



Рисунок 6 – Практическое применение дисковых накладок при ремонте тормозной балки шахтной подъемной машины НКМЗ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехтиев А.Д., Лихачев В.В., Булатбаев Ф.Н. Методика повышения надежности работы тормозной балки подъемной машины // Тр. ун-та. Вып. 3. Караганда: Изд-во КарГТУ, 2008. С. 72-74.
2. Жаутиков Б.А., Мехтиев А.Д., Лихачев В.В. Способ предотвращения роста трещин в тормозной балке шахтной подъемной установки. Инновационный патент Республики Казахстан, опубл. 15.04.09, № 21109.
3. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. М.: Компьютерпресс, 2002. 342 с.

УДК 621.74.06

Выбор параметров низкоимпульсной головки для изготовления форм из стальных и чугунных отливок

Д.А. ИСАГУЛОВА, докторант, преподаватель кафедры ММиН, Карагандинский государственный технический университет

Ключевые слова: импульс, отливка, форма, температура, ресивер, клапан, воздушный поток.

Эффективность процесса пневмодинамического уплотнения литейных форм определяется энергией воздушного потока, воздействующего на формовочную смесь. Рассмотрим наиболее распространенную схему импульсной головки, а именно: цилиндрический ресивер 1 с круглым выпускным отверстием 2 в донной части его, перекрываемым воздушным клапаном с тарельчатым запорным органом 3 (рис. 1). Для простоты примем, что привод 4 клапана пневматический. Ресивер заполнен сжатым воздухом [1], внутренняя энергия которого определяется следующим образом:

$$E_0 = \frac{P_0 V_p}{k-1}, \quad (1)$$

где E_0 – потенциальная энергия сжатого воздуха в ресивере, Дж;

P_0 – начальное давление воздуха в ресивере, Па;

V_p – внутренний объем ресивера, м³;

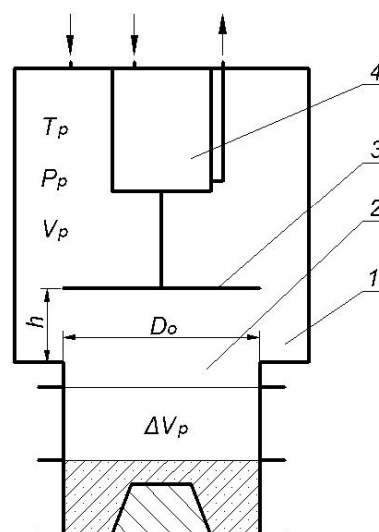
k – показатель адиабаты.

Потенциальную мощность, которую может развить воздушный поток при полном опорожнении ресивера в атмосферу, можно оценить по формуле:

$$N_n = E_0 / \tau_n, \quad (2)$$

где N_n – полная (потенциальная) мощность пневмопотока, Вт;

τ_n – время полного опорожнения ресивера, с.



1 – ресивер, 2 – выпускное отверстие, 3 – воздушный клапан, 4 – пневматический привод
Рисунок 1 – Схема импульсной головки

При уплотнении формовочной смеси давление в ресивере падает не до нуля, а лишь до тех пор, пока давления в ресивере и в полости над формовочной смесью не выровняются. Разумеется, что это возможно лишь в том случае, если отсутствуют вентили в оснастке и утечки в неплотностях соединений оснастки и импульсной головки. В противном случае давление в ресивере упадет до атмосферного [2].

Обычно делают так, что импульсный клапан срабатывает на закрытие ресивера в тот момент, когда давление над смесью достигнет некоторой максимальной величины и начнется его падение. Это максимальное давление над смесью всегда ниже, чем давление в ресивере. Эта потеря давления Δp зависит от ряда факторов, в частности от начального объема надпочного пространства (полость между верхним уровнем формовочной смеси, находящейся в наполнительной рамке и выпускным отверстием импульсного клапана), от объема пор (пористость) неуплотненной формовочной смеси. Таким образом, реализуется, как правило, не вся внутренняя энергия сжатого воздуха, а только некоторая часть ее. Эта часть внутренней энергии идет на работу расширения воздуха, часть которой идет на уплотнение формовочной смеси. Поскольку процесс пневмодинамической формовки весьма кратковременен (порядка сотых долей секунды), то с известной долей приближения можно принять его адиабатическим. Тогда изменение давления в ресивере определяется уравнением адиабаты:

$$P_{p_0} V_p^k = P_{p_k} (V_p + \Delta V_p)^k, \quad (3)$$

где P_{p_k} – давление в ресивере в конце процесса, Па; ΔV_p – суммарный объем, занимаемый атмосферным воздухом, находящимся в полости над смесью ΔV_1 и в порах неуплотненной формовочной смеси ΔV_2 , т.е. $\Delta V_p = \Delta V_1 + \Delta V_2$.

Следовательно, без учета объема пор в уплотненной смеси можно записать, что падение давления в ресивере ΔP_p в период импульсного уплотнения будет равно

$$\Delta P_p = P_{p_0} - P_{p_k} = P_{p_0} \left[1 - \left(\frac{V_p}{V_p + \Delta V_1 + \Delta V_2} \right)^k \right]. \quad (4)$$

Анализ формул (4) и (10) показывает, что не вся энергия расширения идет на совершение полезной работы уплотнения, а только часть ее. Энергия сжатого воздуха, находящаяся в объеме ΔV_1 , идет только на его расширение, не совершая при этом полезной работы. Поэтому справедливо считать эту энергию потерянной, а этот объем – объем подклапанной полости – вредным объемом. Чем меньше величина объема ΔV_1 , тем меньше энергии расходуется на цикл уплотнения.

Подтвердим сказанное на примере расчета. Предположим, для простоты расчета, что все внутрипоровое пространство неуплотненной смеси равно объему наполнительной рамки V_{np} , т.е. пренебрегаем объемом пор уплотненной полуформы. Тогда:

$$\Delta V_p \cong \Delta V_1 + V_{np}$$

и

$$\Delta P_p = P_{p_0} \left[1 - \left(\frac{V_p}{V_p + \Delta V_1 + V_{np}} \right)^k \right]. \quad (5)$$

Дано: $P_{p_0} = 0,6$ МПа. Опoka 1200x1000x350 мм; объем ресивера $V_p = 4V_0$, а $V_{np} = \frac{1}{3}V_{on}$.

Результаты расчета по формуле (5) для четырех значений ΔV_1 представлены на рисунке 2. Из рисунка видно, что с увеличением объема подклапанной полости увеличиваются потери давления в ресивере P_{p_0} и снижается максимальная величина давления над смесью $P_{н.с}$ в период импульса. При объеме этой полости, равного $0,5V_p$, давление в ресивере и в подклапанной полости естественно равно $0,5 P_{p_0}$.

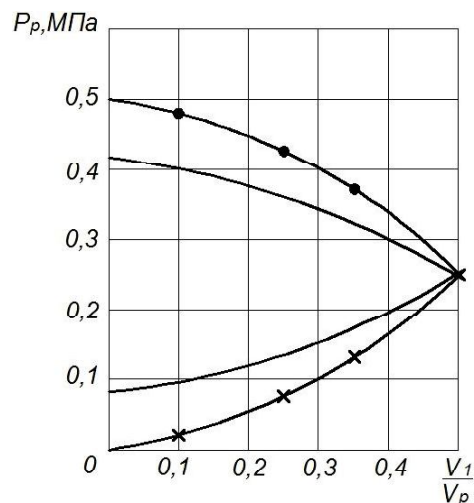


Рисунок 2 – График влияния объема подклапанной полости на величину падения давления в ресивере

С другой стороны, анализ (5) показывает, что с уменьшением V_p увеличиваются потери давления в ресивере. Например, при объеме ресивера $V_p = 4 V_0$ эти потери при $\Delta V_1/V_p = 0$ и $V_{np} = V_{on}/3$ составляют 9%, то при $V_p = V_{on}$ эти потери повышаются и составляют уже 18%, а давление в ресивере с $P_{p_0} = 0,6$ МПа снизится до $P_{p_0} = 0,42$ МПа. Отсюда видна роль ресивера. При малых объемах ресивера эти потери давления могут быть компенсированы только высокой эффективностью импульсного клапана, например, $t_u = 0,003 \div 0,005$ с. В целом же увеличение объема ресивера до 4-5 объемов опoки и выше нецелесообразно. Для получения необходимых сил инерции импульсного уплотнения, а значит, и необходимых скоростей и ускорений смеси нужно, чтобы суммарная работа, совершенная газом при его адиабатическом расширении, определяется по формуле:

$$A = \Delta E = \frac{mR}{k-1} \Delta T_p, \quad (6)$$

где ΔE – изменение внутренней энергии газа, Дж;
 m – масса газа (воздуха) в ресивере, кг;
 R – газовая постоянная, Дж/кг·К;
 ΔT_p – изменение температуры воздуха в ресивере, К.

$$\Delta T_p = T_{p_0} - T_{p_k}, \quad (7)$$

где T_{p_0} , T_{p_k} – начальная и конечная температуры воздуха, К.

Согласно уравнению газового состояния:

$$\frac{P_{p_0} V_p}{T_{p_0}} = \frac{P_{p_k} (V_k + \Delta V_1 + \Delta V_2)}{T_{p_k}} mR, \quad (8)$$

откуда

$$\Delta T_p = \left[1 - \left(\frac{V_p}{V_k + \Delta V_1 + \Delta V_2} \right)^{k-1} \right]. \quad (9)$$

Из уравнений (6), (8) и (9) следует:

$$A = \frac{P_{p_0} V_p}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_p}{V_p + \Delta V_1 + \Delta V_2} \right)^{k-1} \right]. \quad (10)$$

Полученное уравнение (10) связывает основные конструктивные параметры воздушно-импульсной головки и технологические параметры процесса с работой расширения газа. Мощность, развиваемая воздушным потоком, будет определяться временем истечения его из ресивера до момента выравнивания давлений в ресивере и над формовочной смесью.

$$N_u = \frac{A}{\tau_u} = \frac{P_{p_0} V_p}{\tau_u (k-1)} \left[1 - \left(\frac{V_p}{V_p + \Delta V_1 + \Delta V_2} \right)^{k-1} \right]. \quad (11)$$

Эта полезная энергия реализовалась за минимальное время, т.е. согласно (11). Мощность, развиваемая воздушным потоком, должна иметь, как показывает опыт, 80-100 кПа/с. А это значит, что время импульса τ_u должно быть минимальным. Идеальным было бы мгновенное опорожнение ресивера. Но, к сожалению, это нереально. Поскольку истечение воздуха из ресивера идет через выпускное отверстие, то реальные пути решения надо искать именно здесь. Казалось бы, наиболее простое решение задачи уменьшения времени истечения – это увеличение площади истечения, т.е. площади выпускного отверстия. Однако на самом деле такой подход ведет к большим затруднениям.

Во-первых, выпускное отверстие обычно перекрыто воздушным клапаном. С увеличением размеров выпускного отверстия будут расти габариты клапана и силы, действующие на него. Это, в свою очередь, тянет за собой необходимость усиления мощности привода клапана и т.д.

Во-вторых, как во время открывания клапана, так и позже, истечение воздуха из ресивера идет фактически по кольцевому зазору между кромкой выпускного отверстия и запорным органом клапана (1). Поэтому для эффективного истечения площадь этого зазора должна быть соизмерима или даже превышать площадь выпускного отверстия. Площадь зазора определяется периметром выпускного отверстия и ходом клапана. В случае круглого выпускного отверстия ход клапана h должен быть:

$$h \geq D_0 / 4, \quad (12)$$

где D_0 – диаметр выпускного отверстия, мм.

Для прямоугольного выпускного отверстия:

$$h \geq \frac{a \cdot b}{2(a+b)}. \quad (13)$$

Увеличение площади выпускного отверстия требует и увеличения хода клапана (см. формулы 12, 13), что, в свою очередь, ведет к увеличению габаритов, веса, мощности и т.д.

В-третьих, площадь выпускного отверстия лимитируется формуемой площадью, ведь выпускное отверстие, как это обычно представляется, не может быть больше, чем опока.

Более перспективным, с нашей точки зрения, является уменьшение времени истечения пневмопотока за счет уменьшения времени открывания выпускного отверстия. Уменьшить время открывания можно, только увеличив скорость открывания. Следовательно, воздушный клапан должен двигаться с ускорением. В момент начала открывания выпускного отверстия скорость клапана может быть равна нулю или не равна. В первом случае для получения приемлемой скорости открывания необходимо придать клапану очень большие, чудовищные ускорения. Во втором случае ускорения могут быть значительно меньше, если к моменту открывания клапан достаточно разогнался и имеет большую начальную скорость открывания.

Нулевая начальная скорость и большие начальные ускорения наблюдаются в клапанах ударного, взрывного и пружинного типа. Основные недостатки их: низкая стойкость и ненадежность вследствие больших динамических нагрузок и проблемы с остановкой клапана после полного открывания выпускного отверстия.

Предварительный разгон клапана с небольшими начальными ускорениями обеспечивается в ступенчатых поршневых клапанах, в клапанах с телескопическим штоком или иным составным тяговым устройством, в пружинных и шиберных клапанах. Общий недостаток этих клапанов – увеличенный ход и большие габариты из-за этого. Клапаны этих типов более долговечны, чем предыдущие, но конструктивно более сложны.

Скорость открывания клапана определяется его ходом и условиями торможения [3,4]. Для обеспечения высокой производительности торможение клапана должно начинаться не с момента полного открывания выпускного отверстия, определяемого условиями (12) и (13), а до него. Ориентировочный график изменения скорости клапана приведен на рис. 3, где τ_n – момент начала открывания клапана, τ_k – момент полного открывания клапана, V_k – максимальная скорость клапана.

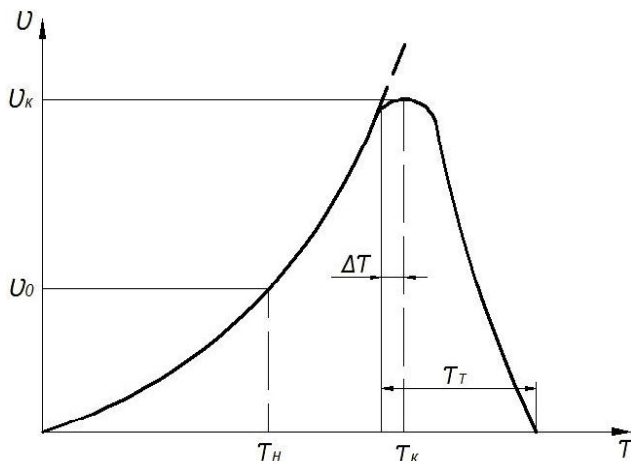


Рисунок 3 – График изменения скорости открытия клапана за время импульса

Принимая движение клапана равноускоренным, получим:

$$\begin{aligned} a &= F / m, \\ V_0 &= a\tau_y, \\ V_0 &= a\tau_n, \\ h - x &= V_0\tau_0 + a\tau_0^2, \end{aligned} \quad (14)$$

где F – силы, действующие на клапан, Н;
 m – масса подвижных частей клапана, кг;
 x – ход торможения клапана, м;
 $\tau_0 = (\tau_k + \tau_n + \Delta\tau)$ – время открытия выпускного отверстия, с;
 $\Delta\tau$ – запас времени для гашения инерции клапана, с.

Время торможения клапана определяется из условия обеспечения долговечности клапана, т.е. динамические силы должны быть меньше допустимого уров-

ня. Другими словами, ускорения не должны превышать критических значений $|a_k|$:

$$|a_T| = \frac{V_k}{\tau_T} < |a_k|, \quad (15)$$

где a_T – ускорения, возникающие при торможении клапана, м/с².

На основании уравнений (12)-(15) можно оценить режим работы воздушного клапана и подобрать подходящую конструкцию и параметры его. В сочетании с уравнениями (5), (10) и (11) они позволяют определить оптимальные конструктивно-технологические параметры воздушно-импульсной головки.

В заключение необходимо отметить, что за счет оптимального сочетания параметров можно довести коэффициент использования полной внутренней энергии газа до 10% и более, что в 2 раза превышает КПД газозрывной формовки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Матвеев И.В., Исагулов А.З., Дайкер А.А. Динамические и импульсные процессы и машины для уплотнения литейных форм. Алматы: Наука, 2001. 345 с.
2. Пат. РК 20207; Устройство для газового уплотнения литейной формы /А.З. Исагулов, В.Ю. Куликов, Д.А. Исагулова. Заявлено 17.11.2008.
3. Пат. РК 19805; Дефлектор газового потока /А.З. Исагулов, Е.В. Максимов, Д.А. Исагулова. Заявлено 15.08.2008.
4. Пат. РК 18515; Способ уплотнения дисперсных сред /А.З. Исагулов, С.Б. Кузембаев, Д.А. Исагулова. Заявлено 15.06.2007.

ӘОЖ 519.63

Корреляциялық функцияларды молекулалық динамика әдісімен және радиал үлестірім функциясын есептеу

А.З. ИСАҒҰЛОВ, т.ғ.д., профессор, ИжОӘЖ проректоры,
 Г.С. ШАЙХОВА, т.ғ.к., ЖМ кафедрасының аға оқытушысы,
 Г.Ш. МАХМЕТОВА, ЖМ кафедрасының аға оқытушысы,
 Ж.Ж. ШАЙХОВА, РЭТ-09-1 тобының студенті,
 Қарағанды мемлекеттік техникалық университеті