

УДК 631.3

Расчет оптимальных конструктивных параметров вращающейся пружины насоса

А.А. Елисеев, курсант 4 курса УВТИ

Научные руководители: В.Г. Артемьев д.т.н., профессор;

А. С. Мокроусов, адъюнкт УВТИ, ст.лейтенант

ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия»

Для выявления зависимости давления винтовой поверхности от конструктивных параметров пружины пружинно-винтового насоса на базе Ульяновского Военного Технического Института были произведены экспериментальные исследования на установках длиной $L=10,6$ и $15,5$ м.

При варианте 1 ($L=10,6$ м) использовали жидкости с плотностью $\rho = 1380$ кг/м³ и кинематической вязкостью $\nu = 25,26 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Рабочие пружины таблица 1:

Таблица 1 – Конструктивные параметров пружины

	D_k , мм	d_n , мм	S, мм	δ мм
№1	36	35	25	4,75
№ 2	36	25	25	3

Результаты исследований приведены в таблице 2 и на рисунках 1; 2

Анализ таблицы 2 показывает, что давление (напор), создаваемое на расстоянии 0,1 м от падающей емкости для обоих вариантов пружин (№ 1 и № 2) одинаково. Увеличение частоты вращения пружины при $L = 5,6$ м от 300 до 2200 мин⁻¹ (в 7,35 раза) напор с 11 до 44,1 кПа (в 4 раза), а при увеличении n от 300 до 1100 мин⁻¹ (в 3,78 раза) напор увеличивается от 11 до 19,3 кПа (в 1,75 раза), то есть наблюдается пропорциональность: $7,35:4 = 1,84$, или $3,78:1,75 = 2,16$

Таблица 2 – Зависимость давления (напора) от параметров рабочего органа, частоты вращения пружины и длины труб. Напор $H_0 = 0/1$ м.

Частота вращения n , мин ⁻¹	Производительность W		Скорость жидкости ϑ_{ZM} , м/с	Скорость пружины ϑ_{ZN} , м/с	Осевое отставание, K_g
	кг/мин	кг/ч			
1	2	3	4	5	6
300	17,0	1020	0,30	0,12	2,50
400	18,5	1110	0,34	0,16	2,10
500	21,2	1270	0,39	0,20	1,95

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
600	23,0	1380	0,42	0,24	1,75
700	24,8	1490	0,44	0,28	1,57
1000	28,8	1730	0,49	0,40	1,22
1100	32,0	1910	0,54	0,44	1,22
1300	36,8	2200	0,61	0,52	1,17
1500	37,8	2260	0,63	0,60	1,05
1700	40,0	2400	0,69	0,68	1,01
1900	41,6	2600	0,70	0,76	0,92
2200	45,5	2730	0,77	0,88	0,88

Для пружины № 2 ($d_n = 25 \text{ мм}$, $\delta = 3 \text{ мм}$) увеличение частоты вращения от 300 до 1100 мин^{-1} ведет к увеличению напора от 10,7 до 17,1 кПа, то есть в 1,6 раза (в случае пружины №1 в 1,75 раза). Уменьшение диаметра пружины в $35/25 = 1,4$ раза и диаметра проволоки в $4,75/3 = 1,58$ раза ведет к уменьшению напора в трубе на 3... 11% (в среднем на 6,1%).

Увеличение длины перемещения жидкости (трубы) ведет к росту создаваемого пружиной давления (напора) от 12,1 до 69,4 кПа (пружина № 1) $L = 10,6 \text{ м}$, частоты вращения 300...2200 мин^{-1} , или давление растет в

$69,4/12,1 = 5,72$ раза, частота вращения в $2200/300 = 7,35$ раза, соответственно, для пружины №2 давление увеличивается в $24,1/11,4 = 2,12$ раза, частота вращения в $1100/300 = 3,67$ раза. Уменьшение диаметра пружины в 1,4 раза, диаметра проволоки в 1,58 раза ведет к уменьшению давления в трубе ($L = 10,6 \text{ м}$) в среднем на 9,3% (6...11,2 %), а при $L = 5,6 \text{ м}$, соответственно, в среднем на 6,3% (3...11,3).

Если при $L=5,6 \text{ м}$ пружина №1 создает давление ($n = 300...1100 \text{ мин}^{-1}$) от 11 до 44,1 кПа, то при $L = 10,6 \text{ м}$, соответственно, от 12,1 до 69,4 кПа.

Для случая пружины №2, при $L = 5,6 \text{ м}$ ($n = 300...1100 \text{ мин}^{-1}$) давление увеличивается от 10,7 до 17,1 кПа, а при $L = 10,6 \text{ м}$ от 11,4 до 24,1 кПа.

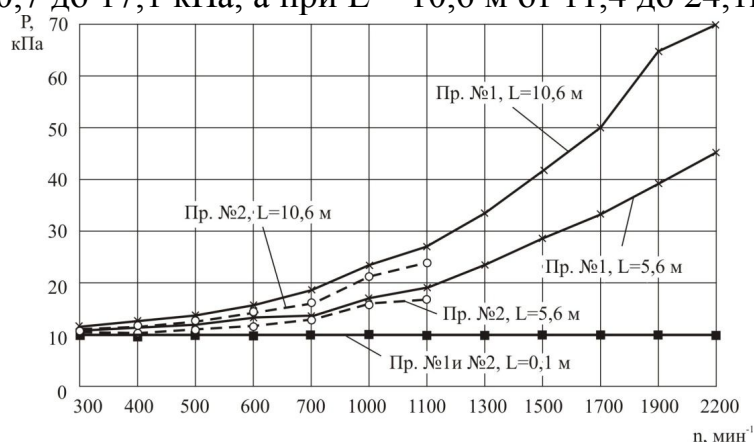


Рисунок 1 – Зависимость создаваемого пружиной давления (напора) от частоты вращения пружины и длины трассы

Анализ рисунка 1 показывает, что при частотах вращения (300...2200 мин^{-1}) с увеличением длины трассы перемещения давления в трубе возрастает

от 11 до 44,1 кПа ($L = 5,6$ м, пружина №1), до 12,1...69,4 кПа ($L = 10,6$ м), соответственно, при ($n = 300...1100$ мин), $L = 5,6$ м, (пружина №2), давление увеличивается от 10,7 до 17,1 кПа, и при $L = 10,6$ м от 11,6 до 24,1 кПа. [1]

Отмечается прямопропорциональный рост давления в трубе при увеличении частоты вращения пружины и длины трассы перемещения.

При варианте 2 ($L = 15,5$ м) использовали жидкость плотностью $\rho = 1370$ кг/м³, с кинематической вязкостью $\nu = 14,1 \cdot 10^{-1}$ м²/с с набором пружин:

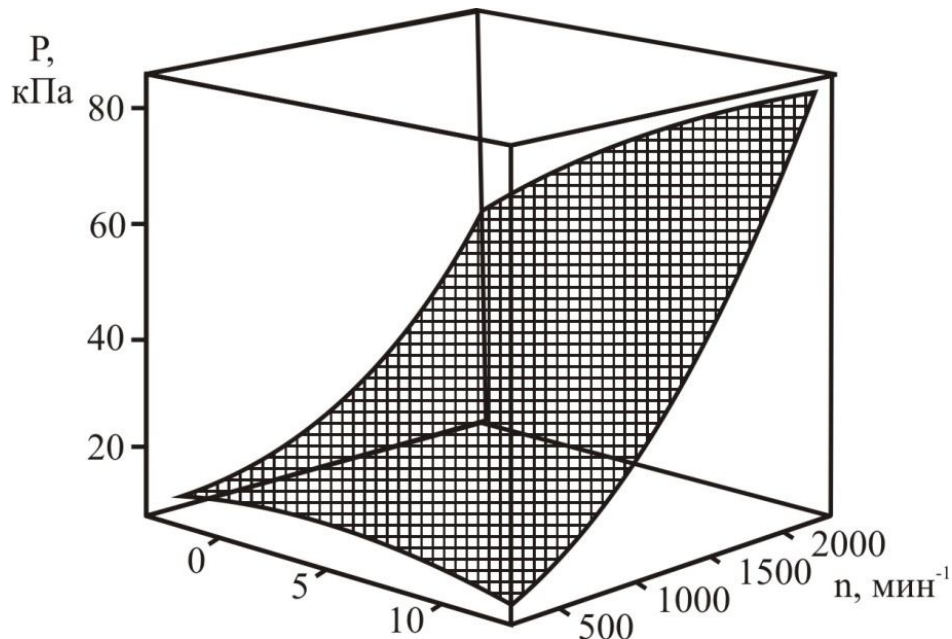


Рисунок 2 – Зависимость напора в трубе P от n и L при $d_n = 25$ мм, $\delta = 4,75$ мм, плотность жидкости $\rho = 1380$ кг/см²

При этом частоты вращения были приняты: 0, 190, 300, 420 и 770 мин⁻¹ и расход жидкости измеряется в двух вариантах:

- транзитный, когда выходной конец трубы не был заглушен.
- тупиковый, когда выходной конец трубы был заглушен.

В обоих вариантах измеряли пропускную способность выливных отверстий с диаметрами $d_o = 2,5; 3,3$ и 4,2 мм. Измерения проводили на расстоянии $L = 0,1; 7,25$ и 15,5 м от питающей емкости с напором жидкости $H_0 = 0,1$ м. Результаты определения давления показали, что при транзитном расходе в трубе давление (напор) не создается, а результаты измерения давления в конце трубы при тупиковом расходе приведены в таблице 3 на рисунке 2. [2]

Таблица 4 – Давление (напор), создаваемое вращающимися пружинами №1, 2, 3 и 4. Материал –отработанное масло с примесями удобрения

Частота вращения n , мин ⁻¹	Давление в трубе, кПа			
	Пружина 1	Пружина 2	Пружина 3	Пружина 4
0	0	0	0	0
190	1,22	0,74	2,07	1,90
300	2,70	2,03	6,85	4,67
420	4,73	2,57	11,72	8,13
770	14,85	8,37	21,36	17,49

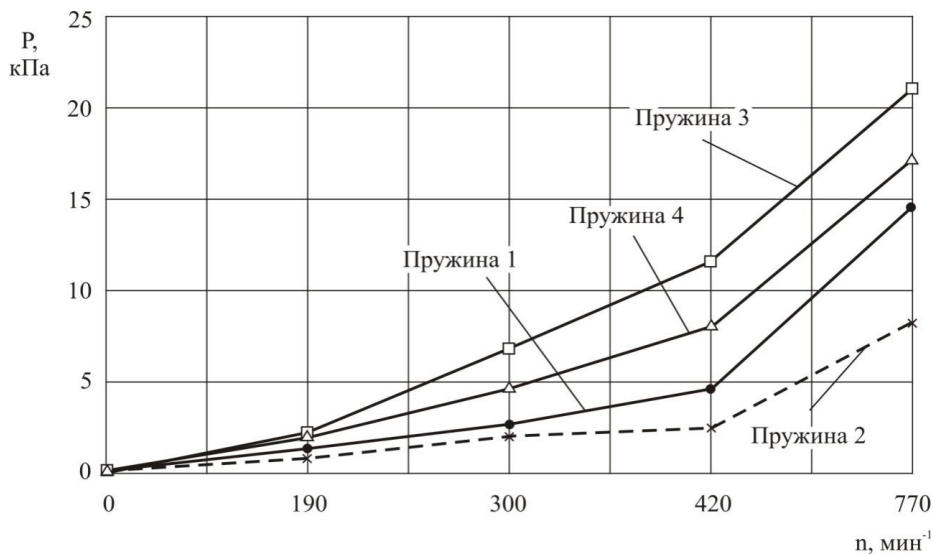


Рисунок 3 – Зависимость давления (напора) в трубе от частоты вращения рабочих пружин

Анализ таблицы 4 и рисунка 3 показывает, что для всех четырех пружин различного конструктивного исполнения создаваемое им давление (напор) имеет прямую зависимость от частоты вращения. С точки зрения увеличения давления в трубе более предпочтительным является вариант конструктивного исполнения рабочего органа, когда диаметр пружины $d_{pr} = (0,8...0,9) D_K$ и шаг пружины $S = (0,9...1,1) D_K$. Уменьшения диаметра проволоки пружины ведет к уменьшению создаваемого винтовой поверхностью давления.

Литература:

1. Артемьев В.Г. Основы совершенствования пружинно-транспортирующих рабочих органов и их использование в различных технологических процессах растениеводства и животноводства// Дисс.д.т.н. – Ульяновск: УГСХА, 1996. С. 211...218.
2. Патент РФ №2085658. Устройства для сбора нефтепродуктов / Белканов А.А., Алипов А.И., Чембровский О.А., Белов О.В., Иванов Ю.А. – Оpubл. 27.07.1997.
3. Охмуш Г.Г., Дронов Д.Ф. основы теории и расчета насосов. Учебное пособие. Ульяновск. УВВТУ, 1992. – 172 с.

4. Blaha J. Klassifikation der Punpenbauarten nach den spezifischen Drehzahlen. – Maschinenmaekt, Wuurzburg, 1975. №18.

УДК 631.3

Результыта исследования устройства для подбора нефтепродуктов при различных удлинений трассы

**Н.С. Зубавленко, ст. сержант 4 курса УВТИ,
Научный руководитель: А. С. Мокроусов, адъютнт, ст.лейтенант
«Ульяновский военный технический институт»**

Экспериментальные исследования процесса перемещения жидких материалов спирально–винтовыми рабочими органами проводилось на установке, которая включает в себя: заборную и мерительные емкости, спираль, кожух, подшипниковое устройство привода, электродвигатель, набор шкивов различных диаметров, раму, устройство для регулирования высоты подачи и пульта управления. Приводное устройство позволяло изменять частоту вращения спирали в пределах от 600...2500 мин⁻¹ посредством изменения диаметров шкивов или частоты вращения вала электродвигателя. Материалом кожуха являлись полиэтиленовые трубы, резиновые шланги и гофрированные рукава внутренним диаметром 50...100 мм. [1,2]

При удлинении трассы от $L = 3,9$ м до $L = 6,4$ м ($d_n = 42$ мм, $\delta = 8$ мм) производительность подачи, осевая скорость движения материала увеличивается на 10%.

Результаты исследования при $D_k = 50$ мм; $d_n = 45$ мм; $S = 45$ мм; $\delta = 6$ мм при длине трассы $L = 7,75$ м. (полиэтиленовый кожух 4 м, резиновый кожух 3,5 м) приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты исследования спирально–винтового рабочего органа: $D_k = 50$ мм, $d_n = 45$ мм, $S = 45$ мм, $\delta = 6$ мм, $\rho = 888$ кг/м³ (масло отработанное), $L = 7,75$ м, $H = 1,75$ м, кожух 4 м (полиэтилен), 3,75 м (резина).

n , мин ⁻¹	t , с	ϑ_{zn} , м/с	ϑ_{zm} , м/с	K_9	W , кг/ч	G , кг
860	44,6	0,642	0,171	0,267	206	8,6
1184	17,6	0,890	0,43	0,482	1455	
1523	14	1,140	0,552	0,485	2150	6
2143	10,1	1,610	0,765	0,480	1850	

Результаты исследования спирали при $D_k = 50$ мм, $d_n = 45$ мм, $S = 45$ мм, длиной трассы $L = 7,75$ м, $H = 1,75$ м, материал – отработанное масло $\rho = 888$ кг/м³ показывают, что производительность (подача) составляет 200...2150 кг/ч при $n = 850...1523$ мин⁻¹ (таблица 1).