

МЕХАНІЗМ ВОЗНИКНОВЕННЯ КАВІТАЦІЇ В АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОМ НАСОСЕ

PROCESS OF CAVITATION IN AXIAL PISTON PUMPS

Рассмотрен механизм возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах, определены факторы, которые влияют на возникновение кавитации и аэрации рабочей жидкости в аксиально-поршневых насосах. Получены формулы для определения кавитационного запаса насоса и пересчета его кавитационных характеристик на другие обороты приводного вала.

Ключевые слова: кавитация, аксиально-поршневой насос, подача, газовыделение, рабочая жидкость.

Введение

В практике машиностроения наблюдается устойчивая тенденция перехода гидропривода на высокие рабочие давления. Это обстоятельство обусловило ряд проблем и выдвинуло повышенные требования к конструкции как отдельных гидроагрегатов так и гидросистем в целом. К актуальной проблеме современного гидропривода большой мощности относятся проблемы, связанные с кавитацией и аэрацией рабочих жидкостей.

В авиационном гидроприводе большой мощности в качестве источников питания получили распространение аксиально-поршневые насосы регулируемой подачи. Режимы работы насоса, при которых происходит выделение воздуха и кавитация, сопровождаются повышенным шумом, снижением подачи, интенсивными колебаниями давления. Отрицательные последствия этих явлений — эрозия деталей, усталостное разрушение трубопроводов, снижение вязкости рабочей жидкости, ее загрязнение продуктами износа.

Повышенный уровень колебаний давления в напорных магистралях, обусловленный процессами кавитации и аэрации, является причиной возникновения вибраций трубопроводов системы, приводит к ложному срабатыванию регулирующей аппаратуры [1]. Кавитационные колебания давления являются одной из причин разгерметизации гидравлической системы. Они способствуют развитию незатухающих колебаний клапанов, золотников, сервопоршней, что приводит их к преждевременному износу, появлению наклепа и задиrow на рабочих поверхностях.

Чтобы исключить или предупредить возникновение кавитационных колебаний давления в гидросистемах, необходимо иметь сведения о их характере и проявлениях [2], сущности физических явлений, вызывающих кавитацию, а также особенностях протекания кавитации и аэрации в том или ином гидроагрегате.

Анализ литературных источников

Влияние газосодержания жидкости на кавитацию рассмотрено в работах [8, 9, 10, 11]. Оно проявляется в следующем: в фазе коллапса пузырьки воздуха действуют как демпфер, снижая давление и процесс эрозии, наличие воздуха приводит к более раннему началу кавитации жидкости, коллапс газовых каверн усиливает деградацию жидкости. Наиболее полный обзор результатов исследования влияния газа в составе рабочей жидкости на ее основные свойства и эксплуатационные параметры гидросистемы приведен в работе [12]. Предотвращение выделения газа из жидкости достигается рациональной компоновкой системы и профилированием проточной части агрегатов. Топливные, масляные и гидравлические системы воздушных судов оборудуются устройствами для дегазации жидкостей в процессе работы и заправки [12, 13, 14, 15].

Таким образом, присутствие в рабочей жидкости воздуха независимо в какой форме он находится, существенно снижает срок службы минеральных масел и ухудшает эксплуатационные характеристики гидропривода.

Цель исследований

При определенной наработке авиационных аксиально-поршневых насосов были обнаружены кавитационные повреждения торцевых распределителей и поверхностей блоков цилиндров аксиально-поршневых насосов [3]. В связи с этим были проведены исследования по работоспособности аксиально-поршневых насосов в условиях кавитации и воздуховыделения. А также исследованы вопросы механизма возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах в фазе всасывания и нагнетания насоса и экспериментальные исследования значения допустимого кавитационного запаса и входных критических давлений для насосов с

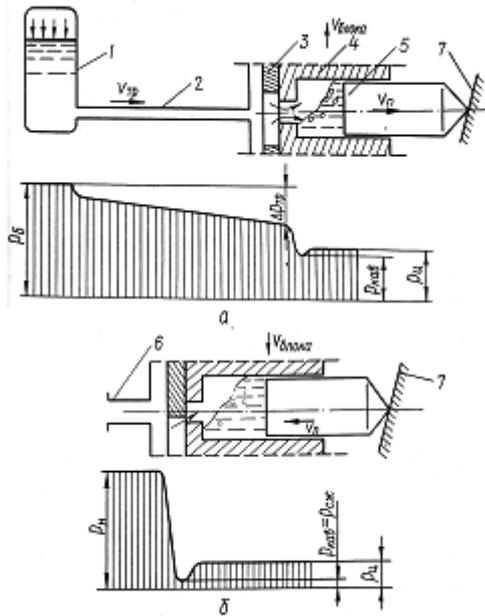


Рисунок 1 — Схема всасывающей линии аксиально-поршневого насоса с золотниковым распределением потоков:
 а — эюра давлений во всасывающем трубопроводе,
 б — эюра давлений при дозаполнении из линии нагнетания,
 1 — бак, 2 — всасывающий трубопровод, 3 — распределитель,
 4 — блок цилиндров, 5 — поршень, 6 — напорный трубопровод,
 7 — наклонный диск

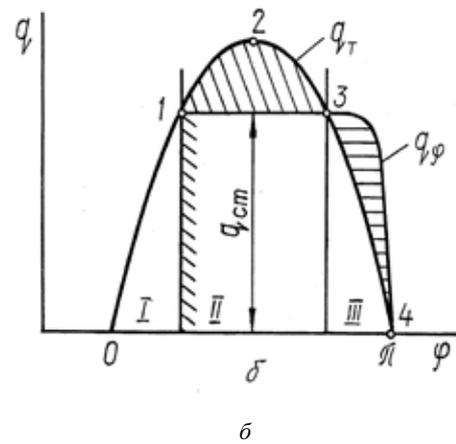
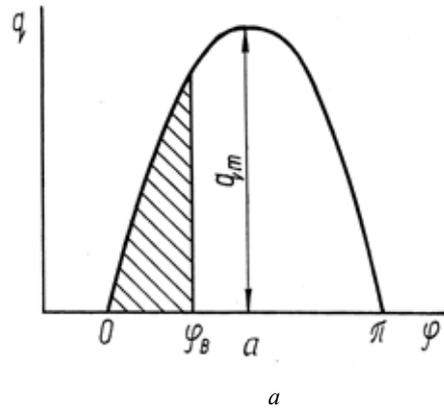


Рисунок 2 — Графики мгновенных подач жидкости при газовыделении и кавитации в поршневом насосе:
 а — мгновенная подача насоса при наличии в рабочей жидкости нерастворенного воздуха; б — мгновенная подача насоса при кавитационном режиме работы

подобными качающими узлами, разработки рекомендаций по повышению ресурса насосов.

Объект исследований

Механизм возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах с щелевым распределением потоков рабочей жидкости.

Результаты исследований

В качестве объектов исследования были выбраны аксиально-поршневые насосы типов НП-43М, НП-89Д, НП-72МВ.

Как известно, во входной магистрали насоса критическим сечением с точки зрения возникновения кавитации является вход в окно цилиндра (рисунок 1). Закономерность изменения давления в этом сечении можно установить, суммируя потери во входном трубопроводе [1–4]:

$$p_{вх} = p_6 - k_{тр} Q_n^2$$

где $k_{тр}$ — коэффициент характеристики трубопровода, Q_n — средняя по времени подача насоса. Скорость истечения жидкости через окно цилиндра изменяется в соответствии с законом изменения скорости движения поршня

$$V = V_i \sin \varphi$$

где V_M — модуль мгновенной скорости поршня, φ — фазовый угол.

Непосредственно в окне цилиндра давление дополнительно снижается в результате сжатия потока и гидравлического сопротивления. Потери давления пропорциональны переменной скорости истечения. Давление в сечении поршня

$$p_n = p_{вх} - k_{ок} q_t^2$$

где $k_{ок}$ — коэффициент гидравлической характеристики всасывающего окна цилиндра, q_t — мгновенное теоретическое значение объемов жидкости, освобождаемых поршнем в такте всасывания, по абсолютной величине равных мгновенной подаче.

В установившемся режиме работы ($n = const$) давление на входе в насос $p_{вх} = const$. Давление в цилиндре и в сжатом сечении потока при этих же условиях изменяется циклически [5]. При малом давлении $p_{вх}$ и большой подаче Q_n давление в подводящем окне может снизиться до критической величины $p_{ск} = p_{кав}$ (давление порога кавитации), соответствующей интенсивному

выделению из жидкости паровой фазы. Истечение в режиме кавитации сопровождается стабилизацией расхода жидкости. Мгновенные значения стабилизированного и необходимого для заполнения цилиндра расхода жидкости показаны на рисунке 2.

Из рисунка следует, что на участке до точки 1 заполнение цилиндра происходит без образования пустот (зона I). На некотором значении угла поворота блока цилиндра, начиная с точки 1, заполнение камеры происходит с постоянным расходом $q_{ст}$.

Стабилизация расхода обусловлена стабилизацией перепада давления. В результате стабилизации расхода на участке подачи [1] 1 — 2 — 3 (зона II) будет нарастать объем камеры цилиндра, его величина пропорциональна заштрихованной площади графика. На участке 3 — 4 (зона III) потребный расход в связи с интенсивным убыванием становится меньше и возможно частичное дозаполнение камеры цилиндра жидкостью, если начало кавитации достаточно удалено от начала хода поршня.

Таким образом, первопричиной кавитации и выделения воздуха является недостаточное давление [6] для обеспечения неразрывности потока в процессе заполнения цилиндра жидкостью вслед за всасывающим поршнем. В результате выделения воздуха и кавитации, цилиндры в начало фазы нагнетания приходят с камерами, частично недозаполненными жидкостью [3], что является причиной повышенных пульсаций давления в магистрали нагнетания. Повторно явление кавитации развивается при дозаполнении цилиндра жидкостью из линии высокого давления. После перехода торцевого распределителя замкнутые объемы цилиндров сообщаются с напорной линией. Это приводит к обратному течению жидкости из трубопровода в цилиндр. Встречное соударение втекающей струи с поршнями вызывает ударные волны.

На рисунке 3 изображены кавитационные характеристики насосов НП-43М, НП-89Д, НП-72МВ. Для каждой из них характерно наличие трех участков. На линейном участке подача насоса не зависит от давления на входе. Второй участок характеризуется постепенным снижением подачи из-за начала развития процессов кавитации и воздуховыделения. Резкое понижение подачи из-за интенсификации процессов кавитации и воздуховыделения отражает третий участок характеристики.

Достаточность запаса энергии на входе в насос для обеспечения безкавитационного режима работы определяется по значению кавитационного запаса насоса. Согласно ГОСТ 12373-83 кавитационный запас насоса для установившегося режима определяют по формуле

$$\Delta h = (p_{вх} + 0,5\rho V_{вх}^2 - p_{нп}) / \rho g \quad (1)$$

где $p_{вх}$ — давление на входе в насос, $V_{вх}$ — скорость потока рабочей жидкости на входе в насос, ρ — плотность жидкости, $p_{нп}$ — давление насыщенных паров жидкости, g — ускорение свободного падения.

На практике используют значение допускаемого кавитационного запаса, который обеспечивает работу

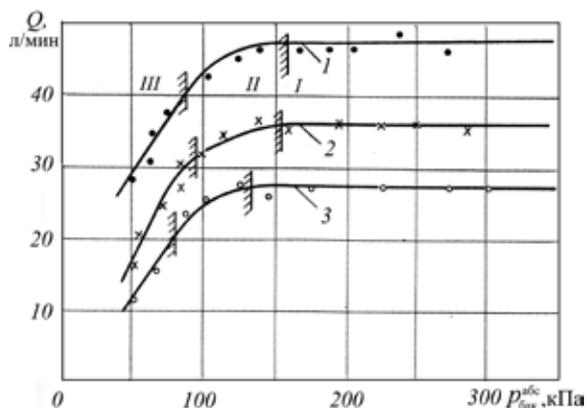


Рисунок 3 — Кавитационные характеристики аксиально-поршневых насосов НП-89Д, НП-43М, НП-72МВ:

1 — насос НП-89Д, при давлении в магистрали нагнетания $p_n = 15 \text{ МПа}$, давлении в баке $p_0 = p_{атм}$, частоте вращения $n = 4000 \text{ об/мин}$, 2 — насос НП-43М, при $p_n = 15 \text{ МПа}$, $p_0 = p_{атм}$, $n = 4000 \text{ об/мин}$, 3 — насос НП-72МВ, $p_n = 15 \text{ МПа}$, $p_0 = p_{атм}$, $n = 4000 \text{ об/мин}$. I — номинальная подача, II — снижение подачи из-за начала кавитации и воздуховыделения, III — кавитационный срыв подачи

насоса без основных технических показателей [7] (заметного снижения подачи, чрезмерных шумов и интенсивных колебаний давления).

В инженерных расчетах допускаемый кавитационный запас рассчитывают согласно выражению

$$\Delta h_{доп} = k_3 \Delta h_{кр}$$

где $\Delta h_{кр}$ — критическое значение кавитационного запаса насоса, $k_3 = 1,0 - 1,6$ — коэффициент кавитационного запаса. Значение коэффициента кавитационного запаса принимают с учетом типа рассматриваемого насоса и условий его эксплуатации. В дальнейшем принимаем $\Delta h_{доп} = \Delta h_{кр}$. Значение критического кавитационного запаса определяют экспериментально.

Рассмотрим величину допускаемого кавитационного запаса для насосов с подобными качающими узлами, применив теорию гидродинамического подобия. В основе данной теории лежат постулаты о геометрическом, кинематическом и динамическом подобии.

Идеальная подача аксиально-поршневого насоса определяется выражением

$$Q = V_0 z n,$$

где V_0 — рабочий объем одной камеры насоса, z — число поршней, n — частота вращения вала насоса.

При известных геометрических параметрах и заданной частоте вращения идеальная подача аксиально-поршневого насоса запишется в виде

$$Q = 0,25\pi d^2 D t g \gamma z n = 0,5\pi d^2 r t g \gamma z n$$

где h — полный ход поршня, D — диаметр делительной окружности блока цилиндров, r — радиус делительной окружности, на которой расположены оси цилиндров, d — диаметр цилиндра, γ — угол наклона диска.

На основе условий геометрического подобия можно записать соотношение размеров качающих узлов двух подобных насосов [7]

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = K$$

Кинематическое подобие для аксиально-поршневых насосов заключается в подобии относительных скоростей и ускорений поршней. Поскольку скорость и ускорение поршня определяются выражениями

$$v = dx / dt = r\omega t g \gamma \sin \varphi,$$

$$a = d^2 x / dt^2 = r\omega^2 t g \gamma \cos \varphi$$

где $\varphi = \omega t$ — угол поворота блока цилиндров за время t , ω — угловая скорость блока цилиндров. Тогда можно записать

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1 r_1}{\omega_2 r_2} = K \frac{n_1}{n_2},$$

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\omega_1^2 r_1}{\omega_2^2 r_2} = K \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

На каждый поршень в фазе нагнетания насоса действует сила R , создаваемая давлением нагнетания p_n .

Значение силы можно представить в виде

$$R = 0,25 p_i \pi d^2.$$

Значение силы R можно представить в виде

$$R = Ma = \rho V_0 a = 0,25 \rho \pi d^2 2 r t g \gamma r \omega^2 t g \gamma \cos \varphi,$$

где M — масса жидкости, заключенная в объеме V_0 , a — ускорение поршня, выталкивающего массу жидкости M , ρ — плотность рабочей жидкости.

Выразим давление нагнетания насоса

$$p_i = 2 \rho r^2 \omega^2 t g^2 \gamma \cos \varphi.$$

Тогда напишем соотношение давлений нагнетания двух насосов, имеющих подобные качающие узлы

$$\frac{p_{i1}}{p_{i2}} = K \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

Рассматривая идеальную индикаторную диаграмму для поршневого насоса [5, 7], можно записать следующие соотношения для двух насосов, имеющих подобные качающие узлы,

$$\frac{p_{н1}}{p_{н2}} = \frac{p_{вс1}}{p_{вс2}} = \frac{p_{вк.кр1}}{p_{вк.кр2}} = \frac{\Delta h_{доп1}}{\Delta h_{доп2}},$$

где $p_{вс}$ — давление всасывания, $p_{вк.кр}$ — входное критическое давление, $\Delta h_{доп}$ — допускаемый кавитационный запас.

Исходя из вышеприведенных формул, можно записать

$$\frac{\Delta h_{доп1}}{\Delta h_{доп2}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}, \tag{2}$$

$$\frac{p_{вк.кр1}}{p_{вк.кр2}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}. \tag{3}$$

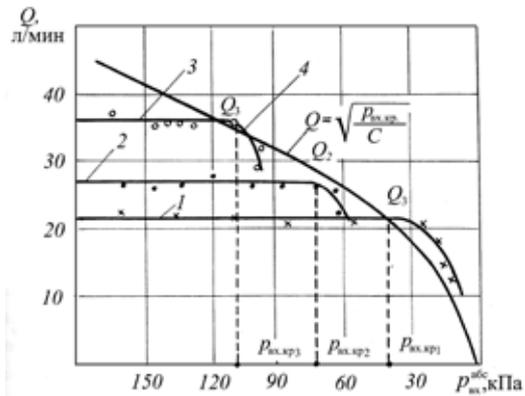


Рисунок 4 — Кавитационные характеристики насоса НП-43М с подобными точками входных критических давлений: 1 — частота вращения $n = 2000$ об/мин, давление в гидробаке $p_6 - p_{атм}$, температура рабочей жидкости АМГ-10 $T = 293^\circ K$, 2 — $n = 3200$ об/мин, $p_6 - p_{атм}$, $T = 293^\circ K$, 3 — $n = 4200$ об/мин, $p_6 - p_{атм}$, $T = 293^\circ K$, 4 — кривая, полученная теоретически, объединяющая подобные точки Q_1, Q_2, Q_3 входных критических давлений начала кавитации.

Данные формулы имеют большое практическое значение, так как экспериментально определив значение допускаемого кавитационного запаса и входного критического давления для одного насоса, отпадает необходимость экспериментально проделывать ту же самую трудоемкую работу для насосов с подобными качающими узлами. Достаточно лишь знать некоторые их геометрические размеры и частоту вращения валов и можно расчетным путем получить значения допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений для любого из подобных насосов.

Анализируя результаты экспериментальных исследований кавитационных характеристик, показанных на рисунках 3,4, определим допускаемые значения кавитационных запасов для некоторых типов авиационных насосов, работающих на жидкости АМГ-10 при температуре $50^\circ C$, используя формулу (1).

- $\Delta h_{доп} = 6-8$ м для насоса НП-25 при $n = 2200$ об/мин,
- $\Delta h_{доп} = 20-22$ м для насоса НП-43м при $n = 4000$ об/мин,
- $\Delta h_{доп} = 16-18$ м для насоса ПН-89Д при $n = 4000$ об/мин,
- $\Delta h_{доп} = 18-20$ м для насоса НП-72МВ при $n = 4000$ об/мин.

Среди представленных насосов можно выделить группу насосов с подобными качающими узлами: НП-25-5, НП-43М, НП-72МВ. Возьмем в качестве исходных данных $\Delta h_{доп1}$ и n_1 значения параметров насоса НП-25-5 и найдем расчетным путем значения допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений для насосов НП-43М и НП-72МВ. После несложных вычислений можно убедиться в том, что расчетные значения $\Delta h_{доп}$ и n совпадают с экспериментальными. Следовательно, можно сделать вывод о том, что соотношения, полученные теоретически для допускаемых кавитационных запасов и входных критических значений давлений для насосов с подобными качающими узлами, правомерны.

Рассмотрим частный случай формул 2 и 3, то есть подобные режимы одного и того же насоса при различных значениях частоты вращения приводного вала n_1 и n_2 . Формулы соотношений допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений упрощаются и будут иметь вид

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}1}}{\Delta h_{\text{доп}2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (4)$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр}1}}{p_{\text{вх.кр}2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (5)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (6)$$

Данными формулами можно пользоваться при пересчете значений критических точек на кавитационных характеристиках насоса при переходе с одной частоты на другую. На каждой кривой найдется точка с координатами, пропорционально соответствующим выражениям (4) и (5). Каждая из точек будет отображать подобное друг другу состояние на характеристиках. В соответствии с уравнениями (4)–(6) для одного ряда подобных точек можно записать соотношения:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}1}}{Q_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}2}}{Q_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}3}}{Q_3^2} = \dots = \text{const} = C,$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр}1}}{Q_1^2} = \frac{p_{\text{вх.кр}2}}{Q_2^2} = \frac{p_{\text{вх.кр}3}}{Q_3^2} = \dots = \text{const} = B,$$

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}1}}{n_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}2}}{n_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}3}}{n_3^2} = \dots = \text{const} = L,$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр}1}}{n_1^2} = \frac{p_{\text{вх.кр}2}}{n_2^2} = \frac{p_{\text{вх.кр}3}}{n_3^2} = \dots = \text{const} = A.$$

Для ряда подобных друг другу режимов имеем:

$$\Delta h_{\text{доп}} = CQ^2,$$

$$p_{\text{вх.кр}} = BQ^2,$$

$$\Delta h_{\text{доп}} = Ln^2,$$

$$p_{\text{вх.кр}} = An^2.$$

Рассматривая четыре последних выражения, можно заключить, что один ряд подобных точек, каждая из которых в отдельности расположена на одной кривой из семейства характеристик, можно описать параболой.

Семейство кривых, полученных экспериментально для насоса НП-43М (рисунок 4.), подтверждают истинность математических соотношений. Коэффициент А находится еще в линейной зависимости от вязкости рабочей жидкости и может быть рассчитан по формуле

$$A \cdot 10^{-6} = 0,12 \nu = 45,7,$$

где ν — вязкость жидкости в *сСт*.

Таким образом, используя теорию гидродинамического подобия, получен ряд формул, представляющих большой практический интерес при рассмотрении подобных режимов работы одного и того же насоса, а также для насосов с подобными качающими узлами.

Выводы

Кавитация в насосах может развиваться на определенном этапе самостоятельно, а также протекать на фоне воздуховыделения. Без воздуховыделения кавитация развивается вследствие недостаточного входного давления, при котором происходит отрыв жидкости от поршней. Чем больше скорость перемещения поршня, тем больше нужно входное давление для обеспечения бескавитационной работы. Выделение воздуха начинается при давлении меньшем или равном давлению на входе, при котором развивается кавитация.

Для кавитационной характеристики аксиально-поршневого насоса характерно наличие трех участков: на первом участке при достаточных давлениях $p_{\text{вх}}$ подача насоса не зависит от входного давления, на втором — подача постепенно понижается из-за выделения воздуха и начала кавитационного процесса, на третьем — подача резко понижается из-за интенсификации процессов.

Используя теорию гидродинамического подобия, получен ряд формул, представляющих большой практический интерес при рассмотрении подобных режимов работы для одного и того же насоса, а также для насосов с подобными качающими узлами.

Результаты обобщенных экспериментальных исследований кавитационных характеристик ряда аксиально-поршневых насосов, применяющихся в авиационном гидроприводе, позволили получить для них допускаемые значения кавитационного запаса.

Литература

1. Глазков, М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов / М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. — К.: 1987. — 82 с.
2. Валитов, М.З. Исследования колебаний давления в цилиндрах поршневого насоса / М.З. Валитов // Гидравлические машины. — 1989. — С.93—99.
3. Зайончковский, Г.И. Исследование нестационарных режимов работы гидросистемы самолета Як-42 / Г.И. Зайончковский, С.П. Ветров, Э.В. Фоменко // Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов. — Куйбышев: 1990. — С. 14—15.
4. Ивченко, В.М. Гидродинамика многофазных жидкостей. Кавитация / В.М. Ивченко. — Красноярск: 1980. — 82 с.
5. Копа, Н.Д. Работа аксиально-поршневого насоса в кавитационном режиме / Н.Д. Копа, С.В. Чирков //

Вопросы надежности гидравлических систем. — К., 1970. — С. 75 — 81.

6. Куринков, В.Н. Исследования влияния эксплуатационных факторов на работоспособность насоса НП-43М в гидросистеме самолета Ту-134 / В.Н. Куринков, В.А. Найда, Г.Н. Подрез // Надежность гидрогазовых систем воздушных судов. — К., КИИГА, 1983. — С.73 — 75.

7. Некрасов, Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах / Б.Б. Некрасов. — М.: Машиностроение, 1967. — 367 с.

8. Алексеенкова, Т.В. Исследование кавитации в золотниковых распределителях гидросистем дорожных и строительных машин при установившемся движении рабочей жидкости / Т.В. Алексеенкова, В.Я. Соколов, О.К. Капитонов // Строительство и архитектура. Изв. ВУЗов, 1974, №2, с. 155 — 159.

9. Арзуманов, Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях / Э.С. Арзуманов. — М.: Энергия, 1978. — 300 с.

10. Венгерский, Э.В., Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок / Э.В. Венгерский, В.А. Морозов, Г.Л. Усов. — М.: Машиностроение, 1982. — 128 с.

11. Макаренко, Н.Г. Газовыделение из жидкости АМГ-10 при кавитационном истечении через дроссельные устройства гидроприводов / Н.Г. Макаренко // Дисс. На соиск. уч. степени канд. техн. наук. — К.: КИИГА, 1986. — 186 с.

12. Рокшевский, В.А. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем / В.А. Рокшевский, В.В. Татьков, Г.Ф. Ливада, В.М. Рябошапка. — М.: НИИмаш, 1981. — 58 с.

13. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1971. — 627 с.

14. Беляев, Н.М. Пневмогидравлические системы: Расчет и проектирование / Н.М. Беляев. — М.: Высшая школа, 1982. — 271 с.

15. Фейгенбаум, В.М. Эффективность бортовых устройств дегазации рабочей жидкости в авиационных гидравлических системах / В.М. Фейгенбаум // Труды ГОСНИИГА. — 1982. — Вып.214. — С. 17—23.

References

1. Glazkov, M.M. Kavitatsiya v zhidkostnykh sistemakh vozdushnykh sudov / M.M. Glazkov, V.G. Lanetsky, N.G. Makarenko, I.P. Cheliukanov — K., 1987. — 82 s.

2. Valitov, M.Z. Issledovaniye kolebaniya davleniya v tsilindrakh porshnevoogo nasosa / M.Z. Valitov // Gidravlicheskiye mashyny. — Kharkov, 1989. S. 93—99.

3. Zajonchkovskiy, G.I. Issledovaniye nestazionarnykh rezhimov raboty gidrosistemy samoliota Jak-42 / G.I. Zajonchkovskiy, S.P. Vetrov, E.V. Fomenko // Problemy dinamiki

pnevmogidravlicheskiykh i toplivnykh sistem letatelnykh apparatov. — Kuibyshev, 1990. — S 14-15.

4. Ivchenko, V.M. Gidrodinamika mnogofaznykh zhidkostey. Kavitatsiya / V.M. Ivchenko. — Krasnoyarsk, 1980. — 82 s.

5. Kopa, N.D. Rabota aksialno-porshnevoogo nasosa v kavitatsionnom rezhime / N.D. Kopa, S.V. Chirkov // Voprosy nadioznosti gidravlicheskiykh sistem. — K., 1970. — S. 75—81.

6. Kurinkov, V.N. Issledovaniye vlianiya ekspluatatsionnykh faktorov na rabotosposobnost nasosa NP-43M v gidrosistemy samoliota Tu-134 / V.N. Kurinkov, V.A. Nayda, G.N. Podrez // Nadioznost gidrogazovykh sistem vozdushnykh sudov. — K., КИИГА, 1983. — С. 73—75.

7. Nekrasov, B.B. Gidravlika i yeio primeneniye na letatelnykh apparatakh / B.B. Nekrasov. — М.: Mashinostroyeniye, 1967. — 367 s.

8. Alekseyenkova, T.V. Issledovaniye kavitatsii v zolotnikovoykh raspredeliteliakh gidrosistem dorozhnikh i stroitelnykh mashin pri ustanovivshemsia dvizeniyi rabochey zhidkosti / T.V. Alekseyenkova, V.Ja. Sokolov, O.K. Kapitonov // Stroitelstvo i architectura. Izv. VUZov. — 1974. — №2. — S. 155—159.

9. Arzumanov, E.S. Kavitatsiya v mestnykh gidravlicheskiykh soprotivleniyah / E.S. Arzumanov. — М.:Energiya, 1978. — 300 s.

10. Vengerskiy, E.V. Gidrodinamika dvuhfaznykh potokov v sistemakh pitaniya energeticheskikh ustanovok / E.V. Vengerskiy, V.A. Morozov, G.L. Usachev. — М.: Vashinostroyeniye, 1982. — 128 s.

11. Makarenko, N.G. Gazovydeleniye iz zhidkosti АМГ-10 pri kavitatsionnom istecheniyi cherez drosselnye ustroystva gidroprivodov / N.G. Makarenko // Diss. Na soisk. Uch. stepeni kand. Tehn. Nauk. — К.: КИИГА, 1986. — 186 с.

12. Rokshevskiy, V.A. Snizheniye soderzhaniya vozdukha i vody v rabochnykh zhidkostiakh gidravlicheskiykh sistem / V.A. Rokshevskiy, V.V. Tatkov, G.F. Livada, V.M. Ryaboshapka. — М.:НИИмаш, 1981. — 58 с.

13. Bashta, T.M. Mashinostroitelnaya gidravlika: Spravochnoye posobiye / T.M. Bashta. — М.: Mashinostroyeniye, 1971. — 627 s.

14. Belyayev, N.M. Pnevmoгidravlicheskiye sistemy: Raschet i proektirovaniye / N.M. Belyayev. — М.: Visshaya shkola, 1982. — 627 s.

15. Feygenbaum, V.M. Effektivnost bortovykh ustroystv degazatsiyi rabochey zhidkosti v aviacionnykh gidravlicheskiykh sistemakh / V.M. Feygenbaum // Trudy GOSNIIGA. 1982. Vip. 214, s. 17—23.

Надійшла 8.09.15 року

УДК 62-82:532.528.(045)

UDK 62-82:532.528.(045)

Механізм виникнення кавітації в аксіально-поршневому насосі

**Т.В. Тарасенко,
В.М. Бадах,
В.Г. Романенко**

Розглянуто механізм виникнення кавітації в аксіально-поршневих насосах, визначені чинники, які впливають на виникнення кавітації і аерації робочої рідини в аксіально-поршневих насосах. Отримані формули для визначення кавітаційного запасу насоса і перерахунку його кавітаційних характеристик на інші оберти привідного валу.

Ключові слова: кавітація, аксіально-поршневий насос, подача, газовиділення, робоча рідина.

Process of cavitation in axial piston pumps

**T.V. Tarasenko
V.N. Badakh
V.G. Romanenko**

In this paper, the process of cavitation in axial piston pumps is analyzed, and the factors that have an impact on cavitation and aeration of working liquid in axial piston pumps are determined. The equations are proposed for calculating the cavitation margin of an axial piston pump and for recalculating the cavitation characteristics of an axial piston pump at other rotation frequencies of the pump driving shaft.

Key words: cavitation, an axial piston pump, feed, working liquid.