4 соединяется с линией 10, а линия 5 — с линией 11, ведущей в резервуар. Под действием пружины 12 поршень 8 перемещается вправо, вытесняя жидкость из камеры 7 через дроссель 13 к линии 5 и оттуда через поворотный пилот и линию 11 в резервуар. При этом обратный шариковый клапан 6 давлением жидкости закрывается. В конце хода поршня 8 канавки 14 и 15 соединяются друг с другом и жидкость поступает в левую камеру золотника 1; последний реверсирует направление потока жидкости, и поршень цилиндра 2 отходит в исходное положение. Обратный шариковый клапан 16 предназначен для выхода жидкости из левой камеры золотника 1 при пуске системы, когда поворотный пилот 3 переводится в первое положение и поршень 8 отходит в левое исходное положение.

Необходимая выдержка времени устанавливается регулированием дросселя 13. Отверстие 17 предназначено для слива утечек. При определении выдержки времени, осуществляемой при помощи реле такой конструкции, следует ориентироваться на минимальную пропускную способность дросселя $80 \text{ см}^3/\text{мин}$ (см. главу III).

Надо иметь в виду также известную неточность выдержки времени в результате колебания температуры масла, что в значительной степени зависит от конструкции дросселя 13 (см. главу III).

Пружина 12 должна быть рассчитана на минимальное усилие, достаточное для преодоления силы трения поршня 8.

Схема включения реле, изображенная на фиг. 129, не обеспечивает точной выдержки времени, особенно при малых скоростях перемещения поршня цилиндра 2, так как поворотный пилот 3 должен включать реле в момент, когда каретка станка еще не дошла до мертвого упора 9.

В тех случаях, когда к точности выдержки реле времени предъявляются высокие требования, действие реле следует связывать с повышением (или понижением) давления в системе в момент, когда поршень рабочего цилиндра доходит до мертвого упора, что может быть выполнено непосредственно или при помощи реле давления.

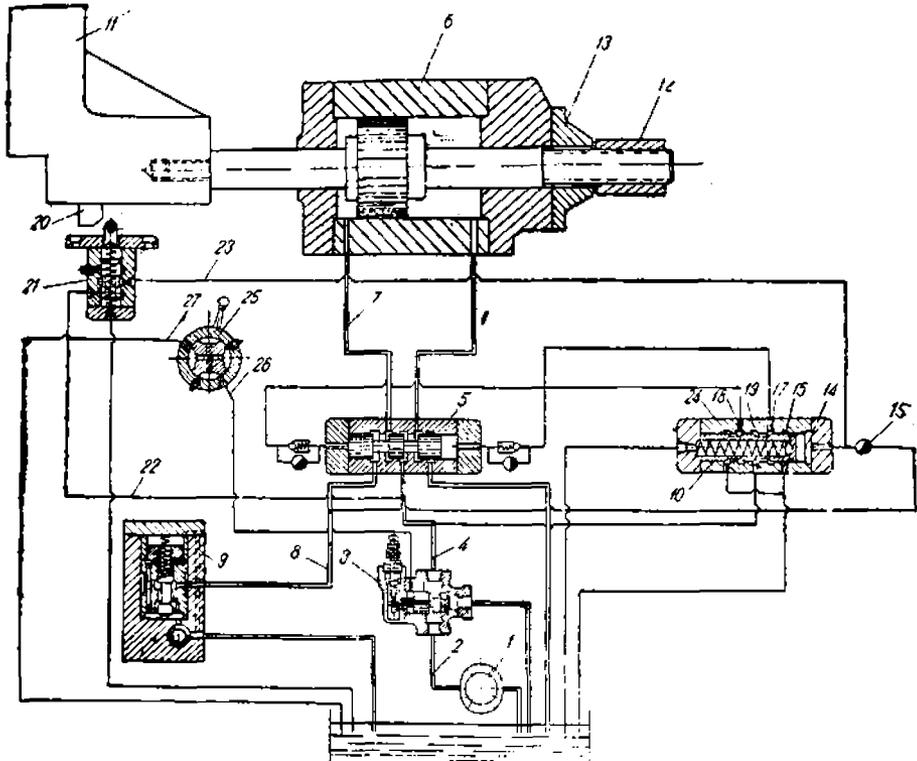
В качестве примера, поясняющего работу системы, в которой реле времени непосредственно связано с величиной давления, на фиг. 130 приводится схема резьбонакатного станка типа 5964 производства завода „Станкоконструкция“¹. Схема скомпонована из нормальных узлов, соединенных друг с другом трубами.

Жидкость от насоса 1 типа У471 (см. фиг. 19) по трубопроводу 2 поступает к клапану 3 (см. фиг. 58) и по трубопроводу 4 к реверсивному золотнику 5 (типа, изображенного на фиг. 115). При положении золотника 5, изображенном на фиг. 130, жидкость из трубопровода 4 поступает в рабочую полость цилиндра 6, поршень которого перемещается влево. Выход жидкости из нерабочей полости цилиндра происходит через трубопровод 7, золотник 5, трубопровод 8 и регулятор скорости 9

¹ Гидропривод станка разработан лабораторией гидроприводов ЭНИМС.

типа Г-55-11 (см. фиг. 93); регулировкой последнего устанавливается скорость перемещения поршня рабочего цилиндра.

Так как в линии 8 создается противодействие, определяемое настройкой клапана 3 и величиной усилия на поршне (см. схему на фиг. 84), то поршень 10 реле времени (типа, изображенного на фиг. 128) занимает крайнее левое положение. При перемещении поршня рабочего цилиндра 6 накатной ролик, укрепленный на каретке 11, производит накатку резьбы на детали, точный размер которой достигается за счет



Фиг. 130. Гидравлическая схема резьбонакатного станка типа 5964 завода „Станкоконструкция“.

того, что в конце хода каретки гайка 12, укрепленная на штоке, упирается в крышку цилиндра 13. При этом противодействие в линии 8 падает и поршень 10 реле времени перемещается вправо, вытесняя жидкость из камеры 14 через дроссель 15. В конце хода поршня 10 проточка 16 реле времени соединяется с проточкой 17, а проточка 18 с проточкой 19. Золотник 5 реверсирует направление потока жидкости, и поршень рабочего цилиндра 6 быстро отходит вправо до тех пор, пока упор 20 не нажмет на осевой пилот 21 типа, изображенного на фиг. 123. При этом по трубопроводам 22 и 23 жидкость поступает под поршень 10 реле времени, поршень, перемещаясь в левое исходное положение, соединяет проточку 17 с 19, а проточку 18 с 24; золотник 5 реверсирует направление потока жидкости, и цикл повторяется.

Для остановки станка надо повернуть поворотный пилот 25 в положение, при котором линия 26 соединяется с линией 27, что разгружает клапан 3 (см. схему на фиг. 59).

Время выдержки на мертвом упоре может регулировкой дросселя 15 изменяться в пределах от 0,5 до 5 сек.

Работая по описанной схеме, станок совершает до 15 циклов в минуту.

Утечки в золотниках

Утечки масла в золотниковых распределительных устройствах происходят через кольцевой зазор между золотником и отверстием в корпусе. При тех малых зазорах, с которыми выполняются золотниковые устройства, и при давлениях обычно в пределах 60—70 *атм* утечки жидкости через кольцевой зазор имеют ламинарный характер.

Теоретически утечки жидкости через концентричный кольцевой зазор (т. е. при совпадении оси золотника с осью соответствующего ему отверстия) при ламинарном характере течения жидкости могут быть подсчитаны, исходя из формулы, предложенной В. Вин¹, по следующему уравнению:

$$q_{\kappa} = \frac{\pi p}{8\mu\delta} \left(r_1^4 - r_2^4 - \frac{(r_1^2 - r_2^2)^2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \right) \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (72)$$

где p — давление жидкости в $\text{кг}/\text{см}^2$;

μ — абсолютная вязкость жидкости в $\text{кг}\cdot\text{сек}/\text{см}^2$;

δ — длина зазора по оси золотника или так называемое перекрытие золотника в см ;

r_1 — радиус отверстия в корпусе золотника в см ;

r_2 — радиус золотника в см .

Расчет может быть значительно упрощен, если течение через кольцевую щель рассматривать как приближающееся к случаю течения жидкости между двумя плоскими пластинками. В этом случае можно исходить из следующего уравнения²:

$$q_{\kappa} = \frac{\pi p}{4 \cdot 48\mu\delta} (d_1 - d_2)^2 (d_1^2 - d_2^2) \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (73)$$

где d_1 — диаметр отверстия в корпусе золотника в см ;

d_2 — диаметр золотника в см .

Формулу (73) можно преобразовать, введя в нее величину зазора $z = d_1 - d_2$; тогда

$$q_{\kappa} = \frac{\pi p z^3}{4 \cdot 48\mu\delta} (d_1 + d_2).$$

Ввиду ничтожной величины зазора в сравнении с диаметром золотника можно положить:

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = d,$$

где d — номинальный диаметр золотника в см . Окончательно:

$$q_{\kappa} = \frac{\pi p z^3 d}{96\mu\delta} \text{ см}^3/\text{сек}. \quad (74)$$

¹ В. Вин, Учебник гидродинамики.

² Г. Рихтер, Гидравлика трубопроводов

Когда золотник посажен в отверстие эксцентрично, утечки могут быть определены из уравнения¹:

$$q_3 = q_k \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{2e}{z} \right)^2 \right], \quad (75)$$

где e — величина эксцентриситета.

Для крайнего случая, когда золотник соприкасается с отверстием в одной точке, $e = \frac{z}{2}$ и формула (75) принимает вид

$$q_3 = 2,5 q_k. \quad (76)$$

Эксцентриситет золотника зависит от ряда факторов, трудно поддающихся учету (непрямолинейность оси золотника или отверстия, боковое воздействие на золотник механизма переключения, наличие одностороннего гидравлического давления в зазорах золотника); эксцентриситет будет, очевидно, различным для каждого случая, колеблясь от нуля до максимума. Соответственно теоретическая величина утечек в золотниковом устройстве должна лежать в пределах, определяемых формулами (74) и (76).

Из формулы (74) видно, какое значительное влияние на величину утечек золотника имеет зазор z , поэтому для достижения минимальных утечек необходимо ограничивать величину зазора возможным и допустимым минимумом. Опыт завода „Станкоконструкция“, а также исследование американских образцов золотников показывают, что для перемещения золотников без больших усилий и без опасности заедания необходим зазор не менее 0,015—0,02 мм (имеются в виду золотники тех средних диаметров и длин, которые применяются в гидравлических распределительных устройствах станков).

В гидравлических устройствах станков, работающих с малыми скоростями перемещения поршня (сверлильно-расточные, токарные станки), где величина утечек вредно отражается на работе гидросистемы (см. главу I), величина зазора z не должна превышать 0,02—0,025 мм. В распределительных устройствах, утечки в которых не отражаются на работе гидросистемы (вспомогательные золотники, пилоты), а также в распределительных устройствах станков, работающих при сравнительно высоких скоростях перемещения поршня (шлифовальные станки, хонинг-станки и т. п.), величина зазора может быть увеличена до 0,03—0,04 мм.

Экспериментальные данные по определению величины утечек в золотниковых распределительных устройствах показывают, что действительная величина замеренных утечек отличается в сторону уменьшения от расчетной величины, определяемой формулами (74) и (76), причем тем в большей степени, чем меньше зазор z . В качестве примера произведем теоретический расчет утечек золотникового распределительного устройства типа У-422, производства завода „Станкоконструкция“, применяемого в гидравлических системах сверлильно-расточных станков.

Номинальный диаметр золотника $d = 50$ мм; зазор $z = 0,02$ мм.

Утечки жидкости происходят через два перекрытия, величина которых составляет $\delta_1 = 9,8$ мм; $\delta_2 = 13,2$ мм.

Расчетное давление — 60 атм.

¹ Г. Р и х т е р, Гидравлика трубопроводов.

При концентричном положении золотника величина утечек определится по формуле (74)

$$q_k = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 0,002^3 \cdot 5}{96 \mu} \left(\frac{1}{0,98} + \frac{1}{1,32} \right);$$

абсолютная вязкость μ может быть подсчитана по известному уравнению

$$\mu = \nu \frac{\gamma}{g}, \quad (77)$$

где ν — кинематическая вязкость в $\text{см}^2/\text{сек}$;

γ — удельный вес в $\text{кг}/\text{см}^3$; для масла $\gamma = 0,0009 \text{ кг}/\text{см}^3$;

g — ускорение силы тяжести, равное $981 \text{ см}/\text{сек}^2$.

Для обычно применяемого в гидроприводах масла „веретенное 3“ вязкость по Энглера при 50° составляет $\sim 3,2^\circ$. Кинематическая вязкость определится по формуле Ubbelohde:

$$\nu = 0,0732E - \frac{0,0631}{E} \text{ см}^2/\text{сек}, \quad (78)$$

$$\nu = 0,0732 \cdot 3,2 - \frac{0,0631}{3,2} = 0,2142 \text{ см}^2/\text{сек}.$$

В результате подстановки численных значений получим $q_k = 0,72 \text{ см}^3/\text{сек}$ или $43,2 \text{ см}^3/\text{мин}$.

При крайнем эксцентричном положении золотника утечка определяется по формуле (76):

$$q_s = 2,5 \cdot 43,2 = 108 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

Данные испытания, произведенного при тех же условиях, для которых выполнен расчет утечек, показали значительно меньшую величину, лежа-

Таблица 14

Тип золотника	Результаты испытания (величина утечек в $\text{см}^3/\text{мин}$)	Величина утечек, определенная по формуле (74) в $\text{см}^3/\text{мин}$	Величина утечек, определенная по формуле (76) в $\text{см}^3/\text{мин}$
Золотник гидроагрегата фирмы Oil-Gear, тип QSA; $d = 32 \text{ мм}$; $z = 0,02 \text{ мм}$; $\delta_1 = 15,8 \text{ мм}$; $\delta_2 = 32,9 \text{ мм}$	7,8—10	14,4	36
Золотник вспомогательный фирмы Vickers, тип C-252A; $d = 16 \text{ мм}$; $z = 0,035 \text{ мм}$; $\delta_1 = 6,5 \text{ мм}$; $\delta_2 = 6,2 \text{ мм}$	11—60	130,8	327
Золотник управления возвратно-поступательным движением фирмы Vickers, тип C-332; $d = 50 \text{ мм}$; $z = 0,04 \text{ мм}$; $\delta_1 = 15,5 \text{ мм}$; $\delta_2 = 17,5 \text{ мм}$	378—522	240	600

Примечание. Испытание производилось на масле „веретенное 3“, при температуре 50° и давлении $p = 60 \text{ ат}$.

ую в пределах $1,1—7,8 \text{ см}^3/\text{мин}$; такое же явление наблюдалось при испытании импортных образцов золотников. Данные этих испытаний приведены в табл. 14.

Расхождение экспериментальных данных с расчетными объясняется известным эффектом засорения малых зазоров, что было уже отмечено в главе III (см. дроссели). По ряду наблюдений эффект засорения малых зазоров всегда имеет место при тех сортах масел, которые применяются в наших гидроприводах, несмотря на тщательную фильтрацию, и происходит не только за счет взвешенных в масле мельчайших частиц посторонних веществ, не поддающихся удалению при фильтровании, но и за счет выделения из масла смолистых и парафинистых составляющих. Цифры утечек, замеренных при испытании, приведенные в табл. 14, демонстрируют постепенное снижение величины утечек с течением времени в результате засорения кольцевой щели золотника. Большая цифра фиксирует величину утечек в момент начала испытания, а меньшая по истечении 5 мин., после чего величина утечек стабилизируется.

Для золотниковых устройств, применяемых в станках, работающих с малыми скоростями перемещения поршня (сверлильно-расточные, токарные станки), как показывают экспериментальные данные по импортным и советским образцам, величина утечек не превышает $10 \text{ см}^3/\text{мин}$ при $p = 60 \text{ атм}$ и $T = 50^\circ$. Нормы контрольно-приемочных испытаний золотников для гидравлических распределительных устройств сверлильно-расточных станков завода „Станкоконструкция“ предусматривают эту же цифру.

Для вспомогательных золотников, для пилотов, для золотниковых устройств станков, работающих при сравнительно высоких скоростях перемещения поршня, величина утечек может быть значительно повышена и для больших золотников доведена до $500 \text{ см}^3/\text{мин}$ (см. табл. 14).

ГЛАВА V

РАБОЧИЕ ЦИЛИНДРЫ

Типы цилиндров и способы их включения в гидросистему

В зависимости от требований, предъявляемых циклом работы станка, а также скоростей и усилий, которые должны развивать его рабочие органы, применяются различные типы цилиндров и различные способы их включения в гидросистему.

На фиг. 131 представлен цилиндр с двухсторонним штоком. Давление, необходимое для перемещения поршня цилиндра, зависит от преодолеваемого усилия и определяется выражением

$$p = \frac{R}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}} \text{ кг/см}^2, \quad (79)$$

где R — преодолеваемое усилие в кг;

D — диаметр цилиндра в см;

d — диаметр штока в см.

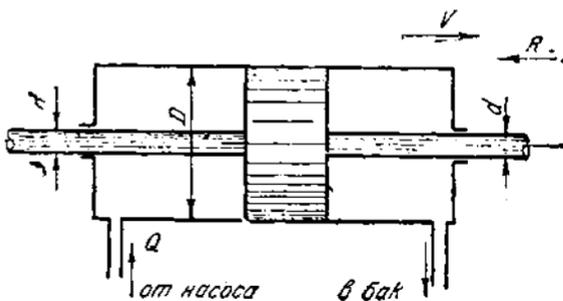
Скорость перемещения поршня зависит от количества жидкости, поступающей в цилиндр в единицу времени, и определяется выражением

$$v = \frac{10Q}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}} \text{ м/мин}, \quad (80)$$

где Q — количество жидкости, поступающей в цилиндр, в л/мин;
 D — диаметр цилиндра в см;
 d — диаметр штока в см.

При подаче количества жидкости Q попеременно в правую и левую полости цилиндра поршень будет перемещаться в обоих направлениях с одинаковой скоростью.

Цилиндры такого типа могут применяться в шлифовальных станках, а также в других типах станков, где требуются одинаковые скорости перемещения поршня в обоих направлениях. Однако недостатком применения цилиндров такого типа является увеличение габаритов станка, так как шток выходит на обе стороны цилиндра.



Фиг. 131. Цилиндр с двухсторонним штоком.

Поэтому в шлифовальных станках часто применяют цилиндр с односторонним тонким штоком (фиг. 132), хотя при этом скорости перемещения поршня в обоих направлениях незначительно отличаются друг от друга (диаметр штока d выбирается минимальных размеров).



Фиг. 132. Цилиндр с односторонним тонким штоком.

Для перемещения поршня вправо обе полости цилиндра соединяются друг с другом так, как изображено на фиг. 133, а. Давление, необходимое для перемещения поршня, определяется выражением

$$p = \frac{R}{\frac{\pi d^2}{4}}. \quad (81)$$

Поршень перемещается вправо с некоторой скоростью v м/мин, вытесняя из правой полости цилиндра объем жидкости величиной Q_1 л/мин

$$Q_1 = \frac{v}{10} \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right).$$

Этот объем поступает в левую полость цилиндра вместе с количеством жидкости Q , подаваемым насосом; следовательно

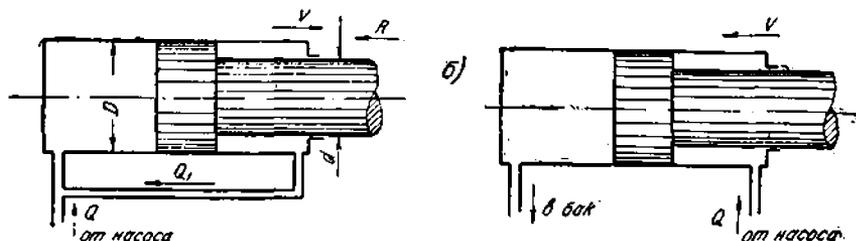
$$Q + Q_1 = \frac{v}{10} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

или

$$Q + \frac{v}{10} \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) = \frac{v}{10} \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

откуда

$$v = \frac{10Q}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}}. \quad (82)$$



Фиг. 133. Цилиндр с односторонним штоком и способ его включения в гидросистему для достижения одинаковых скоростей перемещения поршня в обоих направлениях.

Для перемещения поршня влево жидкость подается в правую полость цилиндра, а левая полость соединяется с баком (фиг. 133,б). Скорость перемещения поршня в этом случае будет

$$v = \frac{10Q}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}}.$$

Если положить

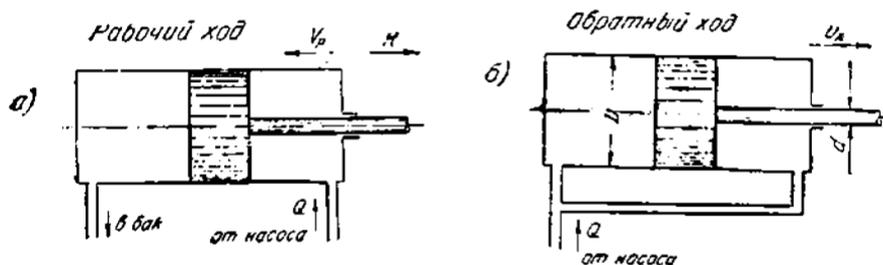
$$\frac{\pi D^2}{4} = 2 \frac{\pi d^2}{4},$$

получим уравнение, тождественное уравнению (82).

Указанный способ включения для заданной скорости перемещения поршня v и определенного диаметра цилиндра D позволяет применять насос минимальной производительности, что, однако, связано с уменьшением усилия, развиваемого цилиндром [см. уравнение (81)]. Цилиндры такого типа применяются в хонинг-станках фирмы Barnes Drill для осуществления возвратно-поступательных перемещений хоны с одинаковой скоростью в обоих направлениях, а также в сверлильно-расточных станках завода „Станкоконструкция“, станках фирмы Natco и других фирм для быстрого подвода и отвода головок с инструментом.

Развитие принципа включения, изображенного на фиг. 133 в применении к станкам, в которых требуется высокая скорость обратного хода, при значительном усилии, развиваемом во время рабочего хода, представлено на фиг. 134. Из уравнения (82) очевидно, что чем меньше

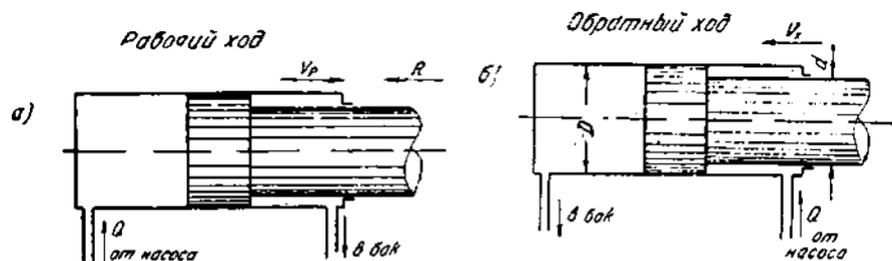
диаметр штока d , тем выше будет скорость перемещения поршня при данном значении Q . Это обстоятельство используется в протяжных станках фирмами Oil-Gear и Colonial Broach, которые для рабочего хода (протягивания) применяют подачу жидкости в правую полость цилиндра, как изображено на фиг. 134, а. Диаметр штока d выбирают минимального размера, исходя из величины усилия R и учитывая, что шток работает на растяжение. Поэтому при рабочем ходе может быть создано значительное тянущее усилие R , величина которого определяется урав-



Фиг. 134. Цилиндр с односторонним штоком и способ его включения в гидросистему протяжных станков.

нением (79). При обратном ходе станка, когда требуется преодолеть только усилие трения, цилиндр включается так, как представлено на фиг. 134, б, и поршень перемещается в исходное положение с большой скоростью, величина которой в современных протяжных станках доходит до 30 м/мин.

Этим же требованиям можно удовлетворить, если применять цилиндр со штоком большого диаметра, который при рабочем ходе включается так, как изображено на фиг. 135, а, а при обратном ходе, как представлено на фиг. 135, б.



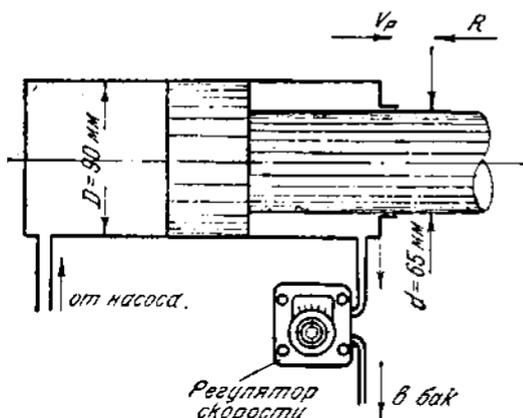
Фиг. 135. Цилиндр с односторонним штоком большого диаметра и способ его включения в гидросистему.

Такой способ включения более известен, чем изображенный на фиг. 134, однако при нем для осуществления высокой скорости обратного хода v требуется применение штока большого диаметра, что утяжеляет конструкцию станка; ввиду этого в ряде случаев предпочтительнее включать цилиндр по схемам фиг. 134.

При выборе типа цилиндра и способа его включения в гидросистемы станков, работающих при малых скоростях перемещения поршня (сверльно-расточные, токарные станки), следует учитывать минимальную

скорость перемещения поршня, которую могут обеспечить регулируемые механизмы гидропривода (регуляторы скорости, регулируемые поршневые насосы).

В качестве примера определим минимальную скорость перемещения поршня цилиндра (типа, изображенного на фиг. 133), включенного в гидросистему сверильно-расточного станка. При быстрых перемещениях головки с инструментом цилиндр включается так, как изображено на фиг. 133, а и 133, б. При рабочей подаче скорость перемещения поршня устанавливается регулятором скорости типа Vickers (фиг. 98), включенным так, как представлено на фиг. 136. Минимальная пропускная способность регулятора скорости типа Vickers определяется величиной $80 \text{ см}^3/\text{мин}$ (см. главу III). Тогда при размерах цилиндра, указанных на фиг. 136, минимальная скорость перемещения поршня v_p , обеспечиваемая регулятором, определяется из выражения



$$v_p \left(\frac{\pi \cdot 9^2}{4} - \frac{\pi \cdot 6,5^2}{4} \right) = 80,$$
 откуда

$$v_p = 2,64 \text{ см/мин.}$$

Фиг. 136. Способ включения в гидросистему цилиндра и регулятора скорости типа Vickers.

Если при быстрых перемещениях головки отказаться от способа включения цилиндра, приведенного на фиг. 133, тогда диаметр штока d может быть уменьшен. Если принять $d = 45 \text{ мм}$, то минимальная скорость перемещения поршня может быть уменьшена до

$$v_p = \frac{80}{\frac{\pi 9^2}{4} - \frac{\pi 4,5^2}{4}} = 1,67 \text{ см/мин.}$$

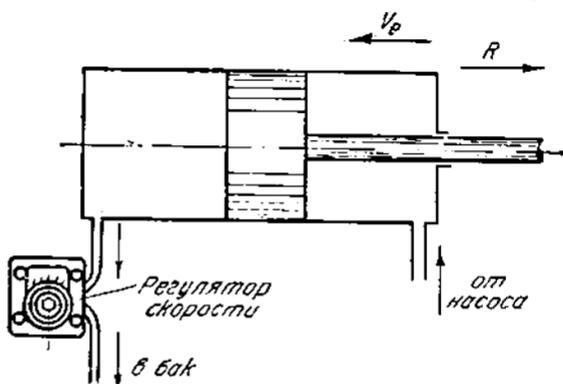
Поэтому в случаях, когда рабочий цилиндр предназначен для осуществления малых скоростей перемещения рабочих органов станка, причем скорость перемещения устанавливается регулирующими устройствами, включенными на выходе из задней полости цилиндра (например регуляторы скорости типа Vickers или Ex-Cell-O), желательно достичь максимально возможного объема жидкости, вытесняемой из задней полости, что обеспечивает минимальные габариты цилиндра.

Для увеличения объема вытесняемой жидкости в этом случае целесообразно также прибегать к способу включения, указанному на фиг. 137.

В рассматриваемом примере минимальная скорость перемещения поршня при таком способе может быть уменьшена до

$$v_p = \frac{80}{\frac{\pi 9^2}{4}} = 1,25 \text{ см/мин.}$$

В случаях, когда скорость перемещения поршня устанавливается не вытеснением жидкости из цилиндра, а нагнетанием в его рабочую полость (регуляторы скорости типа Natco, Vickers с дозирующим клапаном, регулируемые поршневые насосы), наибольший объем жидкости, освобождаемый поршнем, а следовательно и минимальная скорость его перемещения обеспечиваются при включении цилиндра так, как указано на фиг. 137.



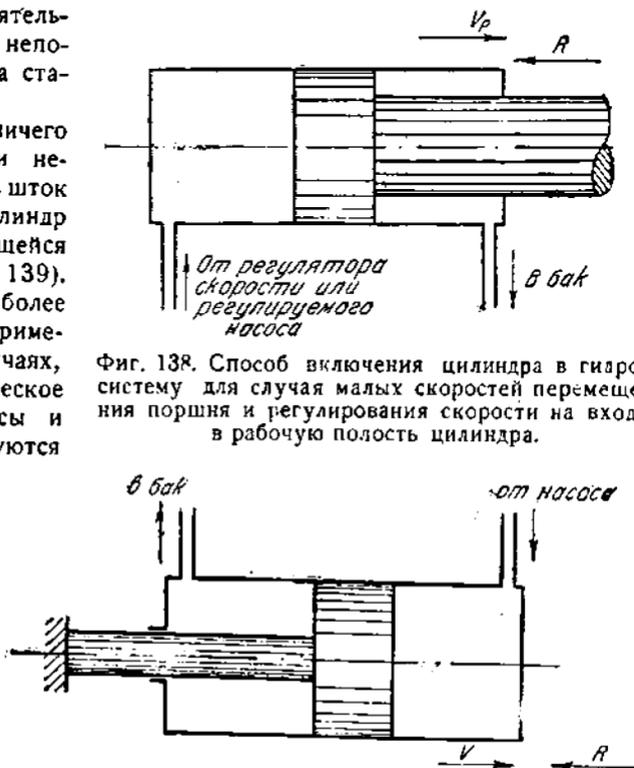
Фиг. 137. Способ включения в гидросистему цилиндра и регулятора скорости типа Vickers для случая малых скоростей перемещения поршня.

Рассмотренные на фиг. 131—138 типы цилиндров и способы их включения имели предпосылкой то обстоятельство, что цилиндр неподвижно закреплен на станине станка.

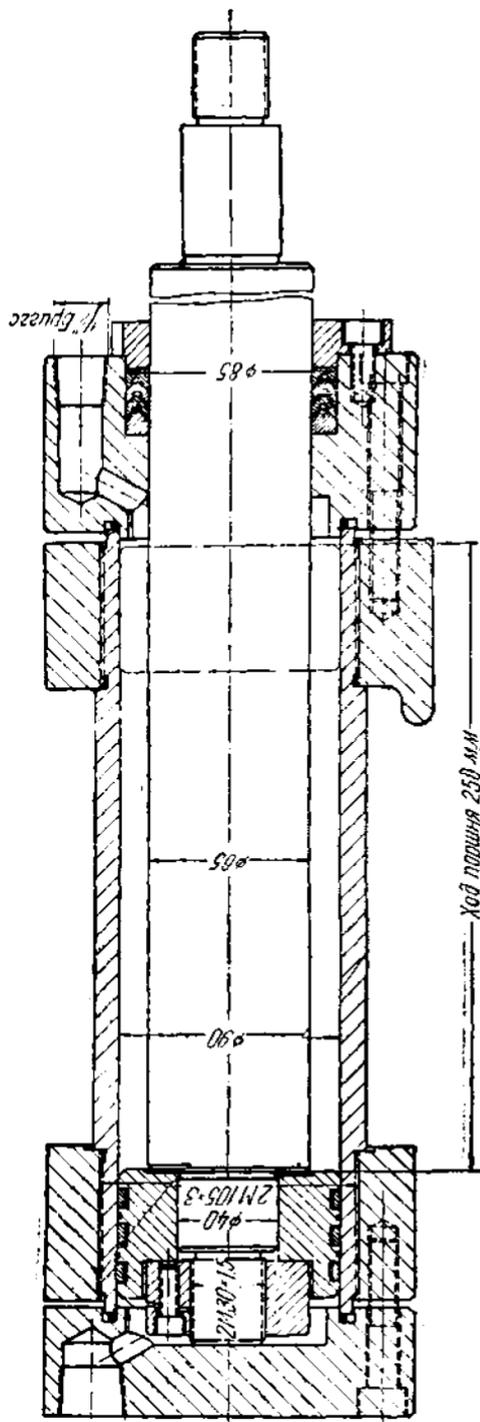
Принципиально ничего не изменится, если неподвижно закрепить шток с поршнем, а цилиндр соединить с движущейся частью станка (фиг. 139). Такой вариант более удобен и поэтому применяется в тех случаях, когда все гидравлическое оборудование (насосы и аппаратура) монтируются на движущемся органе станка (например агрегатная силовая головка).

Применяемые в некоторых станках цилиндры с подводом жидкости через шток ограничивают минимальный его диаметр, что не

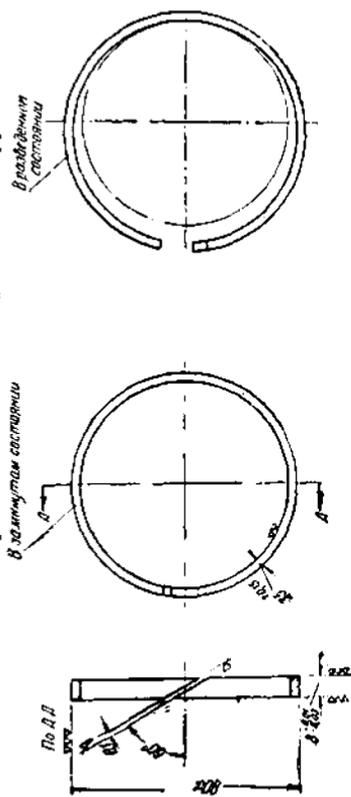
всегда удобно; к тому же при длинных цилиндрах обработка штока усложняется; поэтому цилиндры такого типа имеют ограниченное применение.



Фиг. 139. Цилиндр с неподвижно закрепленным штоком.



Фиг. 140. Цилиндр типа 40АС завода „Станкоконструкция“.



Фиг. 141. Поршневое кольцо, применяемое в цилиндрах завода „Станкоконструкция“.

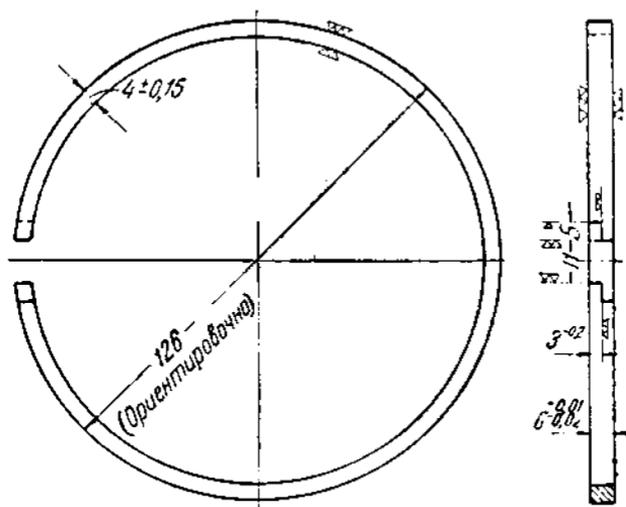
Конструкция цилиндров

Уплотнение рабочих поверхностей поршня и цилиндра может производиться при помощи поршневых колец, уплотняющих манжет или непосредственной пригонкой поршня с минимальным зазором к отверстию цилиндра.

Наилучшие результаты в смысле одновременного достижения минимальных утечек и минимального износа обеспечиваются при применении поршневых колец.

На фиг. 140 представлена конструкция цилиндра 404С с поршневыми кольцами диаметром 90 мм, производства завода „Станкоконструкция“. Цилиндры такого типа применяются в выпускаемых заводом агре-

В разобранном состоянии



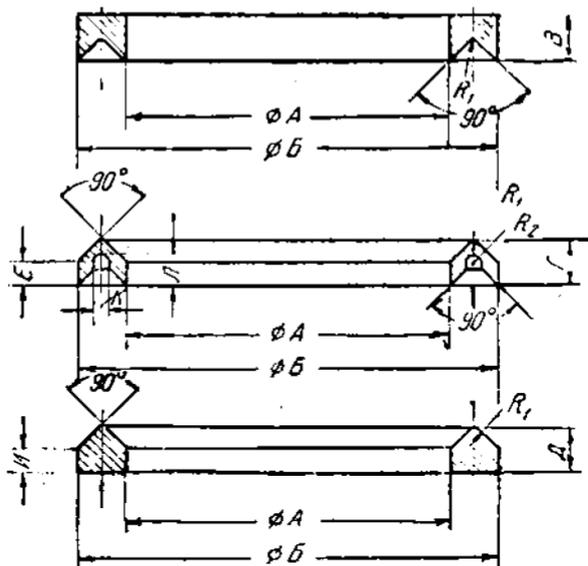
Фиг. 142. Поршневое кольцо, применяемое в цилиндрах завода „Станкоконструкция“.

гатных сверлильно-расточных станках и изготавливаются диаметром 65, 90, 120, 165 и 225 мм. Площадь штока в два раза меньше площади поршня, что обеспечивает минимальный литраж насоса при быстрых ходах агрегатной головки и одинаковые скорости ее в обоих направлениях (цилиндр включается по схеме фиг. 133).

На фиг. 141 и 142 представлены конструкции поршневых колец, применяемых в цилиндрах завода „Станкоконструкция“. Для достижения надежного уплотнения поршневые кольца должны прилегать всей поверхностью к отверстию цилиндра.

В качестве проверки прилегания колец применяется проверка их на просвет; кольцо, вставленное в цилиндр, не должно давать просвета по всей окружности прилегания. Для соблюдения этого требования кольцо должно обладать пружинящим действием, что достигается специальной термической обработкой.

На заводе „Станкоконструкция“ принят следующий метод термообработки: кольца, изготовленные из чугуна марки Сч-40, подвергаются нагреву под закалку до температуры 870—880° с выдержкой при этой температуре в течение 30 мин. и последующим охлаждением в масле. Отпуск производится при температуре 550—600° в течение 45—50 мин., после чего кольца охлаждаются на воздухе. В результате термообработки должна быть достигнута твердость $R_B = 98—105$.



Сальниковые кольца к цилиндрам	Размеры сальниковых колец										
	А	Б	В	Г	Д	Е	И	К	Л	R_1	R_2
403С	45	65	10	11	10	6	6	4	6	2	2
404С	65	85	10	10	10	6	6	3	6	2	1,5
405С	85	110	12	12	12	6	6	4	8	2	2
406С	110	140	14	16	12	10	6	4	10	2	2

Фиг. 143. Габаритные размеры сальниковых колец завода „Станкоконструкция“.

Следует проверять, чтобы кольцо, вставленное в цилиндр, имело зазор в стыке порядка 0,1—0,2 мм. Кольца, вставленные в канавки поршня, должны иметь торцевой зазор не более 0,04—0,06 мм.

Поршень цилиндра выполняется из чугуна марки Сч-40 или Сч-36 и шлифуется к отверстию цилиндра с зазором не более 0,1 мм. Во избежание защемления поршня эллиптность его по диаметру не должна превышать 0,02 мм.

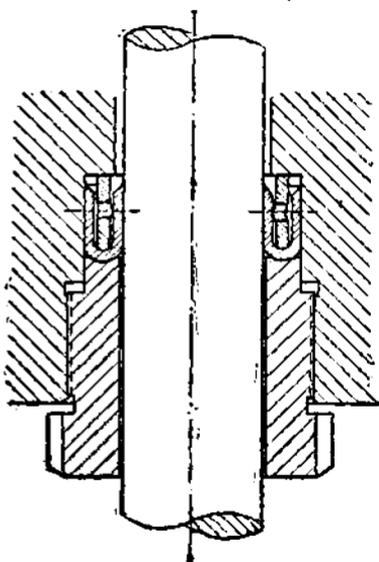
В качестве материала для цилиндров на заводе „Станкоконструкция“ применяется сталь 45. Внутренняя поверхность цилиндров хонингуется, причем обращается внимание на отсутствие продольных рисок, которые могут вызвать повышенные утечки при работе цилиндра. Во избежание

зашемлений поршня эллиптичность отверстия не должна превышать 0,02 мм, а конусность на всей длине цилиндра — 0,04 мм (имеются в виду цилиндры указанных выше диаметров с ходом поршня до 1500 мм).

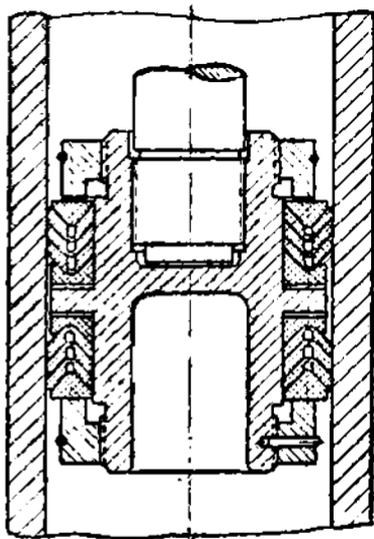
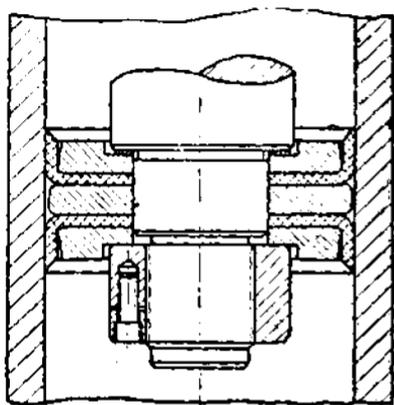
Весьма важным элементом является сальниковое уплотнение, препятствующее утечкам жидкости по штоку.

В современных конструкциях цилиндров как импортного, так и отечественного производства хорошо зарекомендовали себя кольца специального состава, поверхность которых покрыта графитом. Такие кольца давлением масла прижимаются к штоку (фиг. 140), что создает вполне надежное его уплотнение при давлении до 120—130 атм. На заводе „Станкоконструкция“ применяются кольца из хлопчатобумажной ткани, пропитанной клеем из синтетического каучука; кольца прессуются в специальных прессформах.

На фиг. 143 приведены габаритные размеры колец, применяемых на заводе „Станкоконструкция“. В последнее время завод „Станкоконструкция“ стал применять кольца, изготовленные из менее дефицитного материала — хлорвинила.



Фиг. 144. Кожаная манжета.



Фиг. 145. Поршни с уплотняющими манжетами.

Вполне надежное уплотнение при высоких давлениях может быть осуществлено при помощи кожаной манжеты так, как изображено на фиг. 144.

перемещается в отверстии втулки цилиндра с зазором до 0,05 мм. Столь малая величина зазора, необходимая для обеспечения минимальных утечек (в станках, работающих с малыми скоростями перемещения поршня при высоком давлении), затрудняет изготовление цилиндров; поэтому цилиндры такого типа обычно выполняются короткими ($L \approx 2D$). В случаях, когда может быть допущена повышенная величина утечек, а рабочее давление невелико (шлифовальные станки), зазор может быть тоже увеличен до 0,1 мм при диаметре цилиндров в пределах 100 мм; ход поршня может быть доведен до 1,5 м.

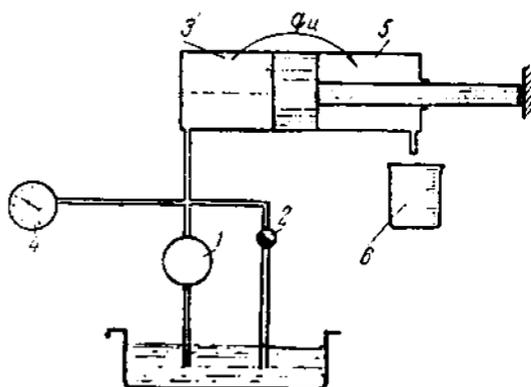
При конструировании цилиндров, во избежание скопления воздуха, вредно влияющего на работу гидросистемы, подвод жидкости в полости цилиндра следует выполнять в крайних верхних точках (фиг. 140). Во время перемещения поршня при таком устройстве скопившийся воздух будет выходить из цилиндра в резервуар. Если не представляется возможным выполнить это требование по каким-либо причинам, следует в верхних точках цилиндра предусматривать краны для выпуска воздуха.

Утечки в цилиндрах

Вредное влияние на работу гидросистем утечек из одной полости цилиндра в другую было рассмотрено в главе 1. Особенно высокие требования к минимальной величине утечек предъявляются к цилиндрам станков, работающих с малыми скоростями перемещения поршня при высоких давлениях жидкости (сверлильно-расточные, токарные станки). Уплотнение рабочих поверхностей цилиндра и поршня в этих типах станков в большинстве случаев осуществляется поршневыми кольцами; утечки через эти кольца зависят от ряда переменных и трудно учитываемых факторов, что не позволяет выразить величину их теоретической формулой. Поэтому при оценке и назначении величины утечек в рабочих цилиндрах следует руководствоваться экспериментальными данными.

Для замера утечек (фиг. 147) шток цилиндра упирается в жесткий упор. При помощи насоса 1 и дросселя 2 создается в полости 3 цилиндра рабочее давление, величина которого контролируется по манометру 4. Утечки из полости 3 в полость 5 измеряются мерным сосудом 6. Испытания импортных образцов цилиндров сверлильно-расточных станков на масле „веретенное 3“ показали, что при давлении 60 атм и температуре масла 50° для цилиндров диаметром от 60 до 160 мм величина утечек лежит в пределах 6—15 см³/мин.

В табл. 15 приведены нормы на утечку в рабочих цилиндрах производства завода „Станкоконструкция“.



Фиг. 147. Схема испытания цилиндра на утечку.

В результате полученных экспериментальных данных для цилиндров станков, работающих с малыми скоростями перемещения поршня, при давлении 60 *ати* и температуре масла 50°, допустимая величина утечек может назначаться по следующей эмпирической формуле:

$$q_{ц} \approx 0,09D \text{ см}^3/\text{мин}, \quad (83)$$

где D — диаметр цилиндра в *мм*.

В цилиндрах без поршневых колец (типа, изображенного на фиг. 146) при подсчете величины утечек можно пользоваться формулами (74) и (76) с учетом эффекта засорения кольцевой щели между поршнем и отверстием цилиндра (см. главу IV, утечки в золотниках). Следует отметить, что эффект засорения сказывается и в цилиндрах с поршневыми кольцами, выражаясь в постепенном снижении величины утечки в течение времени испытания.

Таблица 15

Диаметр цилиндра в <i>мм</i>	Допускаемые утечки в <i>см</i> ³ / <i>мин</i>	Примечание
65	5	Испытание производится на масле „веретенное 3“ при температуре 50° и давлении 60 <i>ати</i>
90	9	
120	11	
165	15	

В цилиндрах станков, работающих с повышенными скоростями перемещения поршня, при невысоких давлениях (например шлифовальные станки) утечки могут быть значительно повышены, доходя до величины 200—500 *см*³/*мин*.

ГЛАВА VI

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ СВЕРЛИЛЬНО-РАСТОЧНЫХ, ТОКАРНЫХ, ФРЕЗЕРНЫХ И АЛМАЗНО-РАСТОЧНЫХ СТАНКОВ

В настоящей главе рассматриваются гидравлические схемы и механизмы, применяемые как для осуществления подачи, так и для различных вспомогательных функций в станках указанных выше типов. Гидропривод главного движения до сих пор не нашел широкого распространения в конструкциях станков импортного и отечественного производства и поэтому не подвергается специальному рассмотрению.

Гидравлические схемы и механизмы, применяемые для целей подачи в сверлильно-расточных, токарных, фрезерных и алмазно-расточных станках, объединяет в значительной степени общность требований, предъявляемых к циклам и режимам их работы. В большинстве случаев гидросистемы этих станков должны обеспечивать следующий основной цикл работы:

- а) быстрый ход головки с инструментом или ход стола станка;
- б) рабочую подачу;
- в) быстрый обратный ход;
- г) останов.

Кроме того, возможны более сложные циклы, включающие в себя несколько рабочих подач, могущих иметь различное направление, работу с перескоками (быстрыми ходами) между подачами, выдержку времени на мертвом упоре после окончания рабочей подачи, а также перемещения вспомогательных механизмов станка, зажим изделия, прижим копировальных устройств и т. п. При этом возможны различные весьма разнообразные сочетания, из которых будут рассмотрены наиболее типичные.

С точки зрения рабочих режимов гидросистемы должны обеспечивать малые скорости перемещения поршня при высоком давлении жидкости, величина которого доходит до 60—70 *ати* (за исключением гидросистем алмазно-расточных станков, где ввиду незначительных усилий величина давления не превышает 20 *ати*).

В сверлильно-расточных, токарных и алмазно-расточных станках действие составляющей усилия подачи противоположно направлению подачи и только в фрезерных станках, при фрезеровании по подаче (американский способ), составляющая усилия подачи совпадает с ее направлением. Поэтому гидравлические системы фрезерных станков во избежание произвольных перемещений стола должны воспринимать действие указанного усилия.

Гидравлические схемы станков komponуются из отдельных элементов (насосов, клапанов, регуляторов скорости, аппаратуры управления и рабочих цилиндров); принципы работы и конструктивное выполнение этих элементов были рассмотрены в предыдущих главах.

Конструктивная компоновка гидросистемы может быть осуществлена различным образом; однако наиболее часто встречаются следующие случаи:

а) Все гидравлическое устройство — за исключением рабочего цилиндра — собирается в отдельном агрегате, что обеспечивает компактность гидропривода и минимальное количество трубопроводов. Такое исполнение зато усложняет конструкцию гидроагрегата, технологию его изготовления, затрудняет нормализацию деталей и узлов с точки зрения возможности осуществления разнообразных циклов работы. Поэтому такое исполнение может быть целесообразно при крупносерийном производстве агрегатов, предназначенных для работы по определенным заранее предусмотренным циклам.

б) Гидросистема komponуется из отдельных нормальных узлов, которые соединяются друг с другом трубами, благодаря чему можно осуществить любой требуемый цикл при минимальной номенклатуре гидроузлов. В ряде случаев наиболее употребительные сочетания гидроузлов объединяются в так называемые панели управления, что позволяет достигнуть большей компактности.

Такой способ упрощает производство, облегчает нормализацию узлов и деталей, позволяя производить централизованным порядком гидравлическую аппаратуру на специализированных заводах и широко применять ее в разнообразных схемах станков.

При изложении материала гидросхемы разбиты на две группы:

а) гидравлические схемы дроссельного регулирования;

б) гидравлические схемы с регулируемыи поршневыми насосами.

Гидравлические схемы дроссельного регулирования

Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков тяжелого типа с панелью управления У423 завода „Станкоконструкция“¹ (фиг. 148).

Эта гидравлическая схема включает в себя следующие основные узлы:

а) двоянный лопастной насос У472 или У474 (см. фиг. 26 и 28); один из насосов (большого литража) используется для осуществления быстрых перемещений головки; второй насос малого литража — для подачи и быстрого хода вперед головки;

б) панель управления типа У423, в которой смонтированы контрольно-регулирующие механизмы и золотники управления (фиг. 149);

в) рабочий цилиндр типа, изображенного на фиг. 140.

Соединение указанных узлов друг с другом производится трубами.

Гидравлическая схема предусматривает следующий цикл работы головки станка:

а) быстрое движение вперед;

б) подачу (панель У423 может быть изготовлена на одну или на две подачи);

в) выдержку на упоре (продолжительность определяется электрическим реле времени);

г) быстрое движение назад;

д) остановку в исходном положении.

Кроме того, возможна работа с перескоками, а при условии добавления дополнительных устройств — получение автоматического цикла ступенчатого сверления и подачи в направлении обратного хода.

Панель У423 включает в себя корпус распределительного устройства, в котором смонтированы: главный золотник, непосредственно управляющий циклом, пусковой золотник и клапаны подпора и противодействия. Функцию регулирования скорости исполняет механизм подачи У437, представляющий собой регулятор скорости типа, изображенного на фиг. 102. В гидравлических схемах с двумя подачами на панели добавляется кубик второй подачи.

Управление циклом производится при помощи двух соленоидов, смонтированных на панели, и упоров, воздействующих на рычаг переключения панели. Кроме того, предусмотрена возможность ручного управления, что осуществляется поворотом валика ручного переключения.

Цикл начинается включением пускового соленоида, который переводит пусковой золотник в нижнее положение, преодолевая действие пружины (фиг. 148). К пусковому золотнику подводится жидкость от насоса быстрых ходов, причем давление в этой линии не может упасть ниже величины 2—3 *ати*, что определяется настройкой подпорного клапана. При включении пускового золотника масло направляется под левый торец главного золотника, который, преодолевая действие пружины, перемещается в крайнее правое положение, соответствующее быстрому ходу головки вперед, и фиксируется в этом положении фикса-

¹ См. журн. „Станки и инструмент“ № 10 за 1940 г., статья Ю. Б. Эршера. Новые агрегатные станки.

тором. При этом оба насоса подают масло в рабочий цилиндр согласно принципиальной схеме, изображенной на фиг. 133,а, и головка быстро перемещается вперед.

Когда рычаг переключения набегает на упор, который должен переключить головку на рабочую подачу, фиксатор поднимается на определенное расстояние, что дает возможность главному золотнику под действием пружины переместиться и занять положение первой рабочей подачи. При этом насос быстрых ходов разгружается на бак через подпорный клапан, а насос подачи подает масло в переднюю полость цилиндра через регулятор скорости (механизм подачи У437), работающий по принципиальной схеме, изображенной на фиг. 102. Для фильтрации масла, поступающего к дросселю, предназначен сетчатый фильтр У826.

Выход масла из задней полости цилиндра в бак происходит через клапан противодействия, который регулируется на давление 3—8 *ати*, что обеспечивает более плавный ход головки.

Если цикл работы станка предусматривает вторую рабочую подачу, то это достигается включением соленоида второй подачи, который перемещает вниз золотник второй подачи. Тогда масло может поступать в дроссель первой подачи только через дроссель второй подачи (дроссели включаются последовательно); поэтому вторая подача меньше первой. Для предохранения системы от перегрузки во время рабочей подачи в линию насоса подачи включен предохранительный клапан типа У439 (см. фиг. 54), который обычно регулируется на давление 60 *ати*. В случае, когда цикл работы станка должен обеспечивать выдержку времени на мертвом упоре, в торец клапана упирается винт рычага, другой конец которого воздействует на конечный выключатель.

При отходе предохранительного клапана вниз (когда головка находит на мертвый упор) рычаг поворачивается и срабатывает конечный выключатель, включающий реле времени; реле после необходимой выдержки включает соленоид обратного хода; последний поднимает фиксатор на определенное расстояние, и главный золотник под действием пружины занимает положение обратного хода. При этом масло от насоса быстрых ходов поступает в заднюю полость цилиндра и головка быстро отходит назад.

В конце обратного хода соответствующий упор нажимает на рычаг переключения, который поднимает фиксатор в крайнее верхнее положение. Тогда главный золотник занимает крайнее левое положение, при котором оба насоса разгружаются на бак; насос быстрых ходов сообщается с баком через подпорный клапан, что обеспечивает создание давления, необходимого для переключения главного золотника в положение быстрого подвода при пуске станка. Предохранение системы от перегрузки при быстром подводе и отводе осуществляется клапаном типа У439, включенным в линию насоса быстрых ходов.

Панель У423 вместе с насосами обычно монтируется в агрегатных силовых головках типа 405 и 406, но может быть использована и в других станках с гидравлической подачей, однако за исключением фрезерных станков, в которых применяется фрезерование по подаче, так как гидравлическая схема указанной панели не предусматривает создания необходимого противодействия.

Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков среднего типа с панелью управления типа У429 завода „Станкоконструкция“¹ (фиг. 150).

Эта гидравлическая схема построена аналогично предыдущей и включает в себя следующие узлы, соединенные друг с другом трубами.

а) Лопастной насос У471 (см. фиг. 25). Так как гидравлическая система предназначена для станков малой и средней мощности, быстрые перемещения и подача головки осуществляются от одного насоса.

б) Панель управления У429, в которой смонтированы контрольно-регулирующие механизмы и золотник управления циклом (фиг. 151).

в) Рабочий цилиндр (типа, изображенного на фиг. 140).

Описываемая гидравлическая схема предусматривает следующий цикл работы головки станка:

- 1) быстрое движение вперед;
- 2) подачу (панель У429 может быть изготовлена на одну или две подачи);
- 3) выдержку на упоре;
- 4) быстрое движение назад;
- 5) остановку в исходном положении.

Возможна также работа с перескоками, а при условии добавления специального дополнительного приспособления — получение автоматического цикла ступенчатого сверления.

Панель У429 включает в себя: золотник, непосредственно управляющий циклом; предохранительный клапан; регулятор скорости (типа, изображенного на фиг. 102), состоящий из дозирующего клапана (байпаса) в комбинации с дросселями первой и второй подачи (в панелях с двумя подачами). Если панель предназначена для цикла работы с одной подачей, то дроссель второй подачи отсутствует, а золотник управления циклом несколько видоизменяется (фиг. 150).

Управление циклом осуществляется при помощи двух соленоидов, смонтированных на панели, и упоров, воздействующих на рычаг переключения панели. Предусмотрена также возможность ручного управления путем поворота валика ручного переключения.

Цикл начинается включением соленоида подвода, который посредством рычага переводит золотник управления циклом в крайнее правое положение, преодолевая действие пружины золотника. В этом положении золотник фиксируется фиксатором, на который воздействует его пружина. Насос подает масло в рабочий цилиндр согласно принципиальной схеме, изображенной на фиг. 133а, и головка быстро перемещается вперед.

Когда рычаг переключения набегаёт на упор, который должен переключить головку на первую рабочую подачу, фиксатор поворачивается относительно своей оси на определенный угол, и золотник под действием пружины перемещается влево, упираясь во вторую ступеньку фиксатора. В этом положении золотника масло от насоса поступает в переднюю полость цилиндра через сетчатый фильтр и дроссель пер-

¹ См. журн. „Станки и инструмент“ № 10 за 1940 г., статья Ю. Б. Эрлер, Новые агрегатные станки.

вой рабочей подачи, который взаимодействует с дозирующим клапаном (байпасом) по принципиальной схеме, изображенной на фиг. 102.

Выход масла из задней полости цилиндра в бак происходит свободно. Если цикл работы станка предусматривает вторую рабочую подачу, то это осуществляется тем, что упор второй подачи нажимает на рычаг переключения, который, поворачивая фиксатор, позволяет золотнику занять третье положение (см. фиг. 150 — схему положений золотника для панели с двумя рабочими подачами). В этом случае масло от насоса попадает в переднюю полость цилиндра через дроссель второй рабочей подачи, которым устанавливается требуемая скорость перемещения головки.

Предохранение системы от перегрузки осуществляется клапаном типа У439 (см. фиг. 54). Если цикл работы станка должен обеспечить выдержку времени на мертвом упоре, то в торец клапана упирается конец рычага, другое плечо которого воздействует на конечный выключатель, так же как это было описано в схеме панели У423. Быстрый отвод головки в исходное положение достигается путем включения соленоида отвода, который рычагом поворачивает фиксатор.

Под действием пружины золотник занимает в панели с одной рабочей подачей третье положение, а в панели с двумя рабочими подчами четвертое положение (см. соответствующие схемы на фиг. 150). Тогда масло от насоса поступает в заднюю полость цилиндра и головка быстро отходит в исходное положение.

В конце обратного хода специальный упор воздействует на рычаг переключения, поворачивает фиксатор, и золотник занимает крайнее левое положение, при котором насос разгружается на бак и головка останавливается.

Наружный вид панели и расстановка упоров представлены на фиг. 152.

Панель У429 вместе с насосом обычно монтируется в агрегатных силовых головках типа 403С и 404С, но может быть использована и в других станках с гидравлической подачей за исключением фрезерных станков, в которых применяется фрезерование по подаче.

Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков с панелью электрического управления У426 завода „Станкоконструкция“¹ (фиг. 153).

Эта гидравлическая схема включает в себя следующие основные узлы:

а) Сдвоенный лопастной насос У472 или У474 (см. фиг. 26 и 28); один из насосов большего литража используется для быстрых перемещений головки; второй насос малого литража — для подачи и быстрого хода вперед головки.

б) Панель управления У426, в которой смонтированы контрольно-регулирующие механизмы и золотники управления (фиг. 154).

в) Рабочий цилиндр (типа, изображенного на фиг. 140).

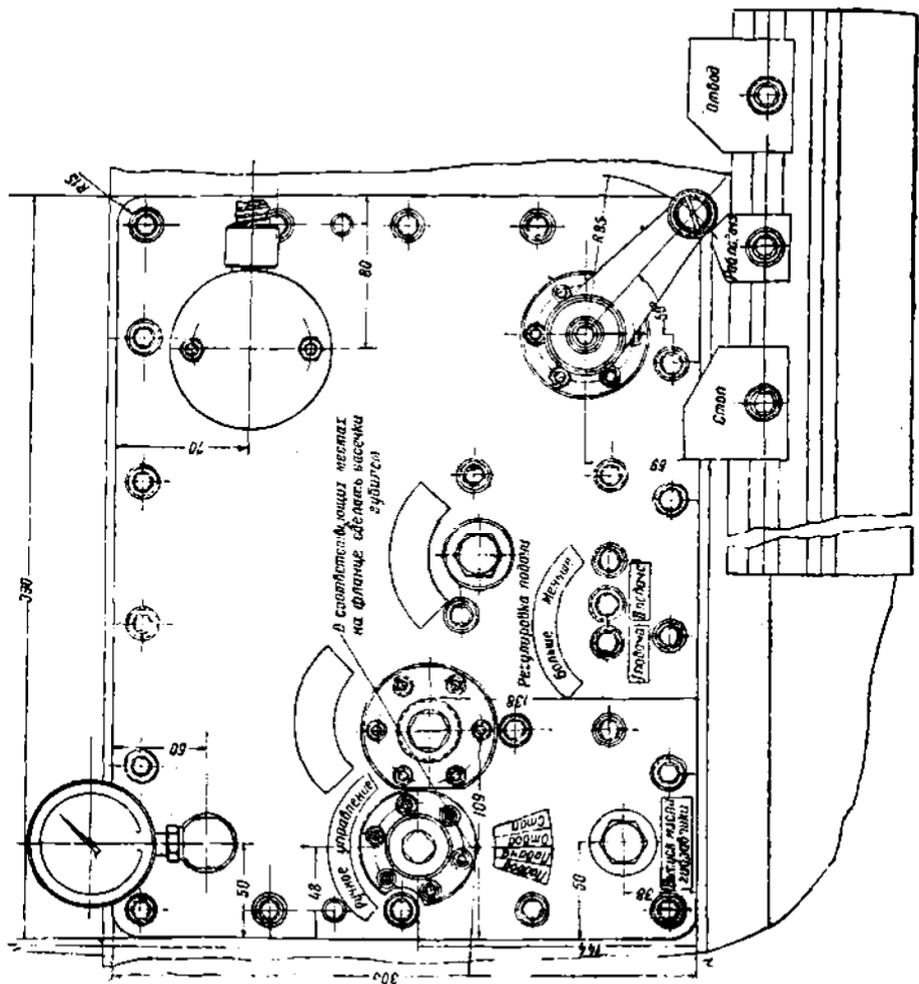
Насосы и панель У426 смонтированы в чугунном корпусе, являющемся одновременно резервуаром для масла, от которого отводятся две

¹ См. журн. „Станки и инструмент“ № 10 за 1940 г., статья Ю. Б. Эрлшер, Новые агрегатные станки.

трубы к рабочему цилиндру. Соединение насосов с панелью внутри корпуса выполнено трубами.

Описываемая гидравлическая схема предусматривает следующий цикл работы:

- 1) быстрое движение вперед;
- 2) подачу (панель У426 может быть изготовлена на одну или на две подачи);



Фиг. 152. Наружный вид панели управления У429 и установка упоров.

3) выдержку на упоре (продолжительность определяется электрическим реле времени);

4) быстрое движение назад;

5) остановку в исходном положении.

Возможна также работа с перескоками, а при условии добавления дополнительных устройств — получение автоматического цикла ступенчатого сверления и подачи в направлении обратного хода.

На панели У426 смонтированы следующие устройства:

а) Корпус распределительного устройства, включающий в себя: два золотника, непосредственно управляющие циклом, вспомогательный золотник управления, два соленоида и подпорные клапаны.

б) Корпус клапанов, включающий в себя: редукционный клапан (типа, изображенного на фиг. 95), образующий в комбинации с дросселем регулятор скорости, работающий по принципиальной схеме (изображенной на фиг. 84), байпас и предохранительный клапан с реле давления.

В панелях с двумя подачами добавляется золотник второй подачи, управляемый при помощи специального соленоида, и дроссель второй подачи.

Управление циклом — электрическое, путем включения и выключения соленоидов; однако для наладки и в случае неисправности электроуправления предусмотрена возможность ручного управления.

Для начала цикла нужно включить соленоид, воздействующий на золотник хода назад, и соленоид, связанный с вспомогательным золотником управления. К последнему подводится жидкость от насоса быстрых ходов, причем давление в этой линии не может упасть ниже 2—3 *ати*, что определяется настройкой подпорного клапана насоса быстрых ходов. Поэтому при перемещении вспомогательного золотника управления масло под давлением подается под торец золотника подачи, который, преодолевая действие пружины, перемещается в нижнее положение. Таким образом, при включении указанных выше соленоидов золотник хода назад и золотник подачи находятся в своих крайних нижних положениях. При этом оба насоса подают масло в рабочий цилиндр согласно принципиальной схеме, изображенной на фиг. 133а, и головка быстро перемещается вперед.

В момент переключения головки на рабочую подачу выключается соленоид золотника хода назад; при этом насос быстрых ходов разгружается на бак через подпорный клапан этого насоса, а насос подачи подает масло в переднюю полость рабочего цилиндра. Выход масла из задней полости цилиндра в бак происходит через золотник хода назад, сетчатый фильтр У826, редукционный клапан и дроссель первой подачи. Для снижения величины давления в задней полости цилиндра слив избыточного масла, подаваемого насосом подачи, происходит через специальный клапан-байпас, принцип действия которого поясняет фиг. 155.

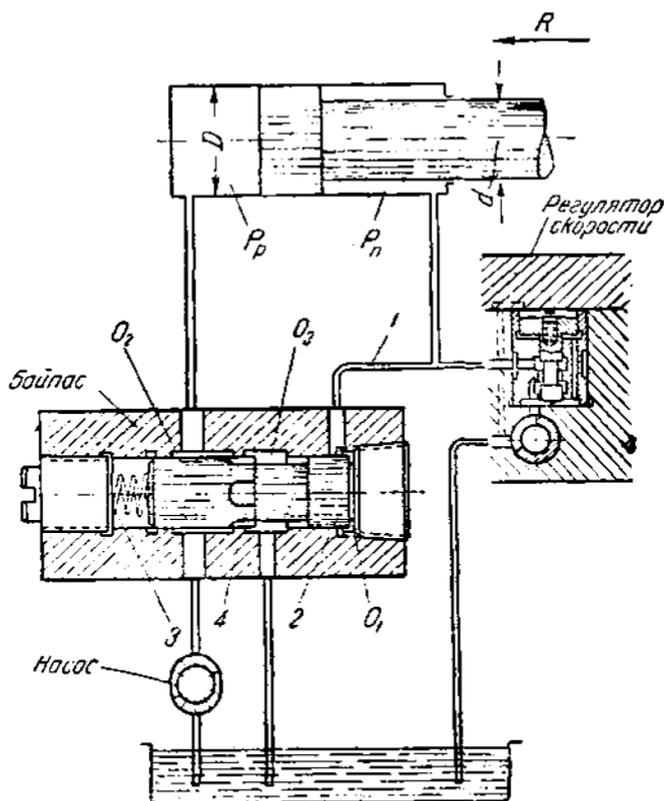
При работе гидросистемы с регулятором скорости и переливным клапаном типа Vickers по принципиальной схеме, изображенной на фиг. 84, давление в задней полости цилиндра зависит от давления, на которое отрегулирован переливной клапан, от отношения площадей поперечного сечения передней и задней полостей цилиндра и от преодолеваемого усилия [см. уравнение (16)].

Для того чтобы усилие, развиваемое рабочим цилиндром, могло преодолеть максимальное усилие, развиваемое при подаче, указывалось, что обычно переливной клапан должен быть отрегулирован на максимальное давление ~ 65 *ати*. Так как в рассматриваемой схеме применен цилиндр типа, изображенного на фиг. 140, у которого отношение площадей поперечного сечения передней и задней полостей равно двум, то при холостом ходе поршня в задней полости цилиндра будет разви-

ваться противодействию, величина которого может быть определена из уравнения (16). Следовательно, в данном случае противодействие будет иметь величину (без учета сил трения)

$$p_n = 65 \cdot 2 = 130 \text{ ати.}$$

Чтобы снизить величину противодействия при холостом ходе и одновременно повысить к. п. д. системы, в рассматриваемой схеме слив



Фиг. 155. Принципиальная схема включения байпаса.

излишнего масла, подаваемого насосом подачи, осуществляется не через переливной клапан, а при помощи специального клапана-байпаса, включенного так, как изображено на фиг. 155.

Камера O_1 байпаса соединена трубопроводом 1 с задней полостью цилиндра; поэтому противодействие p_n действует на торец клапана 2, стремясь переместить его влево против действия пружины 3.

Очевидно, что слив избыточного масла насоса из камеры O_2 в камеру O_3 , соединенную с баком, возможен только тогда, когда клапан 2, преодолев усилие пружины 3, сместится влево и соединит камеры O_2 и O_3 . Следовательно, величина противодействия при работе системы зависит от усилия пружины 3 и при достаточной длине этой пружины будет величиной постоянной при всех перемещениях клапана 2.

Величина рабочего давления в передней полости p_p будет зависеть от величины противодействия p_n и преодолеваемого усилия R и определяется следующим уравнением (без учета сил трения):

$$p_p \cdot \frac{\pi D^2}{4} = R + p_n \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (84)$$

При увеличении усилия R , действующего на поршень, противодействие p_n несколько снижается, вследствие чего пружина 3 смещает клапан 2 вправо; это увеличивает сопротивление сливу масла из камеры O_2 в камеру O_3 , так как клапан 2 своими прорезями 4 уменьшает поперечное сечение, по которому масло протекает из полости O_2 в полость O_3 . В результате рабочее давление p_p возрастает до величины, достаточной для преодоления возросшего усилия R .

Таким образом, применение байпаса позволяет ограничить противодействие (обычно байпас регулируется на величину противодействия $p_n = 10 - 15 \text{ атм}$) и повысить к. п. д. гидросистемы, так как рабочее давление p_p зависит от величины усилия R .

Точная величина подачи устанавливается редукционным клапаном и дросселем так же, как и в случае работы по схеме, изображенной на фиг. 84.

Если цикл работы станка предусматривает получение второй подачи, в корпусе клапанов добавляется управляемый соленоидом золотник второй подачи III и второй дроссель.

При включении соленоида золотника III последовательно дросселю первой подачи включается дроссель второй подачи, вследствие чего вторая подача медленнее первой. Если цикл работы станка предусматривает выдержку на мертвом упоре, в гидравлическую схему вводится реле давления У433, работающее в сочетании с предохранительным клапаном подачи (см. фиг. 126). Следует помнить, что в рассматриваемой схеме необходим предохранительный клапан подачи, так как байпас не защищает системы при перегрузке.

Для быстрого отвода головки назад включается соленоид золотника хода назад и выключается соленоид вспомогательного золотника управления; тогда золотник хода назад занимает крайнее нижнее положение, а золотник подачи — крайнее верхнее. При этом задняя полость цилиндра соединяется с насосом быстрых ходов, а передняя полость через подпорный клапан насоса подачи соединяется с баком, и головка быстро отходит в исходное положение. В конце обратного хода выключается соленоид золотника хода назад (оба соленоида выключены) и оба золотника занимают крайние верхние положения. Тогда насос быстрых ходов разгружается на бак через подпорный клапан насоса быстрых ходов, а насос подачи разгружается на бак через подпорный клапан насоса подачи, и головка останавливается.

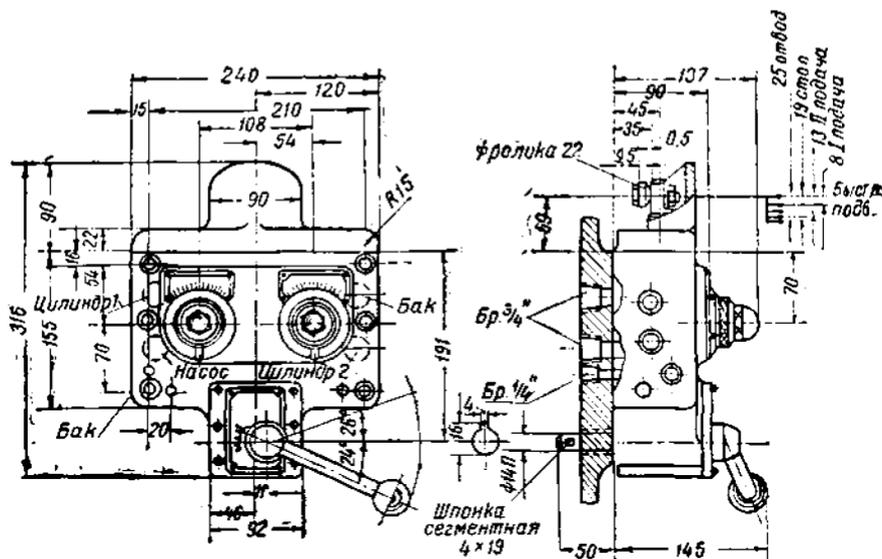
В это время задняя полость цилиндра соединена с насосом быстрых ходов и давление, создаваемое подпорным клапаном этого насоса, стремится перемещать головку назад. Для исключения такой возможности предназначен подпорный клапан насоса подачи, который создает необходимое давление в передней полости цилиндра (соединенной в это время с линией насоса подачи).

Предохранение системы от перегрузки во время быстрых ходов осуществляется предохранительным клапаном насоса быстрых ходов У439.

Панель У426 применяется для дистанционного управления работой агрегатных силовых головок типа 405 и 406, но может быть использована и в других станках с гидравлической подачей.

Гидравлические схемы для сверлильно-расточных, фрезерных, токарных и алмазно-расточных станков с панелью типа Vickers.

Гидравлическая схема для станков малой мощности, предусматривающая питание системы от одного насоса, представлена на фиг. 156.



Фиг. 157. Панель управления типа Vickers.

Эта гидравлическая схема включает в себя следующие узлы, соединенные друг с другом трубами:

- а) лопастной насос двойного действия;
- б) клапан типа Vickers (см. фиг. 58);
- в) панель управления (фиг. 157 и 158);
- г) рабочий цилиндр.

Описываемая гидравлическая схема предусматривает следующий цикл работы:

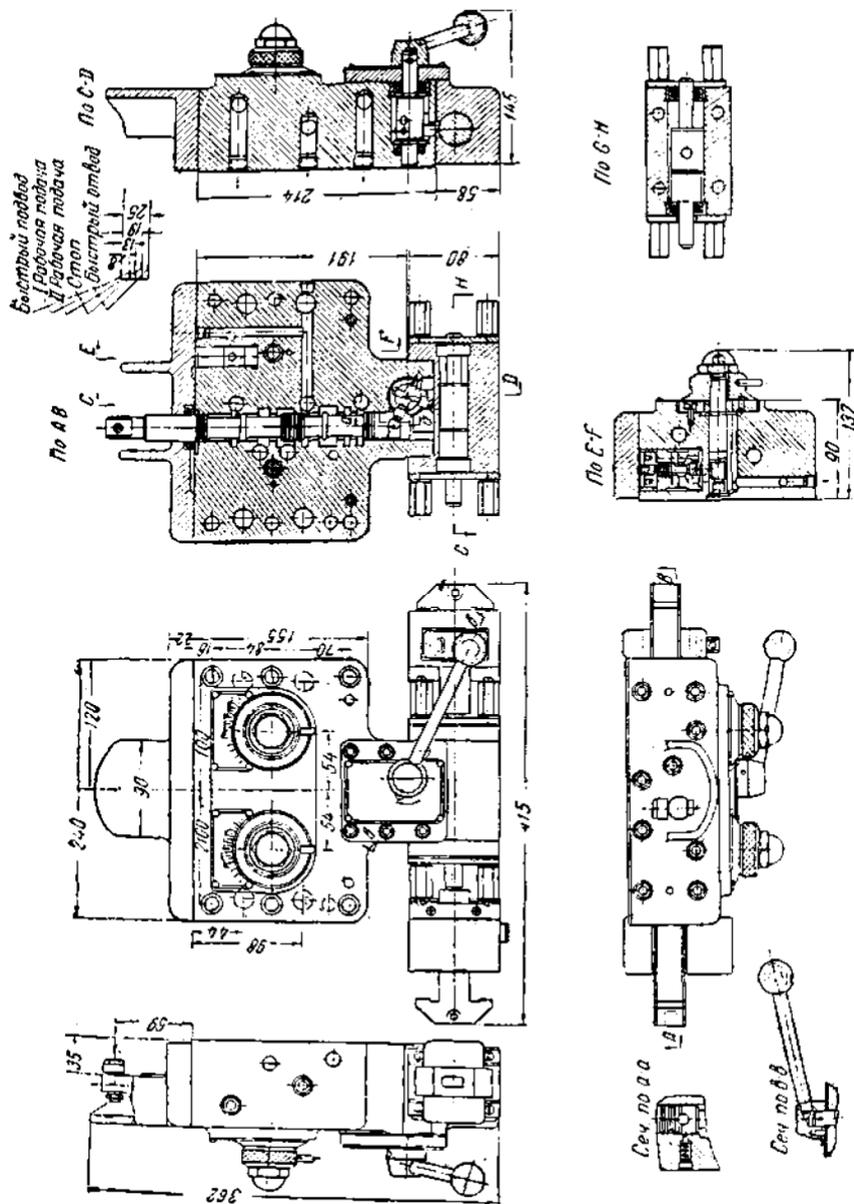
- 1) быстрое движение вперед;
- 2) первую рабочую подачу;
- 3) вторую рабочую подачу;
- 4) выдержку на упоре (продолжительность определяется электрическим реле времени);
- 5) быстрое движение назад;
- 6) остановку в исходном положении.

Путем соответствующей расстановки упоров возможна работа с перескоками.

Панель управления включает в себя: золотник, управляющий циклом, и редукционный клапан, представленный на фиг. 95; последний образует

в комбинации с дросселями (типа, изображенного на фиг. 80) регулятор скорости, работающий по принципиальной схеме фиг. 84.

Управление золотником панели осуществляется вручную посредством рукоятки, при помощи упоров или автоматически посредством соленоидов.



фиг. 158. Панель управления типа Vickers.

Цикл начинается переводом золотника в положение „быстрый подвод“, что может быть выполнено вручную рукояткой или включением правого соленоида (см. фиг. 158). При этом насос подает масло к отверстию *H*

панели (см. фиг. 156), откуда масло через каналы в корпусе и через золотник поступает к отверстию $Ц_n$ и оттуда по трубопроводу — в переднюю полость рабочего цилиндра. Выход масла из задней полости цилиндра происходит по трубопроводу через отверстие $Ц_3$, каналы в корпусе панели, золотник и отверстие „бак“, соединенное трубопроводом с резервуаром.

Переключение панели на первую рабочую подачу производится упором, воздействующим на ролик A золотника, который, перемещаясь вправо, сообщает заднюю полость цилиндра $Ц_3$ с редукционным клапаном K_p и дросселем первой рабочей подачи D_1 (см. положение золотника для первой рабочей подачи на фиг. 156). Масло от насоса поступает в переднюю полость $Ц_n$ рабочего цилиндра под давлением, величина которого определяется настройкой клапана типа Vickers, и система работает по принципиальной схеме, изображенной на фиг. 84. Если цикл работы предусматривает вторую рабочую подачу, то это достигается воздействием специального упора на ролик A золотника.

Золотник перемещается в положение второй рабочей подачи; последовательно дросселю D_1 включается дроссель второй рабочей подачи D_2 ; величина второй подачи поэтому меньше первой.

В конце рабочей подачи включается левый соленоид панели (см. фиг. 158), переводящий золотник в положение обратного хода (см. схему на фиг. 156). В этом положении золотника насос подает масло в заднюю полость цилиндра $Ц_3$, а передняя полость $Ц_n$ соединяется с баком — и головка быстро отходит в исходное положение. Перемещение золотника в положение „обратный ход“ может быть выполнено и вручную посредством рукоятки.

В конце обратного хода специальный упор, воздействуя на ролик A золотника, переводит его в положение „стоп“, и насос разгружается на бак, а поршень рабочего цилиндра останавливается.

Если по циклу работы требуется выдержка на мертвом упоре в конце рабочей подачи, то это достигается посредством электрических контактов, включающих электрическое реле времени, которое включает левый соленоид панели.

Рассмотренная схема имела предпосылкой применение рабочего цилиндра с тонким штоком, что позволяет получить минимальную величину подачи (см. гл. V — рабочие цилиндры). Однако конструкция панели такова, что путем замены золотника, управляющего циклом, можно использовать рабочий цилиндр типа, изображенного на фиг. 140; последний при быстрых перемещениях головки включается по схеме фиг. 133, что целесообразно в тех случаях, когда не требуется получения малых величин подачи, так как позволяет применять насос пониженного литража.

Работа редукционного клапана с дросселем обеспечивает создание в задней полости цилиндра противодавления, что делает возможным применение панелей описанной конструкции в фрезерных станках при фрезеровании по подаче (американский способ).

Это обстоятельство обеспечивает универсальность применения такой панели в станках различных типов (сверлильно-расточных, токарных, фрезерных, алмазно-расточных), в которых она и широко используется рядом американских станкостроительных фирм в качестве нормального узла, изготовляемого фирмой Vickers.

используется для быстрых перемещений головки, а второй — насос высокого давления и малого литража H_0 , используется при рабочей подаче и быстрых перемещениях головки.

Для отключения насоса большого литража H_n во время рабочей подачи в схеме применен принцип разделительных клапанов (см. фиг. 72), который в данном случае осуществлен при помощи клапана типа Vickers 1 (см. фиг. 58), обратного клапана типа Vickers 3 (см. фиг. 63) и разгрузочного клапана типа Vickers 2 (см. фиг. 61). Разгрузочный клапан 2 регулируется таким образом, что при быстрых перемещениях головки масло от обоих насосов поступает к панели и оттуда в рабочий цилиндр. При переключении золотника панели на рабочую подачу давление в линии нагнетания насоса H_0 возрастает до величины, определяемой настройкой клапана 1; это давление передается по трубопроводу 5 к разгрузочному клапану 2, который разгружает насос H_n на бак. Обратный клапан 3 закрывается давлением в нагнетательной линии насоса H_0 , отсоединяя последний от бака.

Гидравлическая схема многолезцового токарного станка 132 (завода „Красный пролетарий“), предназначенного для обработки контуров шек коленчатых лов авиамоторов¹, представлена на фиг. 160.

В этом станке гидравлика выполняет следующие функции:

- а) продольную подачу шпиндельных бабок с изделием;
- б) поперечное перемещение шпиндельных бабок с изделием;
- в) прижим супортов к копирам.

Продольная подача осуществляется цилиндром 14 (диаметром 320 мм), шток которого связан со шпиндельными бабками 23. Поперечное перемещение шпиндельных бабок с изделием производится цилиндром 15 (диаметром 100 мм); шток цилиндра связан с зубчатой рейкой 24, вращающей две шестерни 25. Шестерни связаны с винтами 26, которые при своем вращении перемещают в поперечном направлении шпиндельные бабки с изделием. Прижим супортов к копирам производится шестью цилиндрами 16 (диаметром 50 мм).

Описываемая гидравлическая схема станка предусматривает следующий цикл работы:

а) Непрерывный прижим супортов к копирам с постоянным давлением в продолжение всего цикла работы.

б) Поперечный подвод шпиндельных бабок с изделием к резцам при помощи цилиндра 15. Поперечный подвод ограничивается специальным ступенчатым упором 27, в который упирается шток цилиндра 15; цилиндр 15 остается под давлением в продолжение всего процесса резания.

в) Быстрый продольный подвод шпиндельных бабок с изделием к резцам при помощи цилиндра 14.

г) Рабочую подачу шпиндельных бабок с изделием.

д) Отвод шпиндельных бабок с изделием от резцов в поперечном направлении на заданное расстояние в конце рабочей подачи.

е) Быстрый отвод шпиндельных бабок с изделием в продольном направлении.

ж) Остановку в исходном положении.

¹ Гидропривод станка разработан лабораторией гидроприводов ЭНИМС.

После перестановки ступенчатого упора на новую глубину резания цикл повторяется до получения окончательного размера обрабатываемого изделия.

Гидравлическая схема станка включает в себя следующие узлы:

1) двоянный лопастной насос двойного действия, объединяющий в себе насос быстрых ходов 1 и насос подачи 2, используемый также для прижима супортов к копирам;

2) клапан 3 (см. фиг. 58);

3) клапаны 5 и 13 (см. фиг. 61);

4) обратный клапан 6 (см. фиг. 63);

5) реверсивный золотник с электрическим управлением 9 (типа, изображенного на фиг. 117);

6) комбинированный клапан 11, включающий в себя обратный клапан 6а (см. фиг. 66);

7) регулятор скорости 10, включающий в себя редукционный клапан (см. фиг. 95) и дроссель (см. фиг. 80);

8) трехпозиционный золотник с электрическим управлением 8 (см. фиг. 124);

9) редукционный клапан 12 (см. фиг. 71);

10) осевые пилоты с электрическим управлением 4 и 4а (типа, изображенного на фиг. 121);

11) дроссель 7.

Все указанные узлы смонтированы в общем корпусе, являющемся одновременно баком для масла; узлы связаны друг с другом трубами и представляют собой в целом самостоятельный агрегат, соединенный трубами с цилиндрами 14, 15 и 16. Управление работой агрегата дистанционное, электрическое, посредством командного аппарата и соленоидов.

Для начала цикла нужно включить соленоид 17, который переключает осевой пилот 4; последний разъединяет камеру клапана 3 от бака (см. схему на фиг. 59) и клапан 3 создает давление в системе. Масло через редукционный клапан 12 поступает в цилиндры 16, прижимающие супорты к копирам. Редукционный клапан 12 снижает давление, создаваемое насосом, до нужной величины, определяемой настройкой пружины клапана (см. схему на фиг. 71). Во время работы станка поршни цилиндров 16 совершают возвратно-поступательные перемещения; в зависимости от положения копиров поршни цилиндров 16 или потребляют масло из системы или выжимают его через клапан 13 в бак.

При включении соленоида 21 перемещается осевой пилот и масло подается под торец золотника 8, который занимает положение, изображенное на фиг. 160. При этом масло от обоих насосов через дроссель 7 поступает в цилиндр 15, поршень которого, перемещаясь, производит поперечный подвод шпиндельных бабок с изделием. Скорость подвода регулируется дросселем 7.

Продольное перемещение шпиндельных бабок с изделием начинается одновременным включением соленоидов 18 и 20. Соленоид 20 переключает реверсивный золотник 9 в положение хода вперед, а соленоид 19 переключает осевой пилот 4а, который подводит давление к плунжеру клапана 11; последний открывает выход маслу из цилиндра 14, и поршень его совершает быстрый ход вперед, подводя шпиндельные бабки с изделием к резцам.

В момент переключения на рабочую подачу соленоид 18 выключается; осевой пилот 4а сообщает плунжер клапана 11 с баком; тогда клапан 11, перемещаясь, прекращает свободный выход масла из цилиндра 14, при этом начинает действовать регулятор скорости 10, работающий по принципиальной схеме фиг. 84. Одновременно возросшее давление в системе переключает клапан 5, закрывая обратный клапан 6, вследствие чего насос быстрых ходов 1 разгружается на бак (см. схему на фиг. 159).

Нужная скорость перемещения поршня цилиндра 14 в пределах от 1,5 до 40 мм/мин может быть установлена регулятором скорости 10.

В конце рабочей подачи кратковременно включается соленоид 22 и пилот золотника 8 подает масло под его правый торец. Золотник 8 реверсирует поток масла к цилиндру 15 и поршень цилиндра отводит шпиндельные бабки с изделием, после чего соленоид 22 выключается и золотник 8 занимает среднее положение, при котором линия нагнетания насосов отсоединяется от обеих полостей цилиндра 15; затем включением соленоида 19 переключается золотник 9, реверсирующий движение поршня цилиндра 14; при этом масло от насосов может поступать в цилиндр 14 через обратный клапан 6а. Шпиндельные бабки с изделием быстро отходят в продольном направлении в исходное положение.

Гидравлическая схема двухстороннего алмазно-расточного станка для обработки шатунов авиамоторов фирмы Ex-Cell-O изображена на фиг. 161.

Гидравлическая схема этого станка предусматривает следующий цикл работы:

- 1) быстрый ход стола влево;
- 2) первую рабочую подачу влево;
- 3) вторую рабочую подачу влево;
- 4) вторую рабочую подачу вправо (одновременно тормозятся левые шпиндели);
- 5) быстрый ход стола вправо;
- 6) первую рабочую подачу вправо;
- 7) вторую рабочую подачу вправо;
- 8) вторую рабочую подачу влево (одновременно тормозятся правые шпиндели);
- 9) быстрый ход влево;
- 10) остановку в исходном положении.

Гидросистема станка питается одним лопастным насосом двойного действия фирмы Vickers; насос служит для осуществления быстрых ходов и рабочих подач стола.

Ввиду незначительности усилия подачи при алмазной расточке регулирование величины подачи осуществляется дросселированием масла на выходе его из полости противодействия цилиндра согласно принципиальной схеме фиг. 6, а.

Поток масла, подаваемый насосом, подводится по трубопроводу к золотнику 3 через сверление 18.

Если золотник 3 поднят вверх, масло поступает в гидросеть; если же этот золотник опущен, доступ масла в гидросеть закрыт и в этом случае все масло, подаваемое насосом, сливается в бак через предохранительный клапан.

Таким образом, золотник 3 управляет пуском и остановкой стола станка. Сам золотник может управляться как от кулачка, так и от руки посредством особой рукоятки.

Как было сказано, золотник 3 в нижней позиции закрывает доступ масла от насоса в гидросеть, прерывая сообщение сверления 18 со сверлением 20. Несмотря на это и вследствие наличия зазора между золотником и втулкой, некоторое, хотя и очень малое, количество масла может проникать из сверления 18 в сверление 20 и далее в гидросеть. В результате может случиться, что и после остановки стола последний все-таки будет продолжать двигаться, хотя и чрезвычайно медленно, и при длительном невыключении мотора насоса стол может пройти значительное расстояние, что может иметь нежелательные последствия.

Для устранения этого в золотнике 3 сделаны два косых друг с другом встречающихся сверления. Эти сверления расположены таким образом, что при остановке стола, т. е. при перемещении золотника 3 в нижнее положение, они соединяют сверление 20 с дренажной сетью 3, давая выход в бак масла, проникающему в гидросеть при остановке стола.

При пуске стола в ход золотник 3 подымается рукояткой вверх и открывает доступ потоку масла от насоса в гидросистему станка. Поток масла, пройдя через этот золотник в сверление 20, направляется по каналам 20—26 и 20—7 к золотникам 1 и 2, управляющим направлением хода стола.

Дальнейшее направление потока масла зависит от положения золотников 1 и 5. Если эти золотники занимают указанные на схеме позиции, поток масла из сверления 7 поступает через золотник 5 в сверление 6 и отсюда по каналу через сверление 31 в правую полость так называемого золотника направления хода стола. Под давлением масла этот золотник передвигается влево и откроет доступ потоку масла в сверление 33 и отсюда по трубопроводу в левую полость рабочего цилиндра, чем осуществляется движение стола вправо. При указанном выше перемещении золотника направления хода стола влево масло, вытесняемое при этом из левой полости этого золотника, сливается в бак через золотник 1 по следующему пути: сверление 32, канал, сверление 29, косое сверление в золотнике 1, сверление 27, канал, трубопровод и бак.

Если золотники 1 и 5 занимают другое положение, а именно золотник 1—нижнее, а золотник 5—верхнее, поток масла от насоса, поступающий в гидросеть через золотник 3, проходит через золотник 1, из сверления 26 в сверление 29 и отсюда по каналу 29—32 поступает в левую полость золотника направления хода стола. Под давлением масла этот золотник переместится вправо и откроет доступ потоку масла в сверление 34 и отсюда по трубопроводу в правую полость рабочего цилиндра, чем осуществляется движение стола влево. Масло, вытесняемое из правой полости золотника направления хода стола при его перемещении вправо, сливается в бак через золотник 5 по следующему пути: сверление 31, канал, сверление 6, косое сверление в золотнике 5, сверление 8, канал, трубопровод и бак.

Таким образом, золотники 1 и 5 управляют золотником направления хода стола, а последний в свою очередь управляет направлением хода рабочего стола, направляя поток масла от насоса в правую или левую полость рабочего цилиндра. Определенной позиции золотников 1 и 5

соответствует определенная позиция золотника направления хода стола и, следовательно, соответствующее направление потока масла от насоса в правую или левую полость рабочего цилиндра, от чего зависит направление хода стола. При перемещении золотника 1 вниз золотник направления хода стола перемещается вправо, поток масла от насоса поступает в правую полость рабочего цилиндра—рабочий стол идет влево. При перемещении золотника 5 вниз золотник направления хода стола передвинется влево, поток масла от насоса поступает в левую полость рабочего цилиндра—рабочий стол идет вправо.

Выход масла из рабочего цилиндра происходит следующим образом.

Как видно из схемы, при том или ином направлении хода стола масло, вытесняемое из той полости рабочего цилиндра, которая для данного направления хода стола является задней, или, иными словами, полостью противодавления, может сливаться в бак по двум путям.

Первый путь (при указанном на схеме положении золотника направления хода стола)—канал 37—38, дроссель D_1 типа, изображенного на фиг. 75, канал 39—30, кольцевая выточка золотника 1, сверление 27, канал и бак. Второй путь ведет к золотнику 4 и это канал 37—34, кольцевая выточка золотника направления хода стола, канал 35—14. Если золотник 4 находится в верхней позиции, этот путь закрыт. В этом случае масло, вытесняемое из задней полости рабочего цилиндра, может сливаться в бак только по первому пути, т. е. через дроссель D_1 , что соответствует рабочей подаче стола. Если золотник 4 переместить в нижнюю позицию, он сообщит сверление 14 со сверлением 15 и далее с баком, т. е. откроет дорогу для вытекания масла из задней полости рабочего цилиндра и по второму пути, имеющему ничтожное гидросопротивление в сравнении с сопротивлением первого; это соответствует быстрому ходу стола.

При ходе стола влево, когда золотник направления хода стола занимает правую позицию во время рабочей подачи, масло, вытесняемое из задней полости рабочего цилиндра (в предыдущем случае она была передней), сливается в бак через дроссель D_2 . Свободный слив масла в бак во время быстрого хода стола идет по прежнему пути, т. е. через золотник 4.

Так как дроссели D_1 и D_2 , регулирующие скорость рабочей подачи стола при его движении вправо и влево, непосредственно присоединены к правой и левой полостям рабочего цилиндра, гидравлическая схема должна быть построена так, чтобы дроссель, сообщающийся во время быстрого хода стола в данном направлении с рабочей полостью цилиндра, разобщался с баком. В противном случае во время быстрых ходов стола часть жидкости из насоса утекала бы через этот дроссель в бак, уменьшая скорость быстрого хода стола.

Для попеременного отсоединения от бака того или иного дросселя на время движения стола в одном или другом направлении использованы в схеме золотники 1 и 5. Как видно из схемы, на время движения стола вправо золотник 5 отсоединяет дроссель D_2 от бака и на время движения стола влево—соединяет его с баком. Совершенно аналогичным образом золотник 1 управляет дросселем D_1 .

Как было сказано, дроссели D_1 и D_2 регулируют величину рабочей подачи стола—первый при ходе стола вправо, второй—при ходе стола влево.

Для получения вторых рабочих подач стола в каждую сторону его хода каждый дроссель должен автоматически переключаться с одной заранее настроенной установки на другую, тоже заранее настроенную.

Конструктивно эта задача решена следующим образом. Оба дросселя D_1 и D_2 заканчиваются шестеренками, находящимися в зацеплении с зубцами, нарезанными на плунжерах P_1 и P_2 . При перемещении плунжеров в осевом направлении дроссели поворачиваются вокруг своих осей, меняя этим величину сечения своих дросселирующих канавок, следовательно величину рабочей подачи стола. Ход плунжеров вверх и вниз можно ограничить винтами $B_1, B'_1, B_2,$ и B'_2 . Винты B'_1, B'_2 устанавливаются таким образом, чтобы при упоре в них плунжеров дроссели D_1 и D_2 заняли позиции, необходимые для получения нужных величин первых рабочих подач (в ту и в другую сторону хода стола). Соответственно винты B_1 и B_2 устанавливаются так, чтобы при упоре в них плунжеров дроссели D_1 и D_2 заняли позиции, соответствующие требуемым величинам вторых рабочих подач.

Обе крайние позиции плунжеров P_1 и P_2 (нижняя и верхняя) управляются гидравлически особым золотником $б$, который выполнен в виде самостоятельного узла, применяющегося в том случае, когда требуются две рабочие подачи в каждую сторону хода стола. Этот золотник постоянно находится под воздействием пружины, ставящей его в крайнее верхнее положение. Как видно из схемы, при этой позиции золотника верхние полости плунжеров P_1 и P_2 находятся под давлением масла из насоса; нижние — сообщаются с баком. Оба плунжера, следовательно, занимают крайние нижние положения, соответствующие первым рабочим подачам стола. Переключения стола на вторые подачи производятся особыми кулачками, прикрепленными к столу (по одному для каждого направления хода стола) и перемещающими золотник $б$ в нижнюю позицию. В этой позиции золотник соединяет нижние полости плунжеров P_1 и P_2 с насосом, а верхние — с баком. Благодаря этому плунжеры перемещаются в верхние позиции, соответствующие вторым рабочим подачам стола.

Кулачки, включающие вторые подачи стола, должны иметь длину, соответствующую длине обрабатываемого отверстия, чтобы на все время второй рабочей подачи золотник $б$ был отжат книзу.

Гидравлическая схема предусматривает автоматическое выключение вращения соответствующих шпинделей и их торможение гидравлическим путем до предстоящего реверса рабочего стола после обработки отверстия как на одной, так и на другой стороне станка.

Торможение левых и правых шпинделей осуществляется отдельными цилиндрами. Выключение вращения шпинделей осуществляется особым цилиндром, поршень которого связан с толкателем электрического выключателя, имеющего две пары контактов. Одна из этих пар контактов находится в электроцепи левых шпинделей, другая — правых. Поршень упомянутого цилиндра, перемещаясь в мертвых точках хода стола из одной крайней позиции в другую, размыкает то одну, то другую электроцепь, выключая этим вращение одних или других шпинделей.

Цилиндры выключения вращения шпинделей и их торможения включены в гидросеть так, чтобы они работали должным образом при переключениях стола на обратный ход на каждой стороне станка. Отсюда

следует, что золотники 1 и 5, управляющие направлением хода стола, т. е. переключающие его на обратный ход, должны управлять помимо золотника направления хода стола также цилиндрами выключения и торможения шпинделей. Следовательно, как эти цилиндры, так и золотник направления хода стола должны быть параллельно включены в гидравлическую сеть, управляемую золотниками 1 и 5. Схема фиг. 161 без дальнейших пояснений показывает, как осуществлено это параллельное включение всех указанных механизмов в гидросеть.

Для того чтобы при обратном прохождении обработанного отверстия в изделии инструмент не повредил его, он должен проходить вдоль отверстия, не вращаясь. Для этого шпиндели должны быть остановлены еще до того, как инструмент при обратном ходе снова войдет в отверстие изделия. Обычно для осуществления этой цели применяются реле времени, задерживающие стол в мертвых точках перед реверсом на некоторое время, достаточное для полного останова вращения шпинделей.

Фирма Ex-Cell-O избежала применения реле времени следующим образом. Рабочему столу дается некоторый перебог по выходе инструмента из обработанного им отверстия в изделии, после чего стол переключается нормальным путем на обратный ход с одновременным выключением вращения соответствующих шпинделей и их торможением.

При переключении стола на обратный ход рабочую подачу оставляют включенной до тех пор, пока инструмент при обратном ходе не войдет в изделие, после чего рабочую подачу переключают на быстрый ход — и стол быстро отходит назад.

Следовательно, первый участок обратного пути, равный приблизительно величине перебега, стол проходит медленно со скоростью рабочей подачи. Это дает известный выигрыш времени, необходимый для выключения и торможения шпинделей. Очевидно, что величину перебега надо взять такой, чтобы время, за которое стол проходит его со скоростью рабочей подачи, было достаточным для полной остановки вращения шпинделей.

Гидравлические схемы с регулируемыми поршневыми насосами.

Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков с панелью управления У422 и сдвоенным насосом У323 завода „Станкоконструкция“ (фиг. 162).

В эту гидравлическую схему входят следующие основные узлы, соединенные друг с другом трубами.

а) Сдвоенный насос У323, включающий в себя регулируемый поршневой насос для рабочих подач, и лопастной насос для быстрых ходов (см. фиг. 47).

б) Панель управления У422 (фиг. 163).

в) Рабочий цилиндр типа, изображенного на фиг. 140.

Гидравлическая схема предусматривает те же циклы работы, что и описанные ранее схемы с панелями У423 и У429. Конструкция панели до некоторой степени аналогична панели управления У423.

Панель управления У422 включает в себя: главный золотник, управляющий циклом; вспомогательный золотник с редукционным и переливным клапанами; клапаны подпора и противодействия; предохранительный клапан высокого давления. Управление циклом осуществляется двумя

соленоидами, смонтированными на панели, и упорами, воздействующими на рычаг переключения панели.

Для начала цикла кратковременно должен быть включен соленоид подвода, который переводит вспомогательный золотник в крайнее левое положение, преодолевая действие пружины (см. фиг. 162). При этом жидкость от насоса быстрых ходов по трубопроводу 1 поступает к редукционному клапану и через вспомогательный золотник в камеру 2 главного золотника. Камера 3 главного золотника соединяется с баком.

Под действием давления масла на левый торец главного золотника последний занимает крайнее правое положение (изображено на схеме фиг. 162). В этом положении золотник фиксируется фиксатором, который действием пружины упирается в первую ступеньку золотника.

После выключения соленоида подвода вспомогательный золотник под действием пружины занимает крайнее правое положение, при котором жидкость (после прохода через редукционный клапан) подводится в камеру 3, а камера 2 соединяется с баком. В результате этого золотник давлением масла прижимается своей ступенчатой частью к фиксатору. Чтобы ступенчатая часть золотника и фиксатор не подвергались повышенному износу, давление масла в камере 3 должно быть невелико ($1 - 1\frac{1}{2}$ атм). Между тем, насос быстрых ходов, от которого масло поступает в камеру 3 при быстрых перемещениях головки, развивает давление до 20 атм. Для снижения давления предназначен редукционный клапан в комбинации с переливным клапаном, принцип работы которых до некоторой степени аналогичен действию клапана, изображенного на фиг. 71.

Действие пружины редукционный клапан отжимается вправо, открывая проход жидкости в камеру 4; величина давления в последней устанавливается путем регулировки пружины переливного клапана. Давлением в камере 4 редукционный клапан отжимается влево, дросселируя своей конической частью масло, поступающее в камеру 4, и устанавливая в ней нужную величину давления.

При крайнем правом положении главного золотника масло от обоих насосов поступает в рабочий цилиндр согласно принципиальной схеме, изображенной на фиг. 133а, и головка быстро перемещается вперед. Когда на рычаг переключения воздействует упор первой рабочей подачи, фиксатор поднимается на определенное расстояние, и главный золотник под действием давления масла в камере 3 перемещается влево в положение первой рабочей подачи. Насос быстрых ходов разгружается на бак через подпорный клапан, а поршневой насос высокого давления подает масло в рабочую полость цилиндра согласно принципиальной схеме фиг. 1, осуществляя подачу головки.

Выход масла из задней полости цилиндра в бак происходит через клапан противодавления. Величина рабочей подачи устанавливается регулированием производительности поршневого насоса (см. фиг. 47).

Для получения второй рабочей подачи должен быть включен соленоид этой подачи, который, воздействуя на механизм изменения производительности, уменьшает количество жидкости, подаваемой поршневым насосом в систему.

Для предохранения системы от перегрузки во время рабочей подачи имеется предохранительный клапан высокого давления.

В конце рабочей подачи упор отвода, нажимая на рычаг переключения, поднимает фиксатор, и главный золотник, перемещаясь влево, занимает положение отвода, при котором жидкость от насоса быстрых ходов поступает в заднюю полость цилиндра, и головка быстро отходит в исходное положение. Переключение главного золотника в положение „отвод“ может быть осуществлено также в любой момент цикла путем включения соленоида отвода.

В конце отвода упор „стоп“, воздействуя на рычаг переключения, поднимает фиксатор, и главный золотник занимает крайнее левое положение. Оба насоса разгружаются на бак через подпорный клапан, и головка останавливается. Подпорный клапан, регулируемый на 3 *атм*, создает давление в системе, необходимое для перевода главного золотника в положение „подвод“ при пуске головки.

Предохранение системы от перегрузки при быстром подводе и отводе осуществляется предохранительным клапаном низкого давления, встроенным в насос быстрых ходов.

Гидравлическая схема насосного агрегата типа FAC-10307 фирмы Oil-Geat для сверлильно-расточных и токарных станков (фиг. 164).

Насосный агрегат типа FAC-10307 состоит из следующих узлов:

- 1) поршневого насоса высокого давления (см. фиг. 43);
- 2) шестеренчатого насоса для быстрых ходов (см. фиг. 43);
- 3) золотника З, управляющего циклом;
- 4) реле времени и реле давления (см. фиг. 127);
- 5) предохранительного клапана высокого давления K_4 (типа, изображенного на фиг. 50);
- 6) предохранительного клапана шестеренчатого насоса K_2 (см. фиг. 57);
- 7) подпорного клапана k_1 (см. фиг. 57);
- 8) подпорного клапана k_3 (типа, изображенного на фиг. 55).

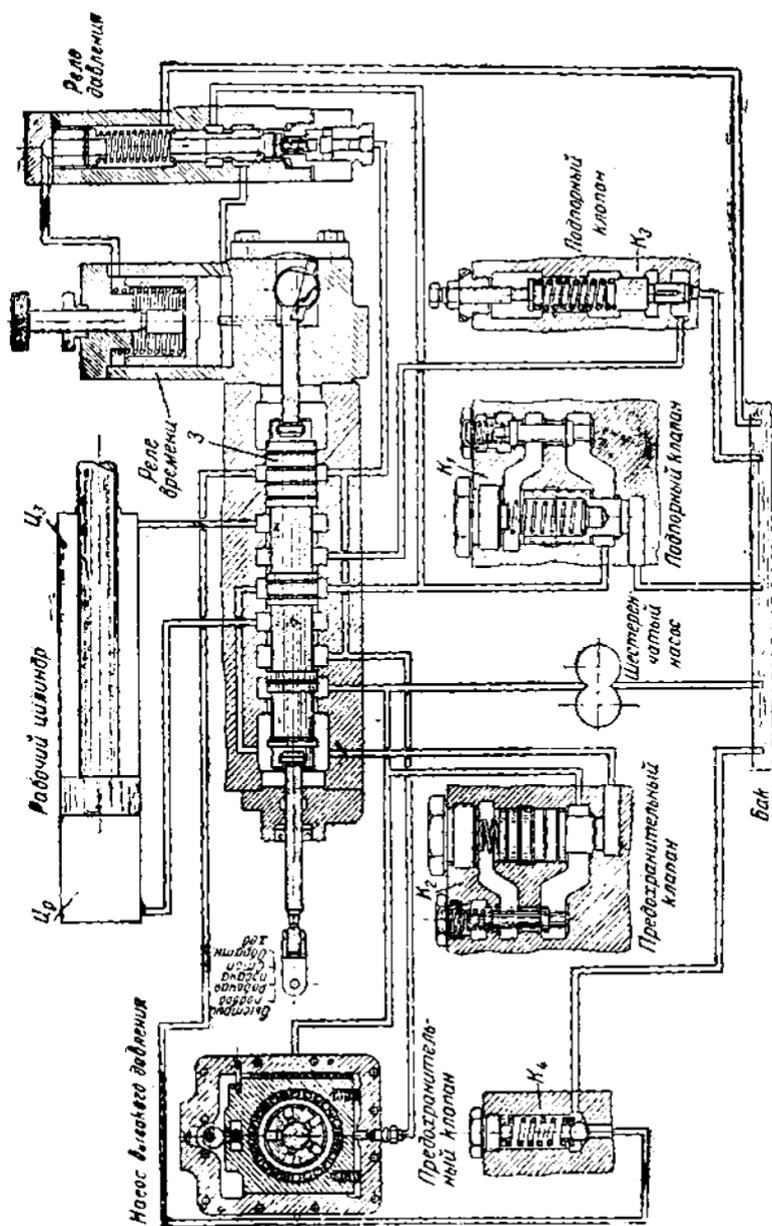
Все перечисленные узлы смонтированы в чугунном корпусе, являющемся одновременно баком для масла, который соединяется с рабочим цилиндром трубами.

Управление циклом осуществляется золотником З, который имеет четыре положения: „стоп“, „быстрый подвод“, „рабочая подача“ и „обратный ход“. Управление золотником возможно вручную или от упоров станка.

Когда золотник З находится в положении „быстрый подвод“, масло от обоих насосов поступает в рабочую полость Π_p цилиндра и поршень быстро перемещается вперед. Выход масла из задней полости Π_z цилиндра в бак происходит через подпорный клапан K_1 , принцип работы которого был рассмотрен в гл. III (см. фиг. 57). Клапан K_1 настраивается на давление 0,4—1 *атм*.

При передвижении золотника З вправо система переключается на рабочую подачу. Поршневой насос высокого давления подает жидкость в рабочую полость Π_p цилиндра согласно принципиальной схеме, изображенной на фиг. 3. Выход жидкости из задней полости Π_z цилиндра в бак происходит через подпорный клапан K_3 , настраиваемый на давление ~ 7 *атм*. Назначением этого клапана является создание противодавления в задней полости Π_z цилиндра, что обеспечивает более плавный ход поршня и механизмов станка.

Предохранение системы от перегрузки во время рабочей подачи осуществляется клапаном K_4 , настраиваемым на давление ~ 70 атм.



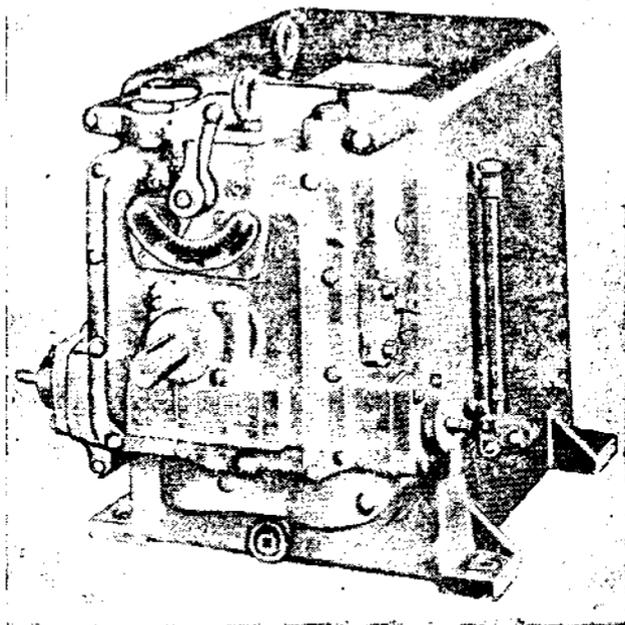
фиг. 164. Гидравлическая схема насосного агрегата типа FAS-10307 фирмы Oil-Seag для сверлильно-расточных и токарных станков.

Шестеренчатый насос разгружается на бак через подпорный клапан K_1 . В конце рабочей подачи, когда штипель рабочего цилиндра упирается в жесткий упор, повысившееся давление в линии нагнетания порш-

невого насоса приводит в действие реле давления и реле времени, которые действуют так, как было описано в гл. IV (см. фиг. 127).

После выдержки на жестком упоре, определяемой настройкой реле времени, золотник 3 переводится в положение „обратный ход“. Для того чтобы золотник 3 мог пройти через положение „стоп“, не останавливая работы системы, на левый торец золотника 3 постоянно действует давление 0,4—1 *ати*, поддерживаемое клапаном K_1 .

При обратном ходе масло от обоих насосов поступает в заднюю полость C_2 рабочего цилиндра, а выхода жидкости из полости C_n в бак



Фиг. 165. Наружный вид агрегата типа FAC 10397 фирмы Oil-Gear.

происходит через клапан K_1 . В конце обратного хода упор, укрепленный на движущей части станка, воздействует на стержень золотника и переводит его влево в положение „стоп“, преодолевая действие давления жидкости на левый торец золотника 3. При этом оба насоса разгружаются на бак через клапан K_1 , и поршень цилиндра останавливается. Предохранение системы от перегрузки при быстрых ходах обеспечивается предохранительным клапаном K_2 , регулируемым на давление ~ 21 *ати*.

Конструкция агрегата предусматривает возможность получения второй рабочей подачи, для чего пристраивается дополнительный цилиндр, управляемый от специального золотника; этот цилиндр воздействует на механизм изменения производительности поршневого насоса.

Наружный вид описанного агрегата представлен на фиг. 165.

Гидравлическая схема многолезцового токарного полуавтомата фирмы Wickes, модель СН-2, для обработки коренных шеек и щек коленчатого вала (фиг. 166).

В гидросистему этого станка входит насосный агрегат типа РWХ фирмы Sundstrand (см. фиг. 45), управляемый при помощи пилотов А, В, С, D, E, приводимых в действие соленоидами.

Указанные аппараты располагаются внутри чугунного корпуса, нижняя часть которого используется как резервуар для масла; аппараты соединены друг с другом медными трубами. Наружу выводятся только две стальные трубы, соединяющие агрегат с рабочим цилиндром супортов.

Описываемая гидравлическая схема предусматривает следующий цикл работы станка:

- а) быстрый подвод супортов к изделию;
- б) крупную подачу супортов для обточки щек;
- в) среднюю подачу супортов для обточки щек;
- г) мелкую подачу для обточки широким резцом коренных шеек;
- д) выдержку на мертвом упоре в течение 3—6 оборотов изделия для зачистки обрабатываемой поверхности;
- е) быстрый отвод супортов;
- ж) стоп.

Когда супорты находятся в исходном положении, соленоиды пилотов А, В, D, E выключены и последние под действием пружин занимают нижние положения. Включен только соленоид пилота С, который занимает верхнее положение.

Трубопровод 3 пилотом А соединен с баком, поэтому нейтральный клапан Н, снабженный слабой пружиной, отжат под действием давления насоса быстрых ходов влево, соединяя проточку О с камерой 5, и система разгружается на бак.

Для пуска станка надо включить соленоид пилота А, который, перемещаясь вверх, разъединяет трубопровод 3 от бака. Вследствие этого внутри клапана Н благодаря наличию отверстия а создается такое же давление, как в камере 4, и под действием пружины клапан Н прижимается к упору б, прекращая соединение насоса быстрых ходов с баком. Насос быстрых ходов подает жидкость через клапаны поршневого насоса высокого давления к реверсивному золотнику и оттуда в рабочую полость цилиндра. Выход масла из задней полости цилиндра в камеру 5 и оттуда в бак происходит через реверсивный золотник и клапан противодействия; этот клапан открывается давлением жидкости в линии нагнетания насоса, развиваемым в камере 2 и передающимся через демфирующее отверстие д, на клапан в (см. принципиальную схему на фиг. 4). Поршень рабочего цилиндра вместе с супортами быстро перемещается вперед.

В конце быстрого хода соленоид пилота С выключается и последний занимает нижнее положение, соединяя трубопровод 2 с баком. Разгрузочный клапан Р отжимается вправо, соединяя камеры 4 и 5, и насос быстрых ходов разгружается на бак под давлением, определяемым усилием пружины клапана Р, за счет чего осуществляется питание поршневого насоса высокого давления. Последний подает жидкость в рабочую полость цилиндра согласно принципиальной схеме фиг. 4, и поршень перемещает супорты на крупной подаче.

В дальнейшем включается соленоид пилота *E*, который, перемещаясь вверх, сообщает между собой трубопровод *б* (соединенный с линией нагнетания системы) и камеру *13* плунжера *8*. Плунжер *8*, перемещаясь влево до упора, ограничивающего его ход, толкает плунжер *9*, который, нажимая на грибок *10*, уменьшает производительность поршневого насоса, переключая его на среднюю подачу (см. фиг. 45). Конструкция насоса, примененного в рассматриваемой гидросистеме, отличается от конструкции, изображенной на фиг. 45, только наличием дополнительного плунжера *9*, необходимого для получения третьей мелкой подачи. Это достигается включением соленоида пилота *D*, соединяющего трубопровод *7* с трубопроводом *4*, и масло от насоса быстрых ходов поступает под торец клапана мелкой подачи *М*, отжимая его вправо против действия пружины. При этом трубопровод *5* соединяется с линией давления насоса быстрых ходов и жидкость поступает в камеру *11* плунжера *9*. Последний, перемещаясь влево до упора, уменьшает производительность поршневого насоса, и система переключается на мелкую подачу.

В конце мелкой подачи поршень упирается в мертвый упор; при этом масло, подаваемое поршневым насосом, переливается через предохранительный клапан *е* во всасывающую линию насоса быстрых ходов. Продолжительность выдержки на мертвом упоре определяется электрическим реле времени, которое включает соленоид пилота *B*.

При этом соединяются трубопроводы *7* и *1* и жидкость от насоса быстрых ходов поступает под левый торец реверсивного золотника, перемещая его вправо против действия пружины, до совпадения выточки *и* в корпусе со сверлением в золотнике; в этом случае давление на левый торец золотника уравновешивается давлением жидкости, поступающей через выточку *и* и сверление в золотнике под правый его торец, и усилием пружины.

При перемещении реверсивного золотника вправо выточка *К* разьединается от трубопровода *2*, ведущего к пилоту *С*.

Давление жидкости внутри разгрузочного клапана *P* уравновешивается через отверстие *Ж* с давлением в камере *4*, и клапан *P* под действием пружины перемещается влево до упора *б*, разобшая насос быстрых ходов от камеры *5*, соединенной с баком.

Масло от насоса быстрых ходов поступает через клапаны поршневого насоса и через реверсивный золотник в заднюю полость цилиндра, поршень которого вместе с супортами быстро перемещается в исходное положение. Выход масла из рабочей полости цилиндра происходит через клапан противодействия *7*.

По приходе супортов в исходное положение соленоиды всех пилотов выключаются за исключением соленоида пилота *С*, который опять включается.

Пилот *D* соединяет трубопровод *4* с баком и клапан *М* под действием пружины занимает левое положение, в котором трубопровод *5* и камера *11* плунжера *9* через отверстие *Л* соединяются со всасывающей линией насоса быстрых ходов. Пилот *E* соединяет камеру *13* плунжера *8* с баком. Освобожденные плунжеры *8* и *9* отталкиваются поршнями насоса высокого давления через грибок *10* в крайние правые положения, увеличивая производительность поршневого насоса. При включении пилотов *A* и *B* трубопроводы *1* и *3* соединяются с

баком и реверсивный золотник усилием пружины переводится в левое положение, а нейтральный клапан *H* открывается, разгружая насос быстрых ходов на бак.

Гидравлическая схема вертикального многшпindelного полуавтомата фирмы Magdeburg ¹.

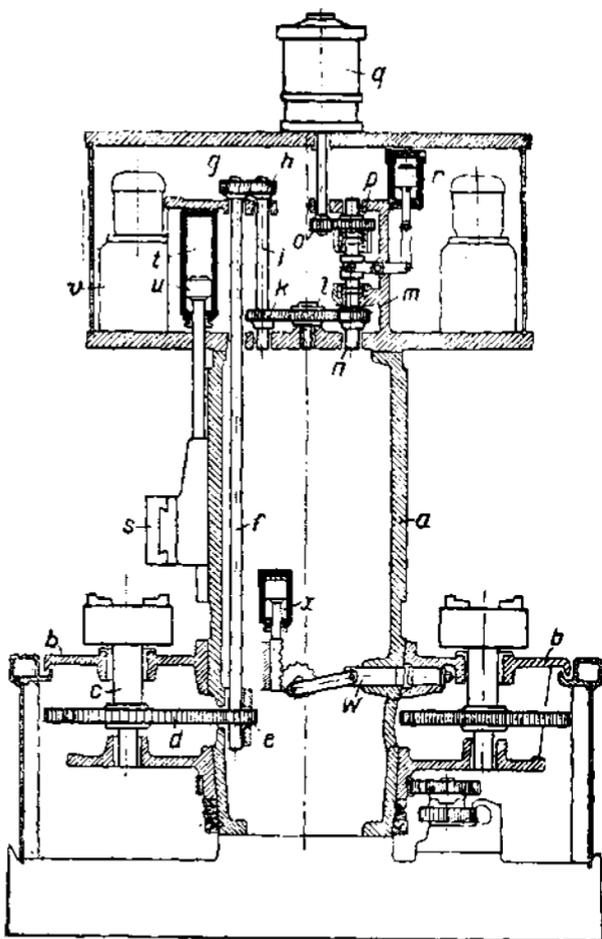
Гидрофицированный полуавтомат фирмы Magdeburg, напоминая по внешнему виду полуавтоматы американской фирмы Bullard, существенно отличается от них по своей конструкции.

Подача и быстрые хода всех пяти супортов осуществляются при помощи гидравлики. Все управление станком автоматизировано и выполняется при помощи электрогидравлических устройств. Гидравлическая схема и механизмы станка разработаны фирмой Heller.

На фиг. 167 приведена схема, поясняющая принципиальную работу станка.

От электромотора *q* привод каждого шпинделя осуществляется через кинематическую цепь, состоящую из шестерен *o*, *p*, *m*, *l*, *k*, *h*, *g*, *e*, *d* и из соответствующих валиков. Торможение шпинделей осуществляется при помощи пластинчатой муфты, которая приводится в действие от гидравлического цилиндра *r*. Быстрые хода и подача супортов производится при помощи гидравлического цилиндра *t* и поршня *u*.

Фиксация стола в требуемом положении выполняется при помощи стопорного пальца, приводимого в действие от гидравлического цилиндра *x*.

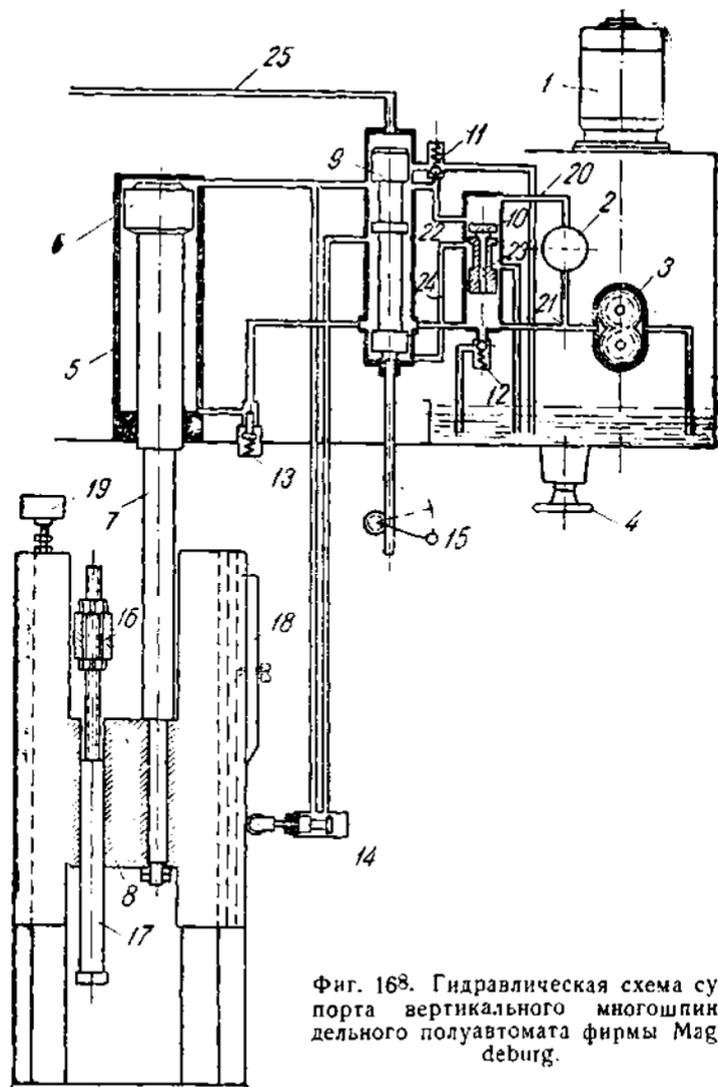


Фиг. 167. Схема вертикального многшпindelного полуавтомата фирмы Magdeburg.

¹ См. статью Dornhöfer, Ein neuer Mehrspindelautomat. „Werkstattstechnik u. Werksleiter“ № 6. 15/III 1940 г.

Последовательность работы этих цилиндров в гидравлической схеме станка пояснена ниже.

На фиг. 168 приведена гидравлическая схема одного из пяти супортов станка.



Фиг. 168. Гидравлическая схема супорта вертикального многошпиндельного полуавтомата фирмы Magdeburg.

Каждый супорт станка соединен со штоком цилиндра, смонтированного в корпусе *v* (фиг. 167) вместе с электромотором, приводящим во вращение два насоса, один из которых шестеренчатый большого литража 3 предназначен для быстрых ходов, а второй регулируемый поршневой насос 2—для рабочей подачи. В том же корпусе *v* помещены все остальные гидравлические устройства, необходимые для получения цикла.

Управление циклом работы супорта осуществляется золотником 9, который может перемещаться в нужное положение автоматически или вручную при помощи рукоятки 15.

В изображенном на схеме фиг. 168 положении происходит быстрый подвод супорта к изделию. При этом масло из шестеренчатого насоса 3 и поршневого насоса 2 через золотник 9 и золотник ускоренного хода 14 попадает в обе полости цилиндра и супорт быстро идет вниз. Когда упор 18, укрепленный на супорте, найдет на золотник ускоренного хода 14, последний разъединит друг от друга подходящие к нему линии. Тогда гидросистема переключается на рабочую подачу согласно принципиальной схеме, изображенной на фиг. 5 (см. гл. I). Регулировка величины подачи производится маховичком 4, изменяющим производительность поршневого насоса.

В конце рабочего хода супорт упирается в жесткий упор, укрепленный на штанге 17. Давление поршневого насоса повышается, при этом открывается клапан 11, через который масло из поршневого насоса сливается в бак. Одновременно клапан 23 опускается, соединяя нижнюю полость золотника 9 через свои отверстия и линию 24 с шестеренчатым насосом. Золотник 9 отходит вверх и масло из шестеренчатого насоса 3 поступает в нижнюю полость рабочего цилиндра 5. Так как верхняя полость цилиндра соединяется одновременно с баком, поршень вместе с супортом быстро перемещается в верхнее положение.

Для устранения самопроизвольного опускания супорта под действием собственного веса в гидросистеме установлен клапан 13.

Поворот и останов стола осуществляются также гидравлически. На фиг. 169 изображена электрогидравлическая схема поворота стола и блокировки.

Когда все супорты, гидравлическая схема которых была описана выше, отойдут в крайнее верхнее положение, они замыкают последовательно цепь контактов 1, 2, 3, 4, 5. Тогда включается мотор насоса 8, и масло через золотник 10 течет к цилиндру 16, передвигая его поршень; при этом включается привод вращения шпинделей и выключается тормоз.

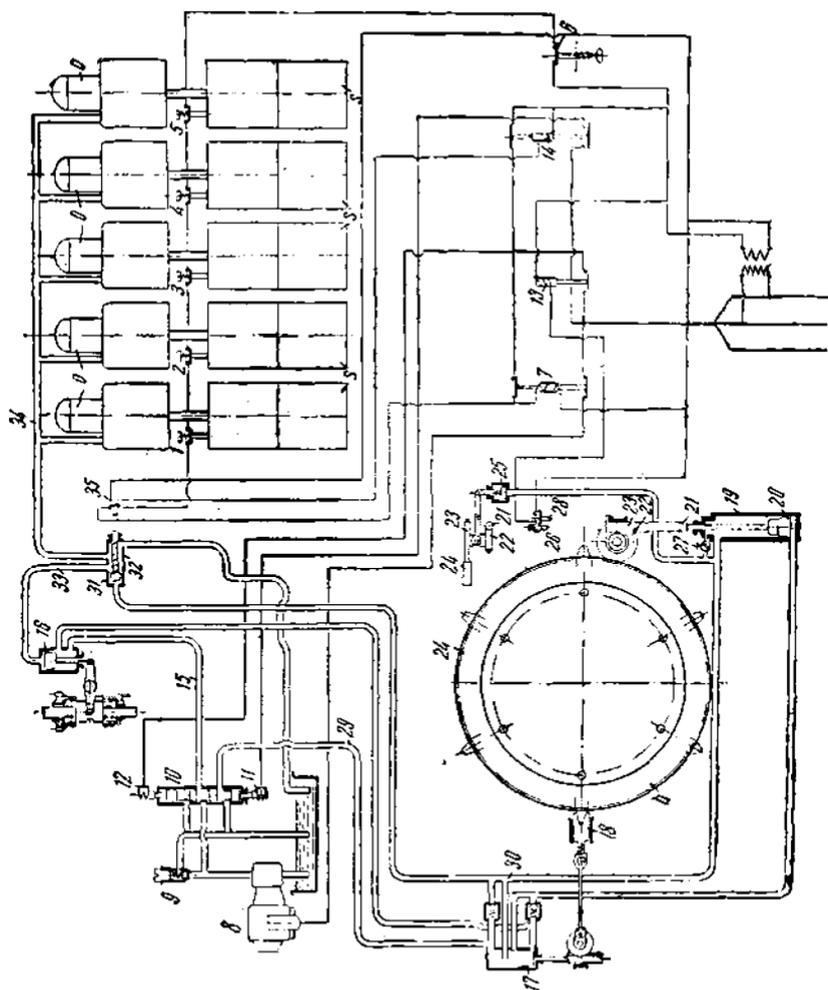
Поршень цилиндра 16, перемещаясь, открывает окно, через которое масло поступает в цилиндр 17; поршень последнего, перемещаясь, включает стопор 18, одновременно открывая окно, через которое масло поступает к цилиндру 19. Поршень же этого цилиндра, жестко соединенный с рейкой, движется вверх, поворачивая при помощи муфты и шестерни стол станка.

В конце хода этот поршень (а следовательно и стол) тормозится при помощи дросселя 27. При достижении поршнем крайнего положения включается контакт и через электрическую цепь вступает в действие соленоид 12, перемещающий золотник 10.

Масло из насоса поступает под поршень цилиндра 17, включая стопор 18. При перемещении поршня цилиндра 17 открывается окно в цилиндре и масло поступает через линию 30 к поршню цилиндра 25, который, перемещаясь, разъединяет (при помощи муфты) рейку поршня цилиндра 19 со столом станка.

Поршень 20 идет вниз, совершая обратный ход; когда он дойдет до упора, то создавшимся повышенным давлением открывается клапан 31.

Масло попадает под поршень цилиндра 16 и включает привод; при дальнейшем повышении давления масло по линии 34 попадает в камеры золотников 9 (см. фиг. 168), перемещая их вниз. Супорты быстро перемещаются вниз, размыкая свои контакты. Мотор насоса 8 останавливается.



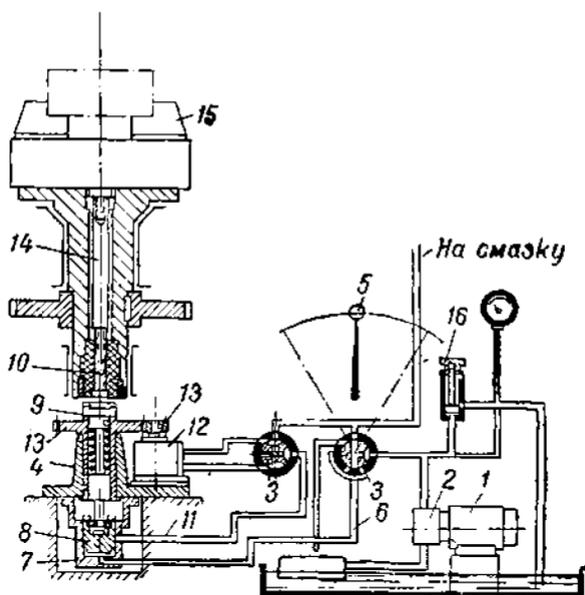
Фиг. 169. Электрогидравлическая схема механизма поворота стола и блокировки многошпиндельного полуавтомата фирмы Magdeburg.

Для зажима изделий в патронах применяется также гидропривод, схема которого изображена на фиг. 170. Зажим изделия осуществляется при помощи шестеренчатого гидромотора 12 в то время, когда в положении зажима находится соответствующий шпindelь.

Для привода во вращение гидромотора используется насос для смазки станка, обозначенный на схеме цифрой 2, вращаемый электромотором 1.

Управление зажимом производится краном 3.

Когда нужно осуществить зажим, масло краном 3 по трубопроводу 6 подается под поршень 8 цилиндра 7. Поршень 8 цилиндра 7, перемещаясь вверх, открывает маслу проход по трубопроводу 11 через кран 3 к гидромотору 12 и одновременно соединяет муфту 9 с гайкой 10; последняя, получая вращение от гидромотора 12, перемещает через мушкетерни 13 винт 14, связанный с кулачками патрона 15.



Фиг. 170. Гидравлическая схема механизма зажима многшпиндельного полуавтомата фирмы Magdeburg.

Регулируемый клапан 16 устанавливает давление, которое определяет необходимый крутящий момент гидромотора при зажиме. Когда рычаг 5 переводится в среднее положение, трубопровод 6 соединяется с баком и пружина 4 выключает муфту 9.

ГЛАВА VII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ШЛИФОВАЛЬНЫХ И ХОНИНГ-СТАНКОВ

В шлифовальных и хонинг-станках гидравлика нашла самое широкое применение для осуществления возвратно-поступательного движения, почти совершенно вытеснив другие виды привода. Конструктивная простота механизмов, обеспечивающая высокие скорости возвратно-поступательного движения, возможность широкой бесступенчатой регулировки скорости, плавная работа станка со спокойным реверсом и как следствие высокая

точность обработки — все это является преимуществом гидропривода в применении к станкам указанных типов.

Основной цикл работы — возвратно-поступательное движение — является общим для шлифовальных и хонинг-станков.

Кроме того, в шлифовальных станках гидравлика применяется для подачи шлифовальной бабки, перемещения вспомогательных механизмов, приведения в действие зажимных и блокировочных устройств. В хонинг-станках при помощи гидравлических устройств осуществляется разжим хоны, переключение и индексация механизмов станка.

С точки зрения рабочих режимов гидросистемы рассматриваемых станков должны удовлетворять следующим требованиям.

а) В современных плоскошлифовальных станках в целях повышения производительности требуется достижение высоких скоростей возвратно-поступательного движения стола. В плоскошлифовальных станках производства МСЗ и фирмы Thompson скорость возвратно-поступательного движения стола доведена до 30 м/мин . В станках фирмы Gallmayer Livingston скорость стола доходит до 45 м/мин . Гидравлические системы таких станков должны воспринимать значительные инерционные усилия в момент реверса и обеспечивать плавный разгон и торможение.

Минимальная скорость перемещения стола лежит в пределах $1—3 \text{ м/мин}$.

б) В круглошлифовальных и внутришлифовальных станках скорости возвратно-поступательного перемещения стола лежат в диапазоне $0,2—15 \text{ м/мин}$; при этом гидравлическая система должна обеспечивать минимальные перебеги и точность переключений стола в моменты реверса, что необходимо при шлифовании деталей, имеющих бурты или уступы.

в) В хонинг-станках скорости возвратно-поступательного движения хоны обычно не превышают $22—28 \text{ м/мин}$ (станки фирмы Barnes Drill и завода им. Ленина). Для замедленного ввода хоны в обрабатываемое изделие требуется значительно пониженная скорость порядка $2—3 \text{ м/мин}$.

Рабочие усилия, развиваемые при шлифовании, незначительны, а мощность невелика, что позволяет для подавляющего большинства станков применять гидравлические системы с насосами постоянной производительности и дроссельным регулированием, выполненные по принципиальным схемам, изображенным на фиг. 6 (см. гл. I). Применение регулируемых поршневых насосов в шлифовальных станках встречается в виде исключений, в числе которых можно назвать, например, плоскошлифовальные станки фирмы Mattison с гидравлическим оборудованием фирмы Oil-Gear.

Величина рабочих усилий, развиваемых при хонинговании, изучена на сегодняшний день в недостаточной степени. Однако по имеющимся наблюдениям над работой станков импортного и отечественного производства в гидравлических системах крупных хонинг-станков под нагрузкой развивается давление до 40 атм . Поэтому для обеспечения независимости скорости перемещения хоны от нагрузки следует в гидравлических системах хонинг-станков, в которых обычно применяются насосы постоянной производительности, считать целесообразным использование регуляторов скорости. Это подтверждается опытом фирмы Barnes Drill, применяющей в своих станках гидравлическое оборудование и регуляторы скорости фирмы Vickers.

Конструктивное выполнение гидромеханизмов шлифовальных и хонинг-станков решается различными фирмами весьма разнообразно. Тем не менее с точки зрения унификации гидромеханизмов представляется целесообразным применение нормальных узлов, могущих быть использованными в станках различных типов.

Как пример такого решения вопроса можно привести панель управления фирмы Vickers, включающую в себя все необходимые механизмы для осуществления возвратно-поступательного цикла и являющуюся нормальным реверсивным устройством, применяемым фирмой в шлифовальных и хонинг-станках (см. фиг. 175 и 176). Путем сочетаний такой панели с дополнительными узлами можно по данным фирмы получить различные циклы, включающие кроме основного возвратно-поступательного движения подачу и действие вспомогательных механизмов станка.

Другим примером применения нормальных узлов могут служить схемы хонинг-станков фирмы Barnes Drill, составленные из нормальных узлов фирмы Vickers (см. фиг. 178 и 179).

Заслуживает внимания также опыт ХСЗ им. Молотова, применяющего в своих круглошлифовальных станках 313, 314, 315, 316 и ЗД16 унифицированные гидроузлы (см. схему на фиг. 173).

Гидравлическая схема плоскошлифовального станка 372АМ производства МСЗ (см. фиг. 171).

Гидравлическая схема этого станка включает следующие основные узлы:

- а) шестеренчатый насос НЩФ-210 (см. фиг. 13);
- б) реверсивный механизм стола НГ-13;
- в) механизм подачи НГ-14;
- г) цилиндр стола НГ-04;
- д) реверсивный механизм шлифовальной бабки НГ-03;
- е) цилиндр шлифовальной бабки НГ-05.

От насоса НЩФ-210 (через кран прерывистой подачи и золотник пуска и остановки б) масло подается к реверсивному золотнику 5; в зависимости от его положения масло может поступать в правую или левую полость цилиндра 4. Выход масла из цилиндра в резервуар происходит через реверсивный золотник 5, дроссель, регулирующий скорость ба, и кран торможения 8. В линии нагнетания насоса клапаном 11 поддерживается постоянное давление ~ 10 атм. Таким образом, гидросистема станка работает по принципиальной схеме фиг. 6, а. Так как в гидросистеме применен цилиндр минимального диаметра с односторонним штоком, то скорости стола в обоих направлениях отличаются друг от друга в незначительной степени (см. фиг. 132).

Реверсирование осуществляется посредством воздействия упоров стола на рукоятку 15. При этом через рычажную передачу поворачивается кран предварительного торможения 8, дросселирующий масло на выходе из цилиндра, что уменьшает скорость перемещения стола. При дальнейшем повороте рукоятки 15 рычаг 16 воздействует на стержень 17, находящийся под действием пружинного механизма, переводящего стержень 17, а вместе с ним и реверсивный золотник 5 через мертвое положение. Каналы в корпусе НГ-13 и золотник 5 выполнены таким образом, что в момент перехода золотника через мертвое положение обе полости цилиндра соединяются друг с другом. Кроме того,

скорость перемещения реверсивного золотника 5 может регулироваться дросселями 12, через которые масло из камеры 18 вытесняется в ванну 13. Заполнение камер 18 производится через обратные клапаны 14, а подвод масла в ванну 13 происходит при помощи тонкой трубки 19, соединенной с линией нагнетания насоса.

Описанное устройство реверсивного механизма обеспечивает как восприятие значительных инерционных сил, развиваемых при торможении, так и плавный реверс и разгон стола, перемещающегося со скоростью до 30 м/мин. Изменение скорости перемещения стола осуществляется поворотом дросселя 6а при помощи рукоятки 20. При передвижении той же рукоятки 20 в осевом направлении золотник пуска и остановки 6 соединяет обе полости цилиндра с резервуаром, и стол станка останавливается; настройка скорости стола при этом не изменяется.

Одновременно с движением реверсивного золотника 5 поворачивается кран прерывистой подачи 7; при этом масло от насоса по линии 21 поступает к крану характера подачи 9, который имеет три положения.

Первое положение соответствует прерывистой подаче шлифовальной бабки и изображено на схеме фиг. 171. В этом положении крана 9 масло поступает в камеру 22 стакана прерывистой подачи 10, который, перемещаясь, выжимает точно отмеренный объем жидкости по линиям 23 и 24 через реверсивный механизм НГ-03 в цилиндр шлифовальной бабки 3.

Поршень цилиндра 3 перемещает шлифовальную бабку, осуществляя прерывистую подачу. При обратном ходе крана 7 жидкость поступает в камеру 25 стакана 10, который, перемещаясь в обратном направлении, выжимает тот же объем масла, что и в первом случае. Величина прерывистой подачи шлифовальной бабки определяется ходом стакана 10 и регулируется винтом 26.

Если кран характера подачи 9 повернуть на 90° (второе положение), обе полости цилиндра шлифовальной бабки 3 соединяются друг с другом, что позволяет перемещать шлифовальную бабку вручную при помощи реечного механизма.

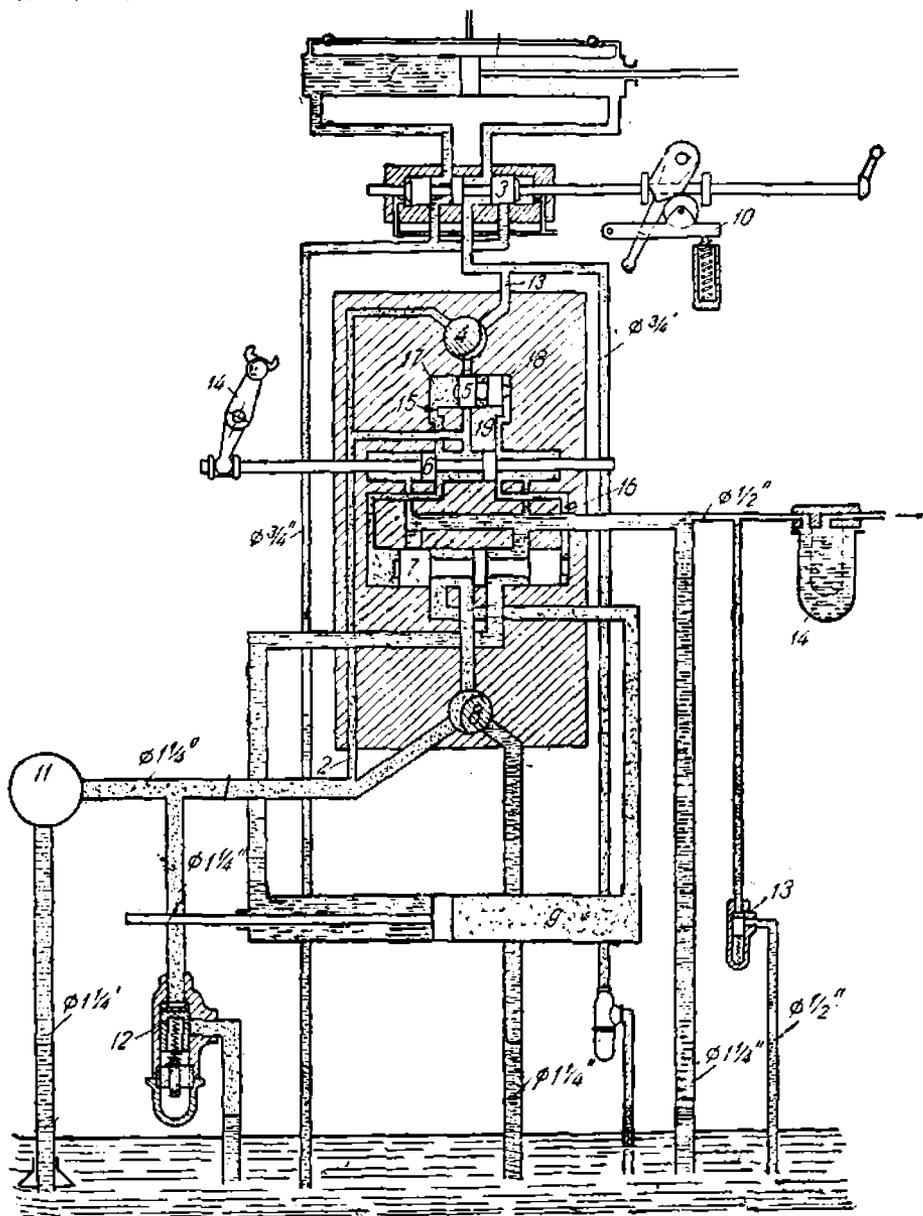
В третьем положении крана 9 обеспечивается непрерывная подача шлифовальной бабки для правки шлифовального круга. При этом линия 24 непосредственно соединяется с линией нагнетания насоса и масло через реверсивный механизм шлифовальной бабки НГ-03 поступает в цилиндр 3. Поворотом крана 9 в определенных пределах за счет дросселирования достигается возможность изменения величины непрерывной подачи шлифовальной бабки.

Реверсивный механизм шлифовальной бабки НГ-03 включает в себя реверсивный золотник 2, управляемый при помощи пилота 1. Последний может перемещаться от руки или автоматически при помощи рычажной системы, от передвижных кулачков, установленных на шлифовальной бабке.

Описанная гидросистема обеспечивает следующие паспортные данные станка:

а) скорость возвратно-поступательного перемещения стола в пределах от 3 до 30 м/мин;

б) непрерывную подачу шлифовальной бабки в пределах от 0,3 до 4,5 м/мин;



Фиг. 172. Гидравлическая схема плоскошлифовального станка модели С фирмы Thompson.

в) прерывистую подачу на ход стола от 3 до 30 мм.
Гидравлическая схема плоскошлифовального станка модели С фирмы Thompson (фиг. 172).

Гидравлическая схема этого станка предусматривает в основном тот же цикл работы, что и описанная выше система станка 372АМ. Масло от лопастного насоса двойного действия фирмы Vickers, обозначенного на схеме цифрой 11, поступает к дросселю 8 под постоянным давлением, определяемым настройкой клапана 12 (см. принципиальную схему на фиг. 6, б). Через дроссель 8 масло подается к реверсивному золотнику 7 и в зависимости от его положения может поступать в правую или левую полость цилиндра 9. Выход масла из нерабочей полости цилиндра в резервуар происходит свободно через реверсивный золотник 7. Реверсирование осуществляется посредством воздействия упоров стола на рукоятку 14, которая связана с пилотом 6, управляющим переключением реверсивного золотника 7.

Скорость перемещения золотника 7 регулируется дросселем 16, за счет чего достигается плавный реверс стола. Следует иметь в виду, что такая система управления реверсивным золотником при помощи пилота приводит к более значительным перебегам стола при реверсе, чем описанная ранее система реверсирования станка 372АМ.

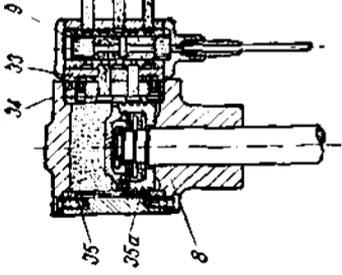
Регулирование скорости перемещения стола в пределах 30 м/мин производится поворотом дросселя 8. Для остановки стола дроссель 8 должен быть повернут в крайнее положение, при котором подача масла насосом в систему прекращается и поток жидкости направляется в бак.

Оригинально выполнен фирмой механизм подачи, включающий в себя порционный золотник 5 и дроссель 4. При реверсе пилот 6 одновременно с переключением реверсивного золотника 7 подает масло в камеру 17 (или 18) порционного золотника 5. Последний, перемещаясь влево (или вправо), на короткий момент соединяет канал 19 с дросселем 4, пропуская через линию 13 к реверсивному золотнику 3 и далее в цилиндр шлифовальной бабки 1 порцию масла, величина которой зависит от настройки дросселя 4 и скорости переключения золотника 5. Скорость переключения золотника 5 может регулироваться дросселем 15. Для получения непрерывной подачи шлифовальной бабки дроссель 4 должен быть повернут в положение, при котором жидкость поступает в линию 13 и далее в цилиндр шлифовальной бабки непосредственно от насоса по линии 2; соединение порционного золотника 5 с линией 13 при этом прерывается. Поворотом дросселя 4 в определенных пределах величина непрерывной подачи может регулироваться. Реверсивный золотник 3 шлифовальной бабки может переключаться вручную или автоматически при помощи пружинного механизма 10, на который воздействуют упоры, укрепленные на шлифовальной бабке.

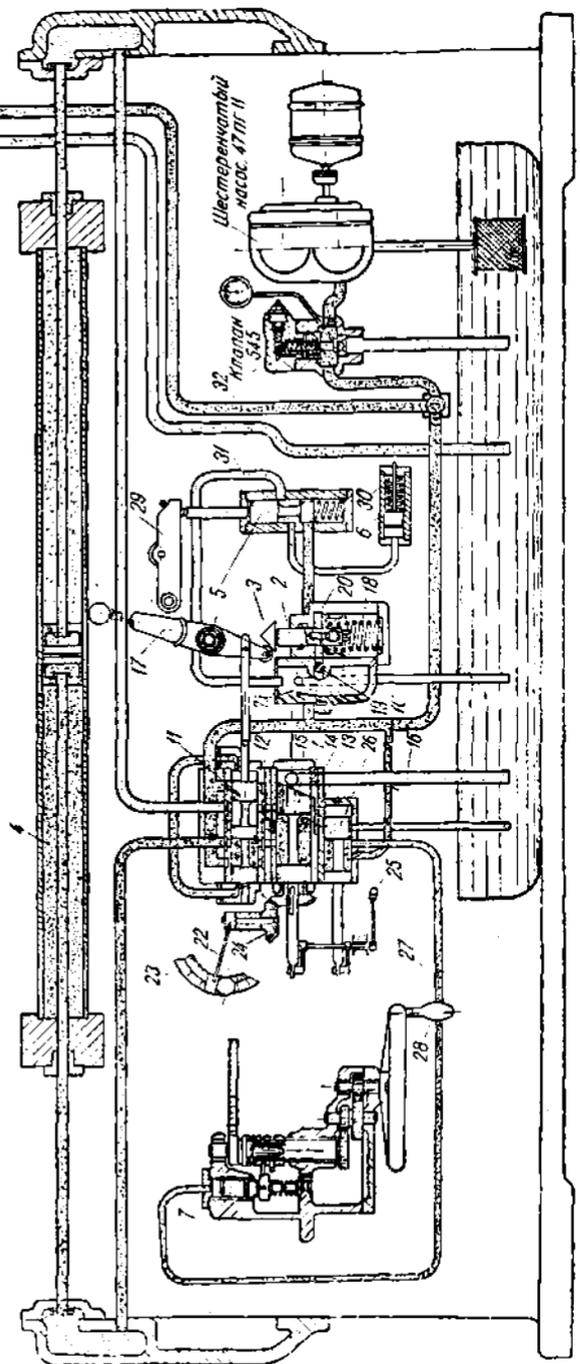
Гидравлическая схема круглошлифовального станка 315 производства ХСЗ им. Молотова (фиг. 173).

Гидравлическая система этого станка включает следующие основные узлы:

- а) шестеренчатый насос 47ПГ11 производства завода „Гидропривод“ (см. фиг. 16);
- б) клапан типа 545, производства завода „Гидропривод“ (см. фиг. 60);
- в) реверсивный механизм стола 1 с плунжером 2 и призмой 3;
- г) цилиндр стола 4;



Фиг. 173. Гидравлическая схема круглошлифовального станка 615 производства ХСЗ им. Молотова.



д) золотник автоматической поперечной подачи шлифовального круга 5;

е) цилиндр автоматической поперечной подачи шлифовального круга 6;

ж) цилиндр включения и выключения ручного перемещения стола 7;

з) цилиндр ускоренного подвода и отвода шлифовальной бабки 8;

и) золотник ускоренного подвода и отвода шлифовальной бабки 9.

Масло от шестеренчатого насоса по трубопроводу 10 поступает к реверсивному механизму стола 1. Через реверсивный золотник 11 (в зависимости от его положения) масло может поступать в левую или правую полость цилиндра 4. Выход жидкости из цилиндра в бак происходит через реверсивный золотник и далее через каналы 12, 13, отверстие 14, перекрываемое дросселем 15, и трубопровод 16. Постоянное давление 10—15 *ати* в трубопроводе 10 создается настройкой клапана типа 545.

В гидросистеме применен цилиндр 4 с двухсторонним штоком, поэтому скорости перемещения стола в обоих направлениях одинаковы.

Реверсирование стола осуществляется посредством упоров, набегающих на рукоятку 17, причем это воздействие продолжается до тех пор, пока золотник 11 не закроет выход масла из нерабочей полости цилиндра; это соответствует положению, когда ролик рукоятки 17 уже сошел с наивысшей точки призмы 3 плунжера 2. Дальнейшее перемещение золотника 11 происходит под действием пружины 18, нажимающей через плунжер 2 на призму 3. Регулирование скорости перемещения золотника 11, а следовательно и времени реверса, достигается поворотом дросселя 19, через который под действием пружины 18 масло из камеры 20 вытесняется в ванну 21. Скорость перемещения стола регулируется дросселем 15, что осуществляется поворотом рукоятки 22, относительно градуированной шкалы 23; поворот производится посредством конических шестерен 24.

Если повернуть рукоятку 25 в положение „стоп“, дроссель 15 и золотник 26 перемещаются вправо. При этом золотник 26 сообщает с баком линию 27, ведущую к цилиндру 7; плунжер цилиндра под действием пружины отходит вверх, включая механизм ручного перемещения стола. Одновременно дроссель 15 сообщает друг с другом обе полости цилиндра; при вращении маховичка 28 стол может перемещаться, причем жидкость из одной полости цилиндра перетекает в другую.

Автоматическая поперечная подача шлифовального круга может осуществляться как при каждом реверсе стола, так и при двойном его ходе — при помощи упоров, набегающих на ролик рычага 29, перемещающего золотник 5. Последний соединяет линию нагнетания насоса с цилиндром автоматической поперечной подачи 6; поршень этого цилиндра, перемещаясь вправо, преодолевает усилие пружины 30 и через специальный передаточный механизм производит поперечную подачу круга. Когда упор стола сойдет с ролика рычага 29, золотник 5 под действием пружины перемещается вверх, соединяя цилиндр 6 с трубопроводом 31, и поршень цилиндра 6 возвращается пружинной 30 в исходное положение, вытесняя масло из цилиндра 6 в ванну 21; при таком устройстве достигается автоматическое пополнение маслом ванны 21.

Для ускоренного подвода шлифовальной бабки золотник 9 должен занимать положение, изображенное на схеме фиг. 173. Тогда масло по трубопроводу 32 через золотник 9, узкий канал 33 (предварительно открыв шарик 34), а затем по каналу 35 поступает в верхнюю полость цилиндра 8, перемещая его поршень; шток поршня через специальный механизм связан с корпусом шлифовальной бабки. В начале хода поршня большое сечение канала 35 перекрыто и масло поступает в цилиндр через шариковый клапан 34, поэтому поршень начинает перемещаться с малой скоростью, которая постепенно увеличивается по мере открытия канала 35. Из нижней полости цилиндра масло сначала выходит через большое сечение канала 35а, а затем через малое его сечение, что обеспечивает плавное торможение бабки в конечных ее положениях.

Описанная гидросистема обеспечивает следующие паспортные данные станка:

а) скорость возвратно-поступательного перемещения стола в пределах от 0,4 до 10 м/мин;

б) среднюю скорость ускоренного подвода-отвода шлифовальной бабки 2 м/мин.

Гидроузлы унифицированы заводом и на их базе скомпонованы гидравлические схемы станков 313, 314, 316, 3Д16.

Гидравлическая схема внутришлифовального станка 3250 завода внутришлифовальных станков изображена на фиг. 174.

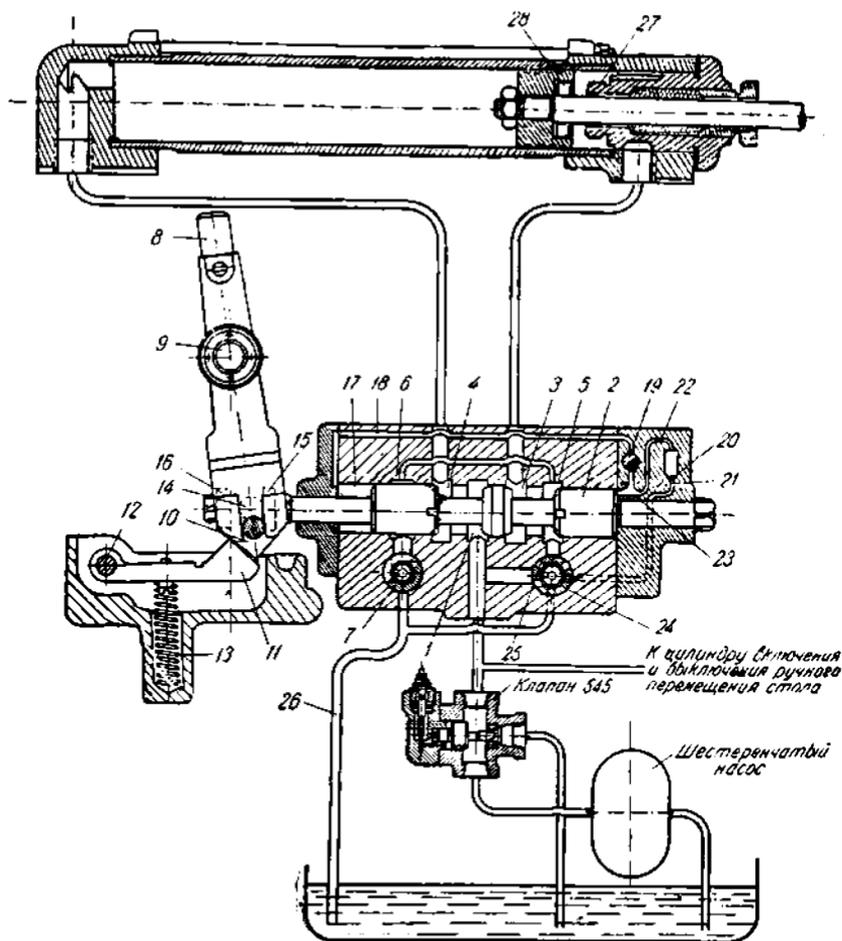
В гидравлической схеме этого станка применен реверсивный золотниковый механизм, действие которого рассмотрено в гл. IV (см. фиг. 114). Работа гидравлической системы происходит по принципиальной схеме фиг. 6, а с дросселем 7, включенным на выходе из рабочего цилиндра. Постоянное давление 10—12 атм в линии нагнетания шестеренчатого насоса устанавливается клапаном 545 (см. фиг. 60). Пуск и остановка системы производятся поворотом крана 24; последний при положении „стоп“ соединяет линию нагнетания насоса через отверстие 25 со сливной линией 26.

Для вывода камня из обрабатываемого изделия соответствующий реверсивный упор, воздействующий на рычаг 8, должен быть приподнят, что осуществляется специальной рукояткой. Тогда поршень рабочего цилиндра отходит в крайнее положение, в котором и тормозится за счет того, что выступ рабочего цилиндра 27 заходит в камеру 28, образованную в поршне с малым зазором; масло, выжимаемое через этот зазор из камеры 28, осуществляет тормозящее действие. Для ввода камня в изделие золотник 3 реверсируется рычагом 8, поворачиваемым вручную специальной рукояткой. Включение и выключение ручного перемещения стола осуществляются так же, как и в станке 315 (см. фиг. 173). На схеме фиг. 174 механизм включения и выключения ручного перемещения стола не показан.

Гидравлическая схема для возвратно-поступательного цикла работы с панелью управления С-1286 фирмы Vickers (фиг. 175).

Масло от лопастного насоса двойного действия типа Vickers через дозирующий клапан 1 и дроссель 2 направляется к средней проточке реверсивного золотника 3; в зависимости от положения золотника оно

может поступать в верхнюю или нижнюю полость рабочего цилиндра 10. Дозирующий клапан 1 в сочетании с дросселем 2 образуют регулятор скорости, работающий по принципиальной схеме фиг. 100, что обеспечивает независимость скорости перемещения поршня рабочего цилиндра от нагрузки.

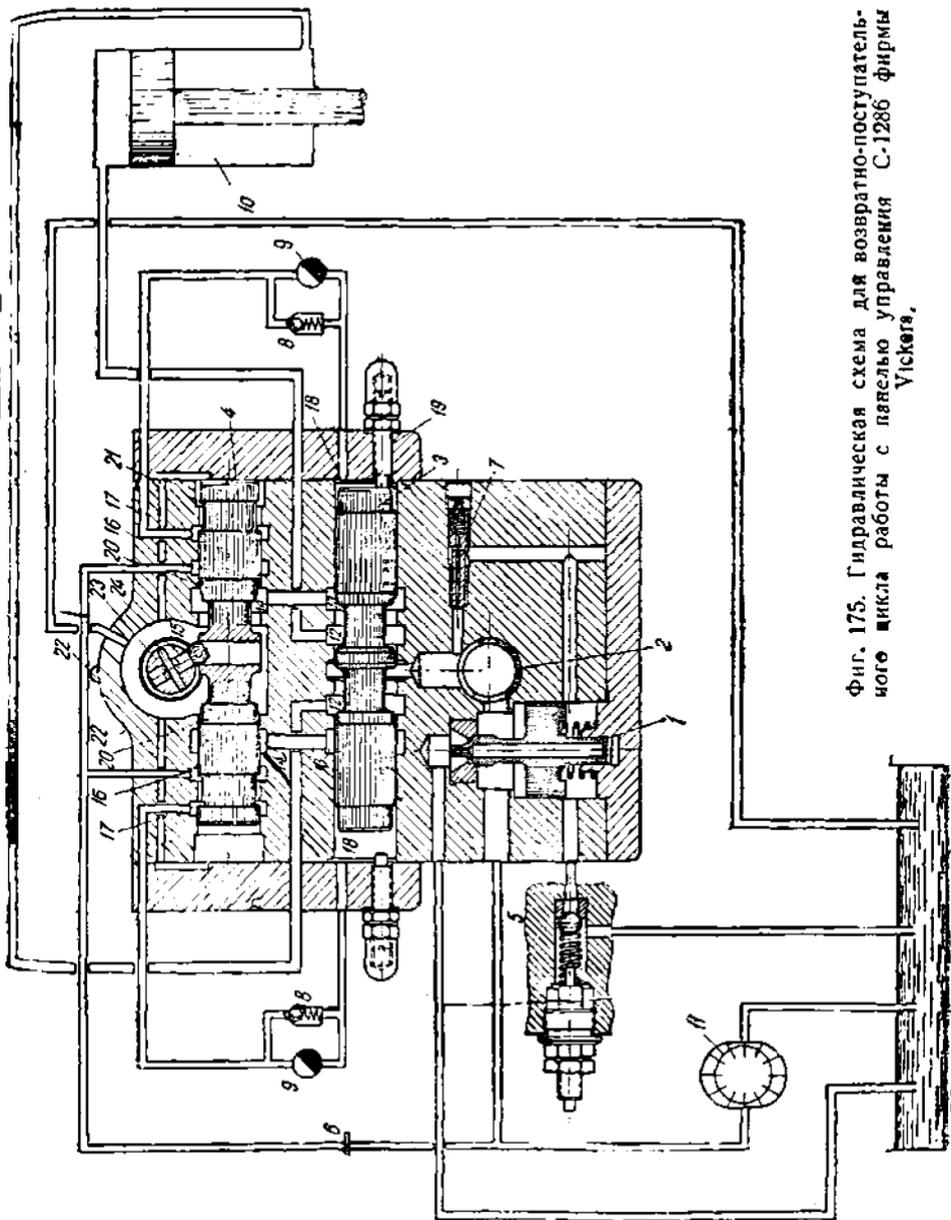


Фиг. 174. Гидравлическая схема внутришлифовального станка 3250 завода внутришлифовальных станков.

Выход масла из рабочего цилиндра происходит через проточки 12, 13, реверсивного золотника 3, проточку 14 пилота управления 4 в камеру 15 и оттуда в бак.

Пилот управления 4 осуществляет переключение реверсивного золотника 3, для чего к проточкам 16 через диафрагму 5 подведена жидкость от линии нагнетания насоса. В положении пилота управления 4,

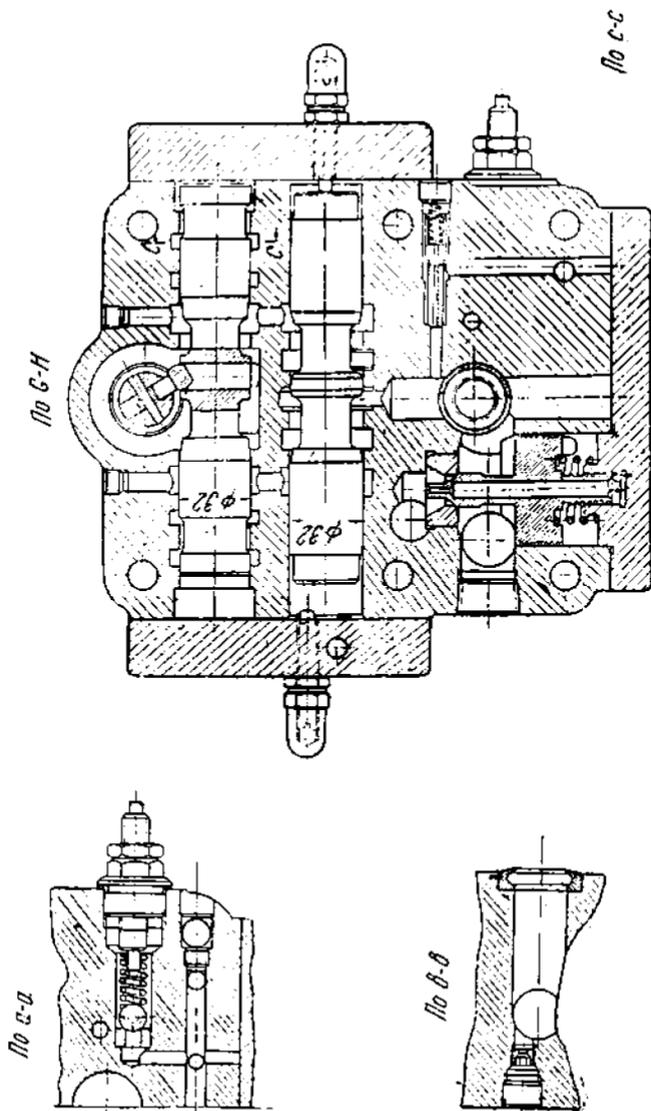
изображенном на схеме Фиг. 175, жидкость под давлением поступает через проточки 16 и 17 и обратный клапан 8 в камеру 18 реверсивного золотника 3, перемещая его в крайнее правое положение до упора 19.



Фиг. 175. Гидравлическая схема для возвратно-поступательного цикла работы с панелью управления С-1286 фирмы Уіскага.

Выход жидкости из правой камеры 18 происходит через дроссель 9, проточки 17 и 21 пилота управления 4 и через камеру 15 в бак.

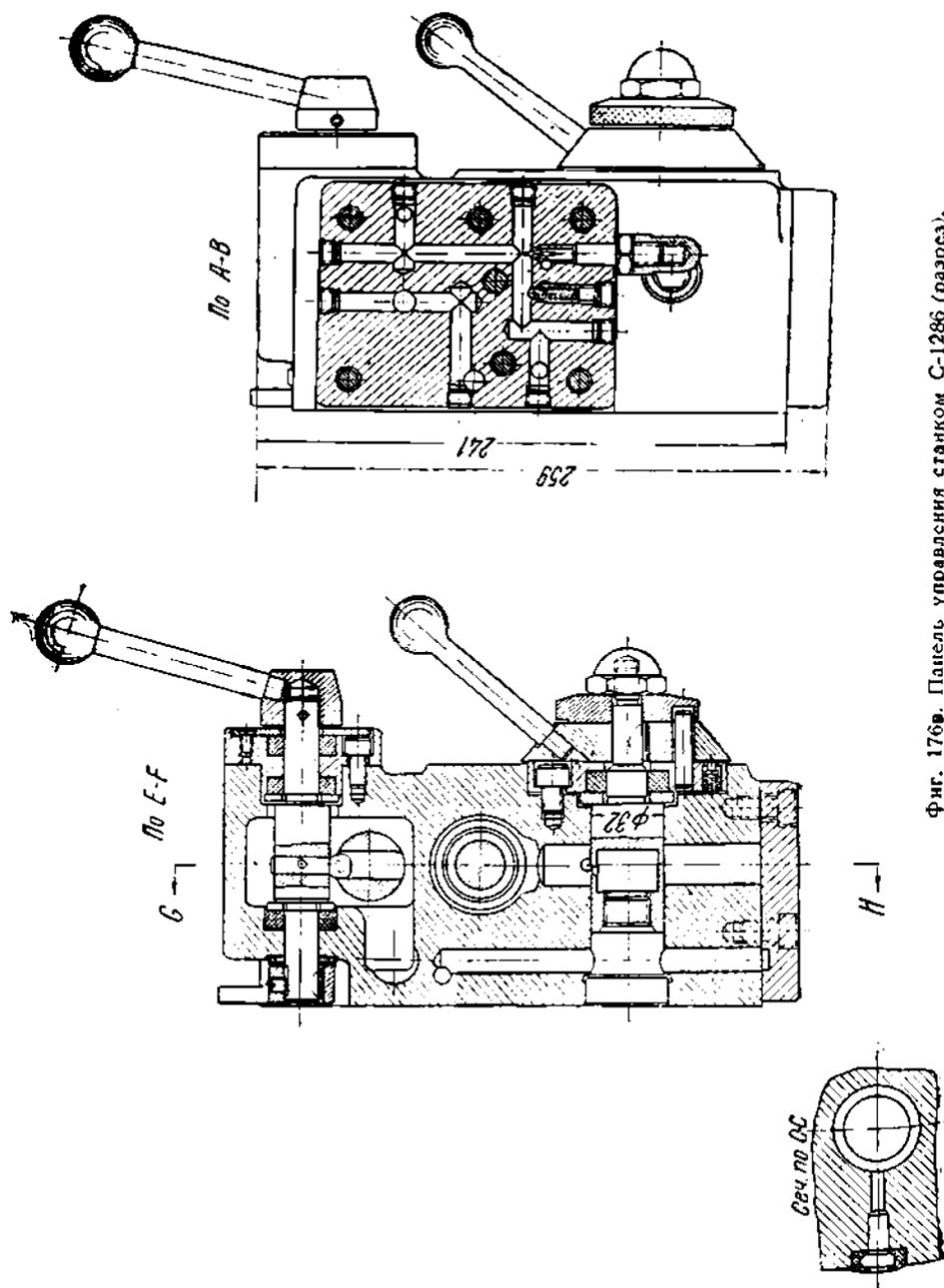
Переключение пилота управления 4 производится упорами, укрепленными на движущейся части станка; эти упоры, воздействуя на рычажки 22, поворачивают валик 23, ведущий за собой посредством рычажка 24 пилот управления 4 (см. также конструктивный чертеж на фиг. 176 а, б, в). Пилот 4 может быть также переключен вручную при по-



Фиг. 176а. Панель управления станком С-1286 (разр.сз).

моши рукоятки. Дросселями 9 достигается независимая регулировка скорости переключения реверсивного золотника 3 в обоих направлениях.

Как указывалось, система управления реверсивным золотником при помощи пилота не может обеспечить малых перебегов движущихся частей станка, что, однако, необходимо при некоторых видах работ. По-



Фиг. 176. Панель управления станком С-1286 (разрез).

этому в рассматриваемой схеме пилот 4 производит непосредственное торможение поршня рабочего цилиндра 10 путем перекрытия выхода масла из проточки 14 в камеру 15. Для достижения плавности торможения это перекрытие осуществляется конической частью 20 пилота управления 4.

Таким образом реверс поршня рабочего цилиндра 10 распадается на два процесса:

- 1) торможение — выполняется пилотом 4;
- 2) разгон — выполняется реверсивным золотником 3 и регулируется дроселями 9.

Для защиты системы от перегрузки предусмотрен предохранительный шариковый клапан 5, взаимодействующий с дозирующим клапаном 1, как это было описано в гл. IV (см. регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Vickers). Для демпфирования колебаний дозирующего клапана 1 предназначен клапан 7.

Для подвода жидкости к механизму подачи или другим вспомогательным устройствам станка могут быть использованы проточки 17, в которых предусмотрены соответствующие отверстия.

Конструктивное оформление панели обеспечивает быстрый демонтаж и повторный монтаж ее без необходимости отсоединения и присоединения трубопроводов системы. Рассматриваемая конструкция, так же как и панель управления, изображенная на фиг. 157 и 158, крепится при помощи шести винтов к плоскости станины станка, к которой подведены трубопроводы, соединяющие панель с насосом, баком и рабочим цилиндром.

Гидропанель описанной конструкции выпускается фирмой Vickers на давление до 68 *ати* при пропускной способности приблизительно до 72 л/мин и применяется в шлифовальных станках фирмой Fitchburg и в хонинг-станках — фирмой Barnes Drill.

Гидравлическая схема вертикального одношпindelного хонинг-станка 388 завода им. Ленина изображена на фиг. 177.

В гидросистеме этого станка применены следующие узлы:

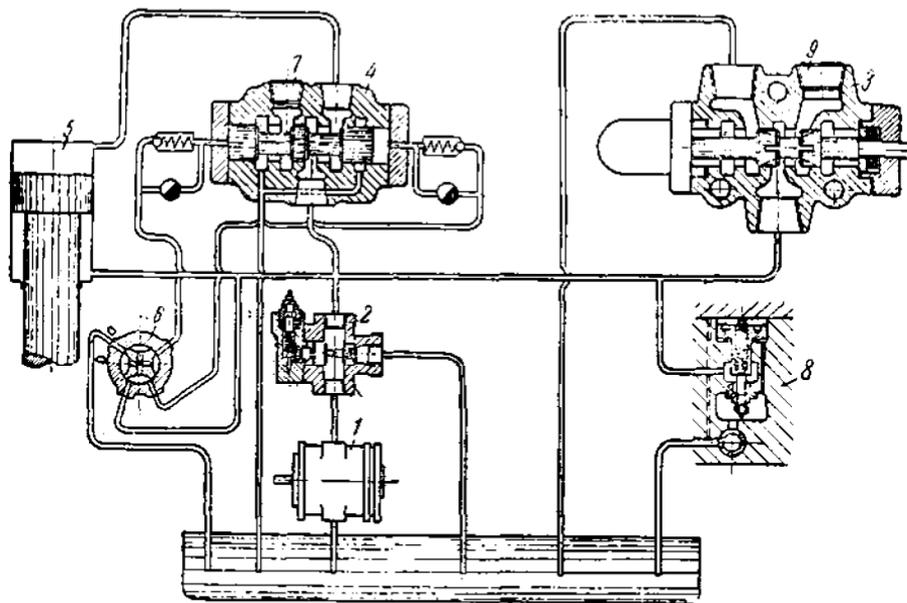
- а) лопастной насос двойного действия ПГ140Б, производства завода „Гидропривод“ (см. фиг. 24);
- б) клапан типа 545 (см. фиг. 60);
- в) панель управления, включающая в себя пилот 1, реверсивный золотник 2, дроссель 3 и клапан 4;
- г) рабочий цилиндр (типа, изображенного на фиг. 133).

Управление циклом может осуществляться вручную рукояткой 5 и автоматически упорами 6, 7 и 8.

Масло от насоса ПГ140Б через клапан 545 поступает к дросселю 3, которым устанавливается скорость возвратно-поступательного перемещения поршня. При положении пилота 1, соответствующем ходу поршня вниз, масло после дросселя 3 подается в камеру 9 реверсивного золотника 2; последний занимает новое положение, соединяя обе полости цилиндра друг с другом, и поршень перемещается вниз (см. схему на фиг. 133а). В конце хода поршня вниз упор 8, воздействуя на упор 6, поворачивает штангу с рукояткой 5, что при помощи зубчатого сектора и рейки приводит к перемещению пилота 1 в левое положение.

Реверсивный золотник 2 при этом занимает правое положение, соединяя рабочий цилиндр согласно принципиальной схеме фиг. 133б, и поршень перемещается вверх до тех пор, пока взаимодействие упоров 7 и 8 не переключит его опять на ход вниз. Скорости перемещения поршня вверх и вниз одинаковы.

Для медленного ввода хоны в обрабатываемое изделие рукоятка 5 устанавливается в положение „медленно вниз“; пилот 1 при этом занимает положение, изображенное условным пунктиром (см. положение золотников и направление движения масла при ходе поршня вниз на схеме фиг. 177). При таком положении пилота 1 масло, поступающее после дросселя 3 в систему, дополнительно дросселируется и скорость перемещения поршня снижается.



Фиг. 178. Гидравлическая схема вертикального хонинг-станка фирмы Barnes Drill.

Для остановки системы пилот 1 рукояткой 5 переводится в крайнее правое положение, при котором насос отсоединяется от рабочего цилиндра и разгружается на бак через дроссель 3.

Для предотвращения произвольного опускания хонинг-головки под действием ее собственного веса служит клапан 4, действующий аналогично клапану, изображенному на фиг. 70.

Гидравлическая схема вертикального хонинг-станка фирмы Barnes Drill дана на фиг. 178.

Гидравлическая схема этого станка разработана фирмой Vickers из следующих нормальных узлов, соединенных друг с другом трубами:

- лопастного насоса двойного действия;
- клапана (типа, изображенного на фиг. 58);
- реверсивного золотника (типа, изображенного на фиг. 115);

- г) поворотного пилота (типа, изображенного на фиг. 118);
- д) регулятора скорости (см. фиг. 97);
- е) золотника пуска и остановки (типа, изображенного на фиг. 110);
- ж) рабочего цилиндра (типа, изображенного на фиг. 133).

Жидкость от насоса 1 через клапан 2 поступает к реверсивному золотнику 4 и одновременно к нижней полости рабочего цилиндра 5. Реверсивный золотник 4 управляется поворотным пилотом 6, на который воздействуют упоры движущейся головки станка, согласно принципиальной схеме фиг. 119. Так как в рассматриваемой системе применен рабочий цилиндр типа, представленного на фиг. 133, причем нижняя полость его постоянно соединена с линией нагнетания насоса, то реверсивный золотник 4 выполняет попеременное соединение верхней полости цилиндра 5 с насосом (ход поршня вниз) или с баком (ход поршня вверх). Неиспользуемые каналы реверсивного золотника заглушены пробками 7. Скорости перемещения поршня вверх и вниз одинаковы. Регулирование скорости осуществляется регулятором скорости 8 (см. фиг. 97), включенным по принципиальной схеме фиг. 99.

Для пуска и остановки системы применен золотник 3, который в положении „стоп“ соединяет линию нагнетания насоса с баком. Неиспользуемые каналы золотника заглушены пробками 9. Клапан 2 предназначен для предохранения системы от перегрузки.

Гидравлическая схема горизонтальных хонинг-станков № 0-20 и № 0-30 фирмы Barnes Drill изображена на фиг. 179.

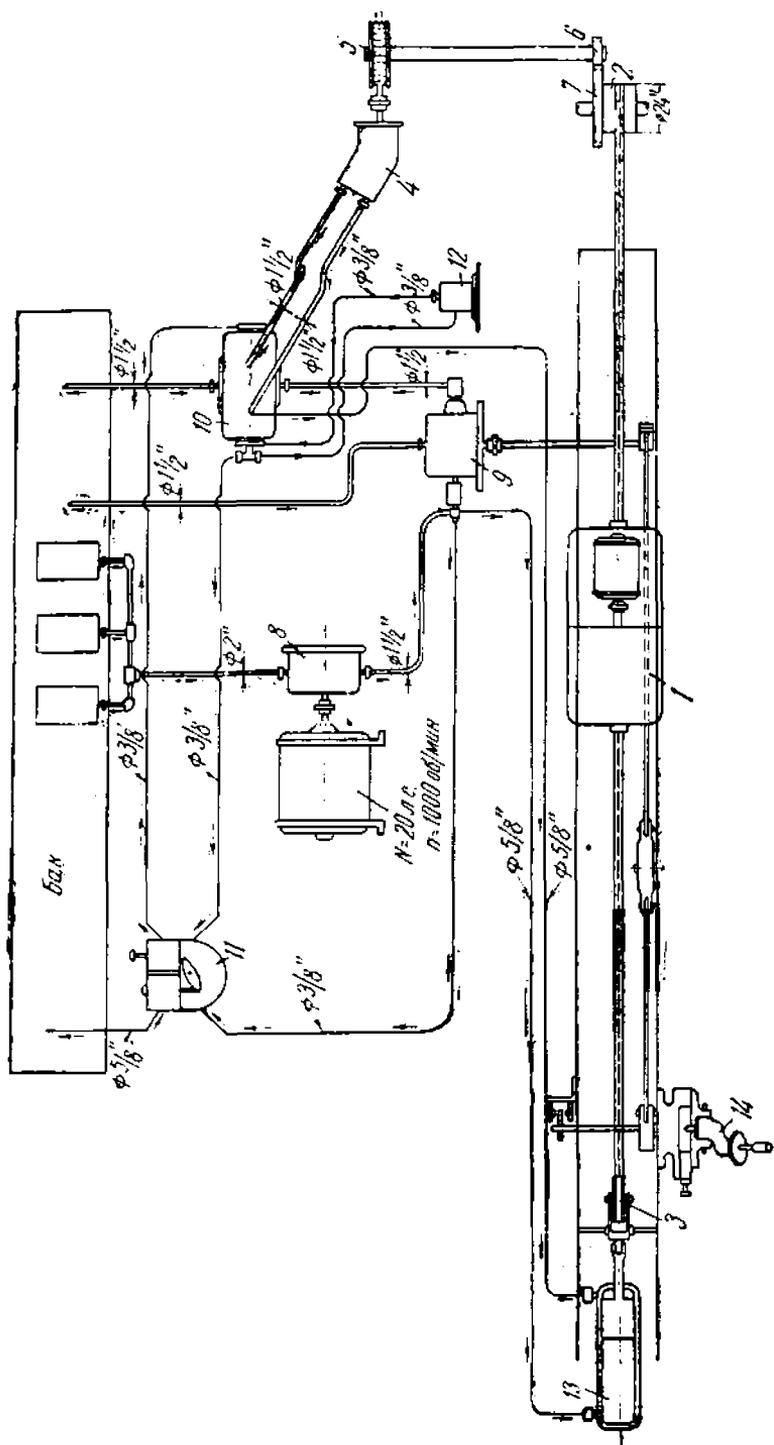
Гидравлические горизонтальные хонинг-станки фирмы Barnes Drill, применяемые в оружейном производстве для хонингования труб, отличаются большой длиной хода, достигающей до 20—30 м.

В этом случае осуществление возвратно-поступательного цикла работы хонинг-головки при помощи цилиндра нецелесообразно, так как изготовление цилиндров с такой длиной хода представляет большие затруднения. Поэтому для станков, у которых длина хода превышает 1,5—2 м, рациональным решением вопроса является применение гидропривода вращательного движения.

В станках фирмы Barnes Drill хонинг-головка 1 перемещается по направляющим при помощи троса, соединенного с барабаном 2 и перекинутым через натяжной ролик 3. Барабан 2 получает вращение от гидромотора 4 через червячную передачу 5 и шестерни 6 и 7. Гидравлическая схема привода, разработанная фирмой Vickers, включает следующие гидроузлы:

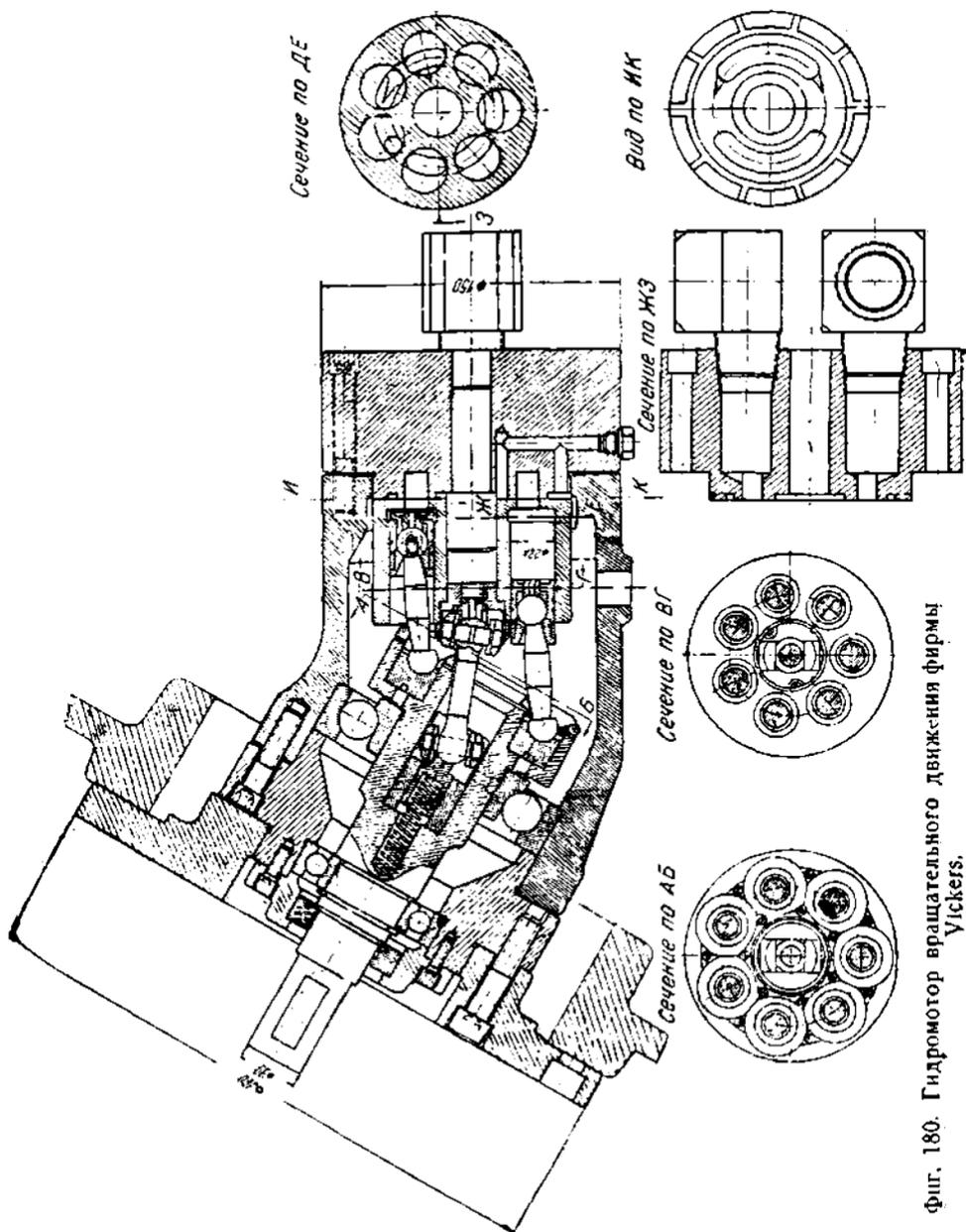
- а) лопастной насос двойного действия 8;
- б) регулятор скорости 9 (типа, изображенного на фиг. 100);
- в) реверсивный золотник 10 (типа, изображенного на фиг. 115);
- г) поворотный пилот 11 (типа, изображенного на фиг. 118), управляемый двумя соленоидами;
- д) дроссель регулировки паузы 12;
- е) цилиндр для натяжения троса 13;
- ж) поршневой гидромотор 4.

Гидромотор вращательного движения 4 по своей конструкции аналогичен поршневому насосу фирмы Vickers с торцевым распределением



Фиг. 179. Гидравлическая схема горизонтальных хонинг-станков № 0-20 и № 0-30 фирмы Barnes Drift.

(см. фиг. 48), на базе которого он изготавливается. Конструкцию гидромотора поясняет фиг. 180.



Фиг. 180. Гидромотор вращательного движения фирмы Vickers.

В отличие от насоса, изображенного на фиг. 48, гидромотор 4 не имеет механизма для изменения объема поршневых камер, что упрощает его конструкцию. Изменение числа оборотов вала гидромотора дости-

чается путем регулирования количества подаваемой жидкости, что выполняется регулятором скорости 9; последний взаимодействует с гидромотором 4 и насосом 8 по принципиальной схеме фиг. 100, обеспечивая независимость скорости перемещения головки от нагрузки.

Управление пуском и остановкой гидропривода производится рукояткой 14, которая через систему рычагов и тяг поворачивает дроссель регулятора скорости 9. Если дроссель закрыт, регулятор скорости не пропускает жидкости в систему и вал гидромотора неподвижен. При постепенном повороте рукоятки 13 регулятор скорости начинает пропускать масло в систему и вал гидромотора приходит во вращение сначала на пониженном числе оборотов, что необходимо для замедленного ввода хоны в обрабатываемое изделие.

В конце хода упор, укрепленный на головке, нажимает на концевой выключатель, включающий соленоид поворотного пилота 11; последний, поворачиваясь, переключает реверсивный золотник 10 (см. схему на фиг. 119), и вал гидромотора 4 реверсируется. Головка движется в обратном направлении; в конце хода при включении второго соленоида пилота 11 реверс повторяется.

Выдержка времени (пауза) при реверсе в конце хода осуществляется дросселем 12.

Для натяжения троса предназначен цилиндр 13.

При максимальном числе оборотов вала гидромотора (1000 об/мин) скорость возвратно-поступательного перемещения головки для станка № 0-20 составляет 28,3 м/мин, а для станка № 0-30 — 23 м/мин.

Гидравлическая схема горизонтального хонинг-станка 106 завода „Красный пролетарий“¹ изображена на фиг. 181.

Гидравлическая схема станка типа 106 осуществляет в основном такой же цикл работы, как и описанная выше система станка Barnes Drill.

Однако по принципу действия гидравлическая схема станка типа 106 отличается от схемы станка Barnes Drill, так как она построена на базе регулируемого поршневого насоса типа ПГ163, производства завода „Гидропривод“.

Регулируемый поршневой насос ПГ163 может подавать к гидромотору 1 переменное количество жидкости, регулируемое в пределах от 13 до 200 л/мин. Регулирование производится при помощи сервомотора 2, воздействующего на механизм изменения производительности насоса. Взаимодействие сервомотора 2 с механизмом изменения производительности насоса, кроме того, осуществляет реверсирование потока жидкости, подаваемого к гидромотору 1.

Гидромотор 1 выполняется на базе насоса ПГ163, отличаясь от него отсутствием механизма изменения объема поршневых камер, и приводит во вращение барабан 3 через червячную передачу 4 и пару шестерен 5 и 6. Так же как и в станках Barnes Drill, хонинг-головка 7 совершает возвратно-поступательное движение при помощи троса, соединенного с барабаном 3 и перекинутого через натяжной ролик 8.

¹ Гидропривод разработан лабораторией гидроприводов ЭНИМС.

Пуск и остановка гидропривода производятся пусковой рукояткой 9, которая через систему передач связана с подвижной конусной линейкой 10. При передвижении последней в крайнее левое положение рычаг 11 ставится в среднее положение; так как другой конец рычага 11 через тягу 12 соединен с сервомотором 2, последний занимает тоже среднее положение, при котором эксцентриситет насоса ПГ163 равен нулю, и подача жидкости в систему не производится.

Одновременно упор 13, закрепленный на конусной линейке 10, ставит поворотный пилот 14 (см. фиг. 118) в положение, при котором жидкость от шестеренчатого вспомогательного насоса 15 подается к золотнику пуска и остановки 20; последний соединяет обе полости насоса друг с другом. Это препятствует подаче жидкости насосом в систему, что возможно при неточности в установке эксцентриситета на нуль.

При пуске системы конусная линейка 10 смещается вправо. Рычаг 11 под действием цилиндра 16 имеет возможность повернуться в пределах, допускаемых положением конусной линейки. Цилиндр 16 находится под давлением жидкости шестеренчатого насоса 15, причем соединение верхней или нижней полости цилиндра 16 с линией нагнетания насоса выполняется пилотом 17, управляемым соленоидом.

Поворот рычага 11 через тягу 12 передается сервомотору 2, который воздействует на механизм изменения производительности насоса ПГ163, и последний подает жидкость к гидромотору 1. Одновременно упор 13 переводит поворотный пилот 14 во второе положение и золотник пуска и остановки разъединяет полости насоса ПГ163 друг от друга.

Чем больше конусная линейка 10 смещается вправо, тем больше эксцентриситет насоса ПГ163 и число оборотов вала гидромотора 1.

Ввод хоны в обрабатываемое изделие производится на малой скорости при пониженном числе оборотов вала гидромотора 1, что достигается соответствующей установкой рукоятки 9.

В конце хода упор, укрепленный на головке 7, включает соленоид пилота 17, который реверсирует направление потока жидкости, поступающей к цилиндру 16. Шток цилиндра 16 переводит рычаг 11, прижимая его к противоположному упору конусной линейки 10. В результате этого сервомотор 2 воздействует на механизм изменения производительности насоса ПГ163; направление потока жидкости реверсируется, и вал гидромотора начинает вращаться в обратном направлении с тем же числом оборотов. В конце обратного хода головки 7 реверс совершается аналогично.

Насос ПГ163 с гидромотором 1 образует замкнутую систему, в которой компенсация утечек производится шестеренчатым насосом 15 через обратные клапаны 18. Для лапинг-процесса предусмотрен индексующий цилиндр 19.

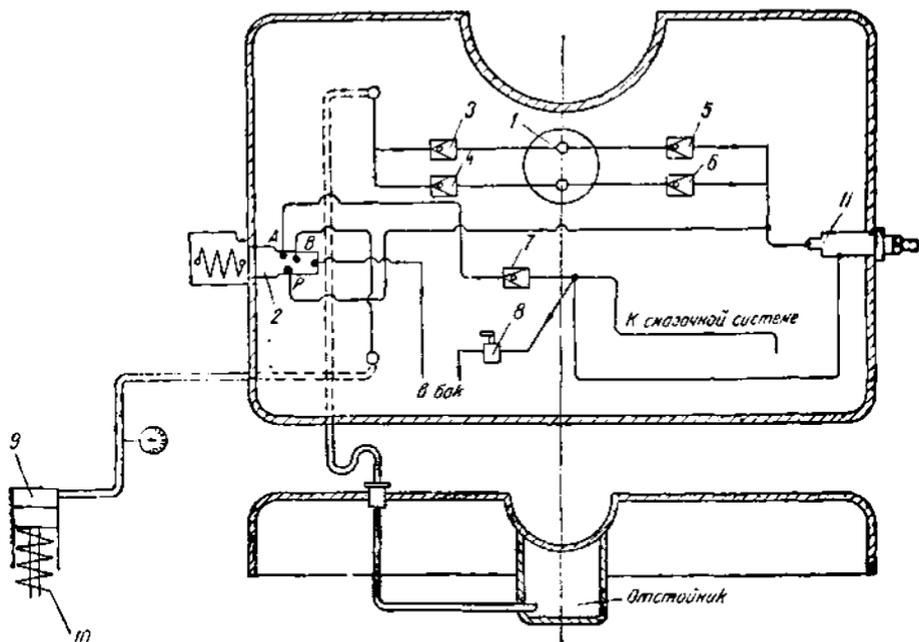
Описанная гидросистема обеспечивает бесступенчатое регулирование числа оборотов вала гидромотора 1 в пределах от 50 до 750 об/мин, что соответствует изменению скорости возвратно-поступательного движения головки 7 от 1,82 до 27,25 м/мин.

Гидравлическая схема для разжима хоны горизонтального хонинг-станка фирмы Barnes Drill изображена на фиг. 182.

Эта гидравлическая схема составлена из узлов фирмы Vickers, которые смонтированы в хонинг-головке станка.

Шестеренчатый насос 1 (см. фиг. 18) засасывает масло из отстойника и подает его к осевому пилоту 2 (типа, изображенного на фиг. 121), управляемому при помощи соленоида.

Вал шестеренчатого насоса 1 получает вращение от вала электромотора, приводящего в движение хону. Чтобы обеспечить неизменное направление потока жидкости, подаваемого насосом 1 в систему при реверсе вала электромотора, предусмотрены обратные клапаны 3, 4, 5 и 6. При вращении вала шестеренчатого насоса 1 по часовой стрелке масло



Фиг. 182. Гидравлическая схема для разжима хоны горизонтального хонинг-станка фирмы Barnes Drill.

засасывается из отстойника через обратный клапан 3 и нагнетается к пилоту 2 через обратный клапан 6. Клапаны 4 и 5 давлением жидкости закрываются, разделяя нагнетательную и всасывающую линии насоса друг от друга. При изменении направления вращения вала всасывающая полость насоса становится нагнетательной, а нагнетательная — всасывающей. Тогда масло засасывается через клапан 4 и нагнетается через клапан 5, а клапаны 3 и 6 закрываются.

Если соленоид пилота 2 выключен, линия нагнетания насоса P соединена с линией A, и масло, подаваемое насосом, направляется к смазочной системе и в бак через обратный клапан 7 и кран 8.

Линия B, ведущая к цилиндру разжима хоны 9, соединена с баком, и поршень цилиндра под действием пружины 10 занимает исходное положение.

При включении соленоида пилот 2 соединяет линию нагнетания P с линией B и поршень цилиндра 9 перемещается, разжимая бруски хоны. Необходимое усилие разжима хоны регулируется шариковым клапаном 11, через который жидкость направляется к смазочной системе и в бак через кран 8. Линия A соединяется пилотом 2 с баком и обратный клапан 7 закрывается.

ГЛАВА VIII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПРОТЯЖНЫХ СТАНКОВ

Применение гидравлики позволяет наиболее просто и надежно развивать большие усилия при минимальном износе механизмов станка. Это преимущество используется в протяжных станках, в которых гидравлика находит широкое применение для осуществления привода главного движения. Кроме этого основного назначения в протяжных станках при помощи гидравлики выполняется также ряд вспомогательных функций: зажим изделия, перемещение стола с обрабатываемым изделием, подвод инструмента к изделию, блокировка механизмов станка и т. п.

Основной цикл работы протяжных станков включает рабочий ход, во время которого происходит протягивание изделия, и быстрый обратный ход в исходное положение. В зависимости от назначения станка возможны более сложные циклы, включающие действие вспомогательных механизмов в весьма разнообразных комбинациях.

Компоновку гидросистем протяжных станков целесообразно выполнять на базе рассмотренных ранее отдельных унифицированных элементов (насосов, клапанов, регуляторов скорости, аппаратуры управления и рабочих цилиндров).

В настоящей главе рассматриваются наиболее типичные гидравлические схемы протяжных станков, выполненные на основе следующих принципов:

- 1) ступенчатого регулирования;
- 2) дроссельного регулирования;
- 3) комбинированного регулирования;
- 4) регулируемого поршневого насоса.

Гидравлическая схема ступенчатого регулирования горизонтального протяжного станка 754 для наружной протяжки завода им. Свердлова¹ изображена на фиг. 183.

Рабочий цилиндр протяжки 11 питается от двух лопастных насосов постоянной производительности 2 (типа, изображенного на фиг. 19.) Каждый насос приводится во вращение от индивидуального электромотора. Один из насосов 2 имеет производительность 100 л/мин; если включен электромотор только этого насоса, то рабочая скорость протяжки составляет 2 м/мин. Второй насос имеет производительность 200 л/мин, что соответствует скорости протягивания 4 м/мин.

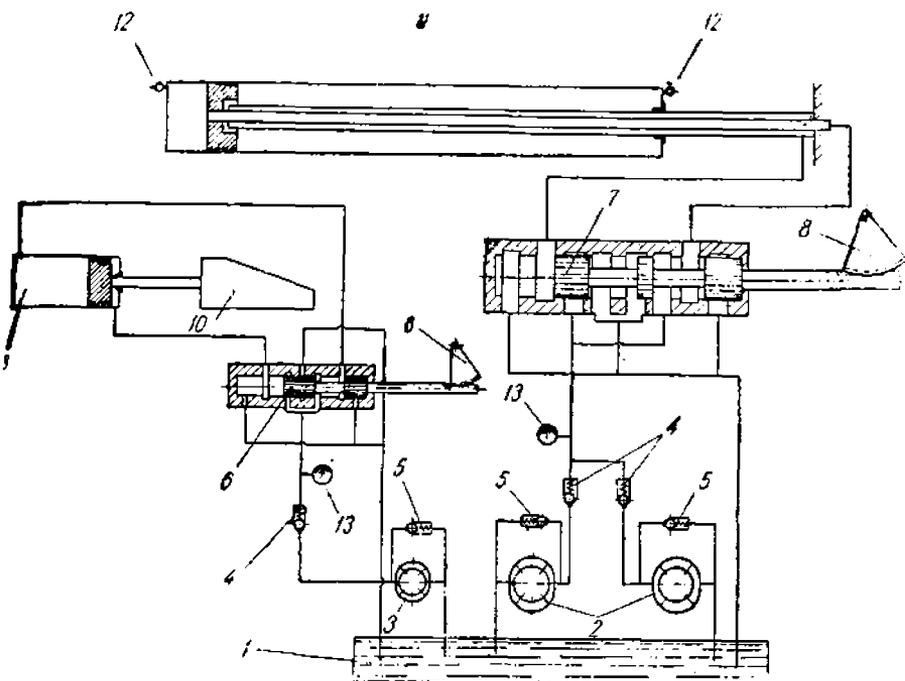
При одновременном включении электромоторов обоих насосов может быть получена третья скорость — 6 м/мин. Оба насоса снабжены

¹ Гидропривод станка разработан лабораторией гидроприводов ЭНИМС.

обратными клапанами 4, обеспечивающими возможность как параллельной, так и независимой работы насосов (см. гл. I „Гидравлические системы ступенчатого регулирования“).

Управление циклом осуществляется золотником 7, который переключается при помощи зубчатого сектора 8 вручную или от упоров станка.

При положении золотника 7, изображенном на схеме фиг. 183, масло от насосов 2 поступает сквозь полый (неподвижно закрепленный) шток в левую полость цилиндра 11 и последний перемещается вправо, совершая рабочий ход. При переводе золотника 7 в среднее положение



Фиг. 183. Гидравлическая схема ступенчатого регулирования горизонтального протяжного станка 754 для наружной протяжки завода им. Свердлова.

насосы 2 разгружаются на бак. При смещении золотника 7 влево от среднего положения масло через второе отверстие в штоке поступает в правую полость цилиндра 11, который совершает обратный ход.

Для зажима детали предназначен цилиндр 9 с клином 10. Питание цилиндра 9 осуществляется насосом 3, а управление зажимом — золотником 6, действие которого аналогично действию золотника 7.

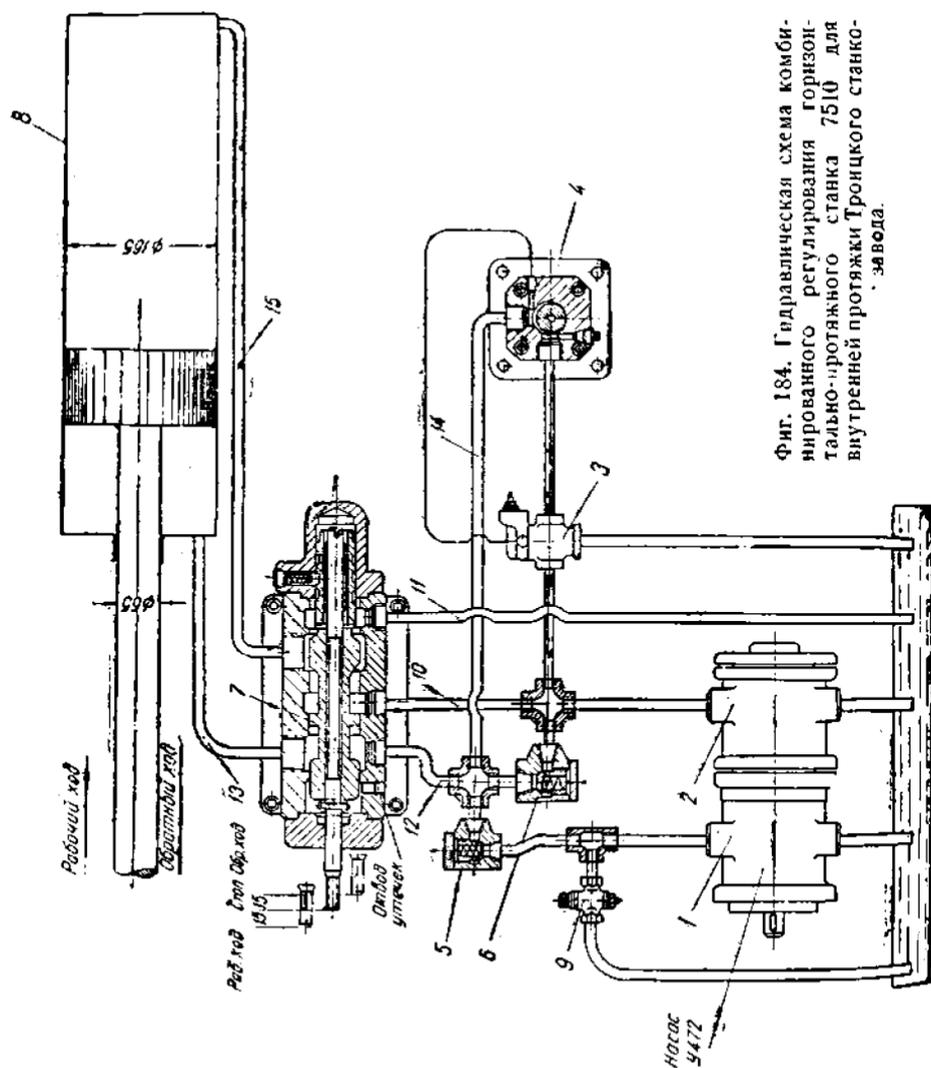
Для защиты от перегрузки предназначены предохранительные клапаны 5, а для спуска воздуха из цилиндра — краны 12. Давление в системе контролируется манометрами 13.

Развиваемое усилие протягивания 28 т.

Гидравлическая схема комбинированного регулирования горизонтально-протяжного станка 7510 для

внутренней протяжки Троицкого станкозавода
изображена на фиг. 184.

Гидравлическая схема этого станка построена на основе комбинации систем ступенчатого и дроссельного регулирования.



Фиг. 184. Гидравлическая схема комбинационного регулирования горизонтально-протяжного станка 7510 для внутренней протяжки Троицкого станкозавода.

В гидросистему станка входят следующие узлы:

а) двоянный лопастной насос У472 (см. фиг. 26), состоящий из двух насосов 1 и 2 производительностью 32 л/мин каждый;

б) клапан 545, обозначенный на схеме фиг. 184 цифрой 3 (см. фиг. 58);

¹ Гидропривод станка разработан лабораторией гидроприводов ЭНИМС.

- в) дроссель 4;
- г) обратные клапаны 5 и 6 (см. фиг. 63);
- д) золотник 7 (типа, изображенного на фиг. 110);
- е) рабочий цилиндр 8;
- ж) кран 9.

Ступенчатое регулирование осуществляется краном 9. Если этот кран закрыт, оба насоса 1 и 2 подают жидкость в систему; если кран 9 открыт, насос 1 разгружается на бак и в работе участвует только насос 2.

Управление циклом выполняется при помощи золотника 7, который имеет три положения: „рабочий ход“, „стоп“ и „обратный ход“. Переключение золотника с позиций „рабочий ход“ и „обратный ход“ в позицию „стоп“ производится автоматически от упоров. Переключение с позиции „стоп“ на „рабочий ход“ или „обратный ход“ (пуск станка) производится вручную.

Рассмотрим работу гидравлической системы при параллельной работе насосов 1 и 2 (кран 9 закрыт). В позиции „стоп“ (среднее положение золотника 7) насос 1 подает масло через обратные клапаны 5 и 6 в линию 10, соединенную непосредственно с насосом 2; линия 10 соединяется золотником 7 с линией 11 и оба насоса разгружаются на бак. При перемещении золотника 7 влево в позицию „рабочий ход“ линия 10 и соединенная с ней протока золотника 7 изолируются от системы. В этом случае насос 1 подает масло через обратный клапан 5, линию 12, золотник 7 и линию 13 в левую полость рабочего цилиндра 8. Поршень которого перемещается вправо, совершая рабочий ход. Насос 2 осуществляет подачу жидкости через клапан 3 и дроссель 4 тоже в линию 12 и в левую полость цилиндра 8. Клапан 3 и в сочетании с ним дроссель 4, будучи соединены тонкой трубкой 14, образуют регулятор скорости, работающий по принципиальной схеме фиг. 110 (см. гл. III— „Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Vickers“), что обеспечивает независимость количества жидкости, пропускаемой дросселем 4, от давления, а следовательно, и независимость скорости протягивания от усилия.

Регулировкой дросселя 4 может быть установлена нужная скорость протягивания, но не ниже скорости, определяемой производительностью насоса 1.

Выход жидкости из правой полости цилиндра 8 происходит по трубопроводу 15 через золотник 7 и по трубопроводу 11 в бак. В конце рабочего хода упор, укрепленный на каретке станка, переключает золотник 7 в положение „стоп“; оба насоса разгружаются на бак и поршень цилиндра 8 останавливается. При перемещении золотника 7 из позиции „стоп“ вправо система переключается на обратный ход. В этом случае линии 10, 12, 13 и 15 соединяются друг с другом и жидкость от обоих насосов поступает в обе полости рабочего цилиндра 8, поршень которого совершает обратный ход с большой скоростью (см. гл. V, фиг. 134). В конце обратного хода соответствующий упор переключает золотник 7 в позицию „стоп“. Для выхода жидкости из левой полости цилиндра 8 при торможении поршня предназначен обратный клапан 6.

Работа системы на одном насосе 2 при выключенном насосе 1 (кран 9 открыт) происходит аналогично. Обратный клапан 5 давлением жид-

кости в системе закрывается; регулировкой дросселя 4 может быть установлена скорость протягивания в пределах, определяемых производительностью насоса 2.

Следует обратить внимание, что эта схема предусматривает автоматическую блокировку, исключающую возможность работы системы с излишним расходом мощности на дросселирование, так как при закрытом кране 9 не может быть получена скорость протягивания ниже величины, определяемой производительностью насоса 1. Чтобы получить пониженную скорость, надо обязательно открыть кран 9 и тем самым выключить насос 1.

Рассмотренная гидравлическая система обеспечивает следующие паспортные данные станка:

Усилие протягивания — 10 т.

Скорость рабочего хода — в пределах 3,55 м/мин.

Скорость обратного хода — 19,4 м/мин

Выполненные по описанному принципу гидравлические схемы могут применяться и для более мощных протяжных станков.

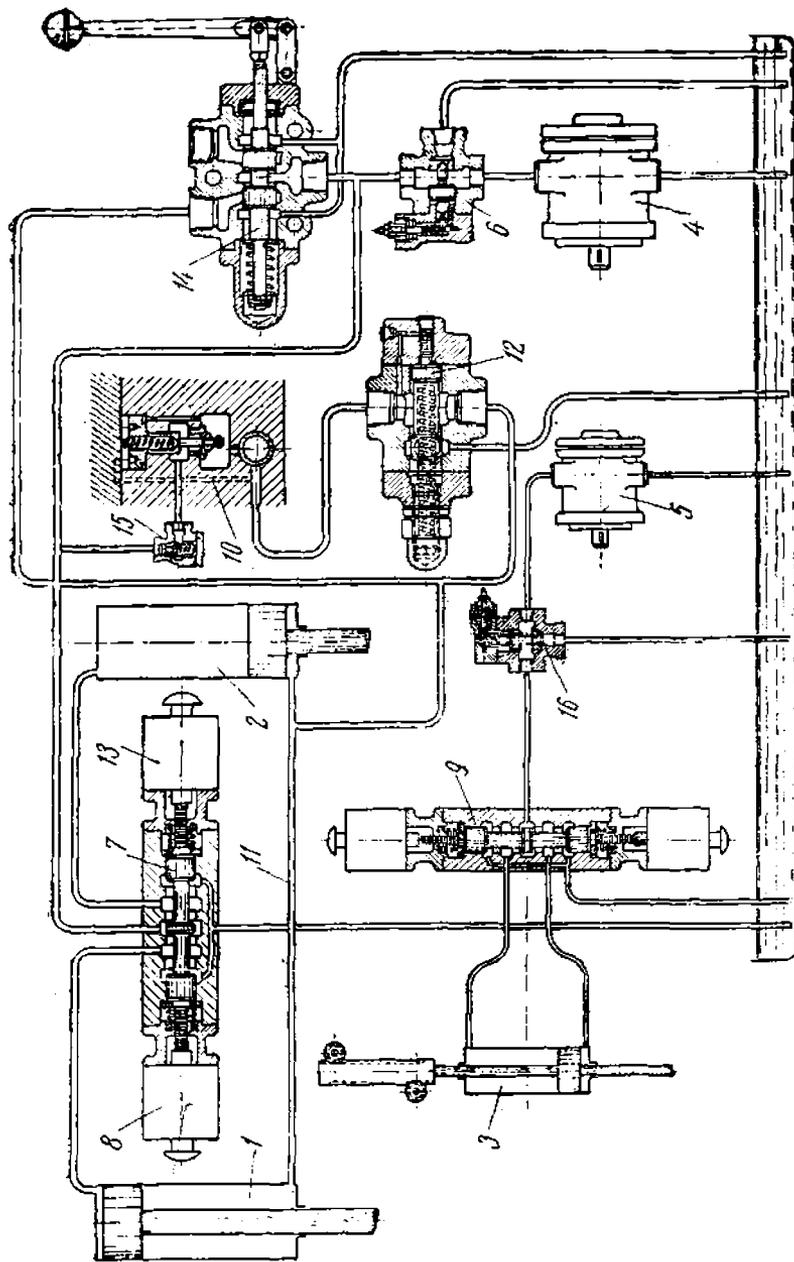
Гидравлическая схема дроссельного регулирования фирмы Vickers для вертикального протяжного станка Duplex изображена на фиг. 185.

В протяжных станках типа Duplex применяются два рабочих цилиндра 1 и 2. В то время как поршень одного из цилиндров совершает рабочий ход, перемещая протяжку для обработки изделия, поршень второго цилиндра возвращается в исходное положение. Таким образом, поршни обоих цилиндров совершают рабочие ходы попеременно; обрабатываемое изделие может устанавливаться на двух столах, которые перемещаются при помощи цилиндра 3. Когда один стол подведен к протяжке и закрепленное на нем изделие обрабатывается, второй стол отведен, что позволяет снять обработанное изделие и установить новую заготовку; при таком устройстве достигается высокая производительность станка.

В рассматриваемой схеме рабочие цилиндры 1 и 2 питаются лопастным насосом двойного действия типа Vickers 4, а цилиндр перемещения столов 3 — насосом 5. Насос 4 подает жидкость через клапан 6 (см. фиг. 58) к трехпозиционному золотнику 7 с соленоидным управлением.

В среднем положении золотника 7 насос 4 разгружается на бак и система не работает. При включении соленоида 8 золотник 7 соединяет линию нагнетания насоса с верхней полостью рабочего цилиндра 1; поршень последнего опускается, совершая рабочий ход и вытесняя жидкость из нижней полости цилиндра 1 в нижнюю полость цилиндра 7. Вследствие этого поршень цилиндра 2 поднимается, вытесняя жидкость из верхней полости через золотник 7 в бак.

Во время рабочего хода поршня цилиндра 1 соответствующий стол с изделием при помощи цилиндра 3, управляемого трехпозиционным золотником 9, подведен к протяжке цилиндра 1, а второй стол находится в исходном положении. Устройство золотника 9 аналогично золотнику 7. Регулирование скорости перемещения поршней цилиндров 1 и 2 выполняется регулятором скорости 10 на основе принципиальной схемы фиг. 99. В отличие от схемы фиг. 99 жидкость после регулятора скорости направляется в линию 11, соединяющую нижние полости цилиндров 1 и 2;



Фиг. 185. Гидравлическая схема дросельного регулирующего вертикального клапана Vickers для вертикального регулирующего станка Duplex.

при таком устройстве поршень, совершающий обратный ход, всегда приходит в верхнее положение раньше, чем поршень, совершающий рабочий ход, приходит в нижнее, что необходимо для правильного действия системы. Обеспечивается это тем, что поток жидкости, проходящий через регулятор скорости 10 в линию 11, складываясь с потоком жидкости, вытекаемым из нижней полости цилиндра 1, сообщает поршню цилиндра 2, совершающему обратный ход, скорость, превышающую ту, с которой перемещается поршень цилиндра 1.

Клапан 12 (см. фиг. 61) предназначен для выхода жидкости из нижней полости цилиндра 1, когда поршень цилиндра 2, закончив свой обратный ход, упирается в жесткий упор; вследствие повышения давления в линии 11 клапан 12, перемещаясь влево, открывает для жидкости выход из нижней полости цилиндра 1 в бак. В конце рабочего хода поршня цилиндра 1 замыкаются контакты концевого выключателя, включающего соленоид золотника 9. Действие последнего вызывает перемещение поршня цилиндра 3 и стол с обработанным изделием отходит от протяжки цилиндра 1, а второй стол подводится к протяжке цилиндра 2.

При помощи электрических устройств станок может работать по полуавтоматическому или автоматическому циклу. В первом случае после подвода стола к протяжке цилиндра 2 цикл заканчивается, соленоид 8 выключается и золотник 7 занимает среднее положение, разгружая систему. Для повторения цикла надо нажимом кнопки включить соленоид 13, перемещающий золотник 7 влево; тогда линия нагнетания насоса 4 соединяется с верхней полостью цилиндра 2, поршень которого, опускаясь, совершает рабочий ход, а поршень цилиндра 1 поднимается в исходное положение. При работе по автоматическому циклу после подвода стола к протяжке цилиндра 2 соленоид 13 включается автоматически и система работает непрерывно до тех пор, пока не будет нажата кнопка „стоп“.

Для наполнения маслом нижних полостей цилиндров 1 и 2 или для их опорожнения, что требуется при наладке станка, предназначен трехпозиционный золотник 14 (см. фиг. 110).

Среднее положение этого золотника соответствует работе станка по автоматическому или полуавтоматическому циклу. Если золотник 14 переместить вправо, то линия 11 соединяется с баком и туда же направляется масло из нижних полостей цилиндров 1 и 2; поршни цилиндров занимают при этом нижние положения. Если золотник 14 переместить влево, линия 11 соединяется с линией нагнетания насоса и нижние полости обоих цилиндров могут быть заполнены маслом.

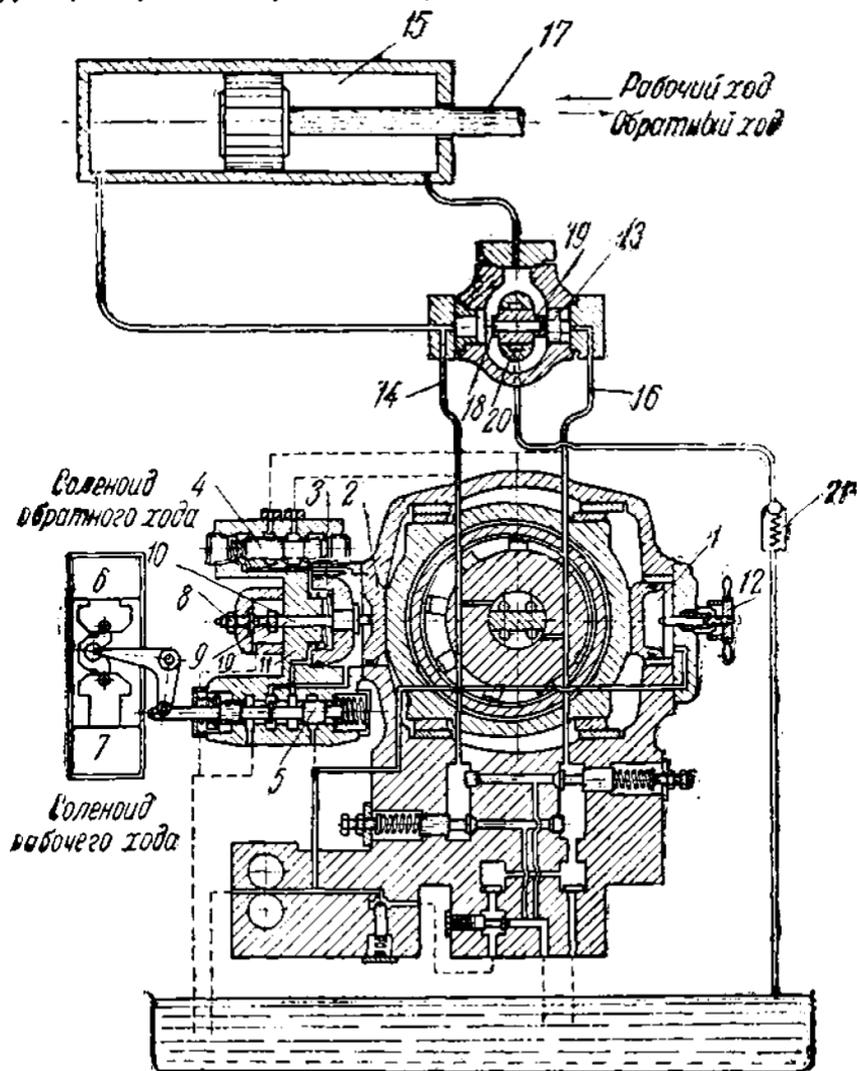
Для предотвращения при среднем положении золотника 7 выхода масла из линии 11 поставлен обратный клапан 15 (см. фиг. 63).

Для предохранения системы от перегрузки предусмотрены клапаны 6 и 16 (см. фиг. 58).

Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом горизонтально-протяжного станка типа XL для внутренней протяжки фирмы Oil-Geag изображена на фиг. 186.

Гидравлическая схема этого станка построена на базе регулируемого поршневого насоса фирмы Oil-Geag модификации DX (см. гл. II, фиг. 42) и предусматривает тот же цикл работы, что и описанная выше схема станка 7510.

Действие механизмов насоса, рассмотренное в гл. II, дополняется в настоящей схеме работой золотника автоматического управления 13. При включении соленоида обратного хода 6 насос нагнетает жидкость по трубопроводу 14 в левую полость рабочего цилиндра 5. Так как линия



Фиг. 186. Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом горизонтально-протяжного станка типа XL для внутренней протяжки фирмы Oil-Gear.

16 в этот момент соединена с полостью всасывания насоса, золотник 13 занимает правое положение, при котором обе полости цилиндра 15 соединены друг с другом. Поэтому поршень цилиндра 15 перемещается вправо с большой скоростью (см. схему на фиг. 134), что соответствует обратному ходу каретки станка.

При рабочем ходе включается соленоид 7 и направление потока подаваемой насосом жидкости реверсируется. В этом случае насос нагнетает жидкость по линии 16 и золотник 13 перемещается влево, соединяя правую полость цилиндра 15 с линией 16; поршень цилиндра 15 перемещается влево, совершая рабочий ход. При этом количество жидкости, вытесняемой из левой полости цилиндра 15, в результате наличия штока 17, больше, чем количество жидкости, нагнетаемой, а следовательно, и всасываемой насосом. Выход излишнего количества жидкости в бак происходит через отверстия 18 и 19 в золотнике 13, проточку 20 и клапан 21.

Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка для наружной протяжки фирмы Oil-Geag изображена на фиг. 187.

Цикл работы этого станка предусматривает кроме рабочего и обратного ходов протяжки автоматический подвод и отвод стола с обрабатываемым изделием.

В описываемой гидравлической системе применены регулируемый поршневой насос модификации DX и золотник автоматического управления 13, совместное действие которых такое же, как и в схеме фиг. 186.

Подвод и отвод стола осуществляются при помощи цилиндра 22, заблокированного гидравлически с рабочим цилиндром 15. При рабочем ходе насос нагнетает жидкость по трубопроводу 16 к проточке 23 цилиндра 22. Так как обратный клапан 24 закрывает путь жидкости к золотнику 13, перемещение поршня цилиндра 15 невозможно до тех пор, пока поршень цилиндра 22, переместившись вниз, не подведет стол с изделием к протяжке. Соединение проточек 23 и 25 откроет путь жидкости к золотнику 13 и далее в верхнюю полость цилиндра 15, поршень которого совершает рабочий ход. Поступление жидкости из нижней полости цилиндра 15 к высасывающей линии насоса 14 происходит через обратный клапан 26. При переключении системы на обратный ход блокировка действует аналогично, обеспечивая невозможность обратного хода поршня цилиндра 15, прежде чем стол с изделием не будет отведен при помощи цилиндра 22 в исходное положение.

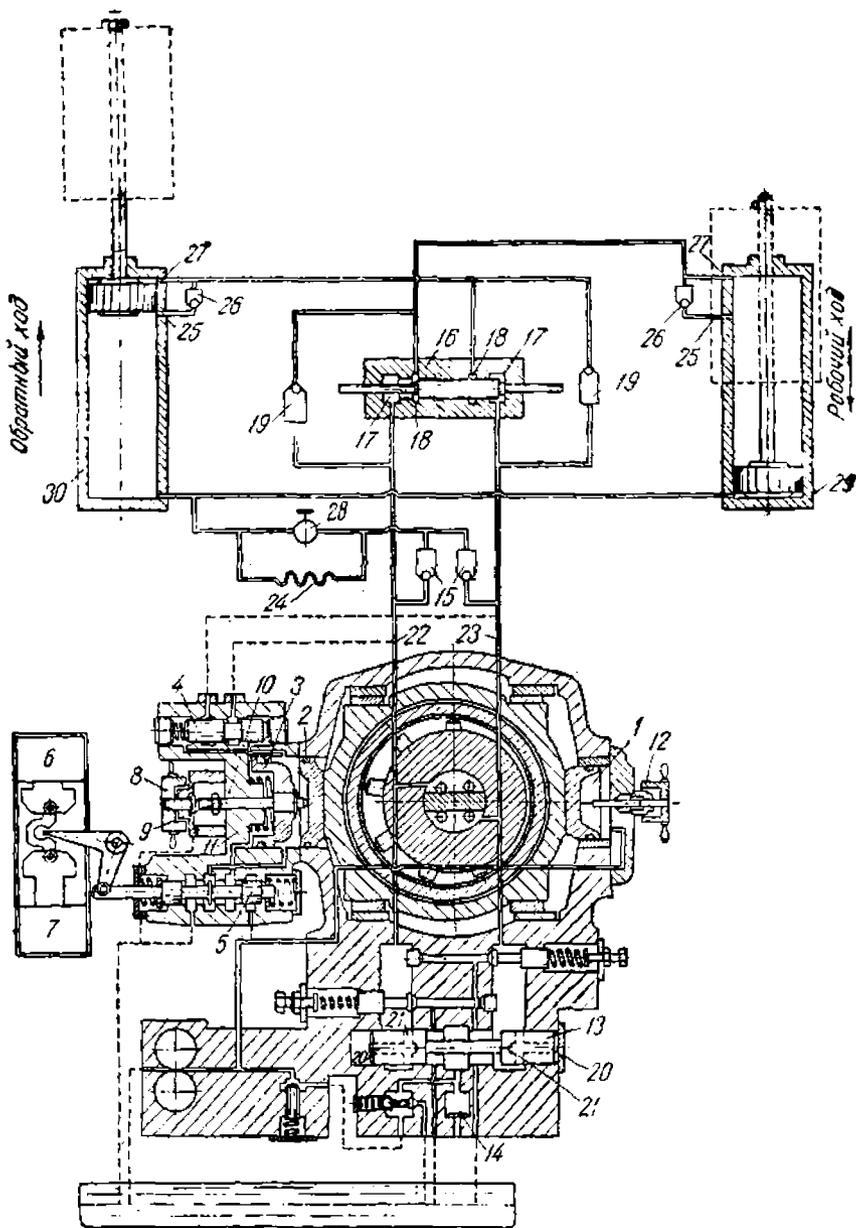
Для предотвращения произвольного опускания поршня цилиндра 15 вместе с плитой станка под действием собственного веса предназначен клапан 27 (см. фиг. 70).

Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка Duplex типа XD для наружной протяжки фирмы Oil-Geag изображена на фиг. 188.

Гидравлическая схема этого станка предусматривает цикл работы, аналогичный циклу схемы фиг. 185.

Как и схемы, представленные на фиг. 186 и 187, гидросистема станка Duplex построена на базе регулируемого поршневого насоса модификации DX, вспомогательные механизмы которого, однако, в некоторых деталях значительно отличаются от схемы фиг. 42.

Управление всасыванием производится при помощи золотника 13, снабженного отверстиями 20 и 21. Когда насос нагнетает жидкость по линии 22, давление, развиваемое в системе через отверстия 20 и 21, передается на торец золотника 13, который смещается вправо, что дает



Фиг. 188. Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка Duplex типа XD для наружного протягивания фирмы Oil-Gear.

возможность насосу засасывать масло из бака в линию 23 через всасывающий клапан 14. При реверсировании потока жидкости, подаваемой насосом, линия 23 становится нагнетательной, а линия 22 всасывающей, и золотник 13 перемещается влево; масло засасывается из бака через клапан 14 в линию 22.

В отличие от схемы фиг. 42 упор 8 в схеме фиг. 188 заменен штурвалом 8, так как применение насоса DX в станке Duplex требует наладочной регулировки производительности при обоих направлениях подачи жидкости.

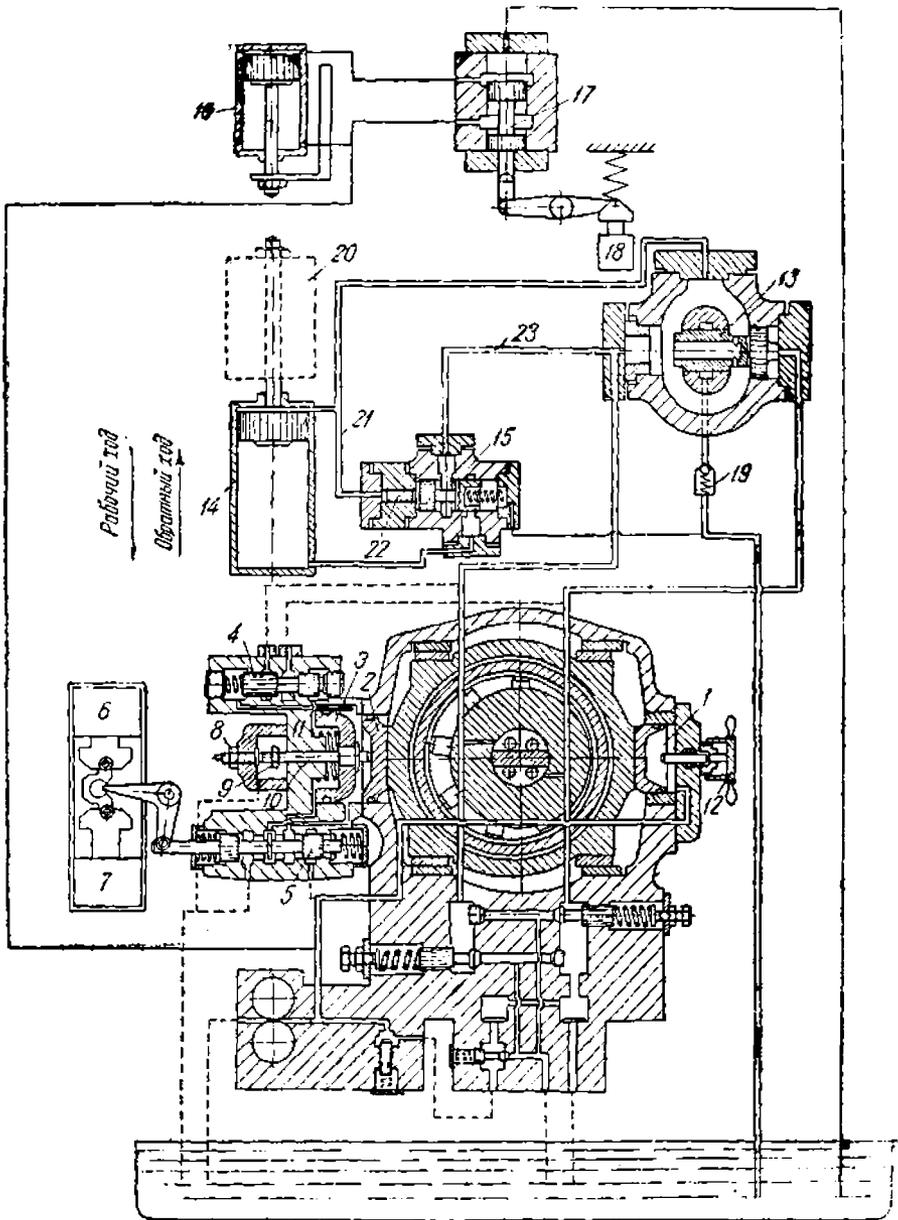
Перемещения столов с обрабатываемым изделием осуществляются при помощи цилиндра 16. Когда поршень этого цилиндра перемещается вправо, один стол с изделием подводится к протяжке цилиндра 29, а второй стол отводится от протяжки цилиндра 30; при перемещении поршня цилиндра 16 влево перемещение столов происходит в обратном порядке. Цилиндр 16 гидравлически заблокирован с цилиндрами 29 и 30 при помощи проточек 17 и 18 и обратных клапанов 19 на основе принципа, разобранного при рассмотрении схемы фиг. 187.

Чтобы поршень рабочего цилиндра, совершающий обратный ход, приходил в крайнее верхнее положение раньше, чем второй поршень закончит свой рабочий ход, нижние полости цилиндров 29 и 30 соединены через тонкую спиральную трубку 24 и обратные клапаны 15 с линиями 22 и 23 насоса. Если поток жидкости нагнетается насосом по линии 22, то соединенный с ней обратный клапан 15 открывается, а второй клапан 15 закрывается. При этом в нижнюю полость цилиндра, поршень которого совершает обратный ход, поступает дополнительно жидкость в количестве, зависящем от пропускной способности (сопротивления) трубки 24. Последняя подобрана таким образом, чтобы скорость обратного хода несколько превышала скорость рабочего хода. При реверсировании системы жидкость через трубку 24 поступает из линии 23, которая в данном случае будет нагнетательной; при этом обратный клапан 15, соединенный с линией 23, открывается, а второй клапан 15 закрывается.

Когда обратный ход заканчивается, поршень соответствующего цилиндра упирается в крышку и выход жидкости из нижней полости второго цилиндра, поршень которого еще продолжает рабочий ход, происходит через отверстие 25, обратный клапан 26 и далее к всасывающей линии насоса. В момент начала рабочего хода поступление жидкости в верхнюю полость цилиндра 29 (или 30) происходит через канал 27, а обратный клапан 26 закрывается. Для наполнения маслом нижних полостей цилиндров 29 и 30 предназначен кран 28, при открытии которого поршни обоих цилиндров могут быть переведены в крайние верхние положения, что необходимо при наладке станка.

Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка типа ХР для внутренней протяжки с автоматическим захватом инструмента фирмы Oil-Gear изображена на фиг. 189.

Рабочий и обратный ходы протяжки осуществляются при помощи рабочего цилиндра 14 и регулируемого поршневого насоса модификации DX в сочетании с золотником автоматического управления 13. Для подвода протяжки к обрабатываемому изделию предназначен цилиндр 16,



Фиг. 189. Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка типа ХР для внутренней протяжки с автоматическим захватом инструмента фирмы Oil-Gear.

управляемый золотником 17; переключения золотника 17 производятся соленоидом 18.

Цикл начинается включением соленоида 18, который переводит золотник 17 в верхнее положение, и обе полости цилиндра 16 соединяются друг с другом. Так как нижняя полость цилиндра 16 постоянно соединена с линией нагнетания шестеренчатого насоса, поршень цилиндра 16 перемещается вниз (см. схему на фиг. 133а), подводя протяжку к изделию. В конце хода протяжка автоматически входит в соединение с механизмом захвата, укрепленным на плите 20; одновременно включается соленоид 7, поршень рабочего цилиндра 14 начинает свой рабочий ход, а протяжка выходит из соединения с механизмом захвата, укрепленным на штоке цилиндра 16. В конце рабочего хода обработанное изделие автоматически выталкивается, включается соленоид 6 и поршень цилиндра 14 совершает обратный ход; в конце этого хода протяжка входит в соединение с механизмом захвата, укрепленным на штоке цилиндра 16. Одновременно соленоиды 6 и 18 выключаются и поршень цилиндра 16 поднимается вместе с протяжкой в исходное положение.

Золотник автоматического управления 13 вместе с клапаном 19 взаимодействуют с насосом так же, как и в случае схемы фиг. 186.

Для предотвращения при выключенном насосе опускания плиты 20 вместе с поршнем цилиндра 14 под действием собственного веса предназначен клапан 15, нормально запирающий выход масла из нижней полости цилиндра 14. При включении насоса на рабочий или обратный ход давление, развиваемое в системе, передается через линию 21 на плунжер 22, который переводит золотник 15 вправо, преодолевая действие пружины, и нижняя полость цилиндра 14 соединяется с линией 23.

ГЛАВА IX

МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

ТРУБОПРОВОДЫ И ТРУБНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Необходимый внутренний диаметр трубопровода ($d_{вн}$) в мм может быть определен по следующей формуле:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{21,22 \cdot Q}{v}}, \quad (85)$$

где Q — количество жидкости, протекающей по трубопроводу, в л/мин;
 v — средняя скорость течения жидкости в трубопроводе в м/сек.

Для масел, применяемых в гидроприводе станков (вязкостью не выше 8,66°Е при 38°С), могут быть рекомендованы следующие значения v :

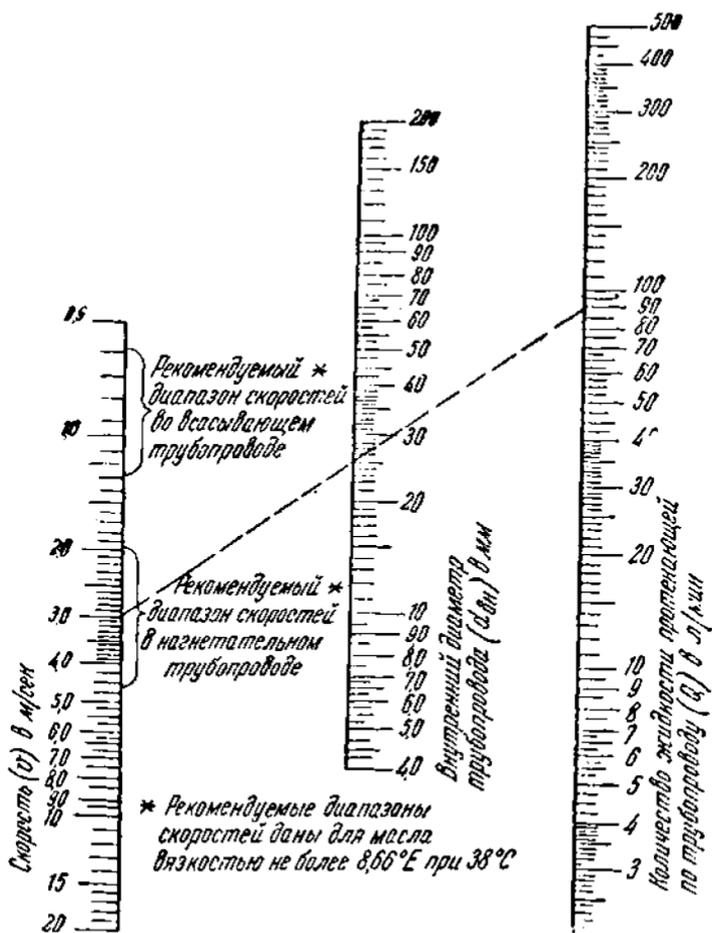
Для всасывающих трубопроводов насосов . . . в пределах от 0,6 до 1,25 м/сек
Для нагнетательных трубопроводов в пределах от 2 до 4,5 м/сек

Меньшие значения v соответствуют маслам с более высокой вязкостью.

Для экономии времени при подборе диаметров трубопроводов можно пользоваться номограммой, приведенной на фиг. 190.

Пример пользования номограммой. Определить внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, который должен пропускать количество жидкости $Q = 90$ л/мин при $v = 3$ м/сек.

Решение. На крайней справа вертикальной линии находим значение $Q = 90$ л/мин, а на крайней слева вертикальной линии — значение $v = 3$ м/сек. Найденные точки соединяем прямой линией (пунктирная



Фиг. 190. Номограмма для подбора диаметров трубопроводов.

прямая на фиг. 190). Пересечение этой прямой со средней вертикальной линией дает искомое значение внутреннего диаметра трубопровода $d_{вн} = 25$ мм.

При монтаже гидравлического оборудования применяются медные и бесшовные стальные трубы на давление до 70 атм.

Медные трубы более удобны для монтажа и позволяют применять трубные соединения меньших размеров; в практике наших заводов обычно используются трубы внутренним диаметром от 3 до 20 мм.

В табл. 16 приводится сортамент медных труб, применяемых для монтажа гидрооборудования.

Для монтажа следует применять трубы в отожженном состоянии.

Таблица 16

Сортамент на трубы медные, круглые для монтажа гидрооборудования станков

Материал: мель марок М₁, М₂ и М₃ по ГОСТ 635-41

Наружный диаметр трубы d_n в мм	Внутренний диаметр трубы $d_{вн}$ в мм	Допускаемые отклонения по наружному диаметру в мм	Допускаемые отклонения по толщине стенки в мм	Теоретический вес 1 пог. м в кг
4	3	± 0,1	± 0,1	0,049
6	4	± 0,1	± 0,12	0,14
8	6	± 0,1	± 0,12	0,2
10	8	± 0,1	± 0,12	0,25
12	10	± 0,1	± 0,12	0,31
14	12	± 0,12	± 0,12	0,36
18	16	± 0,12	± 0,12	0,48
20	17	± 0,15	± 0,15	0,78
(24)	(21)	± 0,15	± 0,15	0,94
24	20	± 0,15	± 0,2	1,23
(30)	(27)	± 0,15	± 0,15	1,2
(38)	(33)	± 0,2	± 0,25	2,43
(48)	(42)	± 0,25	± 0,3	3,77

Примечания: 1. Трубы с размерами, заключенными в скобках, применять только для прокладок.

2. По состоянию материала трубы тянутые подразделяются: а) на мягкие (отожженные); б) твердые (неотожженные).

3. Трубы изготовляются длиной от 1 до 6 м. Источник — ГОСТ 617-41.

В табл. 17 приводится сортамент на бесшовные стальные трубы наружным диаметром от 14 до 89 мм, обычно применяемые при монтаже.

Таблица 17

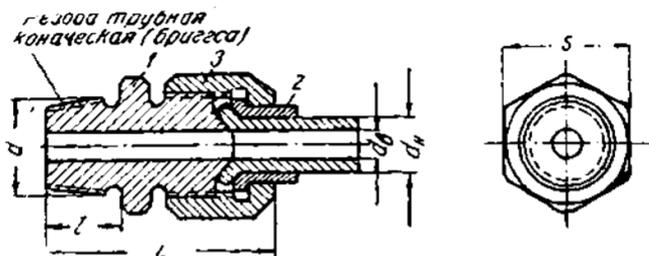
Сортамент на бесшовные стальные трубы для монтажа гидравлического оборудования станков

Материал: углеродистая сталь марок 10Г, 15Г (опытная), 20Г, С и Д

Наружный диаметр трубы d_n в мм	Толщина стенки в мм	Теоретический вес 1 пог. м труб в кг при уд. весе 7,85	Наружный диаметр трубы d_n в мм	Толщина стенки в мм	Теоретический вес 1 пог. м труб в кг при уд. весе 7,85
14	2,5	0,709	42	4,0	3,75
17	3,0	1,04	48	4,0	4,34
21,25	3,25	1,44	60	4,5	6,16
24	3,5	1,77	76	6,0	10,36
27	3,5	2,03	89	6,0	12,28
33	4,0	2,86			

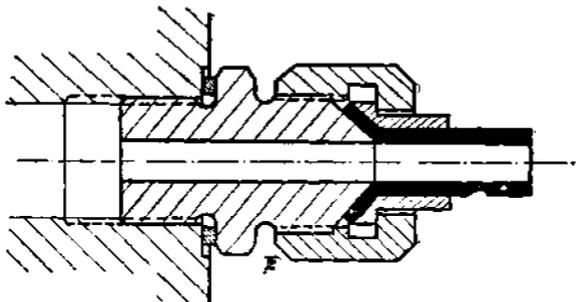
Примечание. Трубы изготовляются длиной 4—8 м. Источник — ГОСТ 301-41.

Для монтажа трубопровода на давление до 10 *ати* (например гидро-системы шлифовальных станков) могут быть использованы обыкновенные бесшовные газовые трубы.



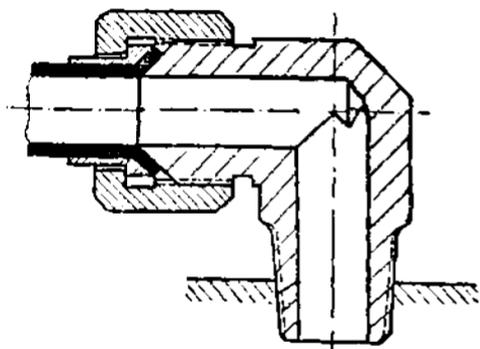
Фиг. 191. Нормаль соединения концевой для труб из красной меди.

а Для присоединения медных труб к корпусам гидравлических устройств давление до 70 *ати* хорошо зарекомендовало себя соединение, изо-

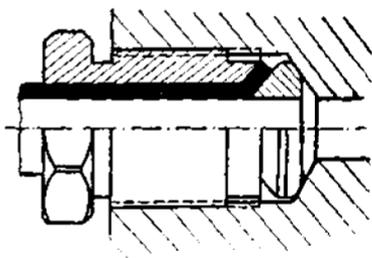


Фиг. 192. Соединение концевое для медных труб.

браженное на фиг. 191, нормализованное ЭНИМС. Конец медной трубы развальцовывается и прижимается втулкой 2 к конической части ниппеля 1 при помощи гайки 3. Конец ниппеля 1 снабжен трубной конической резьбой (резьба

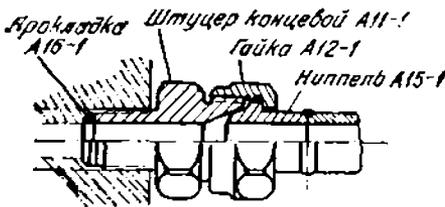


Фиг. 193. Угловое концевое соединение для медных труб.

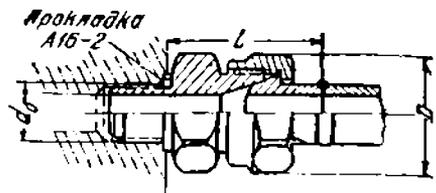


Фиг. 194. Концевое соединение для медных труб.

Бриггса), которая обеспечивает надежное уплотнение при давлении до 160 *ати*.



а)

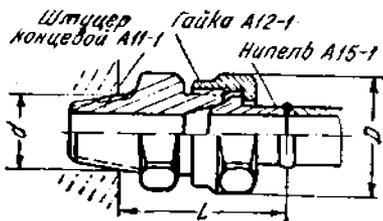


б)

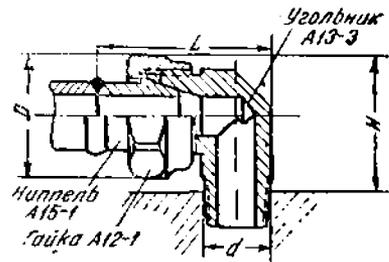
Присоединение стальных труб прямое концевое для рабочего давления до 70 кг/см² применяется в т. уборах: гидродвигателях станков и прессов, системы охлаждения станков глубокого сверления, системы смазки под давлением, зажимных приспособлений и т. п.

Присоединение с наружным уплотнением требует точной подгонки для прокладки А16-2 (к Фиг. 195, б).

Трубы по ОСТ 6160	3/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
Резьба d _н трубы	1/4" × 19M	3/8" × 19M	1/2" × 14M	3/4" × 14M	1" × 11M	1 1/4" × 11M
L	32	36	40	45	50	55
D	25	31	36	47	53	63



в)



г)

Присоединение стальных труб прямое концевое для рабочего давления до 160 кг/см² (к Фиг. 195, в).

Применяется в тех же случаях.

Трубы по ОСТ 6160	3/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
Резьба d Бриггса	3/4" × 18	3/8" × 18	1/2" × 14	3/4" × 14	1" × 11,5	1 1/4" × 11,5
L	42	46	50	55	62	65
D	25	31	36	47	53	63

Соединение стальных труб угловое концевое для рабочего давления до 160 кг/см² (к Фиг. 195, г).

Трубы по ОСТ 6160	3/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
d	3/4" × 18	3/8" × 18	1/2" × 14	3/4" × 14	1" × 11,5	1 1/4" × 11,5
L	45	50	58	66	75	88
H	32	35	40	50	60	70
D	25	31	36	47	53	63

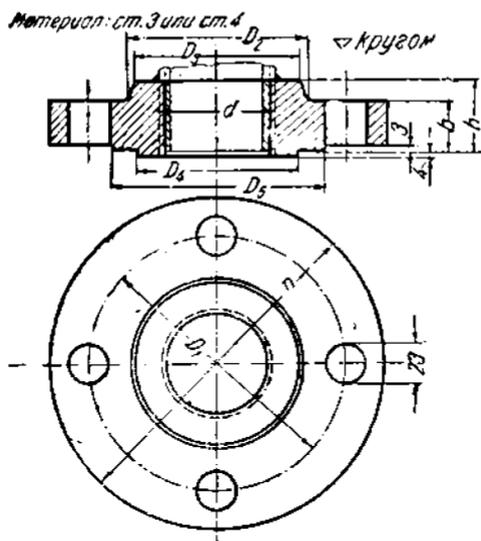
Фиг. 195 а-г. Нормы на концевые соединения для стальных труб.

Присоединение штуцера I к корпусу на давление до 70 атм может быть выполнено и при помощи обыкновенной трубной резьбы с добавлением медной прокладки так, как это изображено на фиг. 192.

Угловое концевое соединение для медных труб представлено на фиг. 193.

В некоторых случаях более удобно применять соединение, изображенное на фиг. 194, обладающее несколько меньшими размерами.

Для присоединения стальных труб наружным диаметром от 14 до 42 мм включительно обычно применяется так называемое шаровое

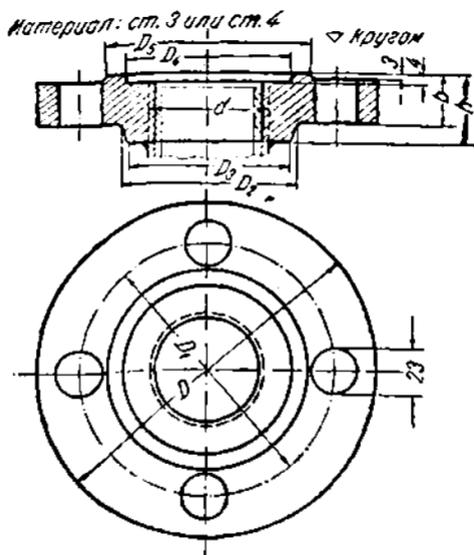


Резьба по ГОСТ 266	Условный проход	d наружный диам. резьбы	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	h	b	Болты		Вес 1 шт. в кг
											количество	резьба	
1 1/2"	40	47,805	170	125	80	79	75	98	34	24	4	M20	3,913
2"	50	59,616	180	135	90	88	87	104	36	26	4	M21	4,554
2 1/2"	70	75,187	205	160	112	110	109	132	40	28	8	M20	6,065
3"	80	87,837	215	170	125	122	120	142	44	30	8	M20	6,696

Фиг. 196. Нормаль на фланцевое соединение стальных труб.
Фланец с выступом.

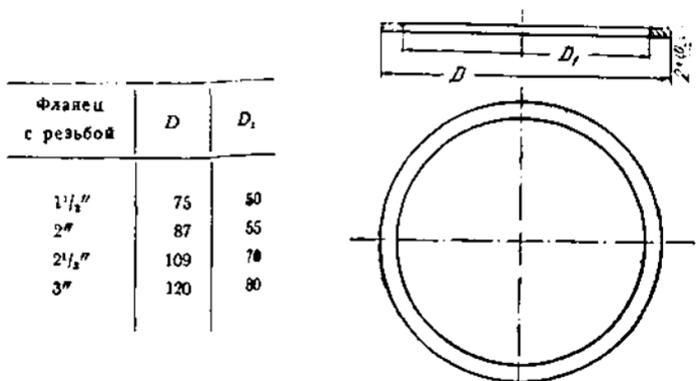
соединение, варианты которого представлены на фиг. 195. В этом соединении стальная труба приваривается к ниппелю, другой конец которого обработан по сфере. При помощи гайки ниппель плотно пражимается к конической части штуцера.

Стальные трубы наружным диаметром от 48 мм и выше обычно соединяются при помощи фланцев (фиг. 196, 197, 198). В соединении этого типа на конце трубы нарезается трубная цилиндрическая резьба, на которую навертывается фланец; прочность и надежность соединения обеспечиваются приваркой фланца к трубе. Уплотнение создается клингеритовой прокладкой (фиг. 198).



Резьба по ОСТ 265	Условный проход	d наруж- ный диам. резьбы	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	h	b	Болты		Вес 1 шт. ■ кг
											количе- ство	резьба	
1 1/2"	40	47,805	170	125	80	79	76	98	34	24	4	M20	3,913
	50	59,616	180	135	90	88	88	108	36	26	4	M20	4,554
2 1/2"	70	75,187	205	160	112	110	110	132	40	28	8	M20	6,065
	80	87,887	215	170	125	122	121	142	44	30	8	M20	6,696

Фиг. 197. Нормаль на фланцевое соединение стальных труб.
Фланец с впадиной.

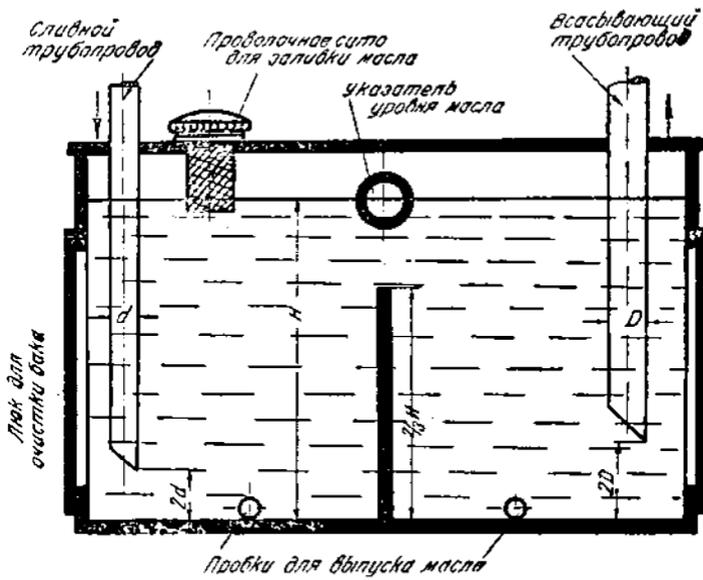


Фиг. 198. Нормаль на фланцевое соединение стальных труб.
Прокладка.

Баки (резервуары) для масла

Чистота является необходимым условием для надежной и продолжительной работы гидравлических механизмов. Это условие обеспечивается правильным устройством масляного бака, конструкция которого должна быть совершенно закрытой, так, чтобы в масло никоим образом не могли попасть стружка, абразивы, вода и другие посторонние вещества. Заливку масла следует производить через проволочное сито из мелкой сетки, которое должно быть предусмотрено в верхней части бака (фиг. 199).

Для осмотра и очистки масляного бака должны быть устроены люки достаточных размеров. Отверстия под пробки для спуска масла должны быть устроены вровень с дном бака, чтобы обеспечивать полное его опорожнение. Заполнение бака маслом контролируется по указателю уровня.



Фиг. 199. Бак для масла.

Для гидросистем дроссельного регулирования, выполненных по принципиальным схемам фиг. 6, а и 6, б, во избежание чрезмерного нагрева масла объем бака должен быть по крайней мере в два раза больше минутной производительности насоса. Для систем, выполненных по принципиальным схемам фиг. 99 и 100, достаточно, если объем бака превышает производительность насоса в 1,3—1,4 раза.

Для гидросистем с регулируемыми поршневыми насосами, питание которых обычно осуществляется при помощи вспомогательных насосов низкого давления, объем бака не должен быть меньше минутной производительности вспомогательного насоса.

Если из-за ограниченности места бак не может быть выполнен указанного выше объема, должна быть устроена между линией всасывания насоса и всеми сливными (возвратными) линиями сплошная перегородка высотой, равной $\frac{2}{3}$ нормальной высоты масла (см. фиг. 199). Эта

перегородка препятствует непосредственной короткой циркуляции масла между сливными линиями и всасывающим трубопроводом насоса, удлиняя путь, проходимый маслом, и улучшая его охлаждение. При таком устройстве, прежде чем попасть во всасывающую линию насоса, все масло, возвращаемое из системы, должно предварительно подняться на поверхность; при этом масло очищается от пузырьков воздуха, а также выделяет посторонние примеси, которые оседают на дно бака. Устройство таких перегородок желательно при всех размерах бака.

Для удлинения пути, проходимого маслом в баке, всегда следует всасывающий трубопровод располагать как можно дальше от сливных линий. Для достижения этой же цели выпуск масла из сливных линий не следует направлять к всасывающему трубопроводу насоса; лучше направлять выпуск масла к стенке бака, что наиболее просто может быть достигнуто срезом концов труб под углом $\sim 45^\circ$ (см. фиг. 199).

Всасывающий и сливные трубопроводы должны быть достаточно глубоко опущены в масло; можно руководствоваться правилом, что концы труб не должны доходить до дна бака приблизительно на два диаметра. При таком устройстве даже при значительном понижении уровня масла в баке всегда будет обеспечено всасывающее действие насоса, а засасывание грязи, окалины и других посторонних веществ со дна бака исключается. Выпуск масла из сливных трубопроводов в бак по воздуху не следует допускать, так как это вызывает бурление и водовороты на поверхности, что приводит к захватыванию воздуха и попаданию его в систему.

Масла для гидропривода станков

Для правильной работы гидромеханизмов большое значение имеет вязкость масла. В СССР принято измерять вязкость масла в градусах Энглера; в США — в секундах Сейболта; в Англии — в секундах Редвуда. В табл. 18 для вязкости, выраженной в градусах Энглера, дан перевод в секунды Сейболта и Редвуда.

При пользовании табл. 18 следует иметь в виду, что вязкость по Энглери, Сейболту и Редвуду указана при одной и той же температуре. Так как в США и Англии принято измерять температуру по Фаренгейту, в табл. 19 дан перевод градусов Фаренгейта в градусы Цельсия.

Фирма Vickers рекомендует для своих гидроприводов пен-ильванское смазочное масло вязкостью 150 сек. по Сейболту при 100° Фаренгейта и 75 сек. при 140° Фаренгейта, что соответствует по Энглери $4,2^\circ$ при 38°C и $2,2^\circ$ при 60°C .

По указаниям ряда других американских фирм вязкость масел, применяемых для гидропривода, лежит в пределах 135 — 155 сек. по Сейболту при 100° Фаренгейта, что соответствует по Энглери $3,76$ — $4,32^\circ$ при 38°C .

Из отечественных марок масел наиболее подходящими являются „веретенное 3“ и „турбинные Л“, вязкость которых лежит в пределах $2,8$ — $3,2^\circ$ Энглера при 50°C .

Применение более вязких сортов масел ухудшает условия всасывания насосов, заставляет применять всасывающие трубопроводы большого диаметра. При применении вязкого масла возможно явление кавитации во

Таблица 18

Сейболт (секунды) в °E		Редвуд (секунды) в °E		°E в секунды Сейболта				°E в секунды Редвуда			
сек.	°E	сек.	°E	°E	сек.	°E	сек.	°E	сек.	°E	сек.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30	1,0	30	1,12	1,0	30	5,4	194,5	1,0	26,2	5,4	155,4
32	1,05	32	1,19	1,1	34	5,6	201,5	1,1	29,2	5,6	161,1
34	1,11	34	1,25	1,2	37,5	5,8	209,0	1,2	32,0	5,8	165,7
36	1,16	36	1,33	1,3	41,1	6,0	216,5	1,3	35,0	6,0	172,3
38	1,21	38	1,40	1,4	45,0	6,2	224,0	1,4	38,0	6,2	178,1
40	1,27	40	1,46	1,5	49,0	6,4	231,2	1,5	40,9	6,4	183,9
45	1,40	45	1,63	1,6	52,6	6,5	238,5	1,6	43,8	6,6	189,7
50	1,53	50	1,79	1,7	56,5	6,8	246,0	1,7	46,8	6,8	195,4
55	1,66	55	1,95	1,8	60,1	7,0	253,0	1,8	49,7	7,0	201,5
60	1,79	60	2,14	1,9	64,0	7,5	272,0	1,9	52,6	7,5	216,2
65	1,92	65	2,32	2,0	67,9	8,0	290,0	2,0	55,5	8,0	230,5
70	2,05	70	2,48	2,1	71,5	8,5	308,0	2,1	58,5	8,5	245,0
75	2,18	75	2,65	2,2	75,1	9,0	326,5	2,2	61,4	9,0	259,0
80	2,32	80	2,82	2,3	79,1	9,5	345,0	2,3	64,3	9,5	273,5
90	2,58	90	3,10	2,4	83,0	10,0	363,0	2,4	67,3	10,0	288,0
100	2,85	100	3,51	2,5	86,8	10,5	382,0	2,5	70,2	10,5	302,0
120	3,38	120	4,19	2,6	90,8	11,0	400	2,6	73,2	11,0	308
140	3,9	140	4,88	2,7	94,2	11,5	410	2,7	76,4	11,5	334
160	4,46	160	5,55	2,8	98,0	12,0	436	2,8	79,1	12,0	349
180	5,00	180	6,22	2,9	102,0	12,5	454	2,9	82,1	12,5	362
200	5,55	200	6,91	3,0	105,9	13,0	472	3,0	85,0	13,0	377
250	6,91	250	8,61	3,1	109,5	13,5	492	3,1	87,9	13,5	391
300	8,27	300	10,3	3,2	113,2	14,0	510	3,2	90,0	14,0	406
350	9,64	350	12,1	3,3	117,0	14,5	528	3,3	93,8	14,5	420
400	11,0	400	13,8	3,4	120,5	15,0	546	3,4	96,7	15,0	436
450	12,3	450	15,5	3,5	124,5	16,0	582	3,5	99,5	16	464
500	13,7	500	17,2	3,6	128,0	17	618	3,6	102,1	17	493
550	15,1	550	18,9	3,7	132,0	18	654	3,7	105,0	18	522
600	16,5	600	20,7	3,8	135,6	19	690	3,8	107,9	19	550
650	17,8	650	22,5	3,9	139,1	20	727	3,9	111,0	20	579
700	19,2	700	24,2	4,0	142,7	21	765	4,0	113,9	21	608
750	20,6	750	25,9	4,2	150,0	22	800	4,2	120,0	22	637
800	22,0	800	27,6	4,4	157,6	23	836	4,4	125,9	23	666
850	23,3	850	29,3	4,6	165,0	24	873	4,6	132,0	24	695
900	24,7	900	31,1	4,8	172,0	25	910	4,8	137,9	25	724
950	26,1	950	32,8	5,0	180,0	26	947	5,0	141	26	753
1000	27,5	1000	34,5	5,2	187,0	27	984	5,2	149,7	27	782

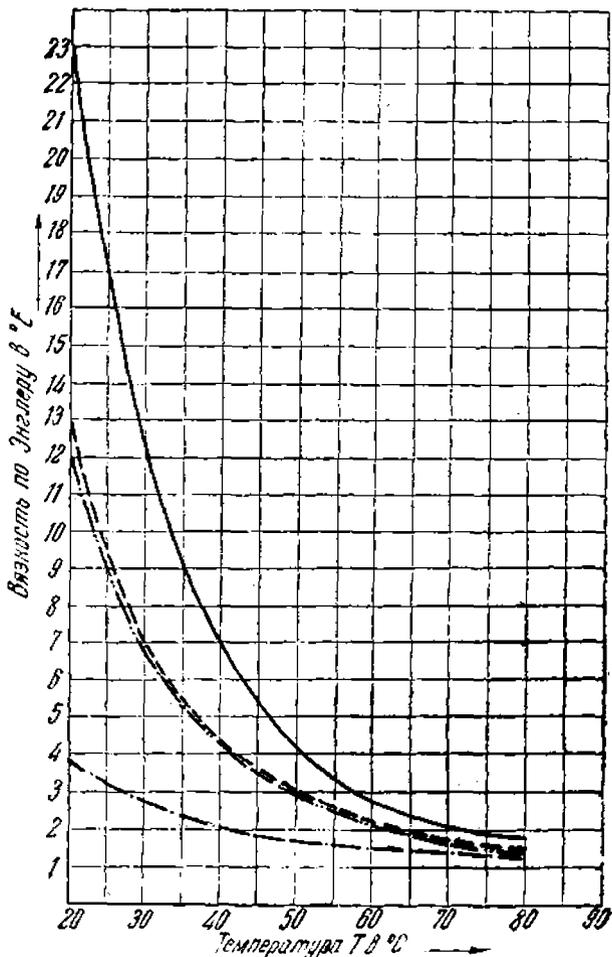
Таблица 19

Фаренгейт	Цельсий	Фаренгейт	Цельсий	Фаренгейт	Цельсий	Фаренгейт	Цельсий
203	95,0	149	65,0	95,0	35,0	41	5,0
194	90,0	140	60,0	86	30,0	32	0
185	85,0	131	55,0	77	25,0	23	-5,0
176	80,0	122	50,0	68	20,0	14	-10,0
167	75,0	113	45,0	59	15,0	5	-15,0
158	70,0	104	40,0	50	10,0	4	-20,0

всасывающей линии насоса; насос работает с шумом, масло эмульсируется с воздухом.

В некоторых случаях вязкое масло может нарушить нормальную работу гидравлических механизмов. Например, в лопастных насосах типа Vickers

- Машинное масло „Л”
- Турбинное масло „Л”
- Веретенное масло „З”
- Трансформаторное масло



Фиг. 200. Кривые зависимости вязкости масел от температуры.

(см. фиг. 19) возможно застревание лопаток в пазах ротора, так как центробежная сила не может вытолкнуть их к периферии ротора. Вязкие сорта масел имеют более высокую температуру застывания, с чем надо считаться в случаях, когда гидропривод работает при низких температурах окружающей среды.

Применение масел пониженной вязкости увеличивает утечки в гидромеханизмах и может явиться причиной нарушения нормальной работы гидросистемы.

При изменении температуры вязкость масел тоже изменяется, с чем надо считаться при их выборе. Зависимость вязкости от температуры для каждого сорта масла может быть выражена кривой, получаемой экспериментальным путем. На фиг. 200 представлены кривые зависимости вязкости от температуры для следующих сортов масел: „машинное Л“, „турбинное Л“, „веретенное З“ и трансформаторное.

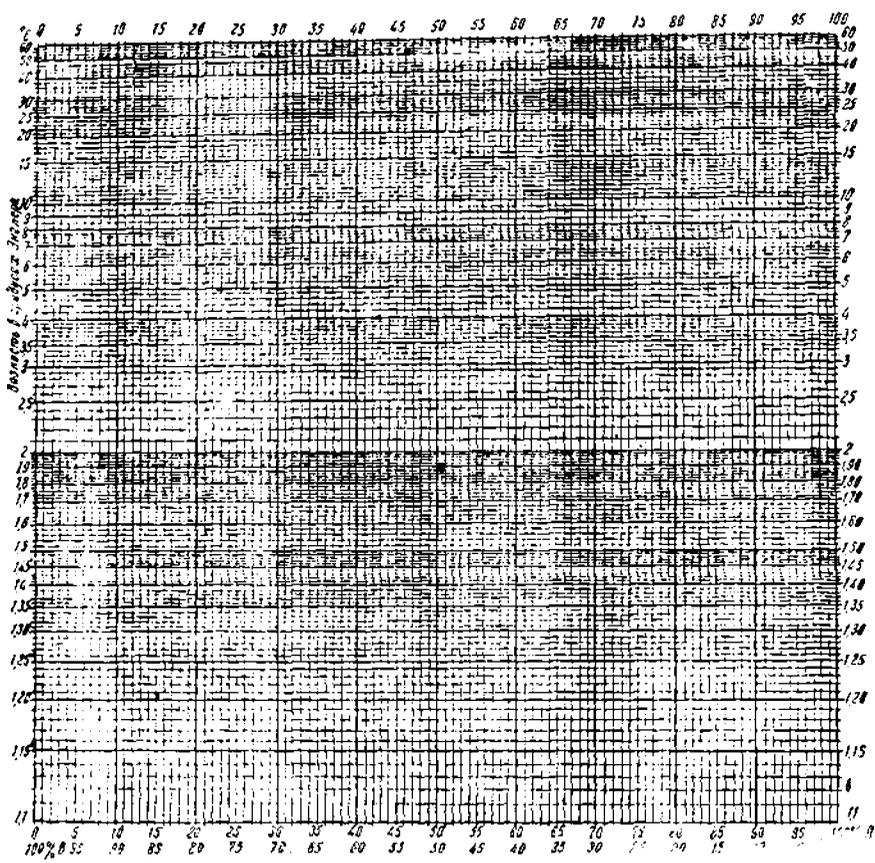
Выбранное для гидропривода масло должно быть свободно от влаги и кислот; предпочтительно масло на парафиновой основе.

Важным свойством масел является способность сопротивляться быстрым изменениям давления, скорости и направления течения, что имеет место, например, при протекании масла через клапаны гидросистемы. На некоторых сортах масла это отражается так же, как и присутствие воздуха; масло становится белым, внутренность бака заполняется парами масла с характерным запахом. Работа на таком масле сопряжена с шумом и колебаниями давления в системе.

Таблица 20

№ по пор.	М а с л а	Вязкость по Энглеру при 50° С	Температура застывания не выше в °С	Удельный вес d_4^{20}
1	Велосит	1,3—1,4	—15	0,865—0,885
2	Вазелиновое	1,4—1,7	—15	0,86—0,89
3	Соляровое	1,3—1,75	—20	0,871—0,881
4	Сепараторное Л	1,5—1,8	+ 5	Не более 0,88
5	Швейное	1,5—1,8	—	0,861—0,886
6	Веретенное 2	2—2,2	—25	0,876—0,891
7	Веретенное 3	2,8—3,2	—15	0,881—0,901
8	Веретенное ЗВ (выщелоченное)	2,8—3,2	—15	0,906—0,912
9	Веретенное АУ	2—2,2	—35	0,888—0,896
10	Сепараторное Л	2,2—2,5	+ 5	Не более 0,9
11	Вольта Л	3—3,3	—15	0,881—0,901
12	Вольта Т	4—4,3	—10	0,886—0,906
13	Машинное Л	4—4,5	—10	0,886—0,916
14	Машинное С	5,5—6,5	— 8	0,886—0,926
15	Машинное 2В (выщелоченное)	5,5—6,5	— 8	0,886—0,926
16	Машинное ЛВ (выщелоченное)	4—4,5	—10	0,891—0,921
17	Машинное Т	7,5—8,5	— 5	0,891—0,931
18	Цилиндровое 2	11—12	+ 5	0,886—0,916
19	Турбинное Л	2,9—3,2	—15	0,901
20	Турбинное С	3,5—4,5	—10	0,906
21	Турбинное Т	6—6,5	—10	0,911
22	Компрессорное Л	6,5—7	—	0,891—0,921
23	Компрессорное М	1,7—2,2 при 100°С	—	0,891—0,925
24	Автол 6	5,5—6,5	—17	0,911
25	Автол 10	9,9	— 5	0,92
26	Моторное М	6—6,5	— 8	0,916
27	Моторное Т	8,2—9,0	0	0,921
28	Трансформаторное	1,8	—45	0,895

Если для заполнения гидросистемы нельзя применить масло „веретенное 3“ или „турбинное Л“, надо найти заменитель, вязкость которого была бы равна или несколько выше вязкости указанных масел. В табл. 20 приведены характеристики различных сортов масел отечественного производства. Хорошие результаты дает применение масла „вольта Л“; может быть применено также „машинное Л“ и „вольта Г“.



Фиг. 201. Номограмма для определения вязкости смесей нефтепродуктов.

Применение выщелоченных масел не рекомендуется ввиду образования осадков и эмульсии в связи с наличием в них составных частей склонных к окислению. Образовавшиеся осадки и эмульсия могут нарушить действие гидросистемы.

Заменитель может быть также получен путем смешения двух или нескольких сортов масел в определенном процентном отношении. Для определения процентного состава такой смеси можно пользоваться номограммой, представленной на фиг. 201.

Пример пользования номограммой. В наличии имеется „цилиндровое масло 2“ вязкостью 11° Е (продукт А) и велосит вяз-

костью $1,4^{\circ} \text{E}$ при 50°C (продукт В). Путем смешения этих масел нужно получить смесь вязкостью 3°E при той же температуре. На правой стороне номограммы находим вязкость продукта А, т. е. 11° , а на левой стороне вязкость продукта В, т. е. $1,4^{\circ}$, и соединяем обе точки прямой линией.

На левой стороне номограммы отмечаем вязкость смеси, т. е. 3, и проводим горизонтальную линию до пересечения с указанной выше прямой. Из точки пересечения обеих линий опускаем вертикаль до пересечения с нижней горизонтальной линией и получаем ответ: «цилиндрового масла 2» (продукт А) нужно взять 55% , «велосита» (продукт В) — 45% . При помощи номограммы (фиг. 201) может быть решена и обратная задача по определению вязкости смеси, полученной из двух составляющих, взятых в определенном процентном отношении.

Следует иметь в виду, что температура застывания смеси будет отличаться от температуры застывания ее составляющих.

Указания по монтажу и эксплуатации гидрооборудования

Расположение гидромеханизмов на станке должно обеспечивать удобный доступ к ним для монтажа, регулировки и наблюдения за работой.

Следует предпочитать установку насосов и аппаратуры снаружи масляного бака или внутри него, но выше уровня масла. Возможно также размещение насосов внутри масляного бака с погружением в масло.

Преимуществом последнего способа является устранение возможности засасывания воздуха насосом, но при этом требуется хорошее уплотнение, препятствующее наружным утечкам масла; доступ к насосу в этом случае затруднен. Для осмотра насоса и его частей, а также для демонтажа приходится сливать масло из бака.

Соединение вала насоса с приводным валом следует выполнять при помощи эластичной муфты или другим способом, обеспечивающим компенсацию неточности установки. Нарушение этого требования, а также значительная неточность монтажа даже при применении эластичной муфты вызывают прогиб вала и как следствие износ подшипников и уплотнения на валу насоса. Последнее приводит к утечкам масла, а в некоторых конструкциях насосов (например в лопастных насосах типа Vickers — см. фиг. 19) вызывает засасывание воздуха в систему. Пускать в ход насосы без масла не следует, так как при этом возможно заедание трущихся частей.

Всасывающий трубопровод насоса должен быть большого диаметра, по возможности короткий, с минимальным количеством изгибов и соединений; всякое лишнее соединение увеличивает возможность засасывания воздуха, а изгибы создают дополнительную потерю давления. Всасывающий трубопровод должен иметь такую же площадь внутреннего поперечного сечения, как и приемный фланец насоса, и даже большую, если длина трубопровода сколько-нибудь значительна.

Уменьшение площади поперечного сечения всасывающей линии путем установки в ней клапанов, золотников, фильтров любого типа может привести к кавитации и шуму при работе насоса; поэтому устанавливать клапаны, золотники и фильтры на всасывающей линии не рекомендуется. Если все-таки установка клапана или золотника необходима, то живая площадь его поперечных сечений, через которые проходит поток масла,

не должна быть меньше площади поперечного сечения всасывающей линии; при этом должно быть обеспечено надежное уплотнение частей, исключаящее возможность засасывания воздуха. Сливные (возвратные) линии должны быть, где возможно, такого же диаметра, как и всасывающие, что имеет целью уменьшить скорость потока в них, а следовательно, и давление, действующее на уплотнение и детали аппаратуры.

Если при монтаже применяются стальные трубы, внутренняя поверхность их должна быть тщательно очищена от ржавчины и окалины; для этого желательно погрузить трубы в кислотный раствор, а затем промыть чистой водой для удаления кислоты.

В случаях, когда надо обеспечить надежное уплотнение при высоком давлении (например заглушки, крышки и фланцы с прокладками, трубные соединения), хорошие результаты дает покрытие уплотняющих поверхностей лаком. Лаки следует употреблять не растворимые в масле; поэтому ни в коем случае нельзя применять шеллак.

Важным требованием, которое необходимо выполнять при монтаже, является соблюдение чистоты. Нужно тщательно очистить внутренность масляного бака; проверить, не осталось ли в нем стружек, формовочного песка и других посторонних веществ. Для обтирки и очистки не следует применять концы, так как их волокна легко прилипают к обтираемым частям, что может явиться источником недочетов при работе.

При эксплуатации гидромеханизмов приходится встречаться с различными неисправностями в их работе. При нахождении причин этих неисправностей всегда следует иметь в виду гидросистему в целом, так как одни и те же ненормальности могут вызываться дефектами в различных механизмах.

Ниже приводятся некоторые наиболее часто встречающиеся неполадки и возможные их причины.

1. Толчки и дрожь при работе гидропривода, сопровождающиеся, как правило, колебаниями давления в системе.

Возможные причины:

Наличие воздуха в системе. Воздух может засасываться насосом в результате неплотностей в его всасывающей линии, из-за понижения уровня масла в баке, а также вследствие неправильного выполнения сливных (возвратных) трубопроводов (см. настоящую главу — „Баки для масла“). Засасывание воздуха насосом характеризуется его резким шумом; внутренность масляного бака обильно заполняется пеной; стрелка манометра непрерывно колеблется.

Скопление воздуха в рабочих цилиндрах из-за неправильного подвода масла к ним (см. гл. V „Рабочие цилиндры“) и в других звеньях гидросистемы (воздушные мефки) вызывает также дрожь и толчки при работе. Проникновение воздуха в систему возможно при демонтаже и разборке гидропривода, а также при его длительном бездействии. В этом случае для удаления воздуха перед началом работы на станке следует несколько раз совершить цикл работы вхолостую при максимальном ходе поршня рабочего цилиндра.

Застревание и заедание контрольно-регулирующих механизмов (клапанов, регуляторов скорости), возможное из-за дефектов изготовления или в результате попадания посторонних частиц.

Неравномерная подача масла насосом: поршень (лопатка) насоса вышел из строя или застрял. Этот дефект характеризуется резким шумом и стуком насоса.

Неисправности механического порядка: сильно затянуты прижимные планки, клинья направляющих или уплотнения штока цилиндра; задиры на направляющих; трение грузов о стенки (в вертикальных станках); перекос или защемление штока цилиндра, что особенно сказывается в конце хода поршня.

2. Отсутствие давления в системе или недостаточная величина его.

Возможные причины:

Наличие воздуха в системе (см. предыдущий пункт). Застревание в открытом положении предохранительного или переливного клапана насоса; пружина клапана лопнула или не затянута до нужной степени.

Пропуск масла в отдельных узлах гидросистемы, трубах или трубных соединениях. Возможно, что недостаточно затянуты гайки, винты, заглушки, лопнула труба или повреждена прокладка.

Повышенная величина утечек в узлах гидросистемы, чаще всего в насосе или рабочем цилиндре из-за чрезмерных зазоров.

Следует проверить в отдельности насос и цилиндр. Для проверки насоса нужно отсоединить его от системы и присоединить к нагнетательной полости дросселя с манометром. Создавая давление дросселем, наблюдать за струей масла, подаваемой насосом; при этом не должно быть значительного падения литража насоса.

Для проверки цилиндра шток его следует упереть в жесткий упор и создать давление в полости цилиндра, прижимая поршень к упору. Отсоединив вторую полость цилиндра от системы, замерить (или наблюдать) количество масла, вытекающее из этой полости наружу.

3. Сильное падение подачи при врезании инструмента в изделие. Возможная причина — повышенная величина утечек в узлах гидросистемы (см. предыдущий пункт).

4. При холостом ходе поршня наблюдается постепенное снижение подачи, особенно при малой величине ее.

Возможные причины:

Неудачная конструкция дросселя (см. гл. III).

Загрязненность масла посторонними примесями или неподходящий сорт масла (выделяются в большом количестве смолистые вещества).

5. Тугое переключение золотников гидросистемы.

Возможные причины:

Попадание посторонних частиц в зазоры между золотником и корпусом.

Односторонний прижим золотника давлением масла. Этот дефект особенно заметен при нахождении золотника продолжительное время под действием высокого давления.

Заедание золотника из-за дефектов изготовления.

6. Золотники с электрическим управлением при включении соленоидов не действуют.

Возможные причины:

Тугое переключение золотников (см. предыдущий пункт).

Неисправное действие соленоидов, что может иметь место в результате падения напряжения в электросети.

Отключив соленоиды, следует вручную проверить переключение золотников.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	3
Глава I. Основные принципы работы гидросистем станков	
Гидросистемы с регулируемым насосом	5
Гидросистема, компенсирующая утечки, фирмы Oil-Gear	11
Гидросистема постоянного рабочего давления фирмы Sundstrand	12
Гидросистема, устраняющая утечки в насосе фирмы Heller	13
Гидросистемы с дроссельным регулированием	14
Гидросистемы ступенчатого регулирования	20
Гидросистемы комбинированного регулирования	21
Глава II. Насосы	
Шестеренчатые насосы	22
Шестеренчатые насосы производства завода „Гидропривод“	30
Уравновешенный шестеренчатый насос фирмы Vickers	35
Лопастные насосы двойного действия	37
Лопастные насосы двойного действия производства завода „Гидропривод“	45
Лопастные насосы двойного действия производства завода „Станкоконструкция“	45
Поршневые насосы	48
А. Ротационные радиально-поршневые насосы типа Oil-Gear	48
Б. Насосы с клапанным распределением фирмы J. Barnes	70
В. Насосы с осевым расположением поршней и клапанным распределением фирмы Sundstrand	72
Г. Насосы с осевым расположением поршней и дисковым распределением фирмы Sundstrand	74
Д. Ротационные поршневые насосы с осевым расположением поршней и торцевым распределением типа У323 завода „Станкоконструкция“	75
Е. Ротационный поршневый насос с осевым расположением поршней и торцевым распределением фирмы Vickers	76
Объемный к. п. д. насосов	76
Выбор типа насоса для гидросистем станков	78
Глава III. Контрольно-регулирующая аппаратура	
Клапаны	79
Дроссели	100
Регуляторы скорости	107
Регуляторы скорости с редукционными клапанами типа Vickers	108
Влияние трения в редукционном клапане на работу регулятора скорости	111
Работа регулятора скорости при изменении противодействия P_n	113
Работа регулятора скорости при постоянном противодействии P_n	115
Работа регуляторов скорости на малых объемных подачах	118
Конструкция регуляторов скорости типа Vickers и их применение в гидросистемах станков	120
	253

Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Vickers	123
Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Natco	126
Неточность регулирования пропускной способности регулятора скорости типа Natco	129
Работа регулятора скорости типа Natco при постоянном рабочем давлении <i>р_р</i>	130
Применение регуляторов скорости типа Natco в гидросистемах станков.	131
Регулятор скорости с дозирующим клапаном типа Ex-Cell-O	131

Глава IV. Аппаратура ручного, путевого и дистанционного управления

Золотники ручного управления	137
Золотники, управляемые от упоров станка	138
Золотники с гидравлическим управлением	141
Золотники с электрическим управлением	143
Пилоты	144
Реле давления и реле времени	150
Утечки в золотниках	155

Глава V. Рабочие цилиндры

Типы цилиндров и способы их включения в гидросистему	158
Конструкция цилиндров	165
Утечки в цилиндрах	169

Глава VI. Гидравлические схемы сверлильно-расточных, токарных, фрезерных и алмазно-расточных станков

Гидравлические схемы дроссельного регулирования	172
Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков тяжелого типа с панелью управления У423 завода „Станкоконструкция“	172
Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков среднего типа с панелью управления У429 завода „Станкоконструкция“	174
Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков с панелью электрического управления У426 завода „Станкоконструкция“	175
Гидравлические схемы для сверлильно-расточных, фрезерных, токарных и алмазно-расточных станков с панелью типа Vickers	180
Гидравлическая схема многолезцового токарного станка 132 (завода „Красный пролетарий“), предназначенного для обработки контуров щек коленчатых валов авиамооторов	184
Гидравлическая схема двухстороннего алмазно-расточного станка для обработки шатунов авиамооторов фирмы Ex-Cell-O	186
Гидравлические схемы с регулируемыми поршневыми насосами	190
Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков с панелью управления У422 и двоянным насосом У323 завода „Станкоконструкция“	190
Гидравлическая схема насосного агрегата типа FAC-10307 фирмы Oil-Gear для сверлильно-расточных и токарных станков	192
Гидравлическая схема многолезцового токарного полуавтомата фирмы Wickes, модель СН-2 для обработки коренных шеек и щек коленчатого вала	195
Гидравлическая схема вертикального многошпиндельного полуавтомата фирмы Magdeburg	197

Глава VII. Гидравлические схемы шлифовальных и хонинг-станков

Гидравлическая схема плоскошлифовального станка 372АМ производства МСЗ	203
Гидравлическая схема плоскошлифовального станка модели С фирмы Thompson	205
Гидравлическая схема круглошлифовального станка 315 производства ХСЗ им. Молотова	206
Гидравлическая схема внутришлифовального станка 3250 завода внутришлифовальных станков	209

Гидравлическая схема для возвратно-поступательного цикла работы с панелью управления С-1285 фирмы Vickers	209
Гидравлическая схема вертикального одношпиндельного хонинг-станка 383 завода им. Ленина	215
Гидравлическая схема вертикального хонинг-станка фирмы Barnes Drill	216
Гидравлическая схема горизонтальных хонинг-станков № 0-20 и № 0-30 фирмы Barnes Drill	217
Гидравлическая схема горизонтального хонинг-станка 106 завода „Красный пролетарий“	220
Гидравлическая схема для разжима хоны горизонтального хонинг-станка фирмы Barnes Drill	222

Глава VIII. Гидравлические схемы протяжных станков

Гидравлическая схема ступенчатого регулирования горизонтально-протяжного станка 754 для наружной протяжки завода им. Свердлова	224
Гидравлическая схема комбинированного регулирования горизонтально-протяжного станка 7510 для внутренней протяжки Троицкого станкозавода	225
Гидравлическая схема дроссельного регулирования фирмы Vickers для вертикального протяжного станка Duplex	228
Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом горизонтально-протяжного станка типа XL для внутренней протяжки фирмы Oil-Gear	230
Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка для наружной протяжки фирмы Oil-Gear	232
Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка Duplex типа XD для наружной протяжки фирмы Oil-Gear	232
Гидравлическая схема с регулируемым поршневым насосом вертикально-протяжного станка типа XP для внутренней протяжки с автоматическим захватом инструмента фирмы Oil-Gear	234

Глава IX. Монтаж и эксплуатация гидрооборудования

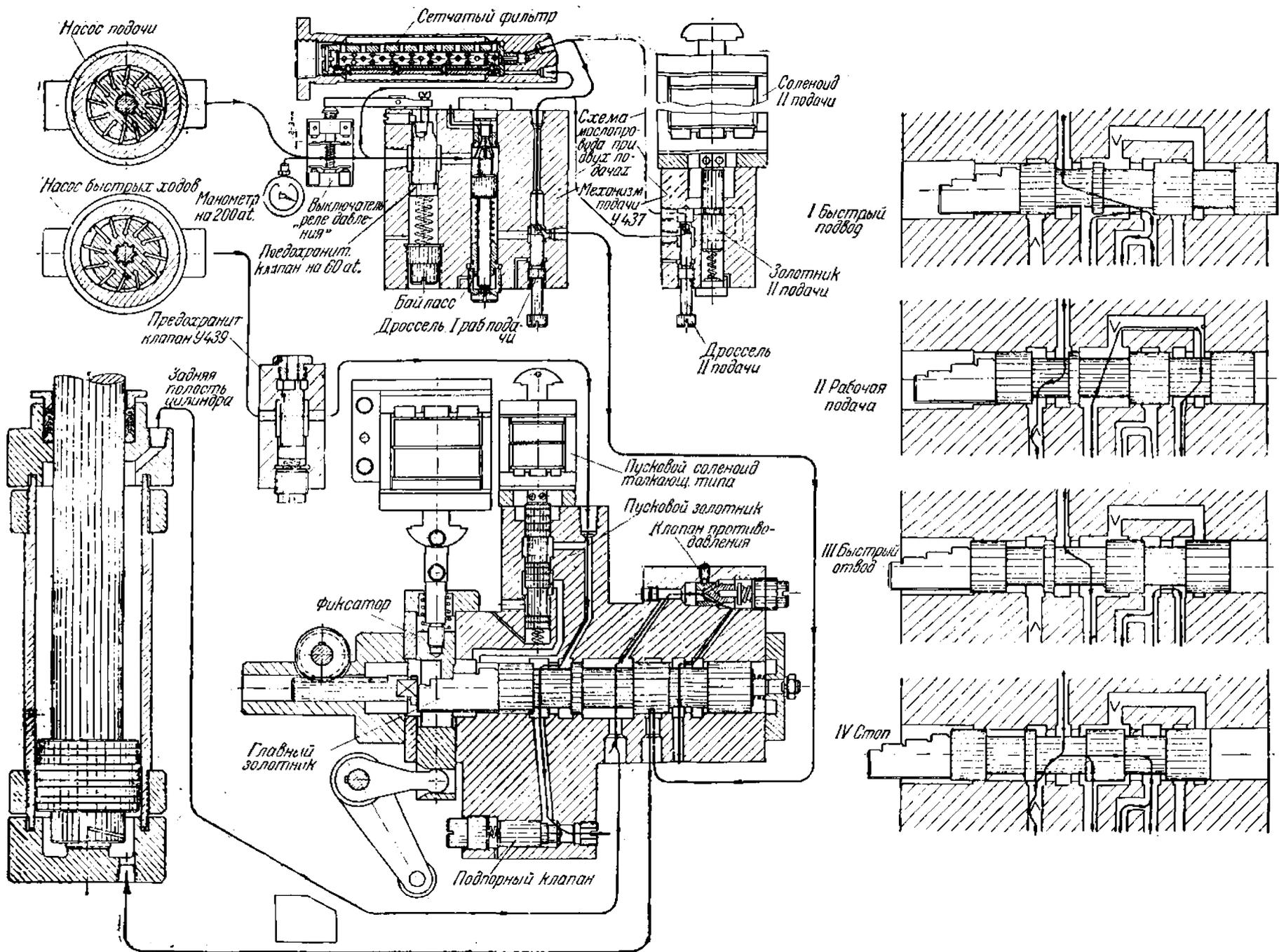
Трубопроводы и трубные соединения	236
Баки (резервуары) для масла	243
Масла для гидропривода станков	244
Указания по монтажу и эксплуатации гидрооборудования	249

Редактор **И. А. Винавер**

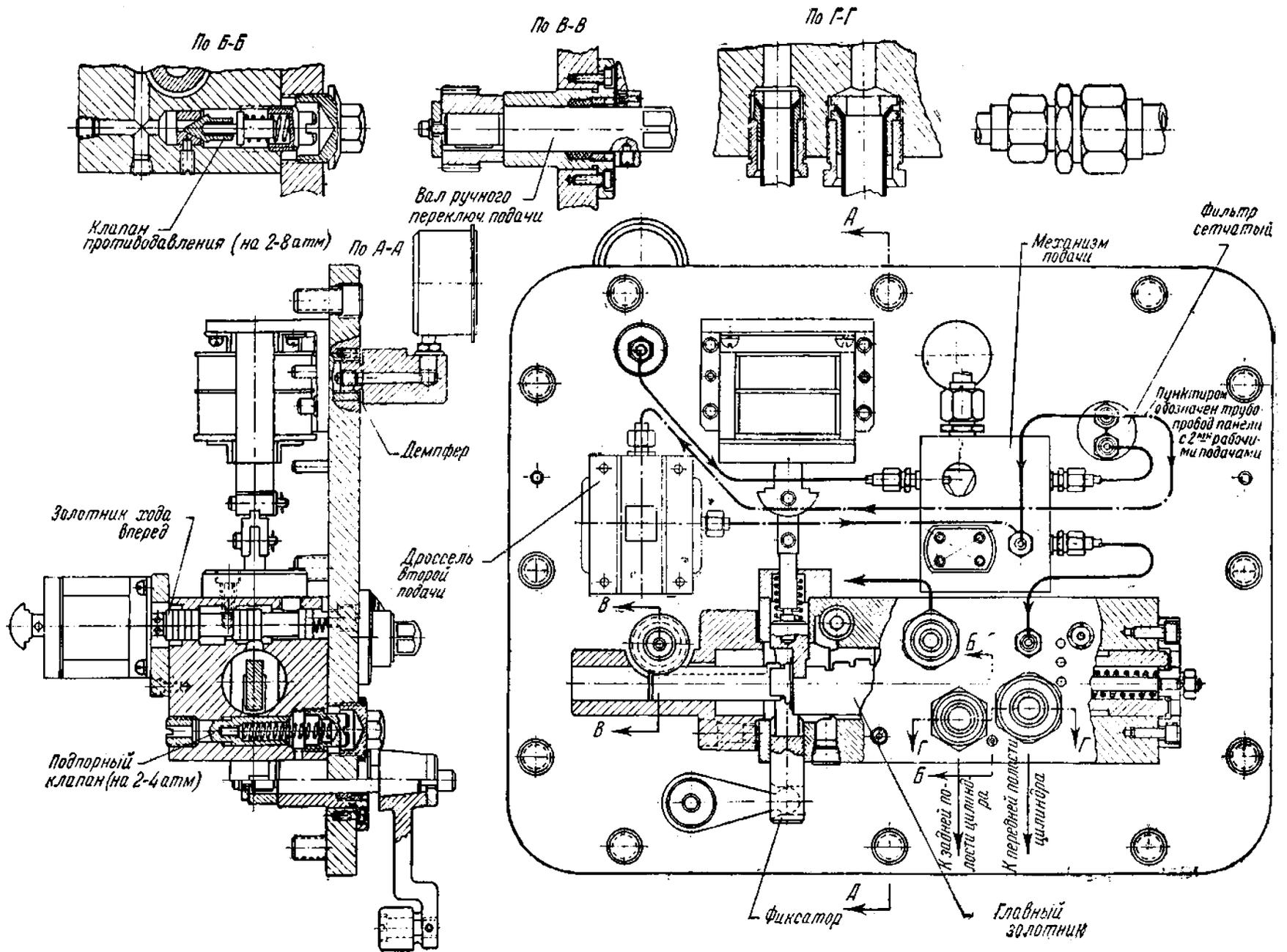
Техн. ред. *Б. И. Модель*

Подписано к печати 12/II-1945 г. Печ. л. 16 + 9 вкл. Уч.-изд. л. 24^{1/4}
М 00808. Тираж 6,000 экз. Зак. № 1042. Цена 2⁵ руб.

1-я тип. Машгиза НКТП, г. Ленинград, ул. Моисеенко, д. 10



Фиг. 148. Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков тяжелого типа с панелью управления У423 завода „Станкоконструкция“.



Фиг. 149. Панель управления У423.

Схема положений золотника для панели с 2-мя рабочими подачами

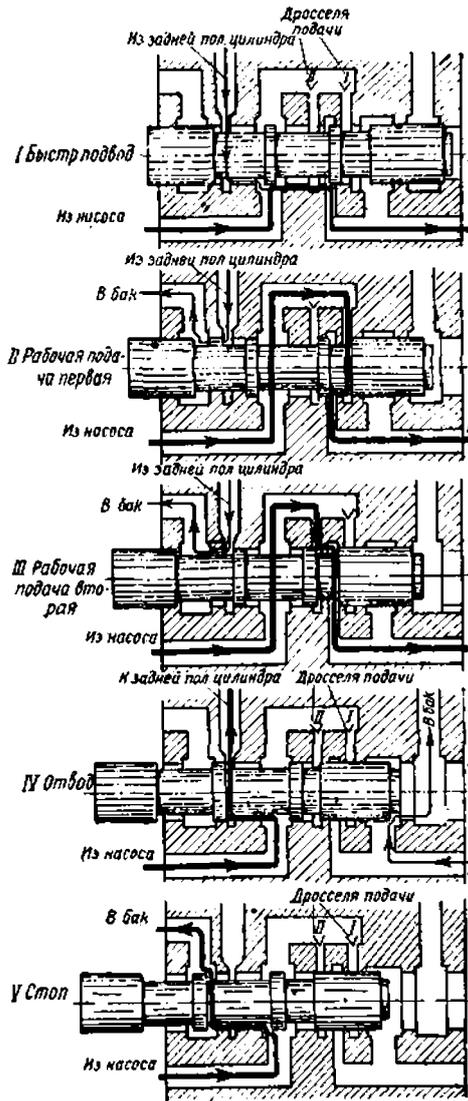
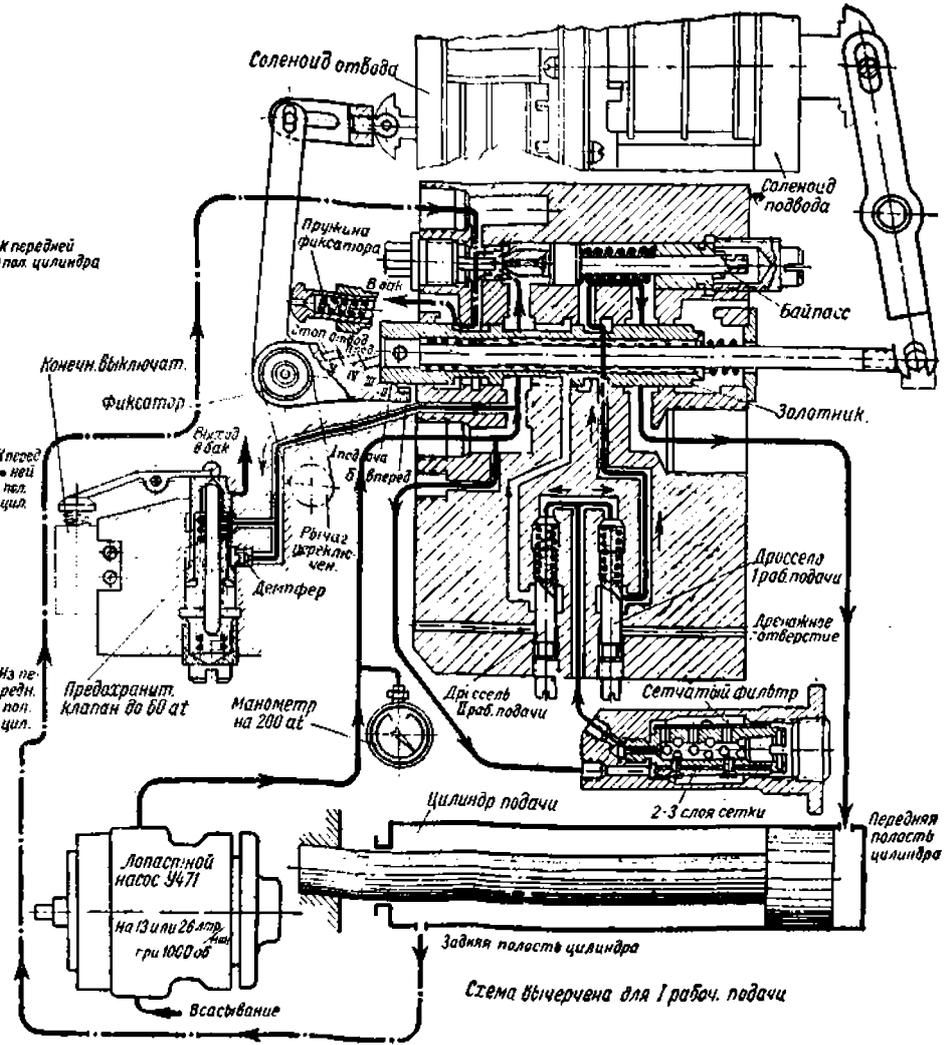
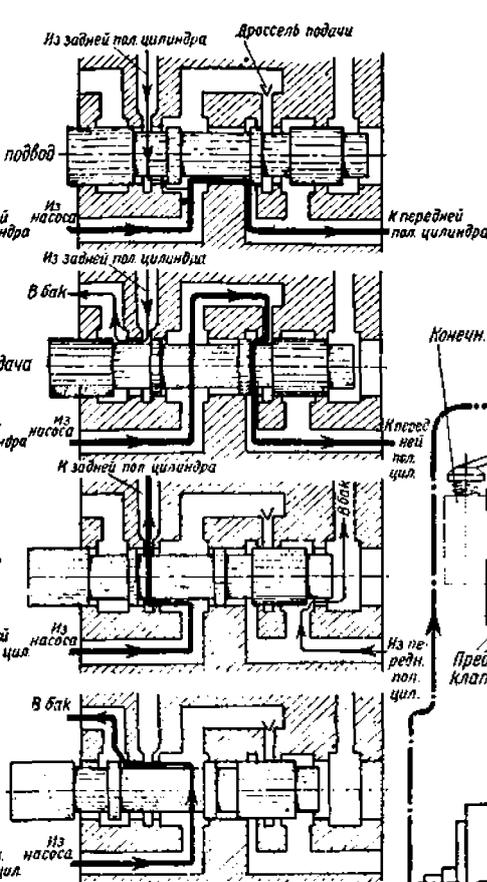
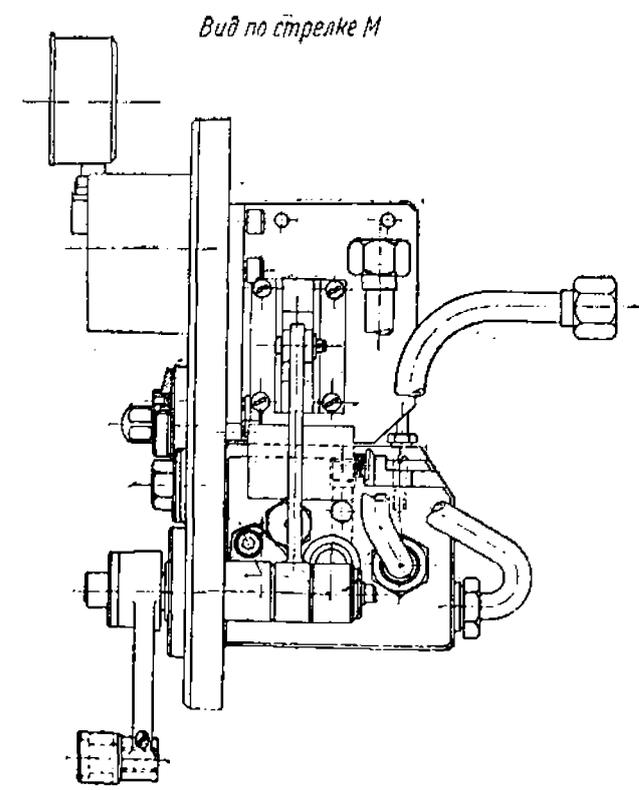
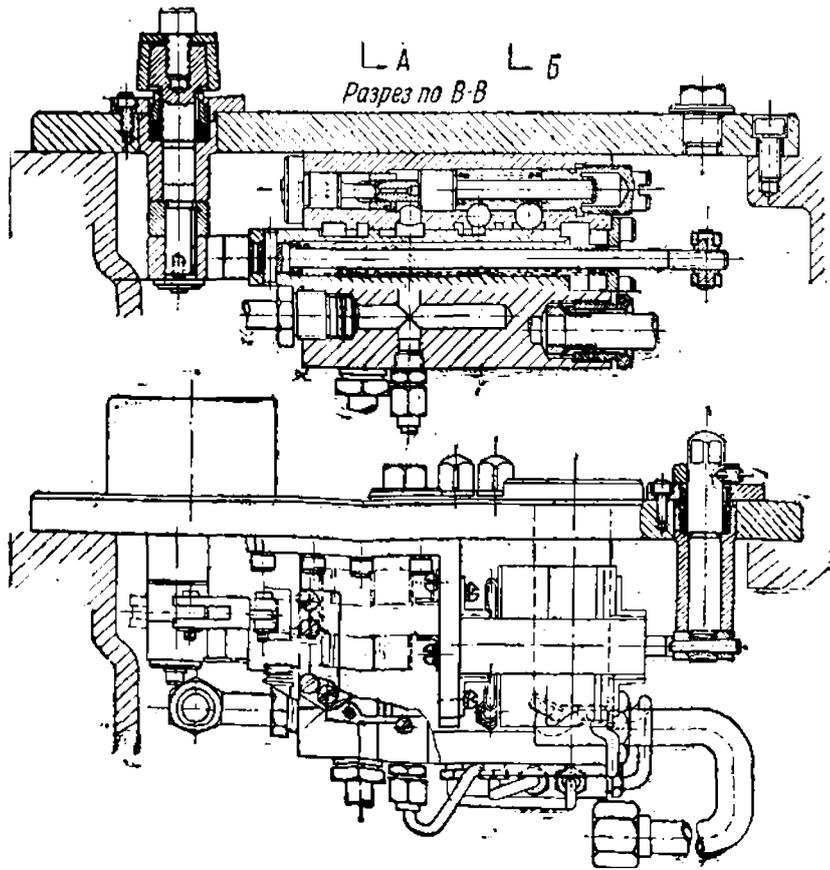
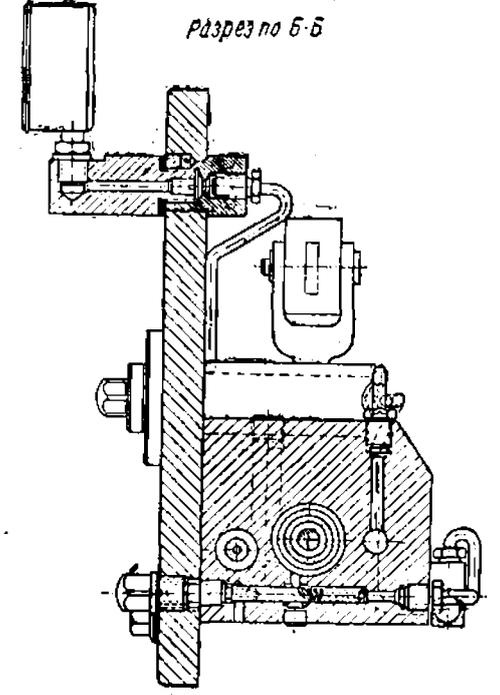
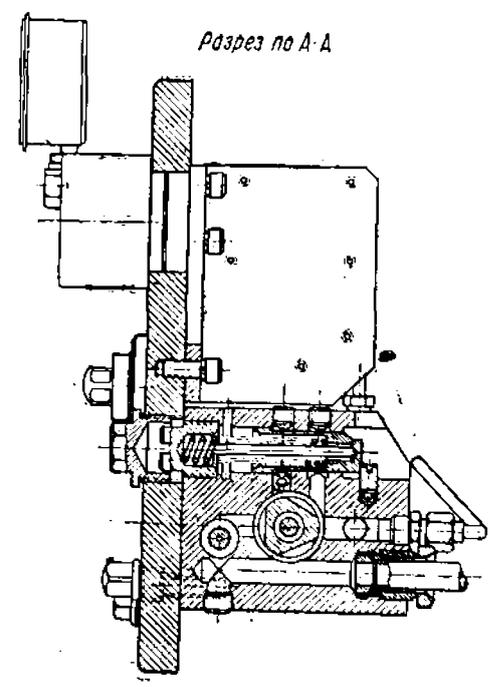
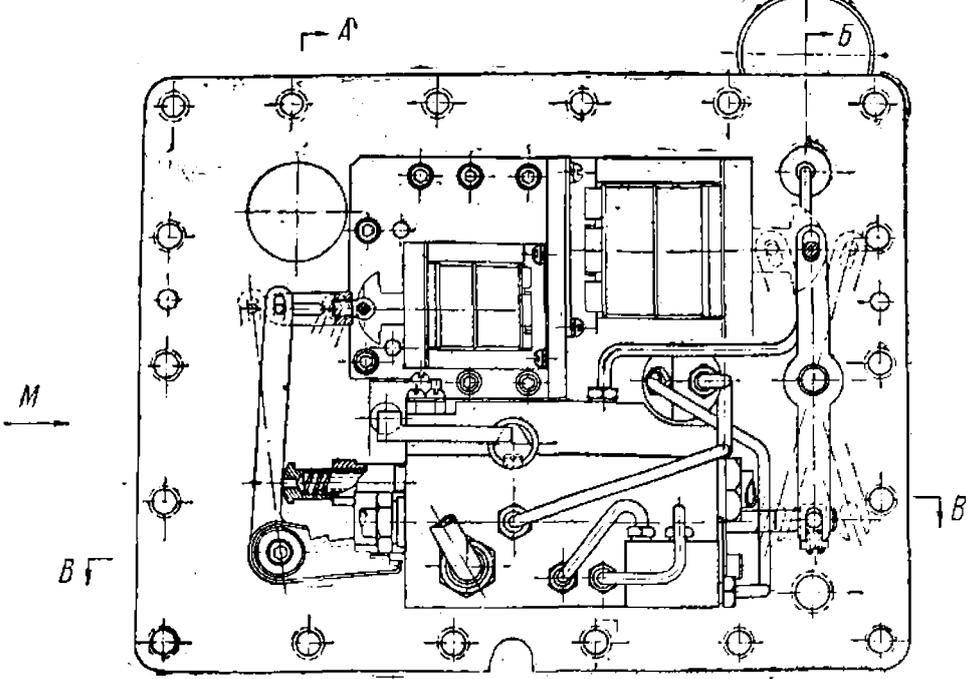
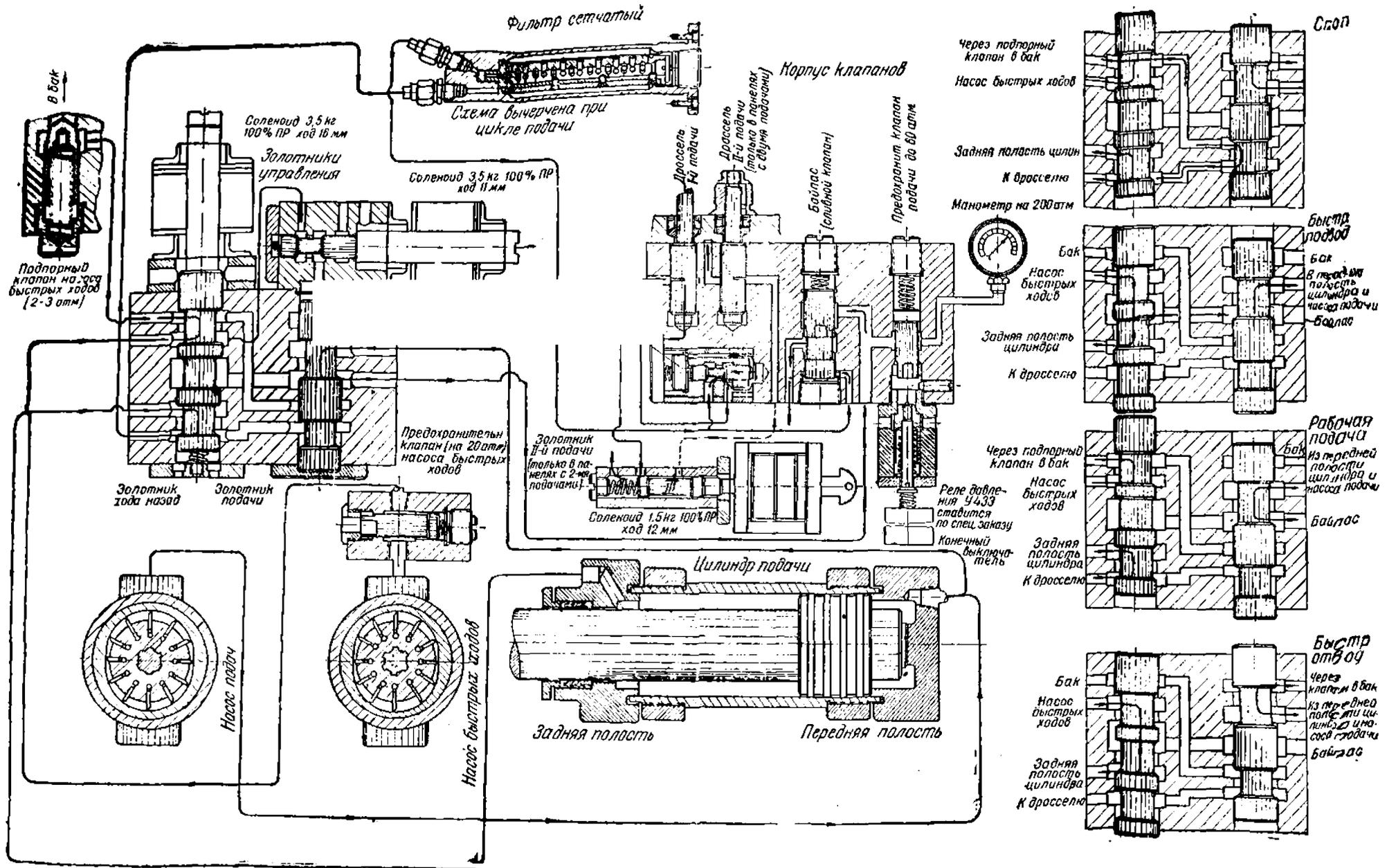


Схема положений золотника для панели с 1-й рабочей подачей



Фиг. 150. Гидравлическая схема для сверильно-расточных станков среднего типа с панелью управления У470 завода „Станкоконструкция“.

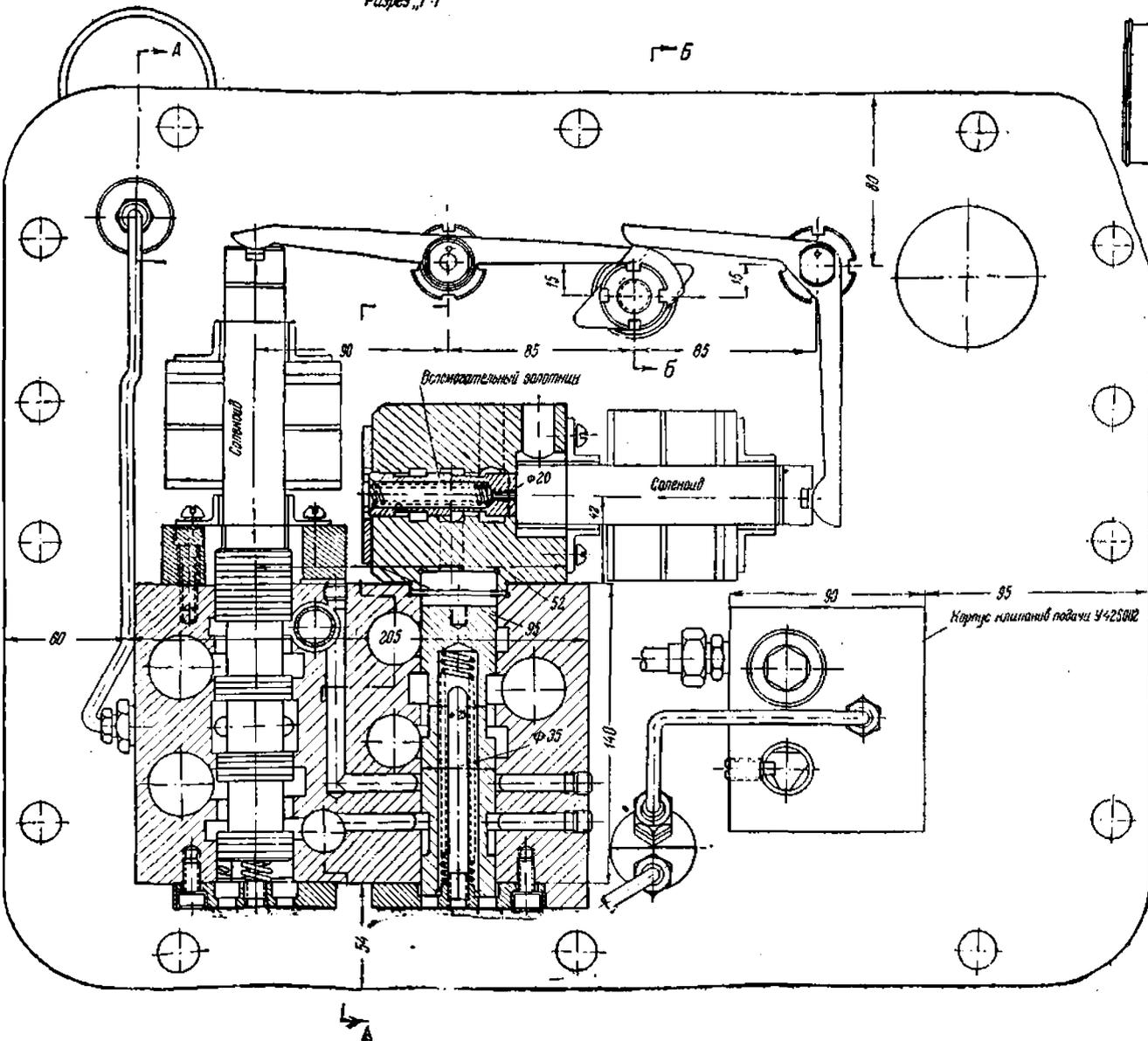




Фиг. 153. Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков с панелью электрического управления У426 завода „Станкоконструкция“.

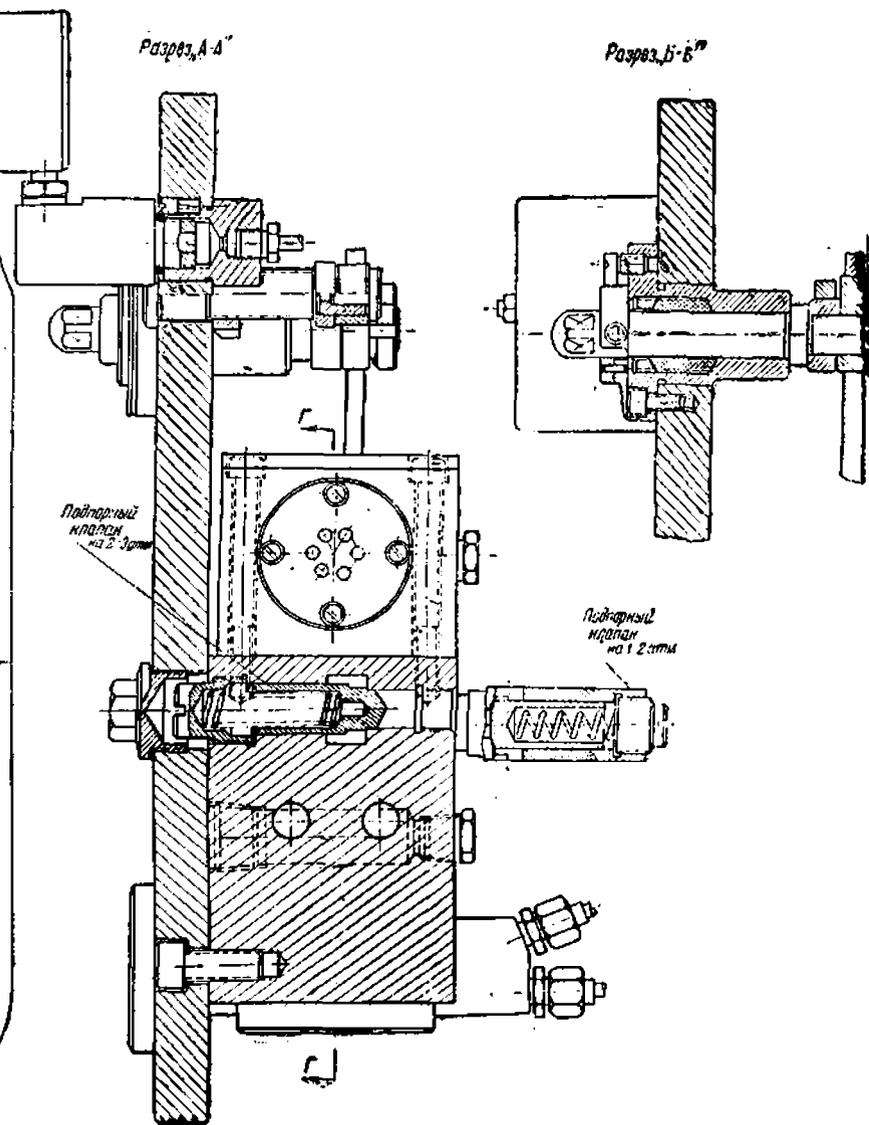
Разрез „Г-Г“

Г-Б



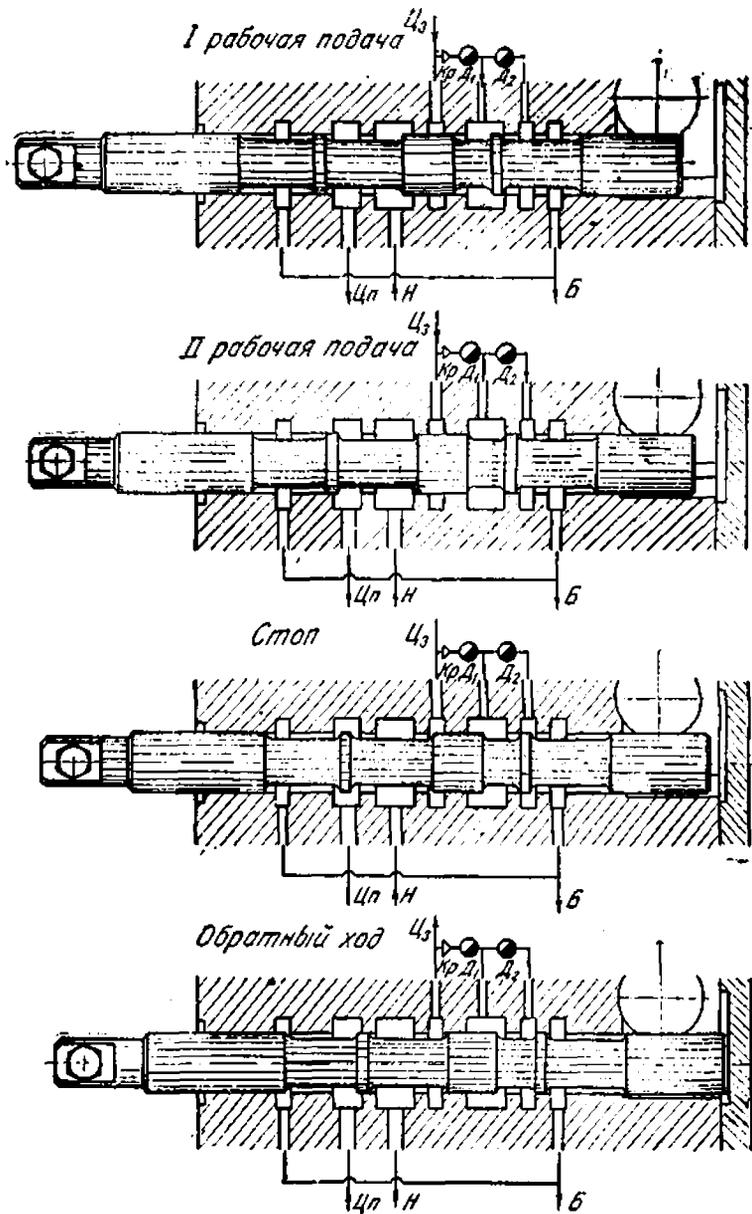
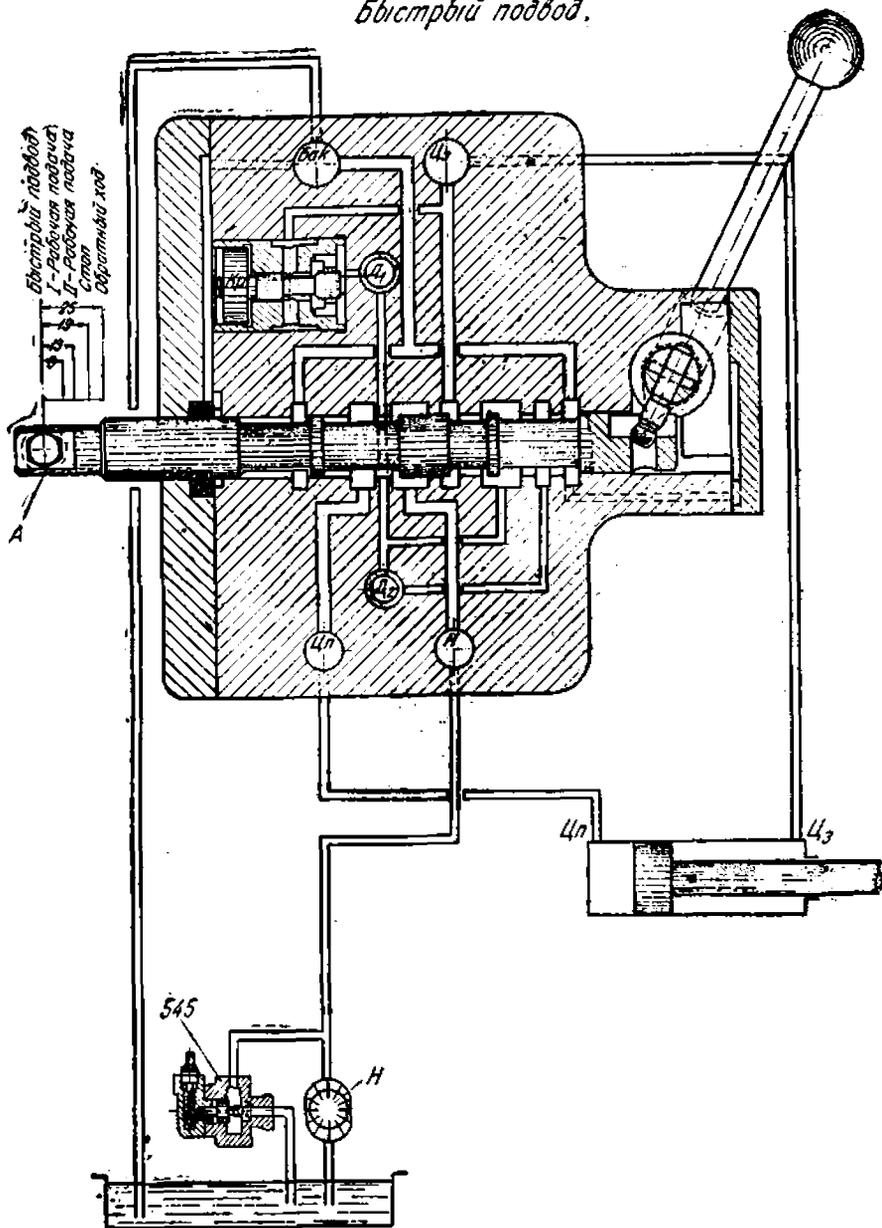
Разрез „А-А“

Разрез „Б-Б“

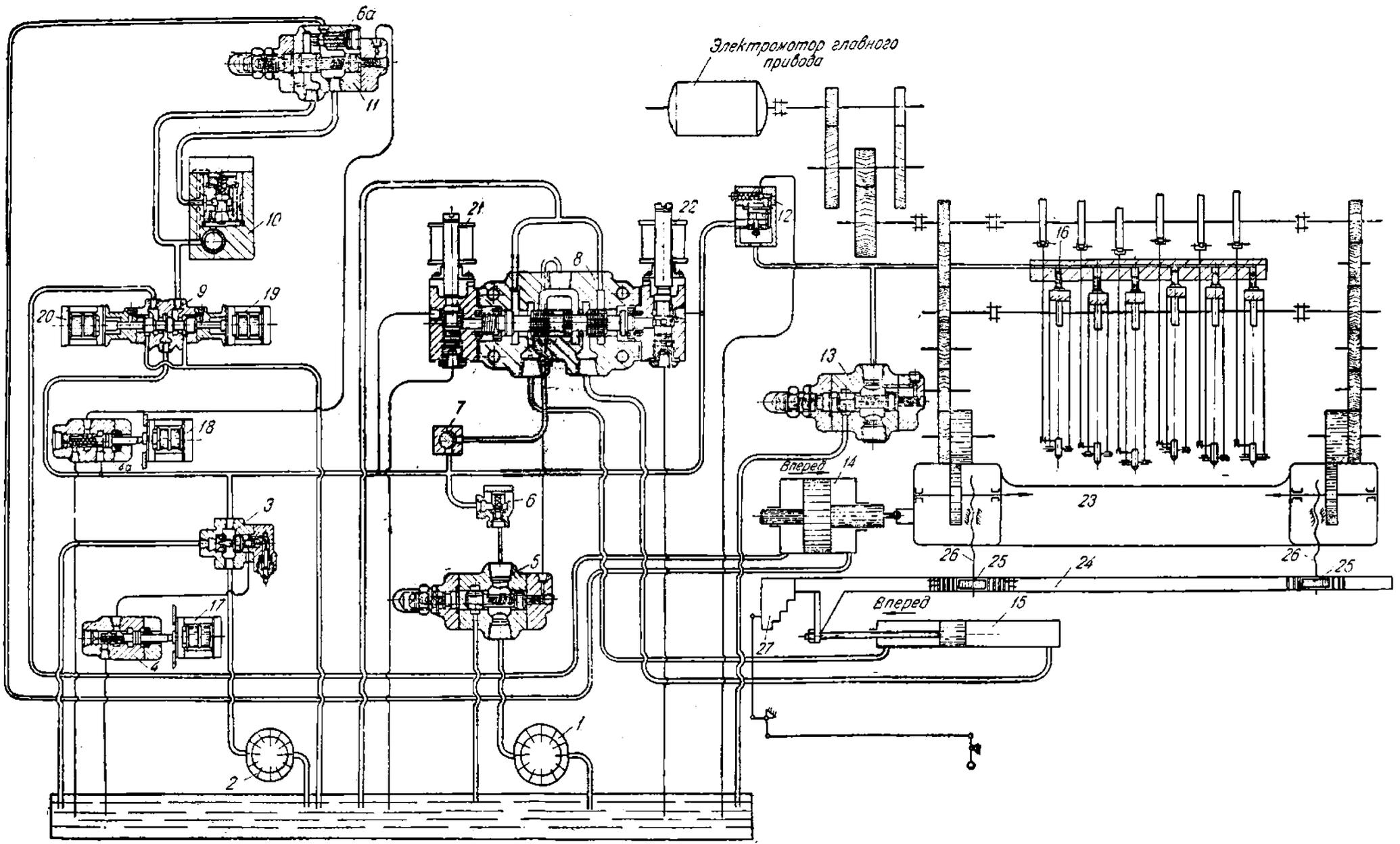


Фиг. 154. Панель управления У426

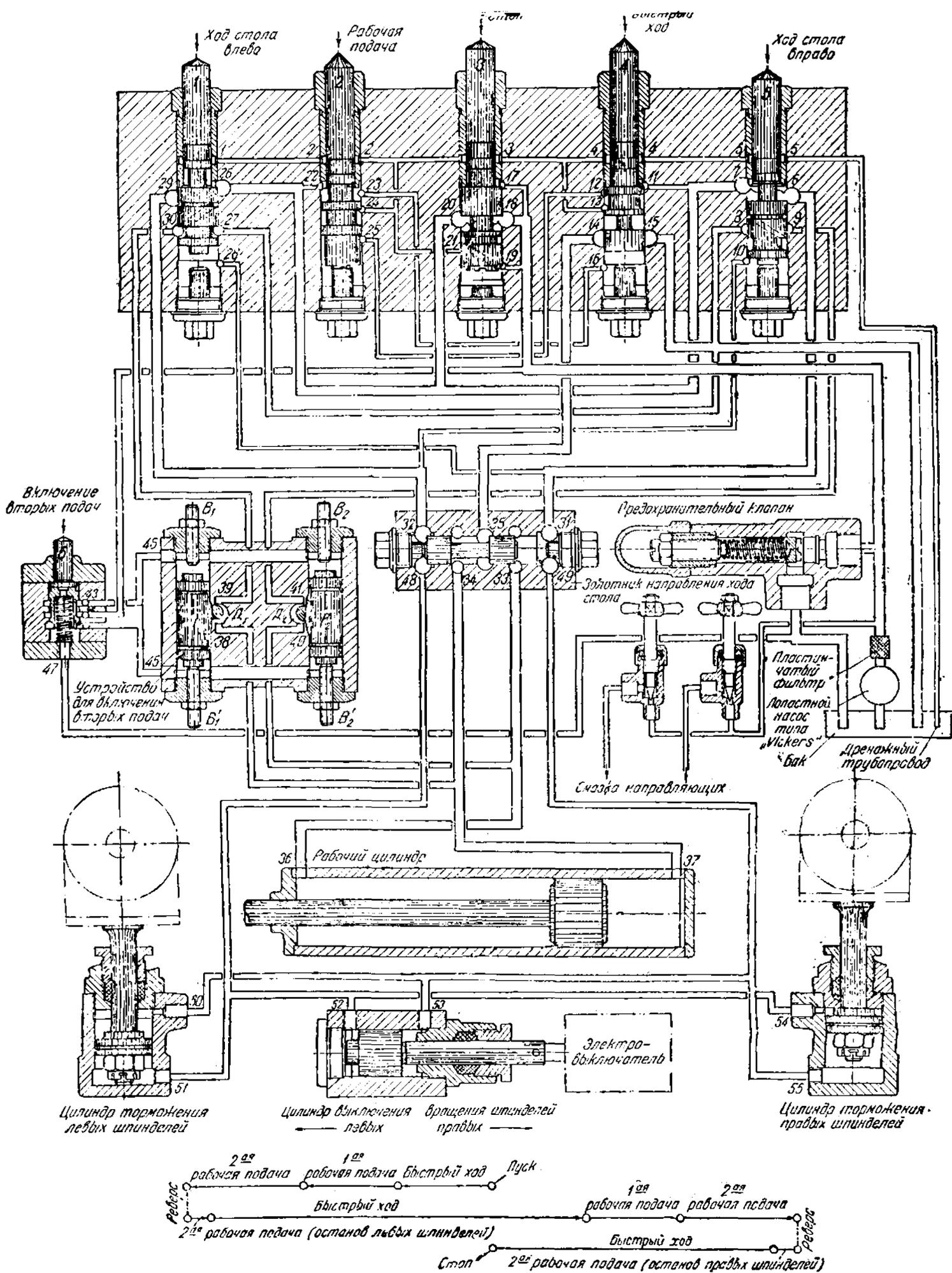
Быстрый подвод.



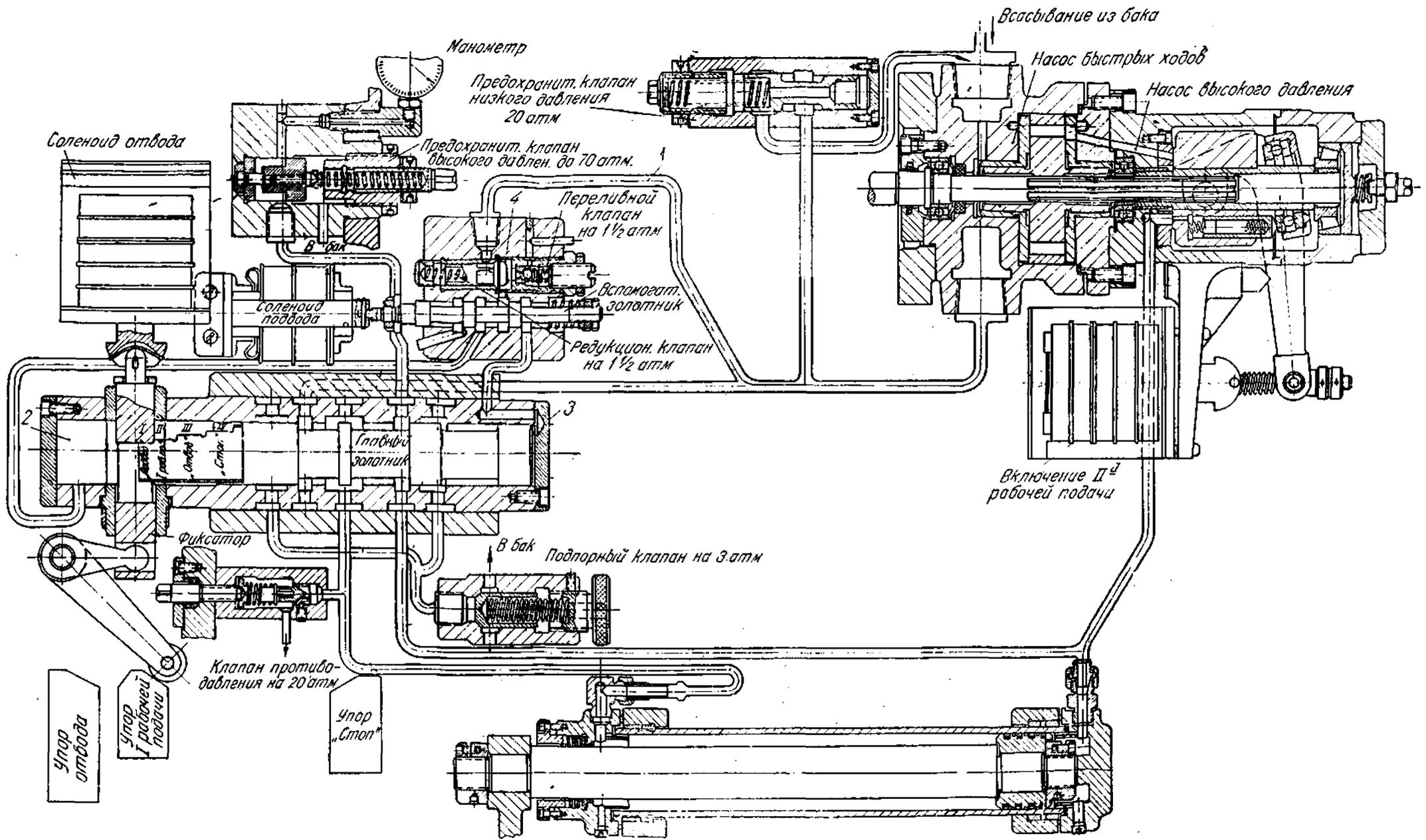
Фиг. 156. Гидравлическая схема с панелью управления типа Vickers для станков малой мощности.



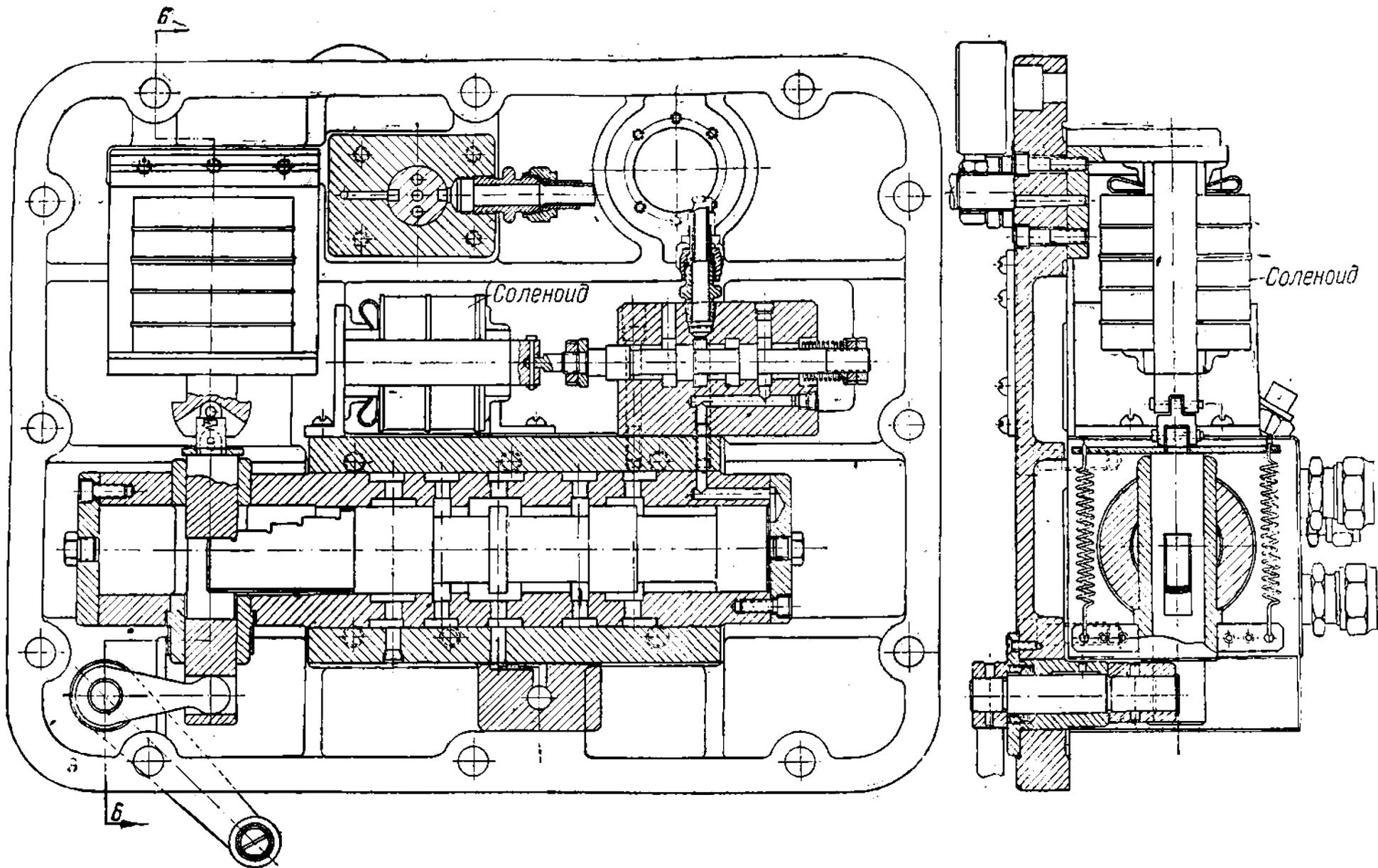
Фиг. 160. Гидравлическая схема многолезвцового токарного станка 132 производства завода „Красный пролетарий“, предназначенного для обработки контуров щек колеччатых валов авиамоторов.



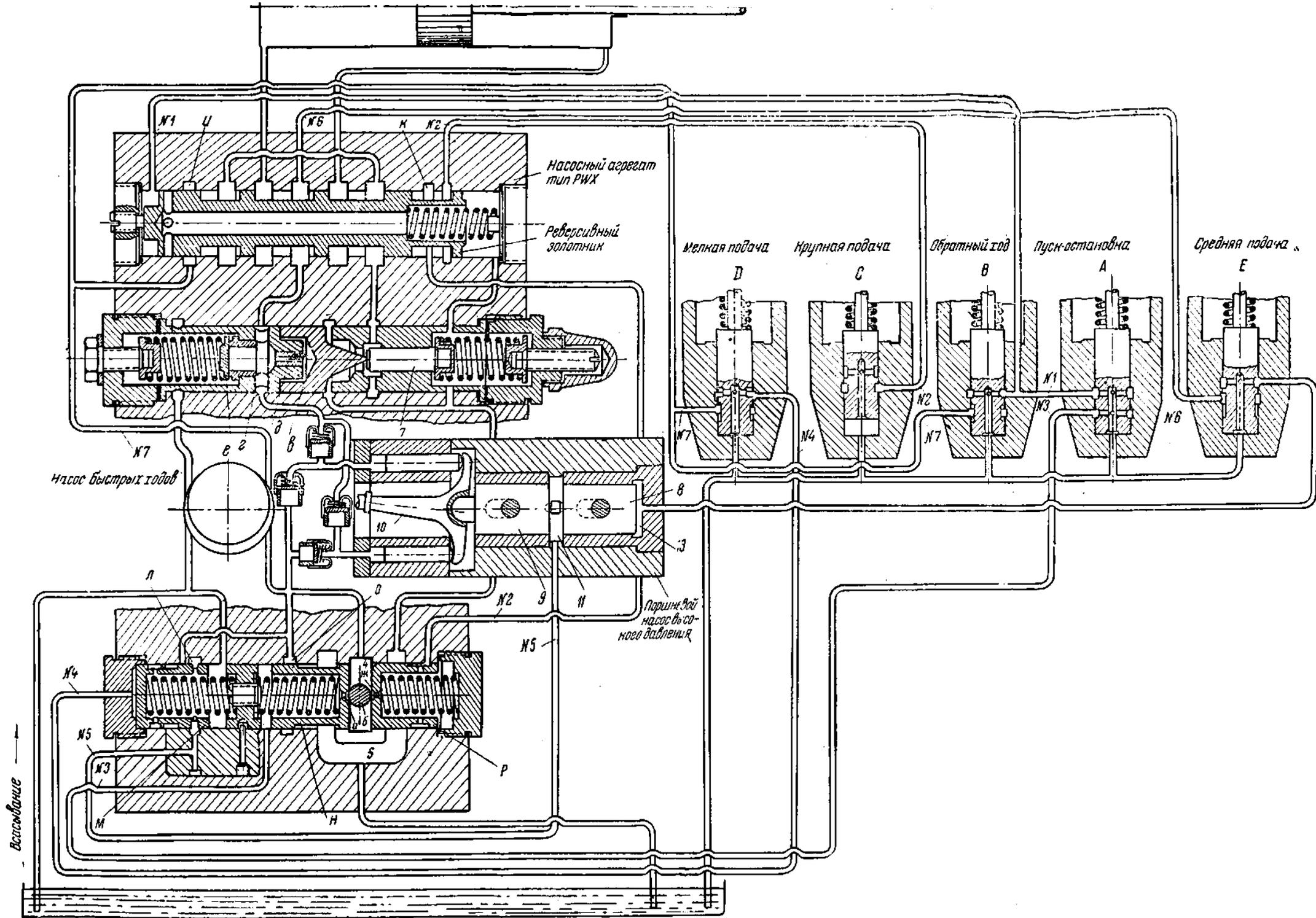
Фиг. 161. Гидравлическая схема двухороннего алмазно-расточного станка для обработки шатунов авиамоторов фирмы Экселенс.



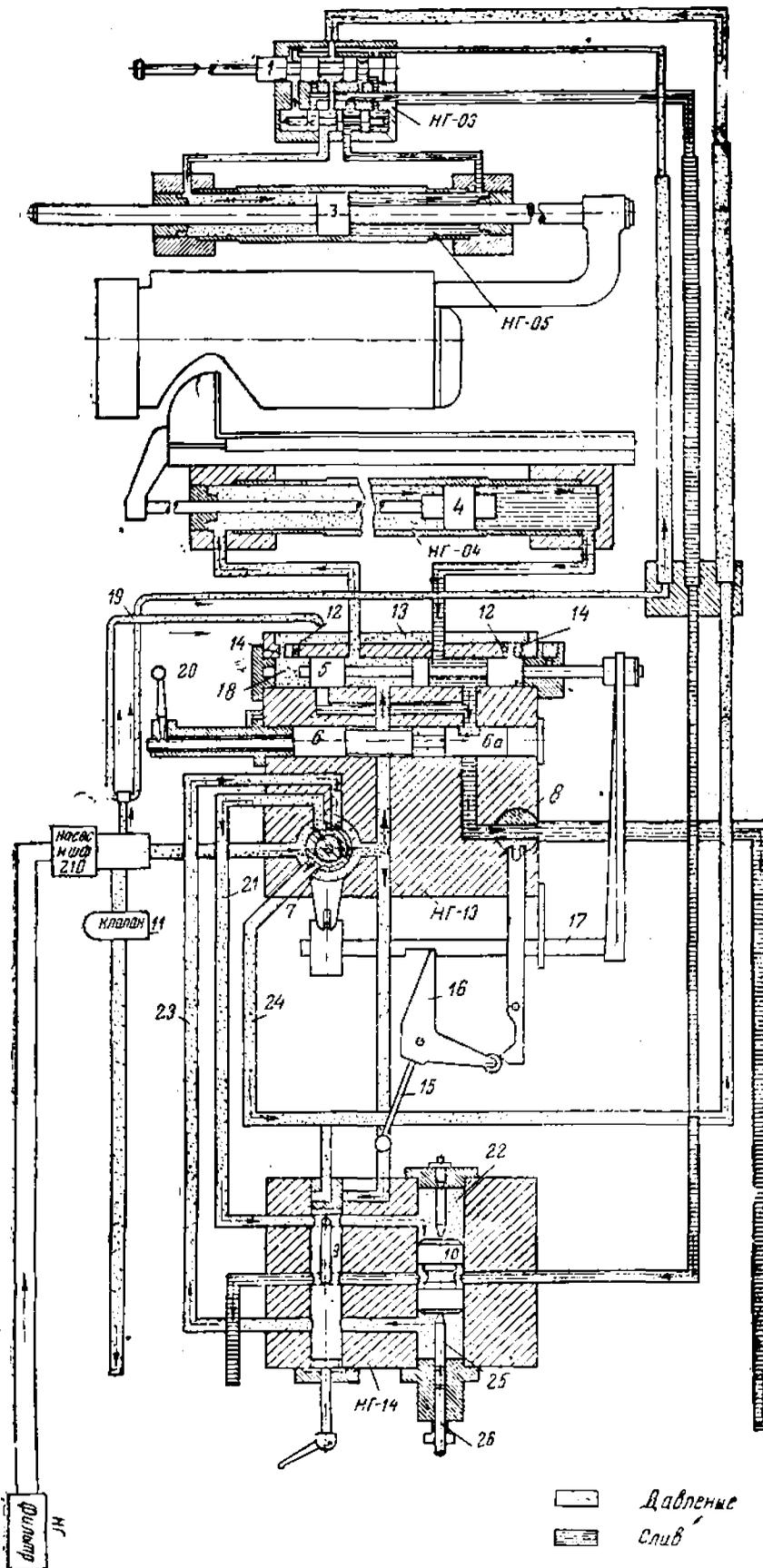
Фиг. 162. Гидравлическая схема для сверлильно-расточных станков с панелью управления У422 и двоянным насосом У323 завода „Станкоконструкция“.



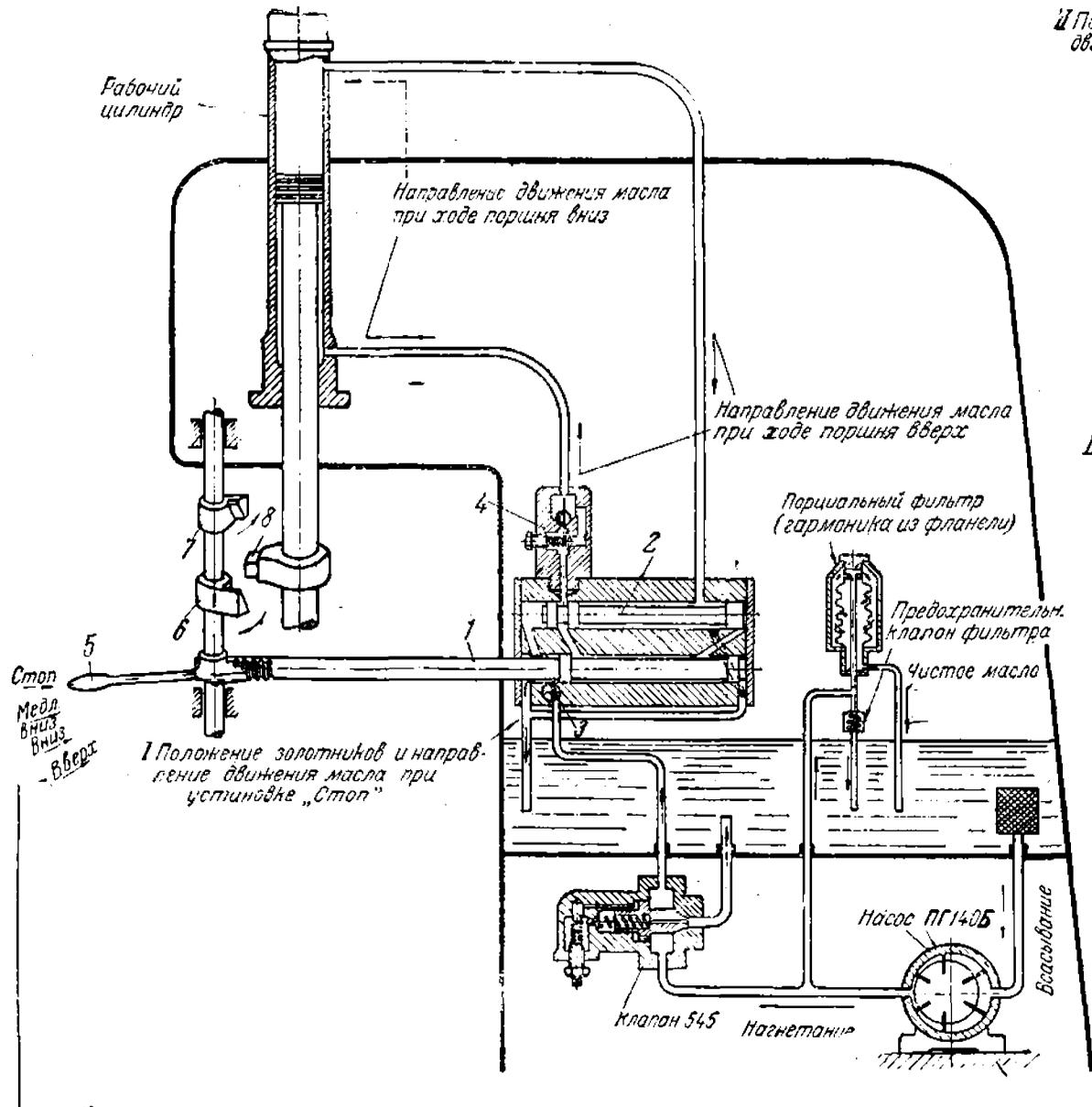
Фиг. 163. Панель управления У42.



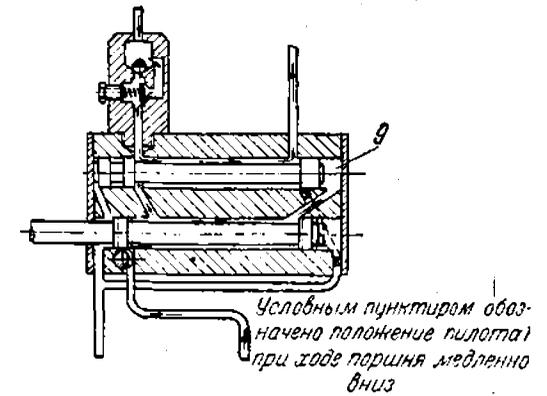
Фиг. 166. Гидравлическая схема многорезцового токарного полуавтомата фирмы Wickes, модель SN-2 для обработки коренных шеек и щек коленчатого вала.



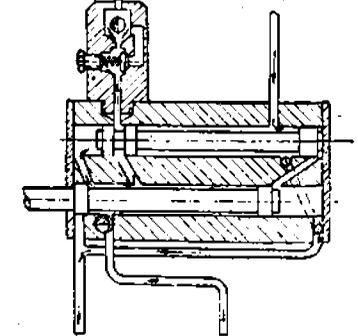
Фиг. 171. Гидравлическая схема плоскошлифовального станка 372АМ производства МСЗ.



II Положение золотников и направление движения масла при ходе поршня вниз



III Положение золотников и направление движения масла при ходе поршня вверх



Цена 25 р., пер. 2 р.