

УДК 622.276.52

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАКТАХ НАСОСНО-ЭРЛИФТНЫХ УСТАНОВОК В ПЕРИОД ПУСКА

Игнатов А.В., канд. техн. наук, доцент
Донецкий национальный технический университет

Исследованы результаты решения дифференциальных уравнений движения жидкости в пневмогидравлических трактах насосно-эрлифтных установок в период пуска и разработаны рекомендации по обеспечению их надежной работы.

The results of the solution of differential equations of motion of a liquid in pneumohydraulic pathes of pump-air-lift installations in a start-up phase and designed guidelines from maintenance of their reliable operation are researched.

В работе [1] получены дифференциальные уравнения движения жидкости в пневмогидравлических трактах насосно-эрлифтной установки в период пуска. Эта система дифференциальных уравнений не интегрируется разработанными к настоящему времени методами, так как получающиеся при этом промежуточные интегралы не имеют известных решений [2]. В связи с этим применены приближенные методы интегрирования дифференциальных уравнений на ЭВМ.

В указанной системе дифференциальных уравнений 15 из 16 коэффициентов являются переменными величинами и зависят от длины подъемной $L_{\text{п}}$ и подводящей $l_{\text{хв}}$ труб и их диаметров $d_{\text{п}}$ и $d_{\text{хв}}$, диаметра воздухопровода $d_{\text{вз}}$, подачи компрессора при нормальных условиях V_0 , характеристики насоса и глубины его установки $H_{\text{н}}$, а также от уровня воды в стволе перед пуском эрлифта $H_{\text{во}}$. Коэффициенты гидравлического трения приняты при исследованиях постоянными.

На промышленных насосно-эрлифтных установках Украины при бурении стволов применяются центробежные погружные насосы типа ЭЦВ. При этом диаметр подъемной трубы составляет 0,16...0,33 м; воздухопровода - 0,050...0,129 м. Избыточное давление, развиваемое компрессором (как правило, при откачке применяется один компрессор, а иногда - два) достигает 1,3 МПа, а подача - 0,4 м³/с. Глубина стволов, откачиваемых такими насосно-эрлифтными установками составляет 400...650 м, причем верхние 300...320 м откачиваются насосом. В связи с этим решение системы дифференциальных урав-

нений было произведено для значений глубины ствола, уровня воды в стволе, диаметров подводящей, подъемной труб и воздухопровода и расхода сжатого воздуха, приведенных в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для решения дифференциальных уравнений

$d_{хв}, м$	$d_{вз}, м$	$d_{п}, м$	$L_{п}, м$	$H_{уль}, м$	$H_{во}, м$	$V_o, м^3/с$
0,2	0,1	0,167	70	500	380	0,4
0,2	0,1	0,167	70	500	380	0,4
0,2	0,1	0,167	50	500	320	0,4
0,33	0,129	0,295	75	600	400	0,4
0,33	0,129	0,295	150	500	300	0,4
0,33	0,129	0,295	140	500	350	0,4
0,33	0,129	0,295	130	450	350	0,4
0,33	0,129	0,295	104	440	300	0,4
0,33	0,1	0,311	50	500	320	0,8
0,2	0,129	0,136	50	650	425	0,8
0,2	0,05	0,191	50	500	425	0,4
0,33	0,05	0,324	50	650	425	0,4
0,33	0,129	0,295	75	600	425	0,4
0,33	0,129	0,295	75	600	425	0,4

На рис. 1 а и б приведены зависимости перемещения границы вода - воздух Z_3 , скорости жидкости в подводящей трубе \dot{Z}_3 и давления сжатого воздуха P_B при уровне воды в стволе 300 м, глубине установки насоса ЭЦВ-14-210-300к 440 и 500 м, диаметрах подводящего и подъемного трубопроводов 0,33 и 0,295 м: диаметре воздухопровода 0,129 м; расходе сжатого воздуха 0,4 м³/с и длине воздухопровода 104 и 150 м соответственно.

Из рис. 1 а и б видно, что процесс пуска насосно-эрлифтной установки до уровня воды в воздухопроводе ~ 65 м в первом случае и ~ 83 м во втором является устойчивым и сопровождается ростом давления сжатого воздуха практически при постоянной производительности насоса. Далее наблюдается резкое изменение давления сжатого воздуха, производительности насоса и скорости перемещения границы раздела вода-воздух. Давление в воздухопроводе при длине воздухопровода $L_{п}=104$ м достигает 0,73 МПа, а при $L_{п}=150$ м – 1,46 МПа. Таким образом, в первом случае максимальное давление в воздухопроводе составляет 56% от номинального избыточного давления, развиваемого компрессором, а во втором – превышает его на 12%. При этом колебания напора насоса (см. рис. 2) имеют размах 36 и 187 м соответственно, что обуславливает повышенные динамические

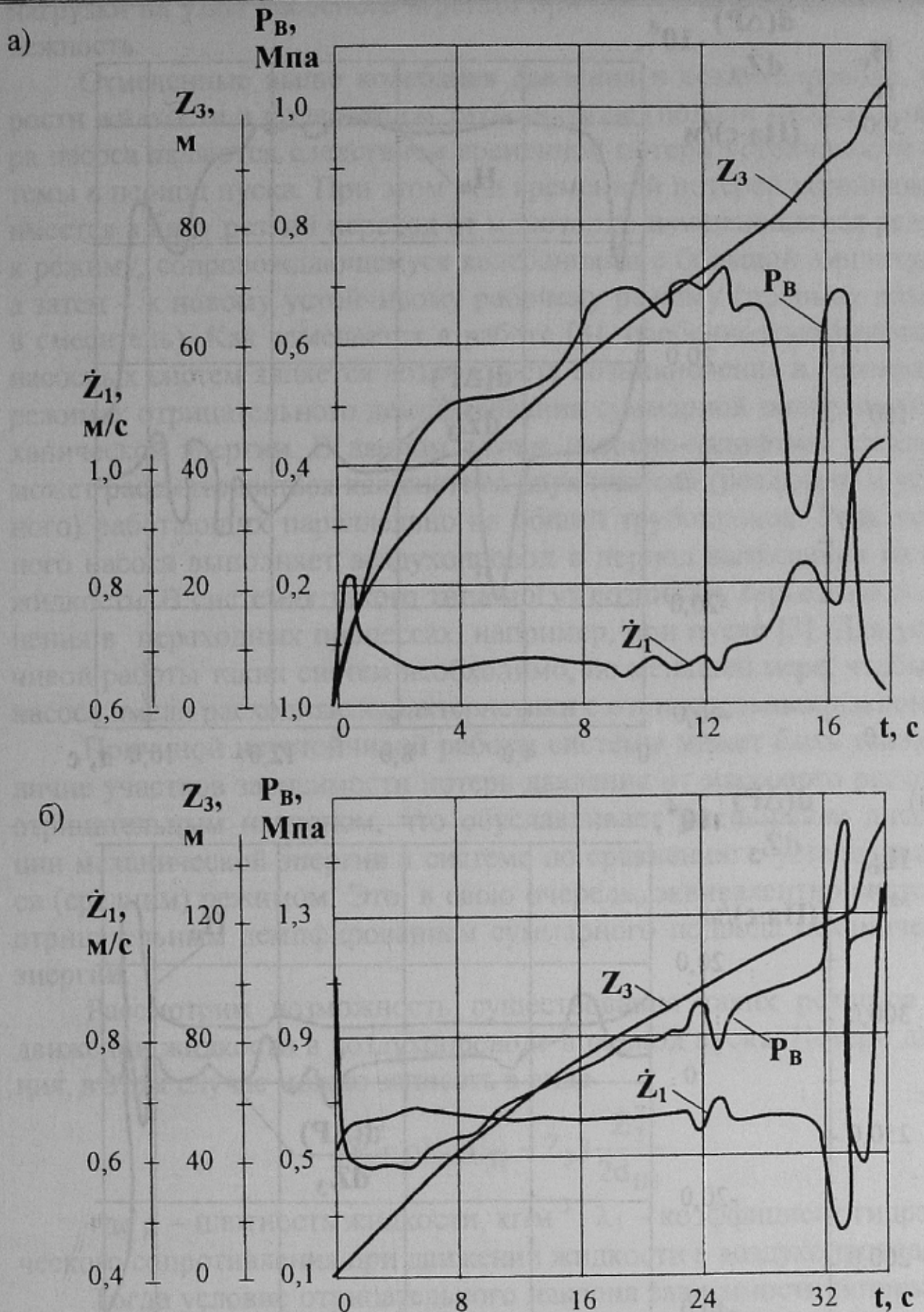


Рисунок 1 – Графики изменения во времени координаты границы раздела жидкости и воздуха, давления в воздухопроводе и скорости жидкости в подводящем трубопроводе: а) $L_{\pi} = 104$ м; б) $L_{\pi} = 150$ м

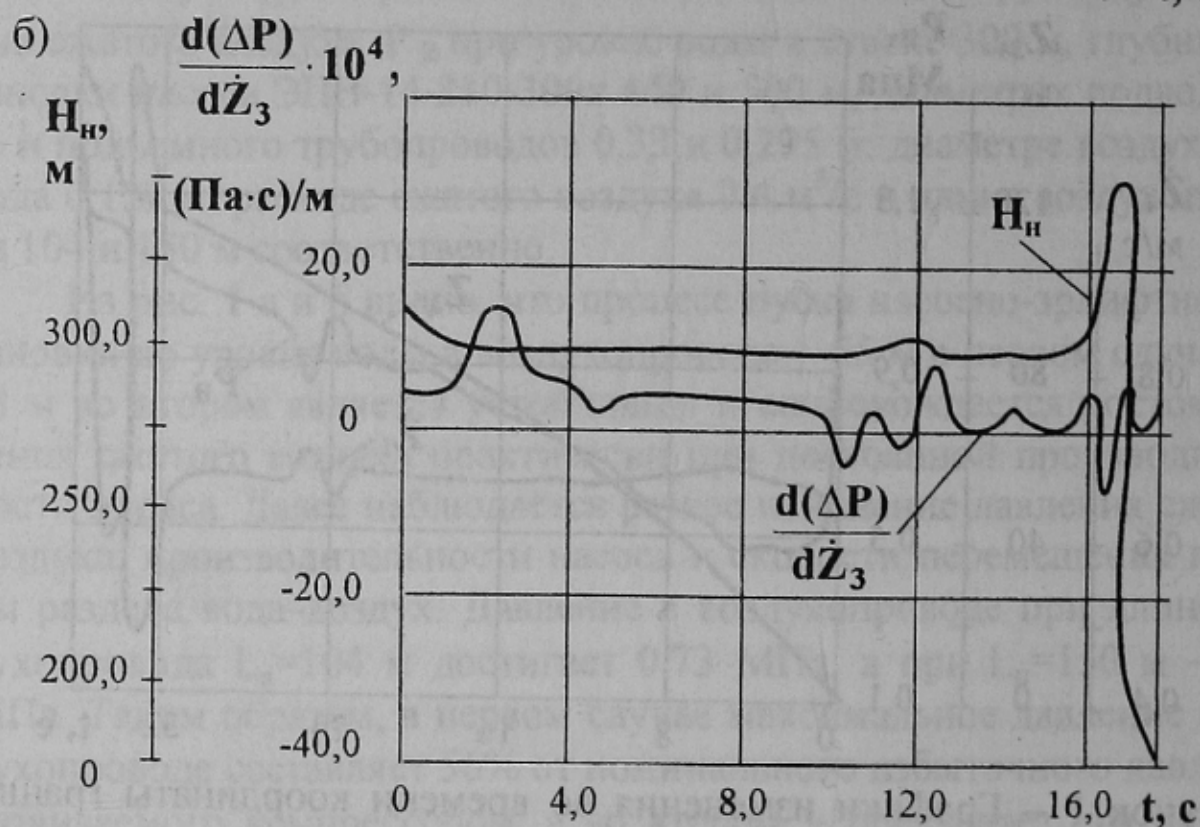
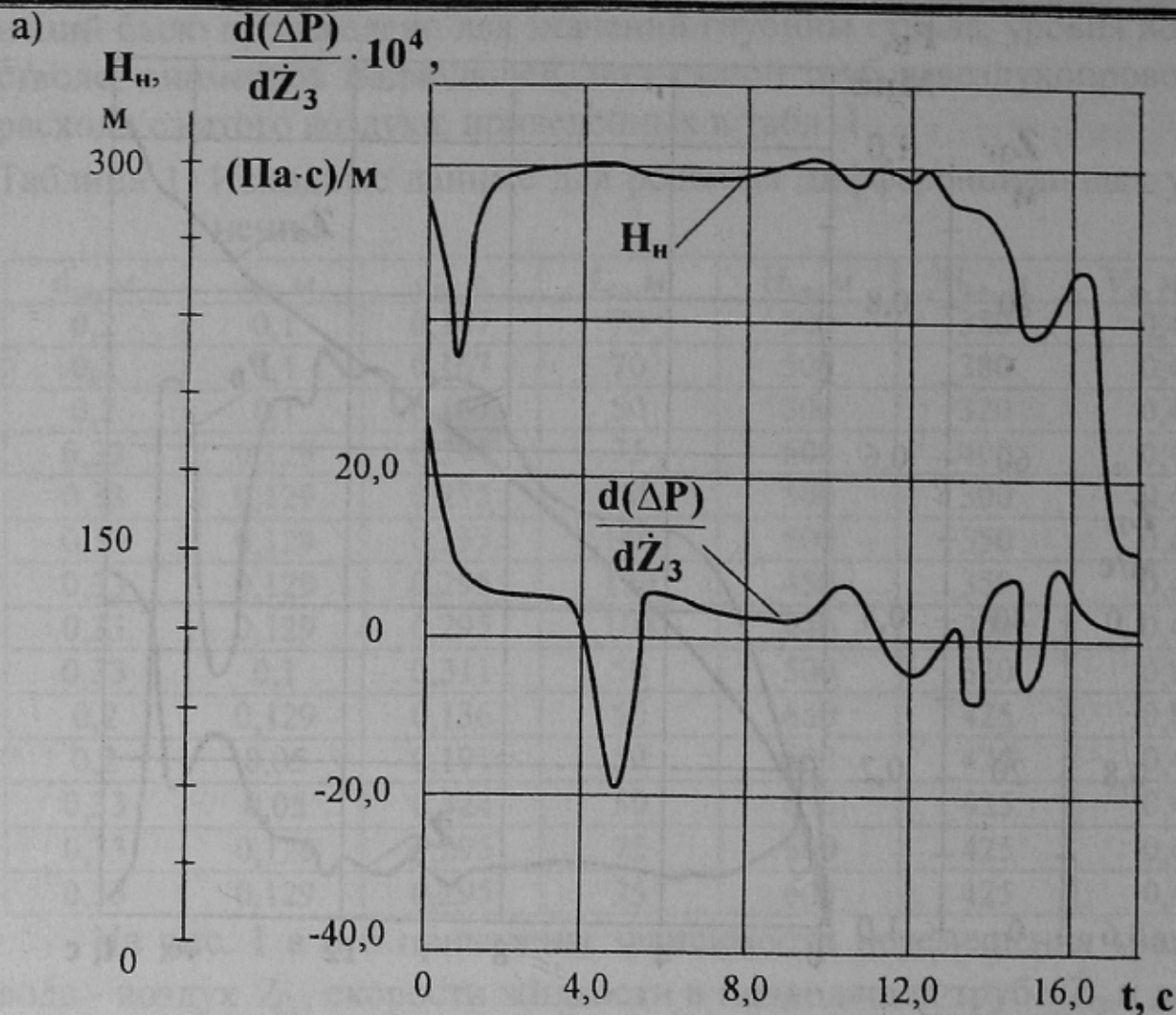


Рисунок 2 – Графики залежностей $d(\Delta P)/dZ_3$ и напора насоса:
 а) $L_\pi = 104 \text{ м}$; б) $L_\pi = 150 \text{ м}$

нагрузки на узлы насосного агрегата при $L_{\Pi}=150$ м и снижает его надежность.

Отмеченные выше колебания давления в воздухопроводе, скорости жидкости в подводящем трубопроводе (подачи насоса) и напора насоса являются следствием временной потери устойчивости системы в период пуска. При этом под временной потерей устойчивости имеется в виду резкий переход от монотонно изменяющегося режима к режиму, сопровождающемуся колебаниями с большой амплитудой, а затем – к новому устойчивому рабочему режиму (прорыву воздуха в смеситель). Как отмечается в работе [3], особенностью некоторых насосных систем является возможность возникновения в переходных режимах отрицательного демпфирования суммарной подводимой механической энергии. В данном случае насосно-эрлифтная установка может рассматриваться как система двух насосов (реального и условного) работающих параллельно на общий трубопровод. Роль условного насоса выполняет воздухопровод в период вытеснения из него жидкости. В системах такого типа могут возникать серьезные осложнения в переходных процессах, например, при пуске [3]. Для устойчивой работы таких систем необходимо, по меньшей мере, чтобы оба насоса имели расходные характеристики с отрицательным наклоном.

Причиной неустойчивой работы системы может быть также наличие участков зависимости потерь давления от массового расхода с отрицательным наклоном, что обуславливает уменьшение диссипации механической энергии в системе по сравнению с установившимся (средним) режимом. Это, в свою очередь, эквивалентно системе с отрицательным демпфированием суммарного подвода механической энергии.

Рассмотрим возможность существования таких режимов при движении жидкости в воздухопроводе в период пуска. Потери давления, в этом случае можно записать в виде

$$\Delta P = \rho \lambda_3 (L_{\Pi} - Z_3) \frac{\dot{Z}_3^2}{2d_{B3}}, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 , λ_3 – коэффициент гидравлического сопротивления при движении жидкости в воздухопроводе.

Тогда условие отрицательного наклона зависимости потерь давления в воздухопроводе от скорости жидкости (массового расхода) в нем будет иметь вид

$$\frac{d(\Delta P)}{d\dot{Z}_3} = \frac{\rho\lambda_3}{2d_{B3}} [2\dot{Z}_3(L_{\Pi} - Z_3) - \dot{Z}_3^2 \frac{dZ_3}{d\dot{Z}_3}] < 0. \quad (2)$$

В интервалах времени, соответствующих возникновению колебаний в системе, величина $\frac{d(\Delta P)}{d\dot{Z}_3}$ является отрицательной (рис.2), что подтверждает приведенное выше предположение о причине динамической неустойчивости процесса пуска рассматриваемой системы.

Анализ результатов решения системы дифференциальных уравнений, полученных в [1], для исходных данных, приведенных в табл. 1, показывает, что на величину максимального давления воздуха в воздухопроводе существенное влияние оказывают объем воздухопровода и расход сжатого воздуха. Так, при глубине ствола $H_c = H_{yh} = 500$ м, уровне воды в стволе $H_{во} = 425$ м, объеме воздухопровода $V_{B3} = 0,093$ м³ и расходе сжатого воздуха 0,4 м³/с максимальное значение давления сжатого воздуха составляет 1,67 МПа. При глубине ствола $H_c = 450$ м, уровне воды $H_{во} = 350$ м, объеме воздухопровода $V_{B3} = 1,7$ м³ и расходе сжатого воздуха 0,4 м³/с эта величина равна 1,1 МПа. Очевидно, что в первом случае пуск насосно-эрлифтной установки будет затруднен, так как максимальное избыточное давление, развиваемое компрессором, составляет 1,3 МПа. Исходя из полученных результатов воздухопровод в период вытеснения из него жидкости можно приближенно рассматривать как одноемкостный статически регулируемый объект [4]. Поэтому для оценки возможных параметров процесса пуска целесообразным является применение величины времени разгона T_B , определяемой для среднего значения скорости воздуха \dot{Z}_{3cp} .

$$T_B = \frac{V_{B3}}{F_{B3} \cdot \dot{Z}_{3cp}}, \quad (3)$$

где F_{B3} — площадь поперечного сечения воздухопровода.

$$\text{Принимаем } \dot{Z}_{3cp} = \frac{P_a V_o}{(P_{cp} + P_a) F_{B3}}$$

где P_{cp} — избыточное давление в средней сечении воздухопровода, кгс/см²

Считая $P_{cp} = \rho g L_{\Pi} / 2$, получим

$$T_B = \frac{V_{B3}}{V_o} \left(1 + \frac{\rho g L_{\Pi}}{2P_a} \right)$$

Или, принимая $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$, получим

$$T_B = \frac{V_{B3}}{V_0} \left(1 + \frac{L_{\Pi}}{20}\right) \quad (4)$$

На рис. 3 приведена зависимость величины максимального давления в воздухопроводе от времени разгона, полученная по результатам решения системы дифференциальных уравнений, полученных в [1], для исходных данных, указанных в табл. 1. На рис. 3. приведены

$P_{\text{max}}, \text{МПа}$

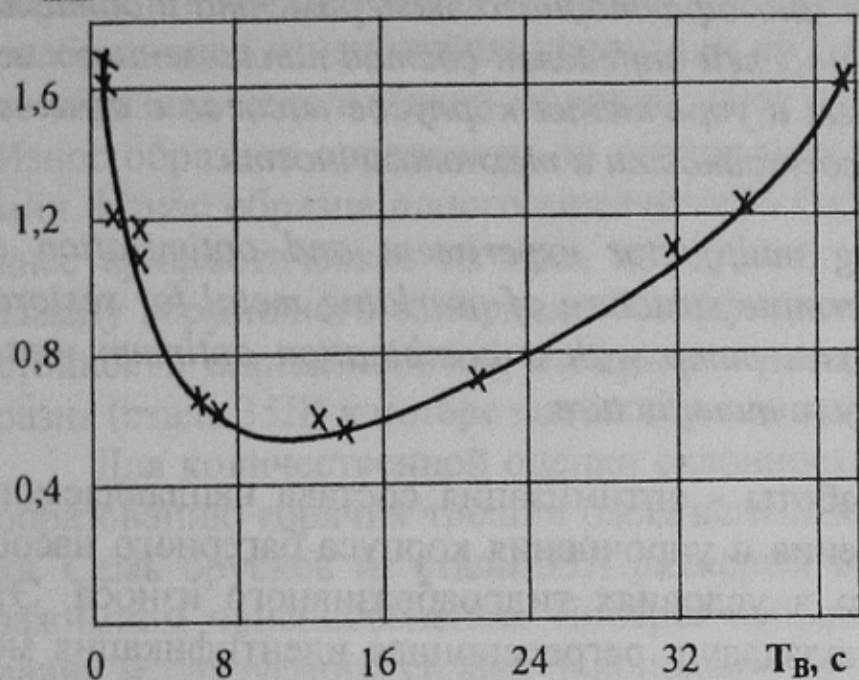


Рисунок 3 – Зависимость величины максимального давления в воздухопроводе от времени разгона

также экспериментальные данные, полученные при откачке насосно-эрлифтной установкой вентиляционного ствола ш/у им. Космонавтов ПО «Ровеньки-антрацит». Как видно из рис. 3, пуск насосно-эрлифтной установки возможен при значениях времени разгона $2 < T_B < 38 \text{ с}$. В противном случае величина давления воздуха в воздухопроводе превысит давление, которое может обеспечить компрессор.

Таким образом, для обеспечения надежной работы насосно-эрлифтной установки в период пуска необходимо при ее проектировании и изготовлении обеспечивать соотношение объема воздухопровода и расхода сжатого воздуха так, чтобы величина времени разгона находилась в интервале 2...38 секунд.

Список источников.

1. Логвинов Н.Г., Игнатов А.В. Дифференциальные уравнения движения жидкости в пневмогидравлических трактах насосно-эрлифтной установки в период пуска // Сборник научных трудов ДонНТУ. Серия горно-электромеханическая. – 2001. – С. 242–246.
2. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Наука, 1971. – 576 с.
3. Грейцер Е.М. Устойчивость насосных систем – Фримановская лекция 1980 г. // Труды Америка. Об-ва инж. – мех. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1981. – Т. 103. №2. – С. 114 – 180.
4. Прусенко В.С. Пневматические системы автоматического регулирования технологических процессов. – М.: Машиностроение. 1987. – 360 с.