Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XXXIX, вып. 1, 1959 г.

К ТЕОРИИ И РАСЧЕТУ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕНЧАТЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Е. Д. Рябков

Шестеренчатые двигатели являются одним из типов пневматических двигателей, широко применяемых в качестве привода комбайнов, врубовых машин, конвейеров, буро-сбоечных машин, лебедок и других механизмов в шахтах, опасных по газу или пыли.

Распространены преимущественно двигатели с косым зубом, которые, в отличие от прямозубых, обладают более высокой плавностью зацепления и меньшим шумом при работе, а в отличие от шевронных — большей простотой конструкции и удобством в реверсировании. Завод «Пневматика», например, выпускает двигатели с косозубыми роторами: ПШБ-30 для привода комбайна ККП-1; ПРШ-10 для привода легкого сбоечно-бурового станка ЛБС-2; ПРШ-16К к лебедкам комбайна ККП-1; ПРШ-16М для привода буро-сбоечной машины СБМ-3у, конвейера СКР-11, лебедки ОПЛ-700 и т. д.

Техническая характеристика их с учетом глушителей шума приведена в табл. 1. Для сравнения в табл. 2 приведены технические характеристики косозубых пневмодвигателей завода Острой (Чехословакия) и прямозубого пневмодвигателя фирмы Дюстерлох (ФРГ).

Как видно из таблиц, существенным недостатком отечественных пневмодвигателей является большой вес и повышенный расход воздуха на единицу мощности. Эти двигатели нуждаются в значительном конструктивном совершенствовании, которое может быть решено на базе улучшения методики расчета и тщательного экспериментального исследования отдельных конструктивных элементов пневматических шестеренчатых двигателей.

Первые теоретические и экспериментальные исследования работы шестеренчатых пневматических двигателей в отечественной литературе опубликованы А. М. Мишариным. Предложенной им методикой расчета двигателей пользуются и в настоящее время. Последующие исследователи не внесли заметного улучшения в эту методику расчета, а дали лишь отдельные рекомендации по совершенствованию конструкции двигателей.

Теория и расчет роторов шестеренчатых пневмодвигателей А. М. Мишарина базируются на предположении, что «... в передаче мощности участвуют только те зубья, которые находятся в зацеплении, у всех остальных обе стороны впадины зуба находятся под одинаковым

давлением, и, следовательно, усилия, действующие на обе стороны, взаимно уравновешиваются... Каждая из впадин обеих шестерен, в которой зубья вошли в зацепление, имеет разные величины давления, действующие на стороны впадины. Эта разность давления и создает усилия, которые вращают шестерни» [1, стр. 19].

Таблица 1

Марка двигателя	Вес, *кг*	Манометрическое давление воздуха, *кГ/см²*	Расход свободного воздуха, *м³/мин*	Номинальная мощность, *л. с.*	Число оборотов выходного вала, об/мин	Модуль зуба ротора, *мм*	Число зубьев ротора	Угол наклона зуба ротора, *град.*	Длина ротора, *мм*	Относительный вес на 1 *л. с.*
ПРШ-10 (реверсивный без редуктора) . .	150	3,5	9	9	1450	10	14	6	155	16,7
ПРШ-16К (реверсивный)	352	3,5	16	16	1450/960	10	14	6	200	22
ПРШ-16М (реверсивный)	352	3,5	16	16	1450/960	10	14	6	200	22
ПШБ-30 (нереверсивный)	580	3,0	30	30	1450	14	14	6	260	19,3
ПШ-32*	600	3,0	35±	32	1450	14	14	6	260	18,7
БВУ-1 (реверсивный без редуктора)	31,7	3,0	4,5	4,5	2000	8	12	10	120	7,05
БШ-3-07 (реверсивный без редуктора) . . .	74,9	3,5	7,0	7,0	2000	8	12	10	151	10,6
№ 134 (нереверсивный без редуктора) . .	105	4,0	8,0	8,0	2000	10	12	6	105	13

* От ПШБ-30 отличается большим диаметром подводящего шланга.

Таблица 2

Марка двигателя	Вес, *кг*	Манометрическое давление воздуха, *кГ/см²*	Расход свободного воздуха, *м³/мин*	Номинальная мощность, *л. с.*	Число оборотов выходного вала, об/мин	Удельный расход свободного воздуха, *м³/мин л. с.*	Относительный вес на 1 *л. с.*, *кг*
SOPO3 (нереверсивный)	16,0	4,0	2,5	3,0	2900	0,84	5,4
SVPO8 (реверсивный)	80,0	4,0	8,3	8,0	2500	1,04	10,0
SVP13 (реверсивный)	100,0	4,0	11,0	13,0	2500	0,85	7,7
ZPMP13 (реверсивный с редуктором)	100,0	4,0	11,0	13,0	1500	0,85	7,7
SVP18 (реверсивный)	128,0	4,0	15,0	18,0	2000	0,84	7,1
SVR18 (с редуктором)	200,0	4,0	15,0	18,0	500	0,84	11,1
SVP32	400,0	4,0	20,0	32,0	1500	0,64	12,5
SVP50 (реверсивный)	700,0	4,0	35,0	50,0	1500	0,70	14,0
Дюстерлох (реверсивный без редуктора)	350,0	4,0	16,0	20,0	1450	0,80	17,5

Теория А. М. Мишарина не раскрывает физической сущности явлений, происходящих в шестеренчатом пневмодвигателе. Принимая во внимание то, что элементом замыкания кинематической пары двух роторов является зуб, принципиально правильным будет рассматривать равновесие не впадин, а зубьев. Следовательно, в создании крутящего момента участвуют не те зубья, которые находятся в зацеплении, а те, которые вышли из зацепления и находятся в зоне между кромками впускного и выхлопного отверстий, так как перепад давления сжатого воздуха на них дает активный вращающий момент.

Как видно на рис. 1, перепад давления на сторонах зубьев, находящихся в зацеплении, создает реактивный (направленный против движения) момент. На основании вскрытой нами действительной природы

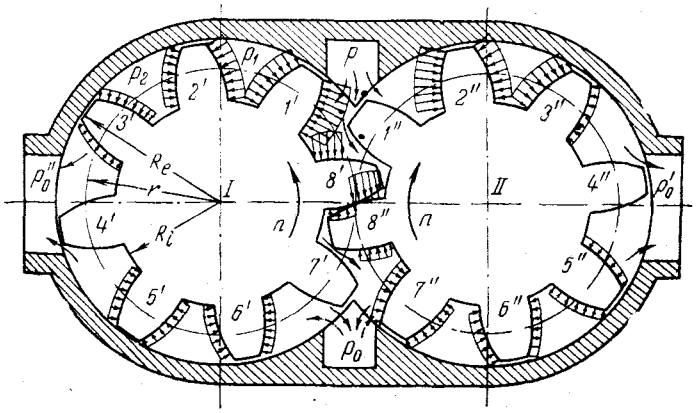


Рис. 1. Предлагаемая схема работы двигателя

образования крутящего момента рассмотрим принципиальную схему работы и определим мощность пневматического шестеренчатого двигателя в общем случае, когда давления воздуха на выхлопе у обоих роторов и на входе зубьев в зацепление не равны, т. е.

$$p \neq p_0 \neq p_0' \neq p_0'',$$

где p_0, p'_0, p''_0, p — давление воздуха соответственно на входе в зацепление, на выхлопе у правого ротора, на выхлопе у левого ротора, на выходе из зацепления (на впуске).

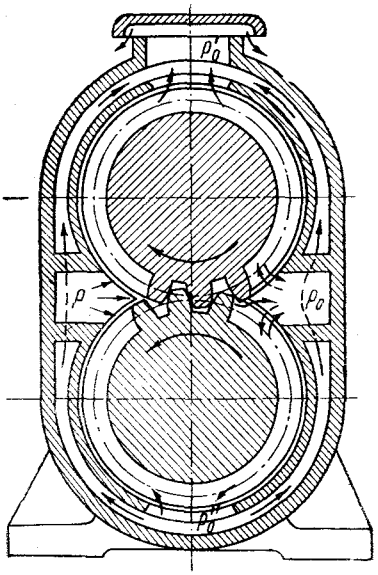


Рис. 2. Поперечный разрез двигателя ПРШ-16М
$p > p_0 > p_0'' > p_0'$

Принимая во внимание большую скорость вращения роторов (в результате чего впадины зубьев находятся против впускного отверстия тысячные доли секунды), следует считать распределение давления сжатого воздуха в зоне впуска по длине зуба (ширина ротора) неравномерным. В дальнейших рассуждениях при определении крутящего момента и мощности правильнее будет оперировать средним давлением $p_{ср}$.

Реально такая картина давлений вполне возможна, например, в двигателе ПРШ-16М, у которого зоны с давлением p_0, p_0' и p_0'' сетью каналов в корпусе сообщаются с общим выхлопным отверстием (и глушителем) против верхнего ротора (рис. 2).

На рис. 1 условно показаны эпюры давлений по сторонам зубьев, не находящихся в равновесии. Для примера рассмотрим зубья левого ротора *I*.

Во впадинах между зубьями $1'$, $2'$, $3'$, ограниченных кромками впускного и выхлопного отверстий, ввиду наличия радиального и торцевых зазоров и утечек по ним воздуха, давления будут

$$p_{ср} > p_1 > p_2 > p_0''.$$

Вращение ротора I будет вызываться активными перепадами давления:

на зубе $1'$ $p_{ср} - p_1$;
на зубе $2'$ $p_1 - p_2$;
на зубе $3'$ $p_2 - p_0''$.

Просуммировав их, получим общий активный перепад давления

$$\Delta p_1 = p_{ср} - p_1 + p_1 - p_2 + p_2 - p_0'' = p_{ср} - p_0''.$$

На зубе $8'$, как видно из рис. 1, создается реактивный перепад давления

$$\Delta p_1' = p_{ср} - p_0.$$

По аналогии с предыдущим, реактивный перепад давления на зубьях $5'$ и $6'$

$$\Delta p_1'' = p_0 - p_0''.$$

На основании тех же рассуждений для правого ротора II получим активный перепад давления на зубьях $2''$ и $3''$

$$\Delta p_2 = p_{ср} - p_0',$$

реактивный перепад давления на зубе $8''$

$$\Delta p_2' = p_{ср} - p_0 = \Delta p_1',$$

на зубьях $5''$, $6''$ и $7''$.

$$\Delta p_2'' = p_0 - p_0'.$$

Зная перепады давлений на зубьях роторов, определяем окружные усилия и крутящие моменты (для роторов с прямым зубом).

Активное окружное усилие на роторе I от перепада давления Δp_1 будет

$$b\Delta p_1 (R_e - R_i),$$

где b — ширина ротора;
R_e и R_i — радиусы окружностей выступов и впадин.

Считая плечо этой силы равным $\frac{R_e + R_i}{2}$, находим активный момент ротора I

$$b\Delta p_1 \frac{R_e^2 - R_i^2}{2}.$$

По аналогии находим активный момент ротора II от перепада давления Δp_2

$$b\Delta p_2 \frac{R_e^2 - R_i^2}{2}.$$

Реактивный момент ротора I от перепада давления $\Delta p_1''$

$$b\Delta p_1'' \frac{R_e^2 - R_i^2}{2},$$

ротора II от перепада давления $\Delta p_2''$

$$b\Delta p_2'' \frac{R_e^2 - R_i^2}{2}.$$

Для определения реактивного момента, возникающего от перепада давления $\Delta p_1' = \Delta p_2' = \Delta p'$ на зубьях, находящихся в зацеплении, рассмотрим более подробно зону зацепления.

На рис. 3 показано давление воздуха на боковые поверхности зубьев, находящихся в зацеплении. Ротор *II* ведущий, ротор *I* ведомый, N_2N_2 — линия зацепления. Если точка контакта зубьев расположена на отрезках N_2B_2 и A_2N_2 линии зацепления, то в зацеплении находятся две пары зубьев. Когда точка контакта зубьев расположена на отрезке B_2A_2 линии зацепления, то в зацеплении находится одна пара зубьев. Так как роторы вращаются, картина давлений на зубья будет изменяться. Допустим, что контакт зубьев $8'$ и $8''$ соответствует точке A_2'. Тогда

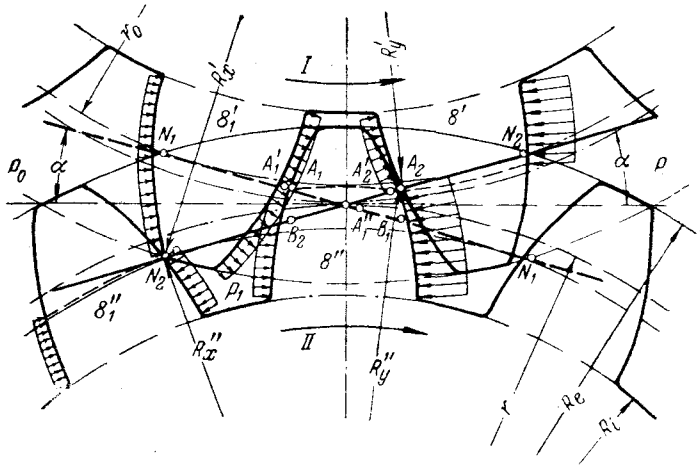


Рис. 3. Зона зацепления.
Ротор *II* — ведущий; ротор *I* — ведомый. N_2N_2 — линия зацепления

зубья $8_1'$ и $8_1''$ в зацепление еще не войдут. В зацеплении будет находиться одна пара зубьев. При этом будет иметь место равенство

$$p_1 = p_0.$$

Следовательно, перепад давления $\Delta p' = p - p_0$ будет создавать реактивные окружные усилия на зубьях $8'$ и $8''$ соответственно

$$b\Delta p' (R_y' - R_i) \text{ и } b\Delta p' (R_y'' - R_i).$$

Умножая их на плечи $\frac{R_y' + R_i}{2}$ и $\frac{R_y'' + R_i}{2}$, получим реактивные моменты на зубе $8'$

$$b\Delta p' \frac{(R_y')^2 - R_i^2}{2};$$

на зубе $8''$

$$b\Delta p' \frac{(R_y'')^2 - R_i^2}{2}.$$

Так как $R_y'' > R_y'$,

$$\text{то } b\Delta p' \frac{(R_y'')^2 - R_i^2}{2} > b\Delta p' \frac{(R_y')^2 - R_i^2}{2}. \quad (1)$$

Но полные крутящие моменты роторов представляют собой алгебраическую сумму моментов активных и реактивных. Таким образом,

принимая во внимание неравенство (1), полный крутящий момент ротора *I* будет больше полного крутящего момента ротора *II*

$$M_1 > M_2.$$

При таком условии ведущим станет ротор *I*. Получая ускорение, зуб $8_1'$ ротора *I* с ударом приходит в контакт с зубом $8''$ ротора *II* в точке A_1' на отрезке A_1N_1 линии зацепления N_1N_1. Ротор *I* остается ведущим, пока точка контакта зубьев $8_1'$ и $8''$ не перейдет по линии зацепления N_1N_1 за полюс зацепления в точку A_1''. Тогда реактивный момент на зубе $8''$ будет меньше реактивного момента на зубе $8_1'$ и будет иметь место неравенство

$$M_1 < M_2.$$

Ведущим становится ротор *II*, зубья которого входят с ударом в контакт с зубьями ротора *I* на отрезках N_2B_2 и A_2N_2 линии зацепления N_2N_2. Как только точка контакта зубьев переходит за полюс зацепления, ведущим становится ротор *I*, зубья которого с ударом входят в контакт с зубьями ротора *II* на линии зацепления N_1N_1 и т. д. Таким образом, роторы под действием переменных крутящих моментов испытывают вращательные колебания и попеременно с частотой $350 \div 500$ *гц*, обретают функции ведущего и ведомого. Во-первых, это служит причиной сильного шума шестеренчатых пневмодвигателей, помимо известных источников шума от расширения воздуха на выхлопе и обычного шума в зубчатом зацеплении. Во-вторых, в процессе этих колебаний через зазоры в зацеплении воздух из рабочей камеры с давлением p перетекает в камеру с давлением p_0, что приводит к уменьшению к. п. д. двигателя и увеличению расхода воздуха. Чтобы устранить отмеченные недостатки, целесообразно зацепление выполнять «беззазорным».

Кроме того, необходимо заметить, что вследствие таких колебаний роторов нельзя ожидать существенного повышения давления в отсеченном между зубьями пространстве, следовательно, влияние его на мощность двигателя не имеет практического значения.

Если учесть предлагаемый подход к схеме работы двигателя и произвести соответствующие математические вычисления, то максимальный реактивный момент от перепада давления $\Delta p'$ будет на роторе *I*

$$b\Delta p' \frac{r^2 - R_i^2}{2};$$

на роторе *II*

$$b\Delta p' \frac{r^2 - R_i^2}{2}.$$

Зная активные и реактивные моменты, создаваемые перепадами давлений на зубьях роторов, можно найти активный и реактивный моменты двигателя.

Активный момент пневмодвигателя

$$M_a = b\Delta p_1 \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} + b\Delta p_2 \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} = \\ = b(\Delta p_1 + \Delta p_2) \frac{R_e^2 - R_i^2}{2}; \qquad (2)$$

реактивный

$$M_p = b\Delta p_1'' \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} + b\Delta p_2'' \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} + b\Delta p' \frac{r^2 - R_i^2}{2} + \\ + b\Delta p' \frac{r^2 - R_i^2}{2} = b(\Delta p_1'' + \Delta p_2'') \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} + b\Delta p'(r^2 - R_i^2). \qquad (3)$$

Эти уравнения наглядно показывают принципиальное отличие реальной картины от схемы А. М. Мишарина [1].

Полный крутящий момент шестеренчатого пневмодвигателя с прямозубыми роторами определится как алгебраическая сумма активного и реактивного моментов

$$M = M_a + M_p$$

или после подстановки и некоторого преобразования

$$M = b\,(\Delta p_1 + \Delta p_2)\,\frac{R_e^2 - R_i^2}{2} -$$

$$- b\Delta p'\,(r^2 - R_i^2) -$$

$$- b\,(\Delta p_1'' + \Delta p_2'')\,\frac{R_e^2 - R_i^2}{2}.$$

Принимая во внимание выражения для определения перепадов давлений, окончательно получим крутящий момент пневмодвигателя

$$M = b\,(p_{ср} - p_0)\,(R_e^2 - r^2). \qquad (4)$$

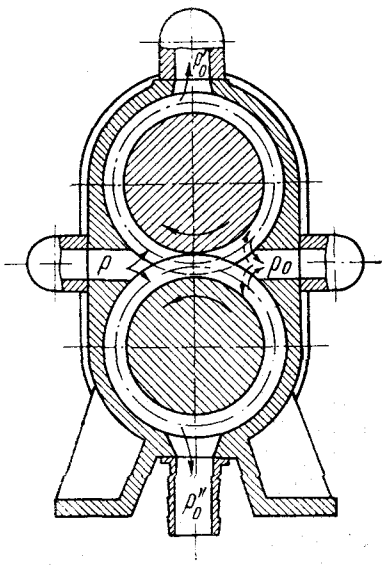


Рис. 4. Поперечный разрез двигателя ПРШ-10
$p_0'' = p_0' < p_0 < p$

Аналогично определим крутящий момент двигателей с самостоятельным выхлопом у обоих роторов (ПРШ-10, БВУ-1, БШ-3-07) и нереверсивных двигателей (ПШБ-30 и ПШ-32) (рис. 4 и 5).

Анализируя полученную зависимость, следует заметить, что давление на выхлопе не оказывает прямого воздействия на величину крутя-

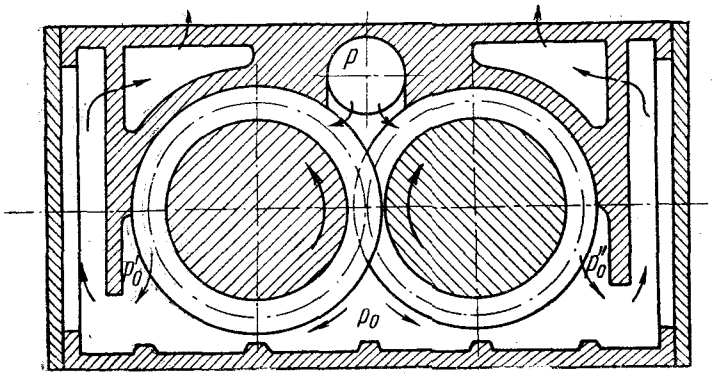


Рис. 5. Поперечный разрез двигателя ПШ-32
$p_0'' = p_0' = p_0 < p$

щего момента, влияя на него косвенно. Например, пневмодвигатель фирмы Дюстерлох не имеет таких ясно выраженных окон выхлопа как у наших двигателей. Но для нормального зацепления

$$r = m\,\frac{z}{2},$$

где m — модуль зацепления;
z — число зубьев ротора.

При обычно принимаемом в практике расчетов двигателей коэффициенте радиального зазора $C_{on} = 0{,}2$.

$$R_e = r + m = m\left(\frac{z}{2} + 1\right);$$

$$R_i = r - 1{,}2m = m\left(\frac{z}{2} - 1{,}2\right).$$

Тогда, производя подстановку и преобразуя выражение (4), получим окончательную зависимость для определения крутящего момента пневмодвигателя с прямозубыми роторами

$$M = b\,(p_{cp} - p_0)\,m^2(z + 1).$$

Стремление уменьшить размеры двигателя приводит к уменьшению числа зубьев роторов.

Для обеспечения надлежащей плавности зацепления роторов двигателя при уменьшенном числе зубьев роторы выполняются с углом наклона зубьев $\beta = 6 \div 10°$. Дальнейшее увеличение угла наклона, несмотря на улучшение плавности зацепления, как показали исследования, проводимые Гипроуглемашем, приводит к уменьшению к. п. д. двигателя. Очевидно, это является следствием уменьшения длины контактной линии пары зубьев, что, в свою очередь, приводит к дросселированию воздуха во впадинах на свободной длине зубьев.

Таким образом, для пневмодвигателя, у которого роторы имеют косой зуб с углом наклона β,

$$r = \frac{m_n z}{2\cos\beta},$$

где m_n — нормальный модуль зацепления.

Тогда

$$R_e = r + m_n = \frac{m_n z}{2\cos\beta} + m_n = m_n\left(\frac{z}{2\cos\beta} + 1\right)$$

и при $C_{on} = 0{,}2$

$$R_i = r - 1{,}2m_n = \frac{m_n z}{2\cos\beta} - 1{,}2m_n = m_n\left(\frac{z}{2\cos\beta} - 1{,}2\right).$$

Подставив полученные значения в уравнение (4) и преобразовав его, определим крутящий момент

$$M = bm_n^2(p_{cp} - p_0)\left(\frac{z}{\cos\beta} + 1\right). \qquad (5)$$

Это выражение справедливо для двигателей с небольшим углом наклона зубьев, когда контактная линия пары соприкасающихся зубьев будет распространена на всю длину зуба ротора.

Принимая во внимание, что колебание угловой скорости вращения роторов имеет место внутри одного оборота, в целом же за период установившегося движения число оборотов представляет собой постоянную величину, для определения теоретической мощности косозубого двигателя воспользуемся известной зависимостью между крутящим моментом и мощностью

$$N = \frac{Mn}{71\,620}\ л.\ с., \qquad (6)$$

где n — число оборотов роторов двигателя в 1 мин.

После подстановки и преобразования получим формулу для определения теоретической мощности

$$N_т = \frac{bnm_n^2}{71\,620}(p_{ср} - p)\left(\frac{z}{\cos\beta} + 1\right)^*. \qquad (7)$$

Полученными зависимостями (5), (7) можно пользоваться при расчете косозубых пневматических двигателей.

Зависимость же А. М. Мишарина [1]

$$N_т = \frac{b\pi nm_n^2}{2{,}25 \cdot 10^5} p_м\left(\frac{z}{\cos\beta} + 1\right). \qquad (8)$$

Внешне это выражение имеет сходство с зависимостью (7). Однако анализ величин $p_м$, $p_{ср} - p_0 = \Delta p'$ и выражений (2) и (3) вскрывает коренное различие в содержании этих зависимостей.

Действительно, $\Delta p' = p_{ср} - p_0$ есть непосредственно «чистый активный» перепад давления на зубьях, расположенных между кромками окон впуска и выхлопа. Он создает только вращающий момент двигателя (см. рис. 5); $p_м = p - p_0$ [$p_м$ — манометрическое давление воздуха перед впуском в двигатель (в сети)] есть перепад давления во впадинах между зубьями, находящимися в зацеплении: одна часть его, по А. М. Мишарину, идет на создание вращающего момента двигателя, а другая часть — на преодоление сопротивления движению воздуха в коммуникациях на подходе к роторам и на выходе от роторов в атмосферу; p — абсолютное давление воздуха в сети; $p_0 = 1$ — абсолютное давление воздуха на выхлопе, равное атмосферному.

Вполне очевидно, что

$$\Delta p' < p_м.$$

В результате этого теоретическое значение мощности, подсчитанное по формуле (8), получается значительно больше подсчитанного по предлагаемой зависимости (7).

Для определения эффективной мощности

$$N_э = N_т \eta_м \eta_р, \qquad (9)$$

где $\eta_м$ — механический к. п. д. роторов двигателя;

$\eta_р$ — механический к. п. д. редуктора (если он в двигателе есть).

А. М. Мишарин дает следующие рекомендации для хорошо выполненных двигателей:

при $p - p_0 = 3{,}0 \div 3{,}5$ $кГ/см^2$ $\eta_м = 0{,}77 \div 0{,}84$

при $p - p_0 = 4{,}5 \div 5{,}0$ $кГ/см^2$ $\eta_м = 0{,}80 \div 0{,}88$.

Вычисленная при таких значениях $\eta_м$ эффективная мощность резко отличается от действительной, показываемой двигателем при испытаниях (табл. 3). Поэтому рекомендации А. М. Мишарина не нашли практического применения. Практика расчетов шестеренчатых двигателей в Гипроуглемаше и на заводе «Пневматика» и проверка расчетов существующих конструкций двигателей сравнением с действительными показателями, установленными при испытаниях, показывают, что механический к. п. д. роторов, которым пользуются, имеет значения $\eta_м = 0{,}45 \div 0{,}55$.

---

* Размерность линейных величин в сантиметрах.

Таблица 3

Марка двигателя	По А. М. Мишарину				Действительная мощность, л. с.	Действительный к. п. д. роторов	Относительная ошибка, %
	Теоретическая мощность, л. с.	Механический к. п. д.		Эффективная мощность, л. с.			
		роторов	редуктора				
БВУ-1	8,5	0,77	—	6,55	4,5	0,53	+45,0
БШ-3-07	12,4	0,84	—	10,40	6,2	0,50	+68,0
ПРШ-10	16,7	0,84	—	14,00	8,9	0,53	+57,0
ПРШ-16М	29,5	0,84	0,96	23,80	15,5	0,53	+53,0
ПШБ-30	68,0	0,77	0,96	50,00	30,0	0,44	+67,0
ПШ-32	68,0	0,77	0,96	50,00	31,0	0,46	+61,0
№ 134	15,3	0,77	—	11,80	8,0	0,52	+47,0

Как видно из табл. 3, ошибка в вычислении эффективной мощности для приведенных двигателей, по методу А. М. Мишарина, равна $+(45 \div 68)\%$. Это свидетельствует о серьезных недостатках методики расчета. Следует отметить, что значение теоретической мощности, найденное по уточненной формуле А. М. Мишарина [1], отличается от подсчитанного по формуле (8) на $(1{,}5 \div 2)\%$. Уточненная зависимость для определения теоретической мощности учитывает коррекцию зацепления (методом сдвига исходного контура), которая улучшает работу зацепления, а на величине мощности почти не отражается. И именно поэтому в практике расчетов шестеренчатых пневматических двигателей пользуются приближенной зависимостью (8).

В методике расчета пневматических шестеренчатых двигателей А. М. Мишарина при определении теоретической мощности отсутствуют конкретные указания о зависимости числа оборотов ротора от давления на впуске. Поэтому, определив эффективную мощность, нельзя быть уверенным в том, что изготовленный в соответствии с выбранными параметрами двигатель покажет при испытаниях именно эту мощность. Методика А. М. Мишарина, вопреки действительности, базируется на предложении, что давление сжатого воздуха в зоне впуска распределяется равномерно по длине зуба (ширине роторов).

При определении эффективной мощности методика не учитывает зависимости изменения механического к. п. д. роторов от числа оборотов роторов.

Согласно А. М. Мишарину, механический к. п. д. роторов учитывает «трение в подшипниках и в зацеплении, завихрение воздуха, торможение его при проходе в каналах, утечки через зазоры в зацеплении и на торцах» и, очевидно, неравномерность распределения давления воздуха по длине зуба (ширине ротора).

В установленных нами зависимостях (2), (3), (5), (7) для определения крутящего момента и теоретической мощности двигателей перепады давлений Δp_1, Δp_2, $\Delta p_1''$, $\Delta p_2''$, $\Delta p'$, Δp, $\Delta p''$ не являются постоянными величинами, как $p - p_0 = p_м = \text{const}$ по А. М. Мишарину. Они зависят от давления перед двигателем и числа оборотов роторов двигателя. Механический к. п. д. роторов в соответствии с предлагаемой схемой работы двигателя учитывает только потери на трение в подшипниках, зацеплении, сопротивление воздуха вращению роторов и зависит также как от давления в сети p_c перед двигателем, так и от числа оборотов роторов.

На основании изложенного была разработана методика испытания шестеренчатых пневматических двигателей с косозубыми роторами и на

стенде пневматической лаборатории завода «Пневматика» (1956—1957 гг.) проведены испытания группы двигателей ПРШ-16М, ПШ-32 и ПРШ-10. По данным испытаний построены графики давления воздуха на выходе роторов из зацепления (впуск), на входе в зацепление и на выхлопе в зависимости от числа оборотов роторов и давления в сети (рис. 6, 7, 8).

Среднее давление на зуб ротора вычислялось как среднее арифметическое из давлений в зоне впускного окна и у торца ротора. Из графи-

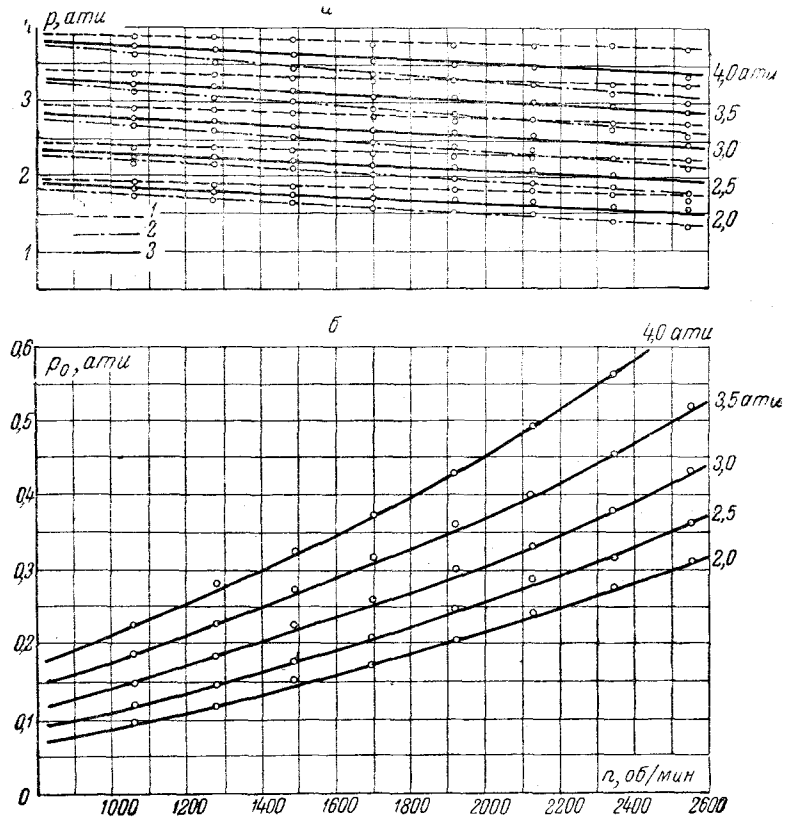


Рис. 6. Давление для ПРШ-16М:
а — на выходе из зацепления (впуске); *1* — в зоне впускного окна; *2* — в конце зуба (у торца ротора); *3* — среднее на зуб; *б* — на входе в зацепление.

ков 6, *а*, 7, *а*, 8, *а* видны потери давления сжатого воздуха в подводящих коммуникационных устройствах, начиная от впускного крана. Например, двигатель ПРШ-16М при номинальном числе оборотов $n = 960$ об/мин (передаточное отношение редуктора $i = 2{,}13$) работает фактически при среднем давлении 3 *ати*, а не 3,5 *ати*, как это следует из методики расчета А. М. Мишарина. Потери давления на впуске при этом составляют 0,3 *ати*. Двигатель ПШ-32 при $n = 1450$ об/мин (передаточное отношение редуктора $i = 1{,}47$) работает фактически при среднем давлении 2,6 *ати*, вместо 3 *ати* по А. М. Мишарину, а потери давления на впуске составляют 0,2 *ати*. Двигатель ПРШ-10 при $n = 1450$ *об/мин* работает фактически при среднем давлении 2,9 *ати*, вместо 3,5 *ати* по А. М. Мишарину, а потери на впуске составляют 0,4 *ати*.

Кривые рис. 6, *б*, 7, *б*, 8, *б* отражают избыточное давление воздуха на входе роторов в зацепление, что, как отмечалось ранее, является

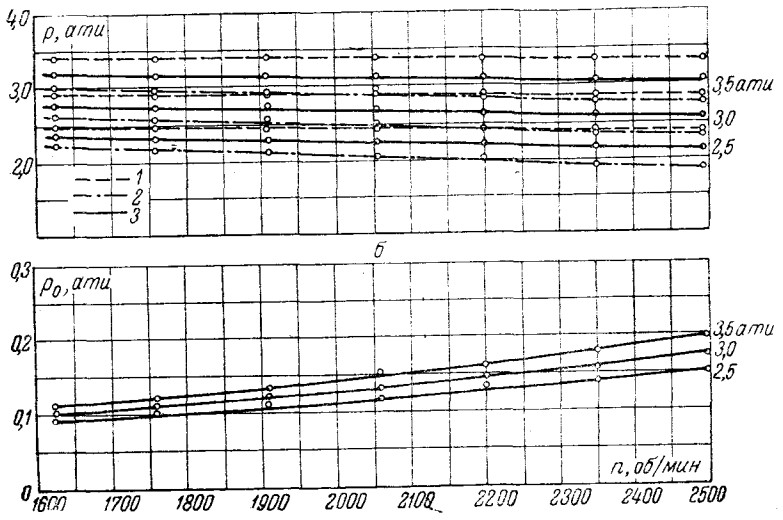


Рис. 7. Давление для ПШ-32:

а — на выходе из зацепления (впуске); *1* — в зоне впускного окна; *2* — в конце зуба (у торца ротора); *3* — среднее на зуб; *б* — на выхлопе (на входе в зацепление)

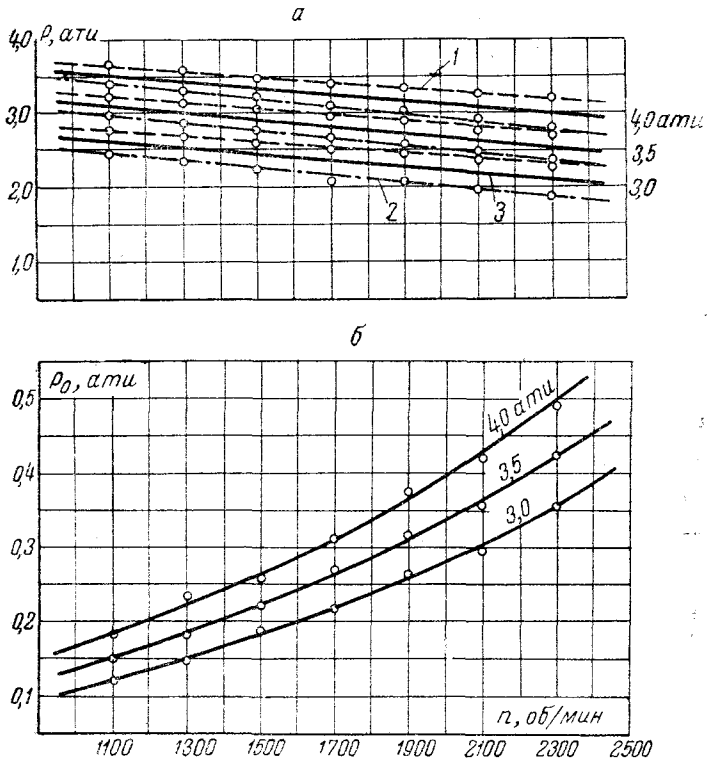


Рис. 8. Давление для ПРШ-10:

а — на выходе из зацепления (впуске); *1* — в зоне впускного окна; *2* — в конце зуба (у торца ротора); *3* — среднее на зуб; *б* — на входе в зацепление

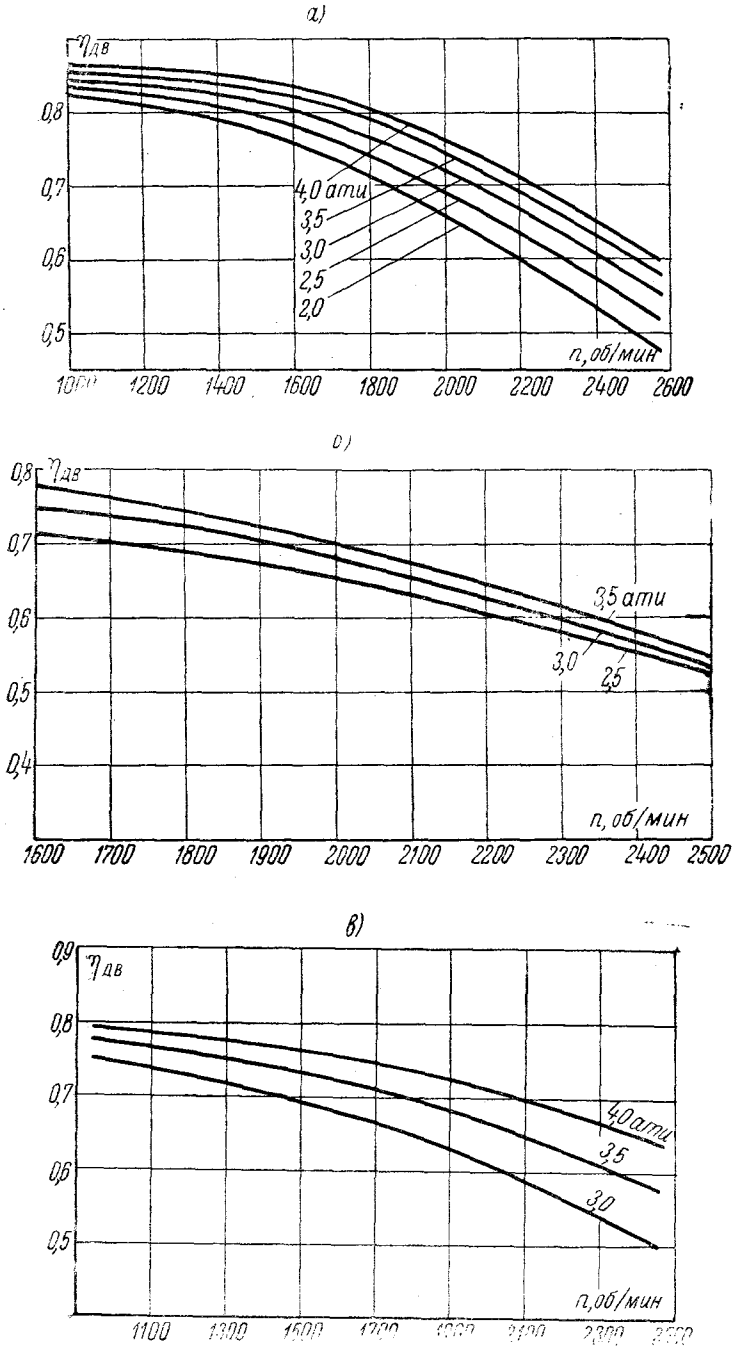


Рис. 9. Зависимость механического к. п. д. двигателя от числа оборотов роторов и давления в сети для:
а — ПРШ-16М; *б* — ПШ-32; *в* — ПРШ-10;

следствием прохождения сжатого воздуха через зацепление из зоны впуска.

По графикам рис. 6, 7 и 8 могут быть определены давления на впуске и входе в зацепление для ПРШ-16М, для ПШ-32 и для ПРШ-10 в зависимости от числа оборотов роторов и давления в сети перед двигателем. По этим давлениям и по формуле (7) были вычислены значения и построены кривые теоретической мощности этих двигателей. Сравнение кривых эффективной и теоретической мощностей дало возможность определить механический к. п. д. двигателя как

$$\eta_{\text{дв}} = \frac{N_э}{N_т}$$

в функции числа оборотов роторов и давления в сети перед двигателем (рис. 9, *а, б, в*).

Механический к. п. д. роторов двигателя может быть легко вычислен как

$$\eta_м = \frac{\eta_{\text{дв}}}{\eta_р}, \qquad (10)$$

где механический к. п. д. редуктора $\eta_р = 0{,}95 \div 0{,}97$.

Проверка расчетов мощности двигателей, выпускаемых заводом «Пневматика», показала хорошую согласованность результатов, получаемых по формулам (7), (9) и графикам (рис. 6—9), с действительными показателями этих двигателей. Из табл. 4, где приведены эти сравнения, видно, что относительная ошибка в вычислении эффективной мощности для приведенных двигателей составляет всего лишь $\pm(2{,}0 \div 7{,}0)$ %, против $\pm(45 \div 68)$ % по методике А. М. Мишарина.

Таблица 4

Марка двигателя	Теоретическая мощность, *л. с.*	Механический к. п. д.		Эффективная мощность, *л. с.*	Действительная мощность, *л. с.*	Относительная ошибка, %
		роторов	редуктора			
БШ-3-07	8,6	0,67	—	5,76	6,2	—7,0
ПРШ-10	12,5	0,73	—	9,15	8,9	+2,8
ПРШ-16М	20,5	0,77	0,96	15,20	15,5	—2,0
ПШБ-30	50	0,67	0,96	31,80	30,0	+6,0
ПШ-32	50	0,67	0,96	31,80	31,0	+2,6
№ 134	11,5	0,73	—	8,40	8,0	+5,0
Дюстерлох	25,0	0,85	—	21,4	23,0	—7,0

Выводы

1. Предлагаемый принцип работы шестеренчатого пневмодвигателя более наглядно и полно, чем схема А. М. Мишарина, отражает физическую сущность явлений, происходящих в нем.

2. Предлагаемый метод определения мощности косозубого шестеренчатого пневмодвигателя позволяет более рационально и обоснованно при проектировании выбрать число оборотов роторов и назначить давление воздуха в сети перед двигателем с учетом потерь давления на впуске.

3. Учет выявленных потерь давления воздуха в коммуникационных устройствах на впуске открывает возможность перевода существующих двигателей на работу с более высоким давлением в сети: ПРШ-16М, ПРШ-10 и БШ-3-07 с $p_с = 4$ *ати*; ПШ-32 и ПШБ-30 с $p_с = 3{,}5$ *ати*.

При этих давлениях в сети в рабочей камере на впуске у названных двигателей давления соответственно будут 3,5 и 3 *ати*, т. е. такие, по которым рассчитывались прочность деталей и срок службы подшипников ходовой части. Увеличение мощности при этом, как показали испытания, составляет 15÷20%, а удельный расход свободного воздуха уменьшается на 6÷8%.

4. Установленные при испытаниях значения давлений в различных местах рабочей камеры двигателей (на впуске, входе в зацепление и выхлопе) позволяют разработать более точную методику определения усилий, действующих на подшипники роторов.

5. Давление сжатого воздуха в камере впуска по длине зуба (ширине ротора) распределено неравномерно, следовательно, впускное окно нужно выполнять не круглым или квадратным, как это принято во всех существующих пневмодвигателях отечественного производства, а при той же площади сечения — вытянутым в виде щели в направлении контакта роторов. Выравнивание давления по длине зуба таким путем позволит увеличить мощность двигателя на 10÷15% и уменьшить удельный расход воздуха в среднем на 5÷6%.

6. Установленные значения механического к. п. д. двигателей и роторов в зависимости от давления в сети и числа оборотов роторов позволяют значительно более точно определять эффективную мощность двигателя при проектировании.

7. Необходимо конструктивное совершенствование впускных коммуникационных устройств, особенно реверсивного крана у двигателя ПРШ-10. Этот кран дает потерю давления 0,4÷0,5 *ати*, что соответствует потере мощности на 15%.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Мишарин А. М. Пневматические шестеренчатые двигатели. Углетехиздат, 1948.

2. Кусницын Г. И. Пневматические двигатели горных машин и механизмов. Углетехиздат, 1953.

3. Рябков Е. Д. Пути повышения экономичности косозубых шестеренчатых пневмодвигателей. Научные доклады высшей школы, серия «Горное дело», 1959, № 1.

4. Hájovský L. Vzduchove motory; Edični středisko vysoké skoly báňske v Ostravě, 1955.