

10, октябрь 2015

УДК 62.971.98

Опыт создания лабораторного стенда для исследования рабочего процесса поршневого насоса

Звягинцев С. С., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Адельшин Д. Р., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Борисов Б. П., к.т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Научный руководитель: Щербачёв П. В., старший преподаватель

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

bauman@bmstu.ru

Индикаторная диаграмма позволяет наиболее полно судить о рабочем процессе насоса и является основным средством анализа при разработке и испытаниях новых насосов. По виду индикаторной диаграммы можно судить о наличии характерных неисправностей гидравлической части насоса. Кроме того, становится возможным определение индикаторной мощности насоса. Пример такой диаграммы приведен на рисунке 1.

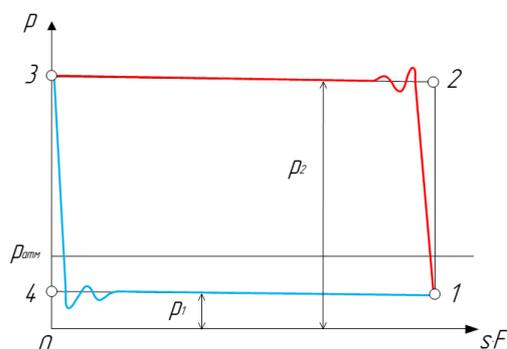


Рис. 1. Индикаторная диаграмма поршневого насоса

При проектировании лабораторного стенда, предварительно была разработана его гидравлическая схема (рис. 2).

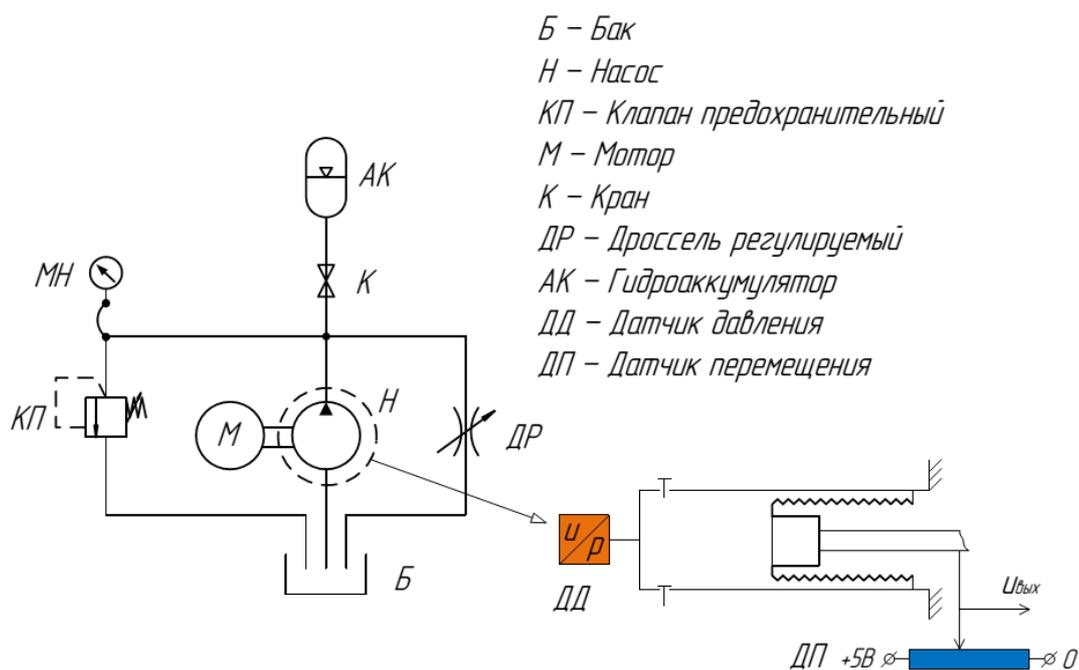


Рис. 2. Гидравлическая схема стенда

Объектом исследований является поршневой насос (рис.3), приводимый в движение электродвигателем мощностью 0,75 кВт. Механизм преобразования вращательного движения вала двигателя в возвратно-поступательное движение штока насоса находится непосредственно в корпусе, на котором установлен электродвигатель.



Рис. 3. Насос однопоршневой

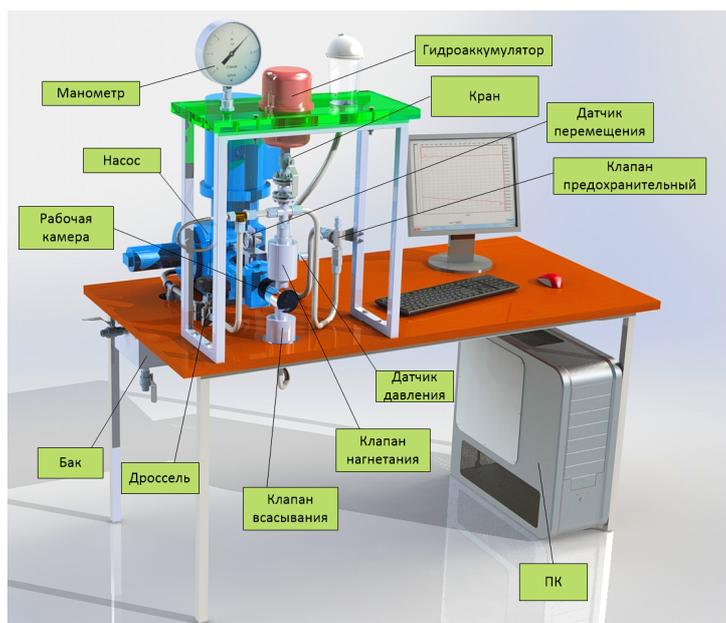


Рис. 4. 3D модель лабораторного стенда

На рисунке 4 представлена 3D модель лабораторного стенда. Насос всасывает жидкость в рабочую камеру из бака через клапан всасывания и передает в систему через клапан нагнетания. Рабочая камера насоса представляет собой стеклянную колбу, жидкость из которой вытесняется при помощи фторопластового сильфона (рис. 4).

Для ограничения максимального давления в гидросистеме установлен предохранительный клапан (КП). Для визуального контроля рабочего давления, а также для настройки давления открытия клапана КП используется манометр. В качестве дросселя, имитирующего нагрузку, используется игольчатый вентиль с регулирующей иглой, что обеспечивает достаточно плавное изменение площади его проходного сечения. Для последующего использования стенда в учебном процессе, дополнительно устанавливается гидро-пневматический аккумулятор, который при помощи шарового крана может быть включен или отключен от системы. Таким образом становится возможным изучение влияния гидроаккумулятора на рабочий процесс, что сказывается на виде индикаторной диаграммы насоса.



Рис. 5. Рабочая камера насоса

Для снятия индикаторной диаграммы к рабочей камере насоса подключается индуктивный датчик давления (рис. 5), а непосредственно к штоку – индуктивный датчик перемещения штока насоса (рис. 6). Сигналы с датчиков поступают на блок электроники и далее в плату сбора данных для дальнейшей обработки на компьютере.



Рис. 6. Датчик перемещения штока насоса

Следующим шагом после разработки конструкции была разработка математической модели стенда.

При составлении математической модели были приняты следующие допущения:

- 1) поршень движется по синусоидальному закону;
- 2) состояние газа в гидроаккумуляторе изменяется по изотермическому закону;
- 3) значение коэффициента расхода является постоянным для всех случаев.

Последующие эксперименты проводятся только с включенным гидроаккумулятором.

3

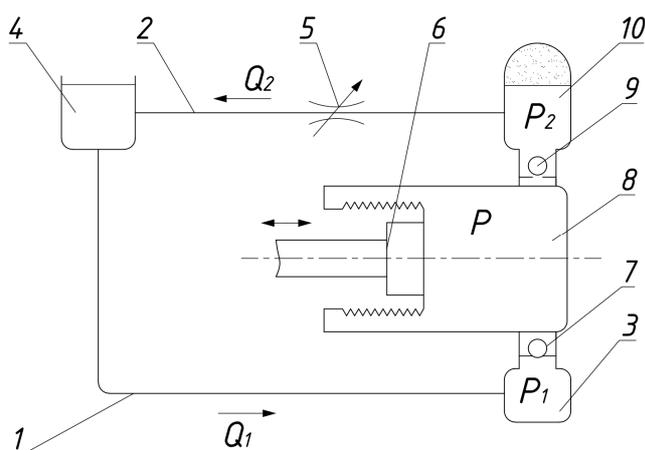


Рис. 7. Расчетная схема

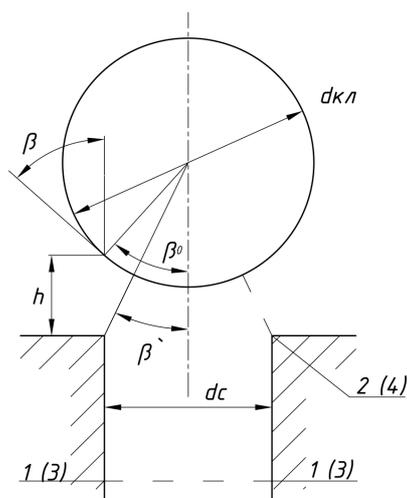


Рис. 8. Расчетная схема

На рисунках 7,8 представлены расчетные схемы математической модели. В них входят:

- 1 – Линия всасывания
- 2 – Линия нагнетания
- 3 – Бак
- 4 – Расширительный бак
- 5 – Дроссель
- 6 – Поршень
- 7 – Клапан всасывания
- 8 – Рабочая камера насоса
- 9 – Клапан нагнетания
- 10 – Гидроаккумулятор

d_c – диаметр седла

h – высота подъема клапана

$d_{кл}$ – диаметр клапана

Далее приведены основные зависимости, использованные для написания математической модели.

1. Уравнения Бернулли с инерционным напором.

1.1. Уравнение для линии нагнетания

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{\pi \cdot g \cdot d_2^2}{4 \cdot l_2} \cdot \left(\frac{P_2}{\rho \cdot g} - \left(H + \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} \right) - \left(\lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \xi_2 \right) \cdot \frac{16}{\pi^2 \cdot 2 \cdot g \cdot d_2^4} \cdot Q_2 \cdot |Q_2| \right),$$

где Q_2 – мгновенное значение расхода в линии нагнетания;

d_2 – диаметр трубы линии нагнетания;

l_2 – длина трубы линии нагнетания;

P_2 – абсолютное давление в полости за клапаном нагнетания;

$P_{ат}$ – атмосферное давление;

λ_2 – коэффициент гидравлического трения;

ξ_2 – коэффициент местного сопротивления;

ρ – плотность жидкости;

g – единичная массовая сила.

1.2 Уравнение для линии всасывания

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\pi \cdot g \cdot d_1^2}{4 \cdot l_1} \cdot \left(H + \frac{P_{ат}}{\rho \cdot g} - \frac{P_1}{\rho \cdot g} - \left(\lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \xi_1 \right) \cdot \frac{16}{\pi^2 \cdot 2 \cdot g \cdot d_1^4} \cdot Q_1 \cdot |Q_1| \right),$$

где Q_1 – мгновенное значение расхода в линии нагнетания;

d_1 – диаметр трубы линии нагнетания;

l_1 – длина трубы линии нагнетания;

P_1 – абсолютное давление в полости перед клапаном всасывания;

λ_1 – коэффициент потерь на трение по длине;

ξ_1 – коэффициент местного сопротивления;

2. Давление в полости за клапаном нагнетания

В данной модели состояние газа в гидроаккумуляторе изменяется по изотермическому закону, тогда:

$$P_{г0} \cdot V_{г0} = P_2 \cdot V_г = \text{const}$$

$$P_2 \cdot dV_г + V_г \cdot dP_2 = 0$$

$$\frac{dV_г}{dt} = Q_2 - Q_{кл2}$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{P_2^2}{P_{r0} \cdot V_{r0}} \cdot (Q_{кл2} - Q_2),$$

где P_{r0} – давление зарядки аккумулятора;

V_{r0} – начальный объём газа в аккумуляторе;

V_r – текущее значение объёма газа;

$Q_{кл2}$ – текущее значение расхода через клапан нагнетания.

3. Давление перед клапаном всасывания

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E}{V_1 + h_1 \cdot f_{c1}} \cdot \left(Q_1 - Q_{кл1} - f_{c1} \cdot \frac{dh_1}{dt} \right),$$

где V_1 – объём бака;

h_1 – подъём клапана всасывания;

dh_1/dt – скорость клапана;

f_{c1} – площадь седла:

$$f_{c1} = \frac{\pi \cdot d_{c1}^2}{4}$$

d_{c1} – диаметр седла;

$Q_{кл1}$ – текущее значение расхода через клапан всасывания;

4. Уравнения расходов через клапаны

4.1. Расход через клапан всасывания

$$Q_{кл1} = \mu \cdot f_{щ1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P_1 - P| \cdot \text{sign}(P_1 - P)},$$

где μ – коэффициент расхода через щель;

P – давление в рабочей камере;

$f_{щ1}$ – площадь щели;

$$f_{щ1} = \frac{\pi \cdot d_{кл1}^2}{4} \cdot \left(\frac{\sin(\beta'_1)}{\sin(\beta_{01})} + 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\sin(\beta'_1)} - \frac{1}{\sin(\beta_{01})} \right)$$

$$\sin(\beta_{01}) = \frac{d_{кл1}}{d_{c1}}$$

$$\operatorname{tg}(\beta'_1) = \frac{1}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg}(\beta_{01})}\right) + 2 \cdot \frac{h_1}{d_{\text{кл}1}}}$$

4.2. Расход через клапан нагнетания

$$Q_{\text{кл}2} = \mu \cdot f_{\text{щ}2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P - P_2| \cdot \operatorname{sign}(P - P_2)},$$

где $f_{\text{щ}2}$ – площадь щели;

$$f_{\text{щ}2} = \frac{\pi \cdot d_{\text{кл}2}^2}{4} \cdot \left(\frac{\sin(\beta'_2)}{\sin(\beta_{02})} + 1\right) \cdot \left(\frac{1}{\sin(\beta'_2)} - \frac{1}{\sin(\beta_{02})}\right)$$

$$\sin(\beta_{02}) = \frac{d_{\text{кл}2}}{d_{\text{с}2}}$$

$$\operatorname{tg}(\beta'_2) = \frac{1}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg}(\beta_{02})}\right) + 2 \cdot \frac{h_2}{d_{\text{кл}2}}}$$

h_2 – подъём ЗРЭ клапана нагнетания.

5. Уравнения движения клапанов

5.1. Клапан всасывания

$$m_1 \cdot \frac{d^2 h_1}{dt^2} = f_{\text{к}1} \cdot (P_1 - P) + \rho \cdot Q_{\text{кл}1} \cdot (v_{\text{с}1} - v_{\text{щ}1} \cdot \cos(\beta_{31})) - V_{\text{кл}1} \cdot (\rho_{\text{кл}1} - \rho) \cdot g,$$

где $v_{1\text{с}}$ – скорость жидкости в сечении 1-1 (см. рис. 8);

$v_{\text{щ}1}$ – скорость жидкости в сечении 2-2 (см. рис. 8);

$\rho_{\text{кл}1}$ – плотность ЗРЭ;

$V_{\text{кл}1}$ – объём ЗРЭ;

m_1 – приведенная масса ЗРЭ;

$m_{\text{кл}1}$ – масса ЗРЭ.

$$V_{\text{кл}1} = \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_{\text{кл}1}}{2}\right)^3$$

$$m_1 = m_{\text{кл1}} + V_{\text{кл1}} \cdot 0.5 \cdot \rho$$

Перемещение клапана ограничивается неравенством:

$$0 \text{ мм} \leq h_1 \leq 3 \text{ мм}$$

5.2. Клапан нагнетания

$$m_2 \cdot \frac{d^2 h_2}{dt^2} = f_{\text{к2}} \cdot (P - P_2) + \rho \cdot Q_{\text{кл2}} \cdot (v_{\text{с2}} - v_{\text{щ2}} \cdot \cos(\beta_{32})) - V_{\text{кл2}} \cdot (\rho_{\text{кл2}} - \rho) \cdot g,$$

где $v_{2\text{с}}$ – скорость жидкости в сечении 3-3 (см. рис. 8);

$v_{\text{щ2}}$ – скорость жидкости в сечении 4-4 (см. рис. 8);

$\rho_{\text{кл2}}$ – плотность ЗРЭ;

$V_{\text{кл2}}$ – объём ЗРЭ;

m_2 – приведенная масса ЗРЭ;

$m_{\text{кл2}}$ – масса ЗРЭ.

$$V_{\text{кл2}} = \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_{\text{кл2}}}{2} \right)^3$$

$$m_2 = m_{\text{кл2}} + V_{\text{кл2}} \cdot 0.5 \cdot \rho$$

Перемещение клапана ограничивается неравенством:

$$0 \text{ мм} \leq h_2 \leq 3 \text{ мм}$$

6. Давление в рабочей камере

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E \cdot Q_{\text{сж}}}{V_{\text{рк}}}$$

$Q_{\text{сж}}$ – расход сжатия;

$V_{\text{рк}}$ – мгновенное значение объёма рабочей камеры.

$$Q_{\text{сж}} = Q - Q_{\text{кл2}} + Q_{\text{кл1}} - f_{\text{к2}} \cdot \frac{dh_2}{dt} + f_{\text{к1}} \cdot \frac{dh_1}{dt}$$

$$V_{\text{рк}} = V_{\text{max}} - x \cdot F_{\text{п}} + h_2 \cdot f_{\text{к2}} - h_1 \cdot f_{\text{к1}}$$

V_{max} – максимальный объём рабочей камеры;

Q – мгновенное значение подачи;

x – ход поршня.

$$x(t) = H_{\pi} \cdot 0.5 \cdot (1 + \cos(\varphi + \varphi_0))$$

$$Q(t) = \frac{dx}{dt} \cdot F_{\pi}$$

H_{π} – амплитуда хода;

φ_0 – начальная фаза;

F_{π} – площадь поршня.

В таблице представлены исходные данные модели.

Наименование	Значение	Размерность
d_1	12	мм
d_2	12	мм
l_1	1	м
l_2	1	м
ρ	1000	кг/м ³
$P_{ат}$	100	кПа
ξ_1	5	-
ξ_2	295.518	-
λ_1	0.02	-
λ_2	0.02	-
H	0	м
$P_{г0}$	200	кПа
$V_{г0}$	1	л
E	1500	МПа
$d_{с1}$	15	мм
$d_{с2}$	15	мм
V_1	11	л
μ	0.7	-
$d_{кл1}$	18	мм
$d_{кл2}$	18	мм
$m_{кл1}$	7.32	г
$m_{кл2}$	7.32	г

V_{\max}	218.1	см^3
$H_{\text{п}}$	35	мм
φ_0	$\pi/2$	рад
$P_{\text{н.п}}$ (при $t = 20^\circ$)	2.339	кПа

На рисунке 9 представлен результат работы разработанной математической модели.

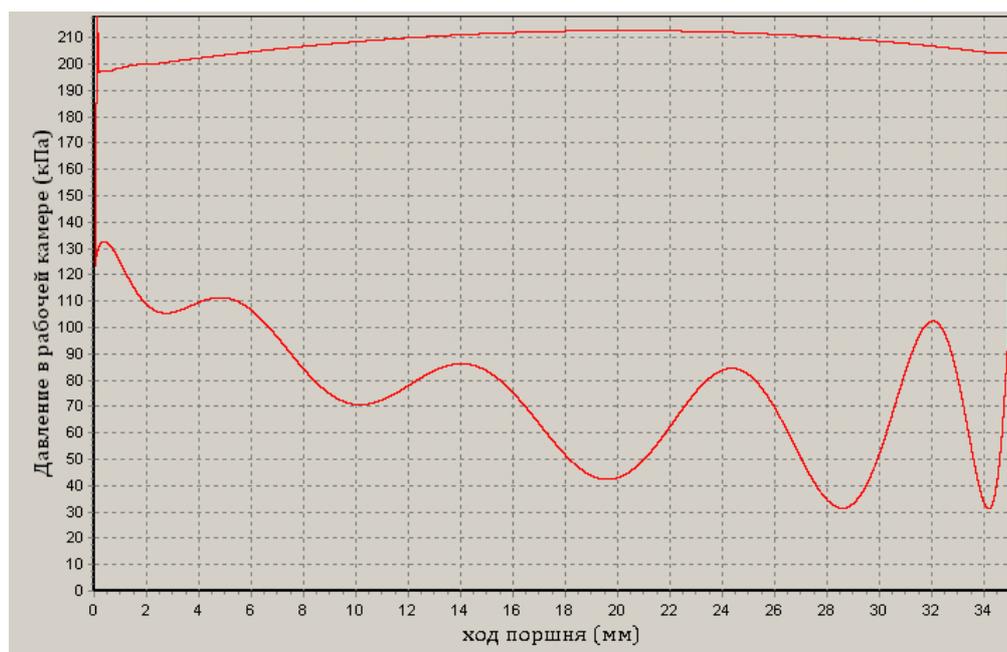


Рис. 9. Результат моделирования работы поршневого насоса

Экспериментальные данные представлены на следующем графике (рис. 10). Анализируя вид экспериментальной индикаторной диаграммы, можно заключить, что имеет место качественное совпадение результатов математического моделирования и эксперимента.

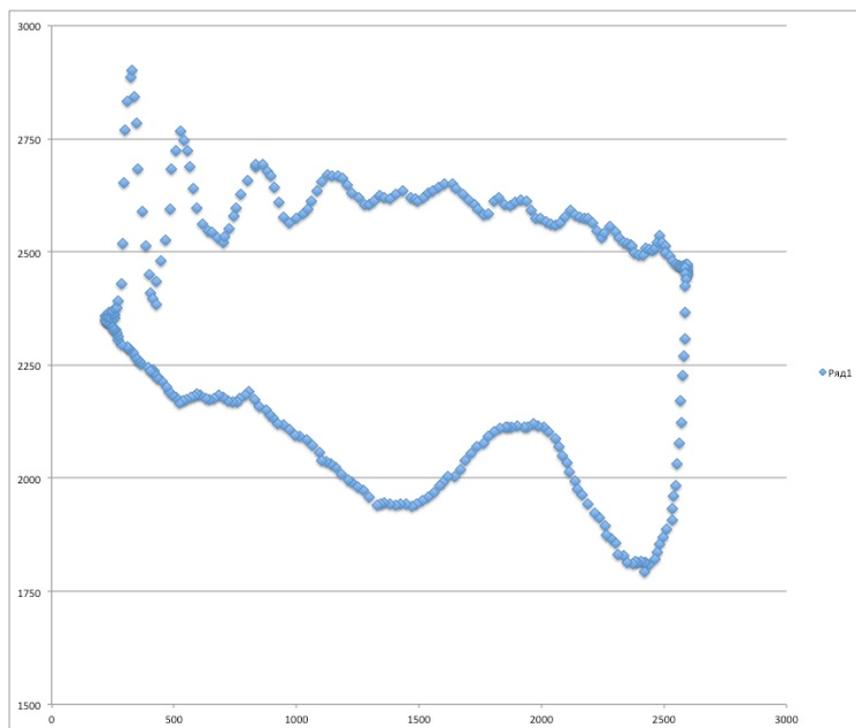


Рис. 10. Результаты эксперимента

Следующим этапом работы по лабораторному стенду является доработка его математической модели и повторное проведение эксперимента. После верификации модели на объекте, будет получен инструмент, позволяющий исследовать рабочий процесс аналогичных агрегатов при различных входных данных.

Список литературы

1. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов. 4-е изд., перепечатка со второго издания 1982. М.: Альянс, 2010. 423 с.
2. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для вузов по специальности «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» и «Гидравлические машины и средства автоматизики». 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
3. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М. В., Гидромеханика: серия «Механика в техническом университете». М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 385 с.