

УДК 532.013

Ю.П. Кузнецов

СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВОЗДУХОПОДВОДЯЩЕГО РУКАВА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РУЧНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аналитически решена задача определения приведенной длины воздухоподводящего рукава, при которой заданная мощность ручной пневматической машины является максимально достижимой, а внутренний диаметр рукава минимально возможным.

Ключевые слова: приведенная длина, воздухоподводящий рукав, ручная пневматическая машина, внутренний диаметр.

Ручные пневматические машины различного назначения используются во многих отраслях промышленности, парк машин в РФ исчисляется сотнями тысяч штук, поэтому совершенствование методов их проектирования является актуальной задачей. На рис. 1 приведена принципиальная схема системы подвода сжатого воздуха к машине.

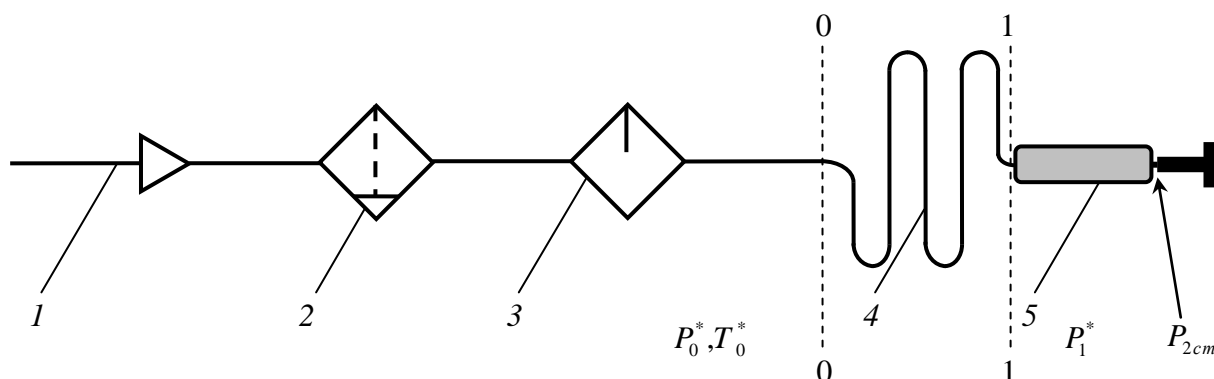


Рис. 1. Схема системы подвода сжатого воздуха к машине:

1 – трубопровод; 2 – фильтр – влагоотделитель; 3 – масленка; 4 – рукав; 5 – машина

Сжатый воздух из трубопровода 1, пройдя через фильтр 2, масленку 3 и воздухоподводящий рукав 4 поступает к машине 5. В соответствии с ГОСТ 12633-90 «Машины ручные пневматические вращательного действия» основные параметры машин определяются при следующих условиях: давление в сети 0,63 МПа, атмосферное давление от 0,088 до 0,108 МПа, температура воздуха 20°C.

Вследствие падения напора в рукаве 4 давление воздуха перед машиной 5 может существенно отличаться от номинального давления в цеховой системе сжатого воздуха 1. Поэтому для расчета пневматического двигателя требуется определить гидравлические характеристики рукава, при которых может быть достигнута заданная мощность машины, и определить соответствующие этой мощности параметры потока перед двигателем, то есть выполнить согласование параметров двигателя с гидравлическими характеристиками рукава. Естественно, что величина внутреннего диаметра рукава может быть принята любой большей, чем его минимальная величина, при которой обеспечивается заданная мощность двигателя.

Однако для ручных пневматических машин важно обеспечить минимальную жесткость рукава для создания приемлемых условий работы оператора. С этой целью требуется опре-

делить гидравлические характеристики рукава, при которых заданная мощность двигателя является максимально достижимой для выбранных условий, а внутренний диаметр рукава минимально возможным.

Для определения связи параметров двигателя и рукава примем два допущения:

1. Массовый расход газа в двигателе равен расходу газа через рукав.

2. Давление торможения потока в выходном сечении (1-1) рукава и на входе в двигатель равны.

При этих условиях мощность двигателя определится уравнением:

$$N = GH\eta_e = P_0^* \sqrt{T_0^*} \frac{\pi \cdot d^2}{4} C_p \eta_e \sqrt{\left\{ \frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right\}} q(\lambda_0) \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (1)$$

где $G = \sqrt{\left\{ \frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right\}} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \frac{P_0^*}{\sqrt{T_0^*}} \cdot q(\lambda_0)$ - массовый расход газа через рукав;

$H = C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ - располагаемый теплоперепад;

η_e - эффективный коэффициент полезного действия двигателя;

P_0^*, T_0^* - давление и температура торможения потока во входном сечении (0-0) рукава;

$\Pi = \frac{P_{2\text{ст}}}{P_0^*}$ - располагаемый перепад давлений;

$P_{2\text{ст}}$ - статическое давление на выходе из двигателя;

k - показатель адиабаты;

C_p - теплоемкость газа;

R - газовая постоянная;

d - внутренний диаметр рукава;

$\sigma = \frac{P_1^*}{P_0^*} = \frac{q(\lambda_0)}{q(\lambda_1)}$ - коэффициент сохранения полного давления на участке (0-1);

$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$ - газодинамическая функция; (2)

$\lambda = \frac{c}{a^*}$ - безразмерная скорость потока, c - скорость потока;

a^* - критическая скорость, равная местной скорости звука.

Во всех уравнениях параметры потока с индексом «0» относятся к входному, а параметры с индексом «1» - к выходному сечению рукава. Приведем уравнение (1) к безразмерному виду:

$$\bar{N} = \frac{\left(\frac{N}{\eta_e} \right)}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot C_p \cdot \sqrt{\left\{ \frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right\}}} = q(\lambda_0) \cdot \bar{H} = q(\lambda_0) \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3)$$

где \bar{N} - приведенная мощность; $q(\lambda_0)$ - приведенный расход; \bar{H} - приведенный теплоперепад.

Для определения наименьшего внутреннего диаметра рукава, при котором обеспечивается заданная мощность двигателя, достаточно решить задачу определения максимально достижимой мощности двигателя при известных гидравлических характеристиках рукава. Условия достижения максимума приведенной мощности \bar{N} , определяемой выражением (3), найдем из решения уравнения $\frac{\partial \bar{N}}{\partial \sigma} = 0$.

В работе [2] для определения связи между λ_0 и σ использовано уравнение адиабатного течения сжимаемого газа в цилиндрической трубе. Для ручных пневматических машин изменение гидравлических характеристик рукава находится в довольно узких пределах, поэтому, пренебрегая изменением плотности и скорости газа по длине рукава, для определения потерь давления на участке (0-1) можно использовать известную гидравлическую формулу $\Delta P_{0-1}^* = \left(\zeta \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \rho_0^* \cdot \frac{C_0^2}{2}$, где ζ - коэффициент гидравлического сопротивления рукава; l, d - длина и внутренний диаметр рукава; ρ_0^* - плотность; C_0 - скорость потока в начальном сечении рукава.

Величину σ для участка (0-1) можно выразить следующим образом:

$$\sigma = \frac{P_1^*}{P_0^*} = \frac{P_0^* - \Delta P_{0-1}^*}{P_0^*} = 1 - \left(\zeta \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho_0^*}{P_0^*} \cdot \frac{C_0^2}{2}.$$

Используя уравнение состояния $P_0^* = \rho_0^* \cdot R \cdot T_0^*$, выражение для критической скорости звука $a^* = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot k}{k+1} \right) \cdot R \cdot T_0^*}$ и для безразмерной скорости $\lambda_0 = \frac{C_0}{a^*}$, можно выразить $\frac{\rho_0^*}{P_0^*} \cdot \frac{C_0^2}{2} = \left(\frac{2 \cdot k}{k+1} \right) \cdot \frac{\lambda_0^2}{2}$.

В работе [1], в уравнении адиабатного течения газа в цилиндрической трубе применено понятие приведенной длины трубы $\chi = \frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \zeta \cdot \frac{l}{d}$. Используя его, получим окончательное выражение для коэффициента сохранения полного давления:

$$\sigma = 1 - 0,5 \lambda_0^2 \chi. \quad (4)$$

Отсюда: $\lambda_0 = \sqrt{2} \chi^{-0,5} (1 - \sigma)^{0,5}.$ (5)

Далее, анализируя уравнение (2), отметим, что при $\lambda < 0,4$ приведенный расход $q(\lambda)$ изменяется практически линейно с изменением λ , а сомножитель $\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \approx 1$. Поэтому при $\lambda < 0,4$ формулу (2) с погрешностью, не превышающей 3...5%, можно записать:

$$q(\lambda) \approx \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda. \quad (6)$$

С учетом (5) и (6), уравнение (3) можно записать:

$$\bar{N} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{2} \cdot \chi^{-0,5} \cdot (1 - \sigma)^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (7)$$

Значение коэффициента сохранения полного давления σ , соответствующего максимальной мощности, определится из решения уравнения $\frac{\partial \bar{N}}{\partial \sigma} = 0$:

$$\frac{\partial \bar{N}}{\partial \sigma} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{2} \cdot \chi^{-0,5} \cdot \frac{\partial}{\partial \sigma} \left\{ (1-\sigma)^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} = \frac{\partial}{\partial \sigma} \left\{ (1-\sigma)^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} = 0. \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что приведенная длина трубы χ не входит в число параметров, определяющих условия достижения максимальной приведенной мощности.

После алгебраических преобразований уравнение (8) можно привести к выражению:

$$\left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \right] \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-k}{k}} + 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-2 \cdot k}{k}} = \Pi^{\frac{1-k}{k}}, \quad (9)$$

или

$$\sigma_{\bar{N}_{\max}} \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) + 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{-1} \right]^{\frac{k}{1-k}} = \Pi. \quad (10)$$

Проанализируем уравнение (9) с целью найти его приближенное аналитическое решение. Обозначим:

$$X = \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \right] \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-k}{k}}; Y = 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-2 \cdot k}{k}};$$

$$Z = \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \right] \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-k}{k}} + 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-2 \cdot k}{k}} = \Pi^{\frac{1-k}{k}}.$$

Характер протекания зависимостей X , Y и Z , представленных на рис. 2, показывает, что X - первый член уравнения (9), содержащий $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$, изменяется на порядок меньше, чем второй член этого уравнения – Y , следовательно, член X может быть заменен постоянной величиной. Целесообразно, в первом приближении, для соблюдения граничных условий, принять $X = \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \right]$. Тогда уравнение (9) можно записать в виде:

$$\left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \right] + 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k}\right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{\frac{1-2 \cdot k}{k}} = \Pi^{\frac{1-k}{k}}. \quad (11)$$

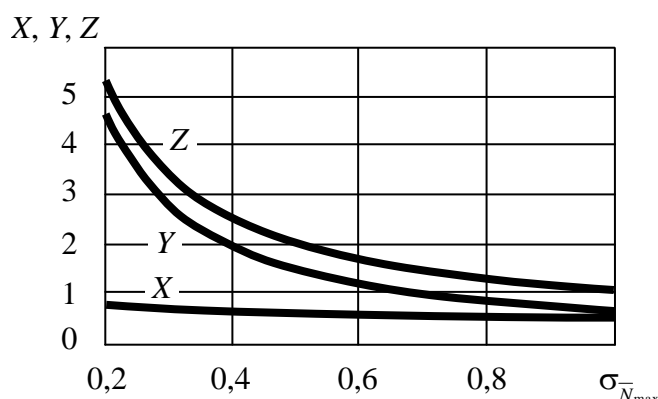


Рис. 2. Зависимости X , Y , Z от $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$.

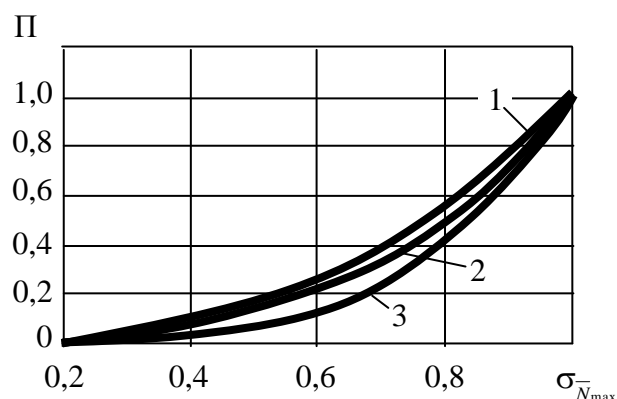


Рис.3. Графики зависимостей:

1 – по уравнению (11); 2 – по уравнению (10);
3 – по уравнению (12)

В работе [2] с использованием уравнения адиабатного течения сжимаемого газа в цилиндрической трубе было получено уравнение связи $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$ и перепада давлений Π :

$$\sigma_{\bar{N}_{\max}} \cdot \left[\frac{1}{k} + \left(\frac{k-1}{k} \right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{-2} \right]^{\frac{k}{1-k}} = \Pi. \quad (12)$$

На рис. 3 приведены графики зависимостей, соответствующие уравнениям (10), (11) и (12).

Погрешность в определении $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$ можно уменьшить, ограничив рассматриваемый диапазон изменения Π . В общем случае диапазон изменения Π : $0 \leq \Pi \leq 1$.

Случай $\Pi=0$ соответствует истечению газа из трубы в абсолютный вакуум и является чисто теоретическим. Величине $\Pi=0,01$, что соответствует перепаду давлений

$\Pi^{-1} = \frac{P_0^*}{P_{2\text{ст}}} = 100$, соответствует величина $\sigma_{\bar{N}_{\max}} = 0,4$, определенная по (10). Таких перепадов

давлений для ручных пневматических машин не используют. Реально используемый диапазон изменения Π составляет: $0,1 \leq \Pi \leq 0,75$. В этом диапазоне изменения Π формулу (11) можно аппроксимировать выражением (13), дающим значительно меньшую (не более 1%) погрешность при определении $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$:

$$\left[1 - 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k} \right) + 2 \cdot \left(\frac{k-1}{k} \right) \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}^{-1,625} \right]^{\frac{k}{1-k}} = \Pi. \quad (13)$$

Из выражения (13) определим коэффициент сохранения полного давления $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$, соответствующий максимальной приведенной мощности:

$$\sigma_{\bar{N}_{\max}} = \left[\frac{k}{2 \cdot (k-1)} \cdot \left(\Pi^{\frac{1-k}{k}} + 2 \cdot \frac{k-1}{k} - 1 \right) \right]^{-0,6154}. \quad (14)$$

Величина \bar{N}_{\max} , при заданных Π и χ определяется уравнением (7):

$$\bar{N}_{\max} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{2} \cdot \chi^{-0,5} \cdot (1 - \sigma_{\bar{N}_{\max}})^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma_{\bar{N}_{\max}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (15)$$

Скорость λ_0 , соответствующая \bar{N}_{\max} , определится из уравнения (5):

$$\lambda_{0\bar{N}_{\max}} = \sqrt{2} \cdot \chi^{-0,5} \cdot (1 - \sigma_{\bar{N}_{\max}})^{0,5}. \quad (16)$$

Давление перед двигателем: $P_1^* = P_0^* \cdot \sigma_{\bar{N}_{\max}}$. Для расчета наименьшего внутреннего диаметра рукава, необходимо определить величину приведенной длины рукава χ , обеспечивающую заданную мощность двигателя. Величину χ можно определить из уравнений (3) и

(7). Используя выражение $\chi = \frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \zeta \cdot \frac{l}{d}$, заменим в уравнении (3) d через χ :

$$[d]^2 = \left(\frac{2 \cdot k}{k+1} \zeta l \right)^2 \cdot \chi^{-2}$$

Тогда уравнения (3) и (7) можно записать в виде следующего равенства: $\bar{N}_{\max} = \chi^2 \times$

$$\times \frac{\left(\frac{N}{\eta_e} \right)}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \zeta \cdot l \right)^2 \cdot C_p \cdot \sqrt{\left\{ \frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right\}}} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{2} \cdot (1 - \sigma_{\bar{N}_{\max}})^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma_{\bar{N}_{\max}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \chi^{-0,5}.$$

или $A\chi^{-0,5} = B\chi^2$, отсюда $\chi_{\bar{N}_{\max}} = \left(\frac{A}{B}\right)^{0,4}$, (17)

где $A = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{2} \cdot (1 - \sigma_{\bar{N}_{\max}})^{0,5} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma_{\bar{N}_{\max}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$, (18)

$$B = \frac{\left(\frac{N}{\eta_e}\right)}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{2k}{k+1}\zeta l\right)^2 \cdot C_p \cdot \sqrt{\left\{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right\}}}. \quad (19)$$

Из уравнений (1) и (19) найдем отношение $\frac{l}{d}$, соответствующее максимальной мощности:

$$\left(\frac{l}{d}\right)_{\bar{N}_{\max}} = \left(\frac{2k}{k+1}\zeta\right)^{-1} \chi_{\bar{N}_{\max}}. \quad (20)$$

Из (20) легко определить d_{\min} при заданной длине рукава. Таким образом, задача определения гидравлических характеристик рукава, обеспечивающих заданную мощность двигателя при минимальном внутреннем диаметре рукава, решена.

Основным результатом исследования является вывод, следующий из уравнения (14): коэффициент сохранения полного давления $\sigma_{\bar{N}_{\max}}$, соответствующий максимально достижимой мощности, полностью определяется величинами Π и k и, в пределах принятых допущений, не зависит от величины χ , что наглядно иллюстрируется диаграммой $\bar{N} = f(\sigma; \chi)$ на рис. 6. В указанном примере при $\Pi^{-1} = 6$ и $k=1,4$, величина $\sigma_{\bar{N}_{\max}} = 0,62$.

Рассмотрим некоторые следствия, определенные полученным результатом. Поскольку диаметр трубопровода до рукава практически не ограничен, его величина может быть принята такой, что потери давления на участке до рукава можно принять равными некоторой постоянной величине, следовательно, перепад давлений для двигателя можно считать постоянным, приняв $\Pi^{-1} = 6$. Следовательно, будут постоянными $\sigma_{\bar{N}_{\max}} = 0,62$ и $\bar{H}_{\bar{N}_{\max}} = 0,313$.

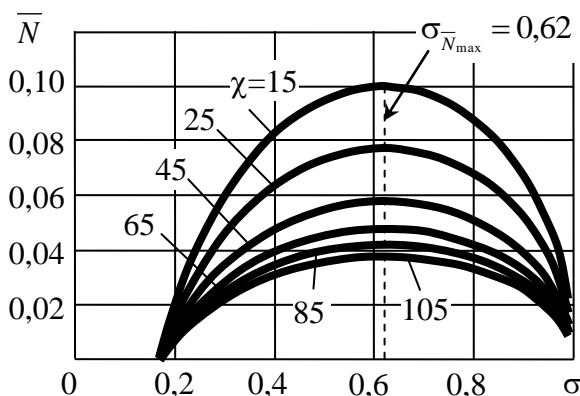


Рис. 6. График зависимости безразмерной мощности от $\bar{N} = f(\sigma; \chi)$ для $\Pi^{-1} = 6$

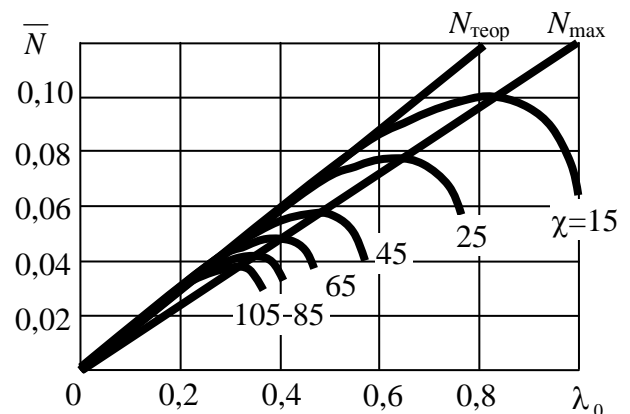


Рис. 7. График зависимости безразмерной мощности $\bar{N} = f(\lambda)$ для $\Pi^{-1} = 6$

Условие $\overline{H}_{\overline{N}_{\max}} = idem$ означает, что величина максимально достижимой мощности \overline{N}_{\max} должна изменяться линейно относительно расхода, поэтому максимальные значения приведенной мощности, полученные при каком-либо значении χ , будут принадлежать прямой линии

$$\overline{N}_{\max} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma_{\overline{N}_{\max}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (21)$$

Диаграммы на рис. 7 наглядно показывают, что при заданной величине Π , максимум зависимости $\overline{N} = f(\lambda; \chi)$ для любого значения χ , лежит на прямой линии, определенной уравнением (21). На диаграммы нанесен также график зависимости $\overline{N}_{\text{теор}} = f(\lambda)$, позволяющий графически сопоставить \overline{N}_{\max} и $\overline{N}_{\text{теор}}$ (при $\chi=0$), а также соответствующие этим мощностям расходы $G_{\overline{N}_{\max}}$ и $G_{\overline{N}_{\text{теор}}}$.

Оценим влияние гидравлических характеристик рукава на экономичность машины при проектировании машин с $\chi_{\overline{N}_{\max}}$, то есть с минимальным внутренним диаметром воздухоподводящего рукава. Влияние характеристик рукава на экономичность машины можно оценить отношением максимально достижимой приведенной мощности двигателя при заданной величине χ , к теоретически возможной приведенной мощности при $\chi=0$ и одинаковой величине приведенного расхода $q(\lambda_0)$:

$$\eta_p = \frac{\overline{N}_{\max}}{\overline{N}_{\text{теор}}} = \frac{q(\lambda_0) \cdot \overline{H}_{\overline{N}_{\max}}}{q(\lambda_0) \cdot H_{\text{теор}}} = \frac{1 - \left(\frac{\Pi}{\sigma_{\overline{N}_{\max}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \Pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (22)$$

Величина η_p полностью определяется величиной перепада давлений Π^{-1} , так, при $\Pi^{-1} = 6$ величина $\eta_p = 0,78$. Анализ зависимости (22) показал, что величина η_p возрастает с увеличением Π^{-1} , несмотря на то, что величина $\sigma_{\overline{N}_{\max}}$ с увеличением Π^{-1} , уменьшается. Этот вывод иллюстрируется диаграммами зависимостей $\sigma_{\overline{N}_{\max}} = f(\Pi^{-1})$ и $\eta_p = f(\Pi^{-1})$, представленными на рис. 8, из которых следует, что область целесообразных величин лежит Π^{-1} от 5 до 20.

В области $\Pi^{-1} > 20$ зависимость $\eta_p = f(\Pi^{-1})$ носит уже экспоненциальный характер, следовательно, увеличение Π^{-1} уже не приводит к существенному росту η_p . Таким образом, рекомендованный ГОСТ перепад давлений для цеховой системы экономически обоснован.

Определим предельное увеличение расхода газа при проектировании машины с минимальным диаметром воздухоподводящего рукава. Привариваем заданную мощность к макси-

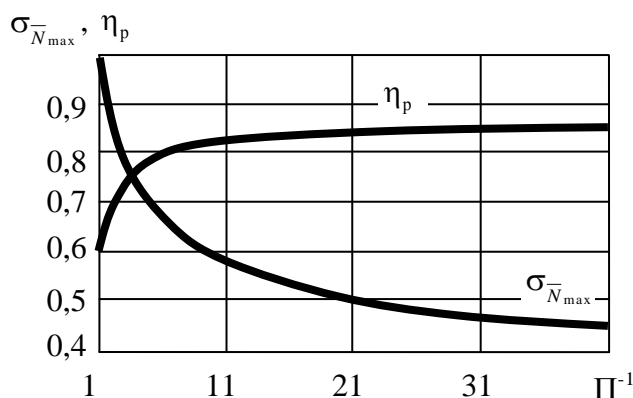


Рис. 8. Зависимости коэффициента сохранения полного давления $\sigma_{\overline{N}_{\max}} = f(\Pi^{-1})$ и коэффициента полезного действия $\eta_p = f(\Pi^{-1})$

мальной и теоретической: $N_{\text{зад}} = N_{\text{max}} = N_{\text{теор}} = G_{\bar{N}_{\text{теор}}} \cdot H_{\text{теор}} = G_{\bar{N}_{\text{max}}} \cdot H_{\bar{N}_{\text{max}}}$. Отсюда

$\frac{G_{\bar{N}_{\text{теор}}}}{G_{\bar{N}_{\text{max}}}} = \eta_p$. Следовательно, увеличение расхода воздуха при проектировании рукава на

$\chi_{\bar{N}_{\text{max}}}$ ограничено величиной η_p^{-1} . В соответствии с ГОСТ12633-90, обязательным к измерению параметром является удельный расход воздуха машины, определяемый по формуле $q_{\text{уд}} = \frac{G}{N}$. Величина $q_{\text{уд}}$ отражает суммарно экономичность двигателя и потерь в рукаве. Выясним энергетический смысл этого показателя:

$$q_{\text{уд}} = \frac{G}{N} = \frac{G}{G \cdot H \cdot \eta_e} = \frac{1}{H \cdot \eta_e} \cdot \frac{H_{\text{теор}}}{H_{\text{теор}}} = \frac{1}{H_{\text{теор}}} \cdot \frac{1}{\eta_e} \cdot \frac{1}{\eta_p}.$$

Поскольку, для условий цеховой системы, величина $H_{\text{теор}} = \text{idem}$, то $q_{\text{уд}}$ определяется величинами η_e и η_p . При проектировании машины с $\chi_{\bar{N}_{\text{max}}}$ величина $\eta_p = \text{idem}$, следовательно, в этом случае $q_{\text{уд}}$ полностью определяется η_e , то есть однозначно отражает экономичность пневматического двигателя.

Поскольку параметры воздуха в цеховой системе установлены ГОСТ 12633-90, соответственно являются постоянными, то можно построить номограммы зависимости максимально достижимой мощности двигателя N_{max} от параметров рукава. Величина N_{max} определяется уравнениями (5) и (11):

$$N_{\text{max}} = \left(\frac{N}{\eta_e} \right)_{\text{max}} = \left[P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot C_p \cdot \sqrt{\left\{ \frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right\}} \right] \cdot \bar{N}_{\text{max}} = C \cdot (\zeta \cdot l)^{-0,5} \cdot d^{2,5},$$

где $C = 117,2 \cdot 10^6 \text{ [Втм}^{-2,5}\text{]}$.

Зависимость N_{max} от длины l при различных значениях внутреннего диаметра рукава представлена на рис. 9. Зависимость N_{max} от диаметра d при различных значениях длины рукава представлена на рис. 10.

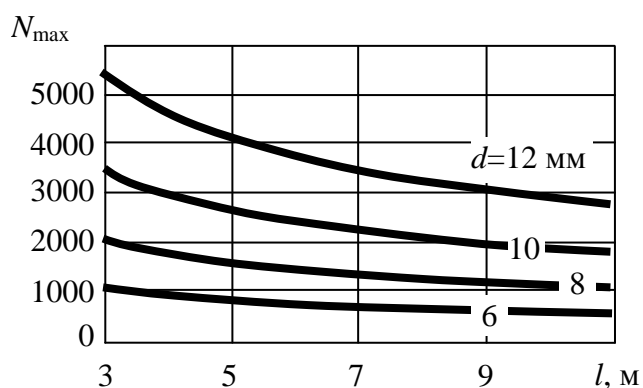


Рис. 9. Зависимость $N_{\text{max}} = f(l)$; $d = \text{var}$

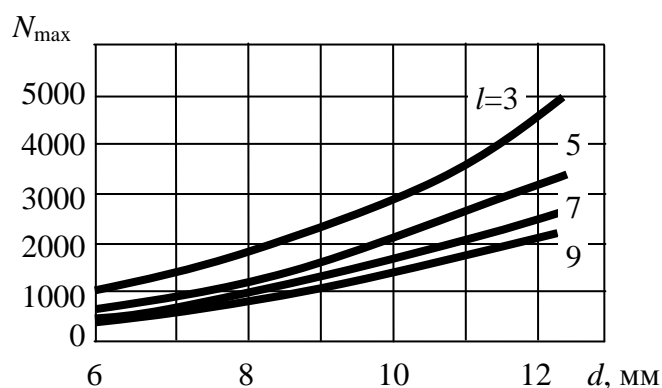


Рис. 10. Зависимость $N_{\text{max}} = f(d)$; $l = \text{var}$

Для обоих случаев $P_0^* = 0,6 \text{ МПа}$, $T_0^* = 293 \text{ К}$, $\Pi = 0,1666$; суммарный коэффициент сопротивления воздухоподводящего рукава $\zeta = 0,045$.

Библиографический список

1. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика / М.Е. Дейч. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.
2. Кузнецов, Ю.П. Согласование параметров неавтономного пневматического привода с гидравлическими характеристиками подводящей системы. / Ю.П. Кузнецов, Т.Ю. Кузнецова // Энергетические установки и теплотехника: сб. тр. / НГТУ. - Н. Новгород. 2010. Вып. 2. С. 86-94.

*Дата поступления
в редакцию 02.04.2010*

Yu. P. Kuznetsov

**AGREEMENT OF PNEUMATIC ENGINE AND HYDRAULICS INLET HOSE
IN DESIGN OF PNEUMATIC MACHINE**

Analytically solved the problem of determining the reduced length of the air inlet hose, with which a given power manual pneumatic machine is the maximum attainable, and the inner diameter of the sleeve minimal.

Key words: reduced length, air inlet hose, hand pneumatic machine, the inner diameter.