

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ И ЭНЕРГИИ ВАКУУМНОЙ УСТАНОВКОЙ ЗА ПРЕДЕЛАМИ НОМИНАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ

М.В. КОЛОНЧУК (БГПА)

The article describes the relation between energy consumption and vacuum pressure or technical state of vacuum tubes in milk installation

На молочнотоварных фермах республики эксплуатируется большое количество доильных установок как с доением в ведра, так и с доением в молочный трубопровод. Вакуумметрическое давление в системах этих установок по зоотехническим требованиям должно быть равным 48 кПа. Перепад вакуумметрического давления между насосом и регулятором или регулятором и наиболее удален-

Данные технической документации на насосы свидетельствуют, что расход мощности ими зависит от давления [3-7]. Мощность, например, потребляемая вакуумным насосом ВВН-3 увеличивается на 10...14% при увеличении вакуумметрического давления на 20 кПа (с 50 до 70 кПа) - та л.1. Причем насосы достигают максимальных значений мощности, соответствующих определенному давлению воздуха.

1. Потребляемая мощность вакуумных насосов

Вакуумметрическое давление, кПа	Мощность вакуумного насоса, кВт						
	ВВН-1.5 [3]	ВВН-3 [5]	ВВН-3 [3]	ВВН-6 [3], [6]	ВВН-12 [3]	ВВН-50 [4]	РМК-3 [7]
30	3,29	4,64	5,62	14,0	16,7	70	16,0
40	3,31	4,75	5,56	13,85	17,22	80	16,8
50	3,33	4,87	5,41	13,7	17,75	90	17,2
60	3,32	4,95	5,29	13,2	18,21	90	17,7
70	3,36	5,23	5,56	13,0	18,16	80	17,3
80	3,35	4,88	5,68	13,05	17,55	70	17,0
90	3,25	4,85	5,52	13,15	16,15	60	15,4

ным краном не должен превышать 2,5 кПа. Внутренний диаметр молочного трубопровода выбирают с таким расчетом, чтобы максимальный перепад давления в нем составлял 3,0 кПа при работе всех доильных аппаратов [1]. Иногда процесс доения коров производится при большом перепаде (20...28 кПа) давления. При этом вакуумметрическое давление во всасывающем патрубке вакуумного насоса значительное - 60...70 кПа, а в молочном трубопроводе низкое - 40...42 кПа. Считается, что такое ухудшение вакуумного режима доения сохраняет постоянной величину потребляемой мощности вакуумного насоса. Однако прямые и косвенные признаки (увеличение частоты пульсаций пульсаторов, амплитуды колебаний и продолжительности восстановления вакуума, времени дойки) указывают, что процесс создания разрежения становится более энергоемким.

Давление нагнетания $p_a = 100$ кПа подтверждает расчет по классической формуле (1), соответствующей этому процессу (табл.2):

$$A_0 = p_1 \ln(100/p_1) \quad (1)$$

Максимум потребляемой мощности при изотермическом процессе в водокольцевых вакуумных насосах соответствует давлению 35 кПа. Нагнетательные ячейки насосов соединены с атмосферой и поэтому работают на полный свой объем. Они засасывают воздух из атмосферы и затем снова вытесняют его. Работа происходит с большим количеством воздуха, чем его необходимо удалить из полости всасывания. Давление в ячейке перед ее совмещением с нагнетательным окном зависит от геометрии насоса и положений всасывающего и нагнетательного окон. Для каждого режима работы имеется свой оптимальный размер нагнетательного отверстия. Прак-

Экстремумы мощности вакуумных насосов вызваны особенностями сжатия воздуха в ячейках. Ведь водокольцевой насос - это машина с внутренним сжатием воздуха жидкостным кольцом. Сжатие воздуха в насосе протекает почти изотермически. Наличие максимума энергии сжатия 1 м^3 воздуха в изотермическом процессе при давлении всасывания p_1 и

тически сложно установить размеры нагнетательного отверстия наиболее благоприятные для всех режимов. Более же низкая действительная степень повышения давления по сравнению с установленной в насосе приводит к потерям энергии и к большим напряжениям в машине. В этом суть больших энергетических потерь при высоком вакууме водокольцевыми вакуумными насосами.

Максимальный расход мощности пластинчатыми вакуумными насосами также находится в диапазоне давлений 30...35 кПа. Утверждение это вытекает из рассмотрения работы единичного цикла политропического процесса сжатия воздуха (A_1) пластинчатым вакуумным насосом [2];

$$A_1 = [p_1 V_1 k / (k-1)] \left[(p_a / p_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (2)$$

где V_1 - наибольший объем рабочей камеры насоса; p_1 - давление всасывания; p_a - давление нагнетания; k - политропический показатель;

Работа одного полного цикла сжатия (A) будет равна

$$A = A_1 + p_a V_a - p_1 V_1 \quad (3)$$

где V_a - наименьший объем рабочей камеры насоса;

Для политропического процесса справедливо соотношение

$$p_a V_a^m = p_1 V_1^m \quad (4)$$

С учетом выражений (2), (3) и (4), получено

$$A = [p_1 V_1 k / (k-1)] \left[(p_a / p_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (5)$$

Полезная мощность насоса

$$W_n = A / T = nA$$

где T - время цикла; n - частота.

Получаем,

$$W_n = [n V_1 p_1 k / (k-1)] \left[(p_a / p_1)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

Очевидно, что произведение наибольшего объема рабочей камеры насоса и частоты является теоретической быстротой действия

$$S_m = V_1 n$$

где S_m - теоретическая быстрота действия насоса

Тогда окончательно запишем

$$W_n = [S_m p_1 k / (k-1)] \left[(p_a / p_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (6)$$

Дифференцируя (6) по " p_1 " и приравнявая к нулю производную, получим

$$dW_n / dp_1 = [S_m k / (k-1)] \left[(p_a^{(k-1)/k} p_1^{(1-k)/k} / k) - 1 \right] = 0 \quad (7)$$

Из анализа (6) и (7) следует, что максимум мощности наблюдается при давлении

$$p_1 = p_a / k^{k/(k-1)}$$

Давление, соответствующее максимуму полезной мощности пластинчатого вакуумного насоса, составляет по формуле (2) при $k=1,4$ и $p_a=100$ кПа величину порядка 30 кПа (табл.2). При высоких давлениях потребляемая мощность снижается, так как уменьшается требуемая степень сжатия воздуха.

Данные таблицы 2 свидетельствуют, что вакуумные насосы с внешним способом сжатия характеризуются постоянным ростом потребляемой энергии. К таким насосам относятся вакуумные насосы, имеющие роторы с обкатываемыми профилями. Воздух в насосе передается с входа на выход порциями постоянного объема. Сжатие передаваемого воздуха происходит мгновенно от давления всасывания до атмосферного давления при сообщении полости, передающей воздух, со стороной выпуска насоса, так

как в нее устремляется воздух из выхлопного патрубка. Поэтому потребляемая мощность насосом с внешним сжатием относительно больше, чем пластинчатым и водокольцевым вакуумными насосами.

Эффективность использования мощности привода вакуумных насосов снижается по мере увеличения перепада давления между всасывающим патрубком и молочно-вакуумными кранами. Внешним признаком такого положения можно считать наличие, как правило, дополнительно устанавливаемых вакуумных насосов в доильных установках рассматриваемого технического состояния. Причем увеличение числа насосов (в 1,5...2,0 раза) оказывается малоэффективным. Процесс доения проходит в физиологически опасном режиме, скорость откачки доильных аппаратов замедленная. Особенно

2. Энергия сжатия 1 м³ воздуха при давлении нагнетания 100 кПа

Давление всасывания, кПа	Процесс					
	Изотермический		Адиабатический		Изохорный	
	Дж	Вт·ч	Дж	Вт·ч	Дж	Вт·ч
5	14979	4,16	16945	4,70	95000	26,39
10	23026	6,66	23299	6,47	90000	25,00
15	28457	7,90	27016	7,50	85000	23,00
20	32189	8,94	29277	8,12	80000	22,22
25	34657	9,63	30411	8,45	75000	20,83
30	36119	10,03	30829	8,56	70000	19,44
35	36744	10,20	30642	8,51	65000	18,05
40	36652	10,18	29960	8,32	60000	16,66
45	35933	9,98	28862	8,02	55000	15,28
50	34657	9,63	27407	7,61	50000	13,89
55	32881	9,13	25639	7,12	45000	12,50
60	30650	8,51	23596	6,55	40000	11,11
65	28001	7,78	21306	5,92	35000	9,72
70	24967	6,94	18794	5,22	30000	8,33
75	21576	5,99	16079	4,47	25000	6,94
80	17851	4,96	13180	3,66	20000	5,55
85	13814	3,84	10110	2,80	15000	4,16
90	9482	2,63	6883	1,91	10000	2,78
95	4873	1,35	3510	0,97	5000	1,39
100	0	0	0	0	0	0

сложно проходит дойка коров на наиболее удаленных от вакуумного насоса молочных кранах. Выход перепада давлений за пределы физиологически допустимого диапазона может вызываться режимом течения воздуха в магистральном вакуумном трубопроводе.

Стационарный режим характеризуется постоянством во времени потоков и давлений во всех сечениях вакуумной системы и различием этих величин по ее длине. Поток увеличивается от одного элемента к другому за счет просачивания воздуха. Поэтому давление воздуха по длине вакуумного трубопровода переменное. Доказательство подобного распределения давления по длине вакуумного трубопровода вытекает из дифференциального уравнения баланса сил в трубопроводе [2]:

$$Q = Cdp/dx \quad (8)$$

Будем также считать, что вакуумный трубопровод по всей длине имеет постоянную форму поперечного сечения с периметром Π , а просачивание воздуха с единицы поверхности равно q . Тогда дифференциальное уравнение баланса массы можно записать в виде

$$dQ/dx = -q\Pi \quad (9)$$

Воздушный поток в различных сечениях вакуумного трубопровода может быть найден в результате интегрирования уравнения (9) при граничных условиях $Q = Q_0$, (Q_0 - расход воздуха доильным аппаратом) и $x = l$ (l - длина вакуумного трубопровода):

$$Q = q(l - x)\Pi + Q_0 \quad (10)$$

Исключая Q из уравнений (9) и (10), получим дифференциальное уравнение стационарной откачки:

$$Cdp/dx = q(l - x)\Pi + Q_0 \quad (11)$$

При турбулентном течении поток Q воздуха, проходящего через трубопровод, приблизительно пропорционален квадратному корню из градиента давления, а при вязкостном течении поток воздуха пропорционален градиенту давления [4]. Однако турбулентный режим течения воздуха характерен лишь для начального периода откачки вакуумной системы. Наиболее характерным является режим течения воздуха, когда величина потока прямо пропорциональна давлению воздуха, т.е. $C = C_0 p$. Разделяя переменные и интегрируя уравнение (11) в пределах от p_1 до p_x и от 0 до x , найдем давление в произвольном сечении:

$$p^2(x) = p_1^2 + (2q\Pi/C_0)(lx - x^2/2) + 2xQ_0/C_0$$

При $x = l$ давление на конце вакуумного трубопровода, соединенного с откачиваемым доильным аппаратом

$$p_2^2 = p_1^2 + (2l/C_0)(Q_0 + q\Pi l/2)$$

Зависимость давления от длины вакуумного трубопровода в случае $Q_0 \gg q\Pi l/2$ параболическая. Обозначая $U = C_0(p_1 + p_2)/(2l)$, получим уравнение

$$Q = U(p_2 - p_1),$$

Это означает, что при откачке воздуха вакуумным насосом на концах вакуумного трубопровода создается разность давлений, определяемая проводимостью самого трубопровода U :

$$\Delta p = p_2 - p_1 = Q/U$$

Для выявления основных факторов, определяющих величину проводимости трубопровода радиусом r при низком вакууме, рассмотрим элемент трубопровода длиной dl . В области низкого вакуума длина свободного пути молекул воздуха значительно меньше диаметра трубопровода. Слой воздуха у поверхности трубопровода остается неподвижным, а остальные слои движутся в условиях стационарного потока с соответствующими постоянными скоростями w . Выделим элементарную трубку радиусом x вдоль оси элемента dl и примем, что скорость течения не меняется в любой точке выбранного сечения. Тогда сила, обусловленная перепадом давлений по обеим сторонам выделенного элемента [4]:

$$df_1 = (p + dp - p) = dp \pi x^2;$$

сила, обусловленная вязкостью воздуха,

$$df_2 = -\eta (dw/dx) 2 \pi x dl$$

(знак минус потому, что $dw/dx < 0$).

Условие равновесия элемента запишется

$$\pi x^2 dp = -\eta (dw/dx) 2 \pi x dl,$$

откуда

$$w = -(x^2 dp)/(4 \eta dl) + C_1$$

Постоянную C_1 находим из условия, что скорость течения воздуха у стенки равна нулю, тогда

$$w = [dp(r^2 - x^2)]/(4 \eta dl).$$

Распределение скоростей по сечению трубопровода подчиняется параболическому закону. Объемный расход воздуха V составит

$$V = \int \omega 2 \pi x dx = \int [(r^2 - x^2) dp 2 \pi x dx] / (4 \eta dl) = (\pi^4 dp) / (8 \eta dl)$$

Объемный расход воздуха для всего трубопровода длиной l составит

$$V = (\pi r^4 dp) / (8 \eta l) = (\pi r^4 (p_2 - p_1)) / (8 \eta l)$$

Поток воздуха Q , протекающий через вакуумный трубопровод доильной установки, найдем как произведение объемного расхода V на среднее давление в трубопроводе:

$$Q = V(p_2 + p_1)/2 = \pi r^4 (p_2 - p_1)(p_2 + p_1) / (16 \eta l) \quad (12)$$

Применим основное уравнение молекулярно-кинетической теории газового состояния, которое связывает между собой три основных параметра состояния воздуха: давление (p), молекулярную концентрацию (n) и температуру (T) с помощью постоянной Больцмана (k):

$$p = nkT \quad (13)$$

Это уравнение можно представить в другой записи

$$p = NmRT/VM \quad (14)$$

где M - молекулярная масса воздуха; V - объем возду-

ха; R -универсальная газовая постоянная; m - масса молекулы воздуха.

Уравнение стационарной диффузии воздуха в низком вакууме с учетом массы молекулы воздуха m , площади проходного сечения трубопровода F и длине l можно записать в следующем виде [2]:

$$P = -D(dn/dx)F = -Dm(n_1 - n_2)F/l \quad (15)$$

где P - поток воздуха через трубу, измеряемый массой воздуха, проходящего через элемент в единицу времени, D -коэффициент диффузии; dn/dx - градиент концентрации; n_1 и n_2 -концентрации молекул воздуха на концах элемента;

Воспользовавшись уравнением газового состояния (13), преобразуем (15):

$$P = Dm(p_1 - p_2)F/(kT) \quad (16)$$

В соответствии с уравнением газового состояния в форме (14) масса воздуха Nm при постоянной температуре прямо пропорциональна произведению давления воздуха на его объем. Это обстоятельство с учетом (14) и (16) позволяет выразить воздушный поток следующим образом

$$Q = pkT/m = DFT(p_2 - p_1)/lT = U(p_2 - p_1) \quad (17)$$

Согласно (12) и (17), запишем выражение для проводимости:

$$U = Q/(p_2 - p_1) = \pi r^4 (p_2 + p_1)/(16\eta l)$$

Для воздуха при $T=293$ К и $\eta=1,82 \cdot 10^{-5}$ Н/(м²/с) эту формулу можно преобразовать к виду:

$$U = 1,36 \cdot 10^3 d^4 (p_1 + p_2)/(2l);$$

Таким образом, проводимость трубопровода зависит от его конфигурации и прямо пропорциональна четвертой степени радиуса трубопровода. Энергетическое сопротивление вакуумных трубопроводов проявляется сопоставлением быстроты откачки и быстроты действия насоса. Условие постоянства потока воздуха

$$S_o p_2 = U(p_2 - p_1) = S_n p_1$$

подтверждает, что быстрота откачки определяется быстротой действия насоса и проводимостью трубопровода:

$$S_o = US_n / (U + S_n) \quad (18)$$

$$S_o / S_n = U / (U + S_n) \quad (19)$$

Соотношения (18) и (19) выражают отличие быстроты откачки доильных аппаратов от быстроты действия вакуумного насоса при наличии трубопровода. Трубопроводы большого диаметра характеризуются высокими значениями пропускной способности и максимально сближают быстроту действия насоса и быстроту откачки аппаратов.

Конструктивно величина проводимости вакуумного и молочного трубопроводов на стадии проектирования задается диаметром труб. Замена круглой трубы диаметром 50 мм трубой эллипсовидного сечения снижает проводимость до 50%, а трубами диаметром 38 и 25 мм соответственно на 67 и 94%. Перепады давления значительно увеличивают-

ся при малых диаметрах вакуумных трубопроводов и неизменном воздушном потоке. Поэтому основной причиной, влияющей на изменение режима работы доильной установки, является засоренность магистрального трубопровода. Засоренность вакуумного трубопровода определяется качеством монтажа и внешними воздействиями среды (наличие водяных паров в коровниках, мельчайших частичек кормов, подстилки и навоза). Так, во время монтажа часто допускаются заусенцы в просверленных отверстиях как снаружи, так и внутри вакуумного трубопровода. Наличие же таких заусенцев приводит к образованию очагов оседания осадков, твердых частиц из промывочной жидкости и ускоряет засорение. Вероятность засорения повышается, если внутренняя поверхность прямых труб предварительно менее тщательно просмотрена на свет и очищена, в случае потребности. Иногда уплотнитель резьбовых соединений из льняной пряди выступает с внутренней стороны и создает условия для накопления примесей на таких участках вакуумного трубопровода. Быстрому загрязнению вакуумных трубопроводов способствует отсутствие или неправильная установка клапанов спуска конденсата. К этому же явлению приводит, установка водопроводных кранов с низкой пропускной способностью на трубопроводе, соединяющем вакуумный насос с вакуумным баллоном или вакуумной магистралью и молокоборником. Локальные процессы, приводящие к засорению сечения трубопровода, ускоряются в местах прогибов труб при их промывке моющими и кислотными растворами. В результате совместного действия этих факторов внутренняя поверхность вакуумных трубопроводов покрывается отложениями различной формы и размеров, изменяющими шероховатость и проходное сечение и в ряде случаев вызывает сплошные зарастания, делающие невозможным процесс машинного доения. Такие пробки при промывке трудно разрушить и для их устранения приходится заменять отдельные участки вакуумного трубопровода. Поэтому практически быстрота откачки вакуумным насосом (при быстроте действия 120 м³/ч, мощности 8,0 кВт, рабочем давлении 50 кПа и длине магистрального вакуумного трубопровода - 20 м) снижается вдвое при зарастании сечения вакуумного трубопровода с диаметра 40 мм до 10 мм (табл.3). Как следует из уравнения (19), коэффициент использования быстроты действия насоса в этом состоянии уменьшается с 0,9963 до 0,4761.

Величина потребляемой вакуумным насосом полезной мощности на сжатие откачиваемого воздуха зависит от физического параметра-вакуумметрического давления. Максимум потребляемой вакуумным насосом мощности достигается при вакууме

3. Энергоемкость вакуумных трубопроводов

Диаметр вакуумного трубопровода, мм	Перепад давления по длине (20 м) вакуумного трубопровода, Па	Коэффициент использования насоса	Потери мощности, Вт
10	33400	0,4761	4200
16	4600	0,8625	1000
25	740	0,9761	190
32	280	0,9907	70
40	120	0,9963	30
50	40	0,9984	10
63	20	0,9993	5
80	6	0,9997	2
100	3	0,9999	1

65...70%. Изменение вакуумметрического давления воздуха по длине вакуумного трубопровода в процессе доения коров подчиняется параболическому закону. Функциональная готовность доильной установки влияет на энергетику процесса доения. Снижение энергетических затрат на доение коров возможно за счет соблюдения требований эксплуатации и технического состояния вакуумных систем. Наличие засоренных участков вакуумного трубопровода снижает их проводимость и увеличивает перепад давлений по длине трубопровода. Величина фактического перепада давлений может в 6...9 раз превышать допустимый перепад в 3 кПа. На перепад давления в молочном трубопроводе доильных установок на 200 коров большое влияние оказывает такое нарушение как подключение молокоотсоса к одному вакуумному насосу. Скорость откачки по мере удаления от вакуумного насоса уменьшается, так как ее величина обратно пропорциональна давлению на входе вакуумного трубопровода. Эффективная скорость откачки доильных аппаратов вакуумным насосом может снижаться в два раза. Параболический закон распределения давления по длине вакуумно-

го трубопровода является основанием для монтажа вакуумного регулятора на входе магистрального вакуумного трубопровода.

Литература

1. Установки доильные. Конструкция и техническая характеристика. Первое издание. Международный стандарт 5707.- 1987.
2. Розанов Л.Н. Вакуумная техника: Учеб. для вузов по спец. "Вакуумная техника". - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк. 1990.
3. Руткевич И.Г. Вакуум-насосные установки в пищевой промышленности. М.: Пищевая промышленность, 1971.
4. Шумский К.П. Вакуумные аппараты и приборы химического машиностроения. М.: Машиностроение, 1974.
5. Насос вакуумный водокольцевой ВВН1-3. Техническое описание и инструкция по эксплуатации 351.В1-3.00.00.ТО.
6. Насос вакуумный водокольцевой ВВН-6. Техническое описание и инструкция по эксплуатации 351.В6.00.000.ТО.
7. Тетерюков В.И. Ротационные вакуум-насосы с жидкостным поршнем. М.: Машгиз, 1960.

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

объявляет в мае 2001г. прием в аспирантуру по специальности 06.01.04 «Агрохимия».

Прием документов до 30.04.2001г.

Адрес: г. Минск, пр-т Ф. Скорины, 99, отдел аспирантуры

Тел. 263-61-24