

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА И ПРЕДЕЛЬНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ ДВУХТАКТНОГО ДВС С ПДП

Канд. техн. наук, доц. А. А. ЧЕРНОУСОВ

Методом генетической оптимизации решена задача о предельном значении коэффициента наполнения и оптимальных размерах газоздушного тракта (ГВТ) двухтактного ДВС с противоположно движущимися поршнями (ПДП), кривошипно-камерной продувкой, золотниковыми клапанами и «настроенными» впускными и выпускными каналами. Применена модель процессов в ГВТ, основанная на законах сохранения для квазиодномерного движения смеси газов и для открытой термодинамической системы, замкнутая квазистатическими характеристиками местных сопротивлений в ГВТ и двухзонной моделью течения в цилиндре ДВС при продувке. Результаты представлены в обобщенных переменных.

Ultimate charging efficiency and optimal pipe design of two-cycle opposed piston internal combustion engine with crankcase scavenging and "tuned" intake and exhaust ducts are determined using numerical optimization by genetic algorithm. Model of engine gas exchange is based upon the system of conservation laws for quasi-one-dimensional motion of gaseous mixture and for open thermodynamic system, "closed" with the steady-state empirical characteristics: stationary relations for flows through local flow restrictions and scavenging characteristic used in context of two-zone scavenging model. Simulation results are presented in non-dimensional form.

Процессы газообмена в 2-тактных ДВС характеризуются двумя важными особенностями. Во-первых, смена заряда в рабочей камере (РК) происходит, когда поршень (поршни — в двигателях с ПДП) находится вблизи нижней мертвой точки. Это определяет большую продолжительность периода *продувки*, когда одновременно открыты впускные и выпускные органы газообмена и продукты сгорания (ПС) вытесняются свежим зарядом (СЗ) при наибольшем объеме РК. При продувке наблюдается более существенное, чем в 4-тактных ДВС, перемешивание ПС и СЗ. Как следствие, 2-тактные ДВС отличаются худшей очисткой РК от ПС и большие потери СЗ (продувочного воздуха) в выпускную систему.

Во-вторых, в 2-тактных двигателях мощным резервом повышения качества очистки и наполнения РК, приближающим его к показателям 4-тактных ДВС, является использование *нестационарных газодинамических эффектов*, главным образом, в выпускной системе. Специально спроектированный и согласованный с фазами газообмена («настроенный») выпускной трубопровод обеспечивает в нужные периоды прибытие к выпускным органам отраженных волн конечной амплитуды, которые вначале способствуют удалению ПС из РК при продувке, а затем — дозарядке ее смесью ПС и СЗ, покинувшей РК в период продувки.

На кафедре ДВС Уфимского государственного авиационного технологического университета совершенствуются методы численного моделирования процессов газообмена, в частности, по моделям, описывающим процессы в ГВТ на основе законов сохранения газовой динамики для квазиодномерного нестационарного движения смеси газов (для каналов) и законов сохранения для открытой термодинамической системы (для емкостей). Такая постановка задачи, при применении для стыков элементов ГВТ моделей местных сопротивлений и двухзонной модели продувки РК ДВС и соответствующих эмпирических данных, позволяет достичь удовлетворительной

точности прогнозирования показателей газообмена ДВС. Поэтому уже в такой постановке имеет смысл решать задачу отыскания *предельных* теоретических значений *интегральных показателей газообмена* для известных, наиболее перспективных схем ГВТ с газодинамической «настройкой».

Цель данной работы состояла в оценке предельного значения *коэффициента наполнения* двухтактного двигателя с оптимальной для «настройки» схемой ГВТ с ПДП и кривошипно-камерной продувкой.

1. Модели газообмена ДВС в обобщенных переменных

Интегральным критерием совершенства газообмена будем считать массу *свежего воздуха* m_u , остающегося в РК поршневого ДВС по окончании процесса газообмена. Для сравнения между собой двигателей с различным рабочим объемом цилиндра V_h удобен *коэффициент наполнения* η_v — это m_u , отнесенная к характерной массе воздуха с параметрами окружающей среды в объеме, равном V_h ,

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_0 V_h}. \quad (1)$$

Используя анализ размерностей, выясним, какие безразмерные определяющие параметры влияют на η_v — определяемый параметр соответствующих функциональных связей, если заданы тип и конструкция двигателя, а также геометрия стенок ГВТ и законы движения его подвижных элементов.

В [1] искомый вид критериального уравнения получен «обезразмериванием» основных уравнений сохранения для пространственного течения смеси в ГВТ. Будем иметь в виду подобные же уравнения, но пренебрежем некоторыми эффектами, существенными лишь для детального описания процессов горения или условий теплоотдачи в стенки (смесеобразование, кинетика химических реакций, перенос энергии излучением, сопряженный теплообмен). Ограничимся рамками модели химически инертной смеси. Для модели процессов газообмена в ГВТ это эквивалентно допущению о задании интегральных параметров ПС в точке b цикла в РК (начало выпуска) по параметрам рабочего тела (РТ) в точке a цикла (после газообмена, в начале «чистого» сжатия). Это значит, что игнорируются данные о «газодинамической обстановке» в РК, процесс в которой может тогда описываться дифференциальными уравнениями термодинамики, а горение — задаваться интегрально некоторым законом, и не нужно рассматривать РТ как смесь многих компонентов ($k = 1, \dots, K$), а достаточно двухкомпонентного представления ($K = 2$), где 1-й компонент — СЗ (обычно — свежий воздух или смесь воздуха с парами топлива), а 2-й компонент — ПС состава, получаемого элементарным расчетом для заданного топлива и состава смеси.

При этом «свободными» останутся параметры свойств одного из компонентов, например СЗ; тогда свойства ПС (c_{p2} , c_{v2} , μ_2 , λ_2 и D_2) будут «привязаны» к свойствам СЗ в силу однозначности состава смеси. Пренебрегаем и температурными зависимостями коэффициентов переноса и теплоемкостей СЗ на том основании, что различие уровней температуры в ГВТ при сходственной нагрузке будет невелико. Тогда, опустив индексы, примем, что свойства РТ определяются набором варьируемых, но постоянных в каждом случае параметров СЗ (воздуха): c_p , c_v , μ , λ и D .

Не решаем задачу сопряженного теплообмена, а полагаем заданными и неизменными во времени распределения T по поверхности стенок ГВТ. Приняв далее подобие распределений полей поверхностных T , характеризуем их единственным значением температуры в характерной точке T_w .

При указанных допущениях для описания течения не реагирующей смеси в ГВТ будет справедлива следующая система уравнений, в «тензорной» нотации:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} &= 0, \quad \frac{\partial \rho Y_1}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j Y_1 + j_j)}{\partial x_j} = 0, \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j u_i + \delta_{ij} p - \Pi''_{ji})}{\partial x_j} &= 0, \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial [\rho u_j h^* + j_j (h_1^* - h_2^*) + q_j - u_i \Pi''_{ji}]}{\partial x_j} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

замкнутая «градиентными» законами, задающими плотности потоков молекулярного переноса (диффузия, вязкость, теплопроводность)

$$j_j = \rho D \frac{\partial Y_1}{\partial x_j}, \quad \Pi''_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right), \quad q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}$$

и уравнениями состояния для идеальных совершенных газов. Параметры в атмосфере p_0 и T_0 определяют, при прочих равных условиях, величину m_u . Кроме них, добавим в набор определяющих m_f параметров задачи также частоту циклов f , диаметр цилиндра двигателя d_u , который (при заданной геометрии) играет роль характерного линейного размера ГВТ.

Определяемый размерный параметр задачи m_u (масса свежего воздуха в цилиндре при $\varphi = \varphi_0$) выражается, строго говоря, интегралом по объему РК

$$m_u = \int_{V(\varphi_0)} \rho Y_1 dV \quad (3)$$

и при сделанных допущениях будет функцией следующих определяющих размерных параметров:

$$m_u = m_u(d_u, f, p_0, T_0, T_w, c_p, c_v, \mu, \lambda, D).$$

Зависимость эта связывает $n+1=11$ параметров, размерности которых выражаются через $k=4$ основные единицы системы СИ. Согласно П-теореме Бэкингема [2], число безразмерных параметров, связанных обобщенной функциональной зависимостью есть $n+1-k=7$. Соответствующее критериальное уравнение, выражающее безразмерную цикловую массу СЗ через определяющие ее безразмерные параметры задачи о течении в ГВТ для класса ДВС с подобными геометрией и параметрами рабочего процесса, примет вид

$$\frac{c_p T_0 m_u}{p_0 d_u^3} = \frac{c_p T_0 m_u}{p_0 d_u^3} \left(\frac{f d_u}{\sqrt{c_p T_0}}, \frac{p_0 f d_u^2}{c_p T_0 \mu}, \frac{T_w}{T_0}, \frac{c_p}{c_v}, \frac{\mu c_p}{\lambda}, \frac{\mu c_p T_0}{p_0 D} \right), \quad (4)$$

где $\gamma = c_p / c_v$ — отношение теплоемкостей, $Pr = \mu c_p / \lambda$ — число Прандтля и $\mu c_p T_0 / (p_0 D)$, аналог числа Шмидта Sc — параметры физических свойств РТ, а $\theta = T_w / T_0$ — температурный фактор, учитывающий влияние на поток относительной температуры стенок ГВТ.

Предполагая в качестве СЗ только воздух с $R = c_p - c_v = 287,1$ Дж/(моль · К), $\gamma = 1,40$ и $Pr \approx Sc = 0,72$, исключаем эти параметры из числа определяющих. Тогда оставшиеся

безразмерные комбинации преобразуются с помощью уравнений состояния $p_0 = \rho_0 RT_0$ и $A_0 = \sqrt{\gamma RT_0}$ (скорость звука) и других, в которые R , c_p , c_v и γ входят уже как постоянные. С учетом сказанного (4) приводится к виду

$$\eta_V = \eta_V(M_{II}, Re_{II}, \theta). \quad (5)$$

Первые два параметра — M_{II} и Re_{II} имеют в (5) смысл «режимных». Так, число $M_{II} = u_{II} / c_0$ определяет проявления сжимаемости, а также гомохронность волновых явлений с перемещениями поршня; здесь $u_{II} = d_{II} f$ — характерная скорость поршня, можно использовать его *среднюю скорость* $u_{II} = 2Sf$, где S — ход поршня ($S = 2r = C_2 d_{II}$, $C_2 = \text{idem}$), равный удвоенному радиусу кривошипа. Число $Re_{II} = \rho_0 d_{II}^2 f / \mu$ определяет роль эффектов вязкости в потоке.

Критериальное уравнение (5) задает вид зависимости безразмерной m_{II} от ряда обобщенных переменных при заданных параметрах РП и определенной геометрии ГВТ ДВС с различными d_{II} и для разных частот циклов f , в силу приближенного подобия процессов в ГВТ ДВС данного класса, когда приближенно подобны поля p и массовой доли СЗ Y_1 в объеме РК и, в частности, при $\varphi = \varphi_0$ см. (3).

Отметим, что вид (5) аналогичен таковому для задач неизотермического обтекания тел потоком вязкого теплопроводного сжимаемого газа, однако в (5), например, M_{II} выражает отношение характерной скорости поршня к скорости звука в атмосфере $A_0 = \sqrt{\gamma RT_0}$, а не M набегающего потока.

Течения в ГВТ ДВС, происходящие при больших значениях Re_{II} , можно приближенно считать *автомодельными* по этому критерию подобия. Наконец, можно пренебречь влиянием температурного фактора θ . Получается еще более *вырожденное* критериальное уравнение

$$\eta_V = \eta_V(M_2), \quad (6)$$

упрощение которого далее невозможно, так как затронуло бы саму суть процесса в ГВТ как нестационарного волнового течения сжимаемого газа.

Известны конструктивные схемы ГВТ ДВС, которые на практике показали себя как оптимальные по критерию η_V . Теория объясняет это наиболее полным использованием в них нестационарных газодинамических эффектов для волнового наддува ДВС. «Настройка» размеров ГВТ наиболее явно проявляется лишь на известных оборотах, а оптимум находится варьированием до двух десятков (и более) конструктивных размеров, как правило, применительно к заданной *частоте вращения* n (или $f = n/60$) и размерности двигателя (V_h или d_{II}). Целевой функцией в задаче оптимизации может быть η_V как интегральный показатель работы подсистемы газообмена.

В принципе, достоверный расчет процесса газообмена возможен в детальной постановке по уравнениям вида (2), но из-за вычислительных затрат оперативная оценка конструкции ГВТ возможна пока лишь по моделям в одномерном приближении. При таких расчетах геометрия ГВТ должна представляться набором элементов — каналов и емкостей, конструктивные размеры которых выступают параметрами задачи (такая *параметризация* сохраняет смысл и для трехмерной геометрии ГВТ). Рассмотрим параметризованную геометрию ГВТ ДВС конкретного типа — двухтактного, без наддува, с кривошипно-камерной продувкой, золотником на впуске и «настроенными» впускными и выпускными каналами (рис. 1). Получим для него критериальное уравнение, которое будет также соответствовать приближенному подобию процессов газообмена в классе ДВС с указанной схемой ГВТ, различающихся размерностью d_{II} и частотой циклов f .

Бóльшие значения η_v достигаются для *прямоточных*, а не *петлевых* схем продувки РК. Схема двигателя с противоположно движущимися поршнями (рис. 1) выбрана потому, что прямоточная продувка не требует в этом случае специального привода выпускного органа. Кроме того, при некоторых его недостатках, ДВС с ПДП получается более экономичным и уравновешенным.

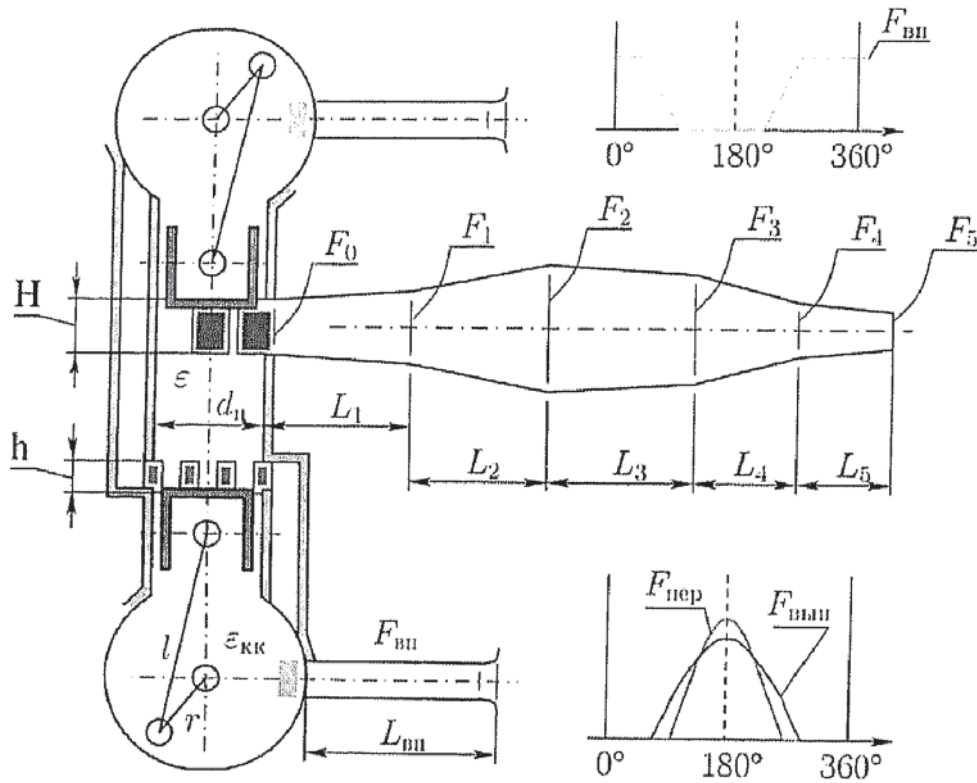


Рис. 1. Параметризованная схема «настроенного» ГВТ 2-тактного ДВС с ПДП

Реализовать желаемые волновые процессы в выпускном тракте можно как по схеме проточного трубопровода с «расширительной камерой», так и по схеме тупикового трубопровода с боковой щелью [3]. На практике и в некоторых расчетных работах преимуществ второй схемы в плане повышения η_v не выявлено. Поэтому выбран ГВТ с выпускным трубопроводом, выполненным по схеме с «расширительной камерой» (рис. 1). Размеры впускных каналов (соединяющих обе КК с атмосферой) также могут быть подобраны, как и фазы всех органов газообмена.

Допущение об автомодельности течения в ГВТ по Re_{II} и θ распространяем и на эмпирические данные: характеристики потерь полного давления на органах газообмена и продувочная характеристика РК. Тогда, очевидно, параметризация размеров ГВТ потребует лишь добавления новых переменных (в основном, вида симплексов) в критериальное уравнение (6). Для схемы ГВТ на рис. 1 получается следующий перечень факторов, определяющих величину η_v :

- обобщенный параметр скоростного режима — отношение средней скорости поршня к скорости звука в атмосфере $M_{II} = u_{II} / c_0 = 4rf / \sqrt{\gamma RT_0}$;
- геометрическая степень сжатия в РК $\varepsilon = (V_h + V_c) / V_c$;
- отношение хода поршня к диаметру цилиндра $\bar{S} = S / d_{II}$;
- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = r / l = 0,5S / l$;

- профиль впускного канала; в рассматриваемом частном случае канала постоянного сечения $\bar{L}_{\text{вп}} = L_{\text{вп}} / d_{\text{ц}}$, $\bar{F}_{\text{вп}} = F_{\text{вп}} / d_{\text{ц}}^2$;
- закон открытия золотника на впуске в КК; в частном случае трапецеидального закона с заданной угловой длительностью открытия и закрытия $\Delta\varphi = \text{idem}$ и $\bar{F}_{\text{max}} = \bar{F}_{\text{вп}}$ определяющими будут углы ПКВ открытия и закрытия $\varphi_{\text{вп} \uparrow}$ и $\varphi_{\text{вп} \downarrow}$;
- геометрическая степень сжатия в КК $\varepsilon_{\text{КК}} = V_{\text{КК max}} / V_{\text{КК min}}$;
- закон открытия *перепускных* органов; для группы прямоугольных окон определяется относительными высотой $\bar{h} = h / d_{\text{ц}}$ и эффективной шириной $\bar{b} = b / d_{\text{ц}}$, которые определяют также угловую длительность открытия перепускного органа $\Delta\varphi_{\text{пер}}$, $F_{\text{перmax}}$ и угол-сечение;
- закон открытия *выпускных* органов; для группы прямоугольных окон — относительная высота $\bar{H} = H / d_{\text{ц}}$ и эффективная ширина $\bar{B} = B / d_{\text{ц}}$, определяющие $\Delta\varphi_{\text{вып}}$, $F_{\text{выпmax}} \leq F_0$ (см. ниже) и угол-сечение;
- профиль выпускного трубопровода; для показанного на рис. 1 задается наборами значений относительных длин участков: $\bar{L}_1 = L_1 / d_{\text{ц}}$, ..., $\bar{L}_5 = L_5 / d_{\text{ц}}$ и площадей сечений $\bar{F}_0 = F_0 / d_{\text{ц}}^2$, ..., $\bar{F}_5 = F_5 / d_{\text{ц}}^2$. При, в основном, круглых сечениях вместо \bar{F}_i удобно задавать их диаметрами, отнесенными к диаметру цилиндра: $\bar{d}_i = d_i / d_{\text{ц}}$ и т.п. Тогда критериальное уравнение, описывающее влияние на наполнение параметров двигателя с ГВТ рассмотренной схемы, примет вид

$$\eta_V = \eta_V \left(M_{11}, \varepsilon, \bar{S}, \lambda, \bar{L}_{\text{вп}}, \bar{F}_{\text{вп}}, \varphi_{\text{вп} \uparrow}, \varphi_{\text{вп} \downarrow}, \varepsilon_{\text{КК}}, \bar{h}, \bar{b}, \bar{H}, \bar{B}, \bar{L}_1, \dots, \bar{F}_0, \dots \right). \quad (7)$$

II. Математические модели процессов в ГВТ

Численное моделирование процессов в ГВТ двухтактного ДВС с ПДП проводилось расчетной программой (*солвером*) системы имитационного моделирования (СИМ) «Альбея» [3]. Ниже приведены сведения по математическим моделям, лежащим в основе программных модулей, описывающих процессы в элементах ГВТ.

1. Законы сохранения для течения смеси в канале. Уравнения (8) — законы сохранения в одномерном приближении, положены в основу модели течения смеси в ГВТ на участках гладких каналов

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_k A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_k u F) &= 0, \quad k = 1, \dots, K, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u A) + \frac{\partial}{\partial x}[(\rho u^2 + p)F] &= \tau_w \Pi + p \frac{dF}{dx}, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho E A) + \frac{\partial}{\partial x}[(\rho u E + p u)F] &= q_w \Pi. \end{aligned} \quad (8)$$

Связанная система (8) уравнений в частных производных относительно искомым функций $\rho_k(x, t)$, $k = 1, \dots, K$, $u(x, t)$, $p(x, t)$ и $T(x, t)$ записана в *дивергентной* (или *консервативной*) форме, сохраняющей от исходных интегральных уравнений смысл условий сохранения массы, импульса и энергии для контрольных объемов под действием их *потоков*. Замыкают систему (8) уравнения состояния конкретной среды. В нашей модели принята смесь $K=2$ идеально-газовых ($\rho_k = \rho_k R_k T$) компонент. Температурные зависимости удельной внутренней энергии компонента $e_k = e_k(T)$ аппроксимированы полиномами высокой степени. В уравнении энергии фигурирует *полная внутренняя энергия*, как сумма внутренней и кинетической энергии смеси $E = \sum_{k=1}^K e_k(T) Y_k + 0,5u^2$.

В (8) принято, что давление p действует по нормали на стенку, а средние по периметру напряжение трения τ_w и тепловой поток q_w влияют на частицы в текущем поперечном сечении при том, что площадь сечения F и его периметр Π — гладкие функции координаты x ; не учитываются химические превращения и перемешивание смеси в продольном направлении.

2. Законы сохранения для открытой термодинамической системы. Уравнения (9), (10) образуют систему законов сохранения для открытой термодинамической системы — пространственно однородного объема покоящегося в среднем рабочего тела, обменивающегося с внешней средой потоками массы и энергии, как в форме энергии материальных потоков, так и в форме работы и теплоты — через участки непроницаемой для вещества поверхности:

$$\frac{dm_k}{dt} = \sum_{i=1}^I (GY_k)_i + VW_k \omega_{k,\Sigma}, \quad k = 1, \quad (9)$$

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^I (Gh^*)_i + \frac{dQ_{\text{внеш}}}{dt} - p \frac{dV}{dt}, \quad (10)$$

где для смеси из K компонентов $U = me(Y_1, \dots, Y_K, T)$, $m = \sum_{k=1}^K m_k$ и $\rho_k = m_k / V(t)$.

Газодинамические потоки масс компонентов и энергии смеси (в форме потока полной энтальпии h^* смеси) вычисляются моделями *местных сопротивлений*. В модуле, описывающем процессы в цилиндре ДВС, $V(t)$ задается законом движения поршней, интенсивность внешнего теплообмена учитывается формулой Вошни, а добавление в систему массы выгоревшего топлива и его химической энергии (считается по H_u) проводится в модели условно совместно, согласно интегральному закону выгорания И.И. Вибе.

3. Модель течения через местное сопротивление. Газовоздушный тракт представлен в расчетной модели набором элементов типа емкостей и каналов со связями между ними. В одномерной постановке для описания течения на стыках элементов используется модель стационарного течения через *местное сопротивление* (МС). Течение через МС простого вида — «канал-канал», «канал-емкость» (емкость — канал, для которого $F_1 \rightarrow \infty$ или $F_2 \rightarrow \infty$, рис. 2) описывается как адиабатное перетекание с потерями полного давления между сечениями 1 и 2. Помимо условий равенства потоков массы $G_2 = G_1$ и энергии $(Gh^*)_2 = (Gh^*)_1$ (т.е. $h_2^* = h_1^*$, а для смеси совершенных газов — $T_2^* = T_1^*$), необратимые потери ($p_2^* \leq p_1^*$, $s_1^* \leq s_2^*$) оцениваются эмпирической зависимостью, например, для *коэффициента восстановления полного давления*

$$\sigma_{12} = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{p_1^* - \Delta p_{12}^*}{p_1^*}, \quad (11)$$

который, при заданной геометрии и свойствах газообразной среды, является функцией режимных параметров течения — чисел M и Re : $\sigma_{12} = \sigma_{12}(M_1, Re_1)$. Для автомодельных по Re режимов зависимость (11) берется как $\sigma_{12} = \sigma_{12}(M_1)$.

Если геометрия МС обеспечивает отрыв потока, (11) можно достаточно точно решить по модели невязкой сжимаемой жидкости (напр., [5]). Поэтому, с учетом несколько абстрактной геометрии органов газообмена для поставленной задачи о предельном η_p , использованы характеристики потерь на них вида $\sigma_{12} = \sigma_{12}(M_r, \dots)$, полученные по методике [5], для всех возможных значений M_r в канале (трубе) при различных положениях запорного элемента (кромки поршня или золотника) для простой геометрии типа показанной на рис. 2.

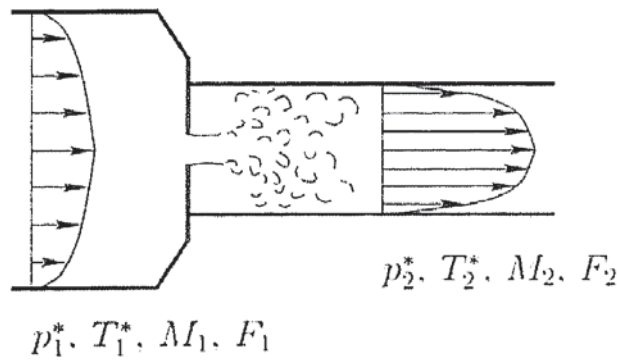


Рис. 2. Схема течения газа через местное сопротивление

4. Модель нестационарного течения через местное сопротивление. Все МС в ГВТ рассматриваемой схемы (рис. 1) относятся к типу «емкость-канал» и моделируются (согласно номенклатуре СИМ «Альбея») моделями-связями КЛАПАН. Для адекватного расчета течения в месте сопряжения емкости и канала, содержащего волновое движение газа, стационарных соотношений на МС недостаточно. Система уравнений (8) — гиперболического типа, корректность граничных условий для концевых сечений каналов обеспечивается учетом данных на прибывающих к сечению *характеристических кривых* в плоскости (x, t) [4]. Практически параметры потока на МС КЛАПАН на расчетном шаге можно находить из решения *обобщенной задачи о распаде произвольного разрыва* (РПР) с учетом квазистатической характеристики потерь полного давления на МС (11).

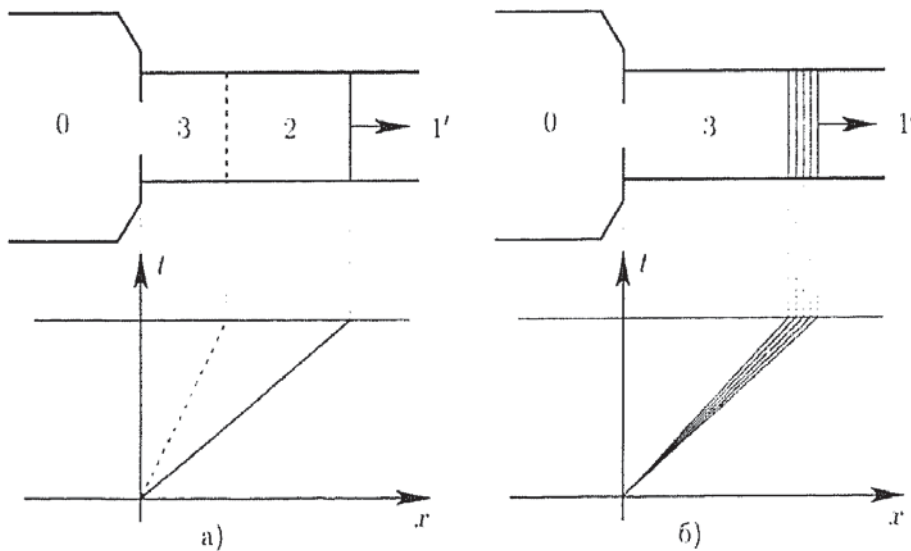


Рис. 3. Два режима течения при РПР на МС КЛАПАН

Возможны два направления течения при РПР на МС КЛАПАН — режим истечения из емкости (рис. 3, а) и режим втекания в емкость (рис. 3, б).

При *истечении из емкости* (рис. 3, а) поступающий в канал газ отделен от газа в трубопроводе контактной поверхностью (КП). Согласно модели МС, для него справедливы соотношения $T_3^* = T_0^* = T_0$ и $p_3^* = p_0^* \sigma_{03}(M_3)$. Система уравнений модели течения через

МС типа КЛИАПАН на расчетном шаге связывает искомые числа M_3 и M_2 в зонах по обе стороны от КП через газодинамические функции стационарного и нестационарного торможения [4]:

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{\pi'(M_2)}{\sigma_{03}(M_3)\pi(M_3)}, \quad \frac{c_0}{c_1} = \frac{M_2 \alpha'(M_2)}{M_3 \alpha(M_3)}.$$

Удобно решать эту задачу итерационным уточнением M_3 в интервале $(0, M_{3\max}]$ при $(p_0/p_1) > 1$; в противном случае имеет место режим *втекания в емкость*. На этом режиме в

канале формируется простая волна. Подлежит решению уравнение $\frac{p_0}{p_1} = \frac{\sigma_{30}(M_3)\pi'(M_3)}{\pi(M_3)}$. По

параметрам потока в зоне 3 определяются потоки массы компонентов смеси, импульса и энергии в граничном сечении канала. В численном расчете величины этих потоков используются для обновления параметров на расчетном шаге в граничной ячейке канала и в емкости.

5. Модель течения в цилиндре ДВС в период продувки. Модель «емкости мгновенного перемешивания», задаваемая уравнениями (9), (10), не адекватна для описания течения через РК в период продувки, так как она не может предсказать действительный состав смеси ПС и СЗ, истекающей через выпускные органы газообмена для конкретной конструкции РК и схемы продувки. Но уже ее обобщения с двухзонным представлением состояния в РК достаточно, чтобы смоделировать указанное явление; потребуются эмпирические данные о действительном течении с турбулентным перемешиванием в РК потоков СЗ и ПС при продувке — *продувочная характеристика (ПХ)*. В данной работе использована *двухзонная модель* течения в РК при продувке, опирающаяся на ПХ, получаемую вычислительным экспериментом по методике с упрощенными условиями задачи расчета пространственного течения [5].

Конкретная ПХ была получена для РК ДВС с ПДП, где продувочные окна расположены по периметру и имеют оптимальный наклон. Данная постановка отвечает поставленной задаче отыскания предельного η_p ДВС с ПДП и «настроенным» ГВТ, так как является также по существу «предельной» — характер течения стремится к картине «послойного вытеснения» при том, что интенсивность перемешивания СЗ и ПС не мала и, кроме того, из соображений об автомодельности турбулентного течения следует, что ПХ примерно универсальна, т.е. не зависит от Re в ДВС разной размерности при подобной геометрии окон.

Расчеты течений в РК для получения такой ПХ в [5] выполнены на многопроцессорной ЭВМ с выявлением крупновихревой структуры турбулентного течения с перемешиванием (технология «моделирования крупных вихрей»). На рис. 4 показаны расчетные поля плотности на различных стадиях расчета продувки. Обработкой получена ПХ в координатах «относительный объемный расход из зоны СЗ» $\bar{Q}_{СЗ}$ — «относительный объем зоны СЗ» $\bar{V}_{СЗ}$.

III. Численная реализация

Расчет газообмена ДВС моделями на основе уравнений вида (8)—(10) возможен лишь численными методами. Для этого необходима *дискретизация* физической системы по независимым переменным — пространственной переменной x и временной t . Аппроксимация уравнений конечно-разностными соотношениями на дискретной системе элементов (*конечных объемов*) позволяет в пределе $\Delta t \rightarrow 0$ сколь угодно приблизиться к *единственному точному решению* конкретной задачи, поставленной в (x, t) . Точное решение задач изучаемого класса — искомый регулярный (периодический) процесс в ГВТ («установление» в пределе $t \rightarrow \infty$).

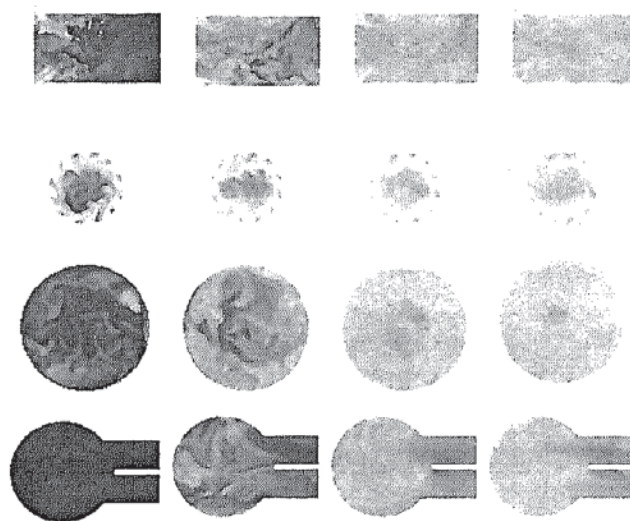


Рис. 4. Поля плотности в разных сечениях РК из расчета ПХ

Уравнения моделей интегрировались численно по времени в моделирующей программе (*солвере*) двухэтапным методом Эйлера 2-го порядка аппроксимации. Подробнее примененный метод численного интегрирования одномерной уравнений газовой динамики описан в [6].

IV. Обсуждение результатов

Задача многопараметрической оптимизации решалась с помощью программы **genesis**, исходный текст которой (на языке C) доступен для некоммерческого применения [7]; по заложенному в нее генетическому алгоритму проведена автоматическая оптимизация ГВТ, показанного на рис. 1.

Подбиралось оптимальное по критерию η_v сочетание значений 19 свободных параметров из (7), из которых один $M_{11} = u_n / c_0 = rn / (15c_0)$ — «режимный» (обобщенные обороты двигателя), остальные — конструктивные. Варьирование каждого свободного параметра проводилось на 32 уровнях, что достаточно для выявления (с «технической» точностью и в выбранных диапазонах определяющих параметров) координат и величины экстремума целевой функции η_v . В итоговом расчете моделировалась эволюция «популяции» из 50 «особей» в течение 1000 поколений, т.е. потребовалось сделать примерно 50000 оценок целевой функции, причем расчет по новому набору исходных данных потребовался примерно в половине случаев. Решение этой задачи методом полного перебора потребовало бы проведения 32^{19} или около $3,96 \cdot 10^{28}$ расчетов.

Каждый вариант рассчитывался с шагом $0,5^\circ$ ПКВ до 40-го цикла ДВС для точного установления регулярного процесса в ГВТ. Поиск потребовал около 110 часов времени процессора AMD Sempron 3200+ на тактовой частоте 1,94 ГГц.

В расчетах задавались фиксированные значения некоторых определяющих параметров. Так, приняты определенные параметры атмосферного воздуха: давление p_0 и температура T_0 (определяющая скорость звука c_0); размерность двигателя конкретизирована величиной диаметра цилиндра $d_{11} = 100$ мм, «компактность» его РК — отношением $\bar{S} = S / d_{11} = 0,86$; приняты степень сжатия $\varepsilon = 15$ и отношение $\lambda = r / l \approx 0,285$. Ширина перепускных и выпускных окон соответственно приняты предельно возможными по конструктивным соображениям: $\bar{b} = 1,88$ и $\bar{B} = 1,00$, т.е. не варьировались входящие в (7) конструктивные факторы $\varepsilon, \bar{S}, \lambda, \bar{b}$ и \bar{B} .

Закон открытия золотника принят трапецевидным с наклонными участками по $\Delta\varphi = 40^\circ$ ПКВ и максимальным сечением, равным сечению канала на впуске в КК. Перепускные каналы заданы компактными по конструктивным условиям.

Элементарный состав топлива и его свойства приняты для бензина среднего состава ($C = 0,85$ и $H = 0,145$, $l_0 = 14,78$, $H_u = 43,9$ МДж/кг). Задано внутреннее смесеобразование при $\alpha = 1,2$ в цилиндре. Закон выгорания задан уравнением И.И. Вибера с параметром $m = 2$. Угол начала горения $\varphi_y = 330^\circ$ ПКВ выбран по условию максимума индикаторного к.п.д. ($\eta_v = 0,407$ при оптимальном η_v), угловая продолжительность сгорания $\Delta\varphi_{yz} = 60^\circ$ ПКВ и его полнота $x_z = 0,98$.

Подбор режимного M_{Π} и 18 конструктивных параметров ГВТ дал точку, в которой расчетное значение коэффициента наполнения составило $\eta_v = 1,10$, коэффициента использования продувочного воздуха — $\varphi_s = 0,848$:

- безразмерные длина и сечение каналов на впуске в КК $\bar{L}_{\text{вн}} = 4,78$ и $\bar{F}_{\text{вн}} = 0,270$; углы открытия и закрытия отверстия золотникового клапана на впуске в КК — соответственно $\varphi_{\text{отк}} = 282^\circ$ ПКВ и $\varphi_{\text{зак}} = 37^\circ$ ПКВ;

- степень сжатия в КК $\epsilon_{\text{КК}} = 2,0$ (без учета объема перепускных каналов, сечение которых принималось равным сечению окон); при подборе $\epsilon_{\text{КК}}$ «сработало» принятое конструктивное ограничение;

- безразмерные высоты прямоугольных перепускного и выпускного окон соответственно $\bar{h} = 0,1275$ и $\bar{H} = 0,305$, что соответствует длительности открытия окон $\Delta\varphi_{\text{пер}} = 104^\circ$ ПКВ и $\Delta\varphi_{\text{вып}} = 163^\circ$ ПКВ;

- отнесенные к $d_{\text{н}}$ длины участков выпускной трубы (круговых конусов с прямолинейной образующей, рис. 1): $\bar{L}_1 = L_1/d_{\text{н}} = 6,96$; $\bar{L}_2 = 11,31$; $\bar{L}_3 = 10,00$; $\bar{L}_4 = 4,18$ и $\bar{L}_5 = 2,17$; относительные диаметры сечений трубы, начиная от примыкающего к выпускным окнам: $\bar{d}_0 = d_0/d_{\text{н}} = 0,623$; $\bar{d}_1 = 0,965$; $\bar{d}_2 = 2,07$; $\bar{d}_3 = 2,48$; $\bar{d}_4 = 0,607$ и $\bar{d}_5 = 0,258$ (примыкающее к окнам сечение трубы при подборе оказалось равным максимальному эффективному сечению окон).

Оптимальный по η_v скоростной режим характеризуется обобщенными оборотами $M_{\Pi} = u_{\Pi}/c_0 = 0,0198$. При принятых T_0 и отношении $S/d_{\text{н}}$ оптимальная по η_v средняя скорость поршня u_{Π} близка к 7 м/с. Влияние отклонения от оптимального скоростного режима на η_v и φ_s демонстрирует расчетная скоростная характеристика, построенная в некотором диапазоне M_{Π} (рис. 5).

В настроенном ГВТ рассматриваемой схемы при свободном выпуске образуется исходная волна сжатия, которая при движении по каналу вначале отражается от расширяющегося участка выпускной трубы волной разрежения. Эта волна, подходя к выпускному окну, способствует очистке цилиндра от остаточных газов, а также продувке цилиндра свежим зарядом из КК, при которой часть СЗ (в смеси с ПС) попадает в выпускную систему. Вторая (отраженная от сужающегося участка) волна сжатия прибывает к выпускным окнам незадолго до их закрытия, дозаряжая РК смесью СЗ и ПС из выпускной системы. Расчетные графики расхода смеси газов G и расхода СЗ в составе этой смеси $G_{\text{СЗ}}$ (кг/с) в выпускном окне по углу ПКВ для оптимального скоростного режима представлены на рис. 6.

Располагаемая масса воздуха за цикл оценивается коэффициентом подачи η_v/φ_s , учитывающим массу свежего воздуха как оставшегося после газообмена в цилиндре, так и потерянного в выпускную систему. В гипотетическом 2-тактном ДВС с кривошипно-камерной продувкой при бесконечно медленном осуществлении газообмена η_v/φ_s стремится к 1 — пределу для идеальной КК как объемного насоса (в ДВС без «настройки»). В реальных ДВС с ненастроенным ГВТ неизбежны существенные потери СЗ при продувке ($\varphi_s < 1$), η_v/φ_s оказывается меньше указанного теоретического предела, поэтому в них

невозможно в принципе достичь значений η_r , близких к 1, а тем более превысить это значение.

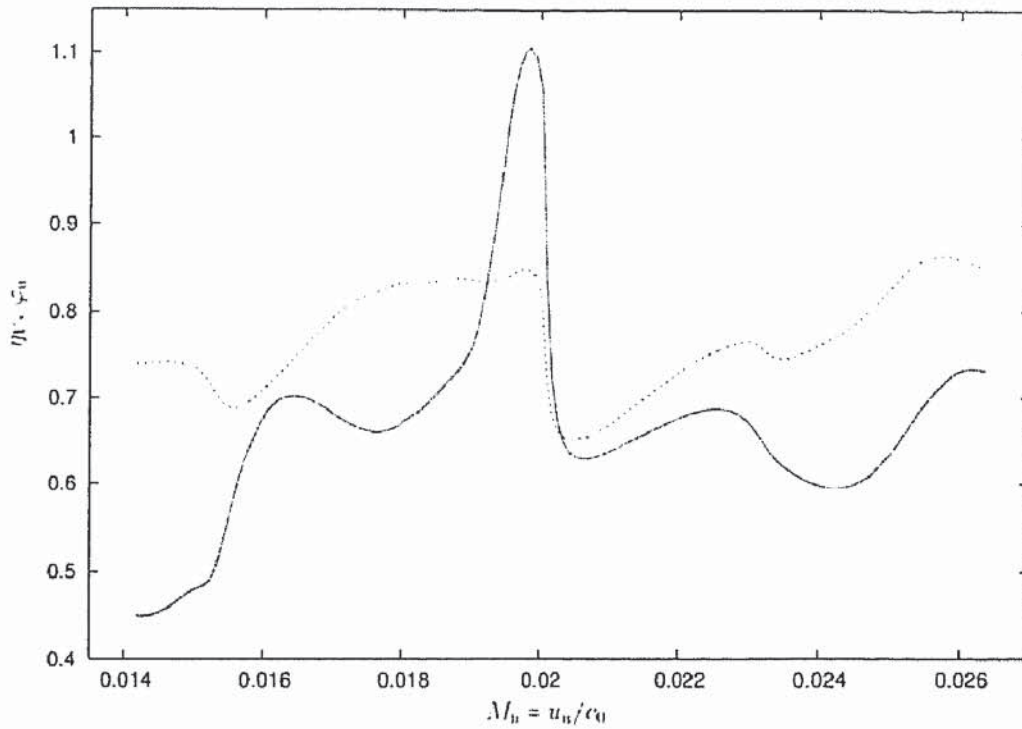


Рис. 5. Расчетные скоростные характеристики $\eta_r(M_n)$ и $\phi_g(M_n)$

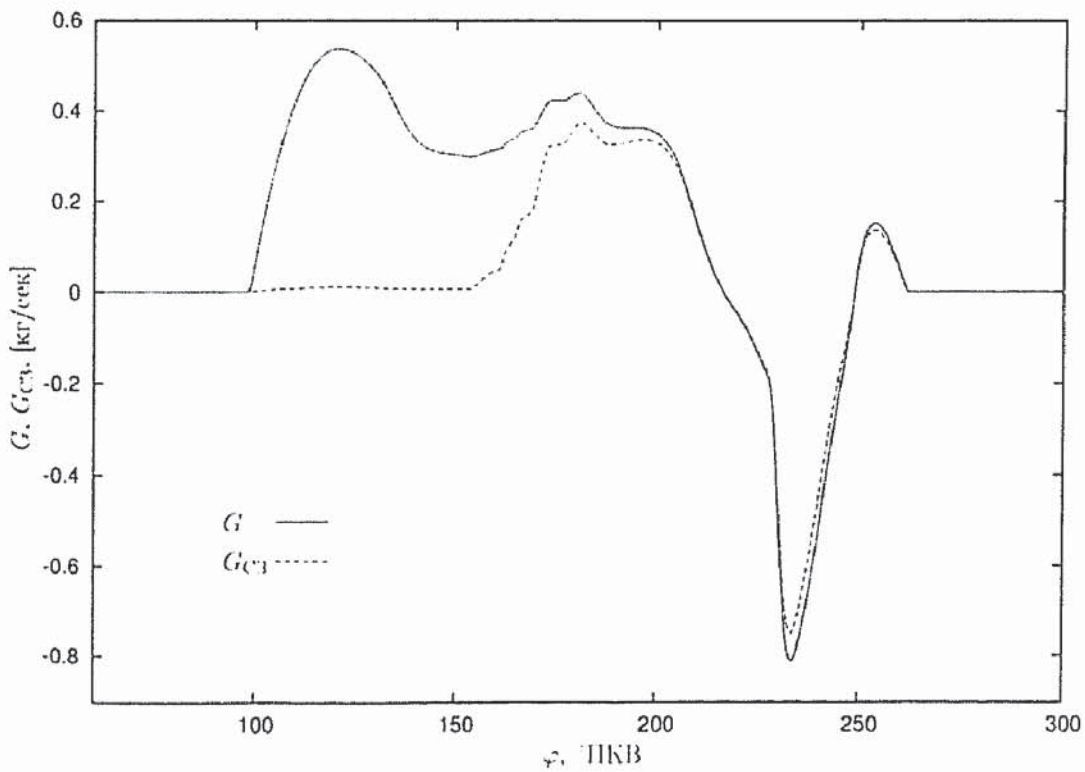


Рис. 6. Расход G_{C3} и суммарный расход G в вып. окнах при предельном η_r .

Интенсивные волновые явления в настроенном ГВТ позволяют в принципе, во-первых, превысить единичное значение величины η_v / ϕ_s (организуя продувку КК и настройку впуска в КК), а во-вторых, приблизить к единице ϕ_s , минимизировав потери смеси при продувке (используя дозарядку на выпуске).

В результате проведенного поиска найден вариант ГВТ, для которого коэффициент наполнения заметно превышает единицу ($\eta_v = 1,1$). Еще больше единицы, естественно, оказывается расчетный коэффициент подачи $\eta_v / \phi_s = 1,3$, т. е. продувка КК под действием волновых явлений в настроенных выпускных и впускных каналах существенна. Полученную *теоретически* величину $\eta_v = 1,1$ следует расценивать как предельно достижимое значение коэффициента наполнения для рассмотренной конструкции ГВТ ДВС, даваемое *моделями классической теории газообмена*, выведенными из законов сохранения для одно- и нульмерных форм движения газовой смеси в каналах и емкостях ГВТ и «замкнутых» реалистичными характеристиками потерь полного давления на местных сопротивлениях и потерь СЗ при стационарной продувке.

И все же опыт и здравый смысл подсказывают, что рекомендации, подобные приведенным, на практике являются лишь отправной точкой для поиска конкретного решения применительно к реальному ДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рудой Б. П. Теория газообмена ДВС: Учеб. пособие. // Ред. Ф.Г. Бакиров. — Уфа: УАИ, 1978. — 110 с.
2. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. // Изд. 8-е, перераб. — М.: Наука, 1977. — 440 с.
3. Горбачев В. Г., Загайко С. А., Рудая Н. В. и др. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста. // Учебное пособие. — Уфа: УГАТУ, 1995. — 112 с.
4. Рудой Б. П. Прикладная нестационарная гидрогазодинамика. — Уфа: УАИ, 1988. — 184 с.
5. Рудой Б. П., Черноусов А. А. Определение продувочных характеристик рабочих камер двигателей внутреннего сгорания вычислительным экспериментом. // Тр. Межд. н.-техн. конф., 23—25 апреля 2003-г., Челябинск: Изд.-во ЮУрГУ, 2003. — С. 133—140.
6. Черноусов А. А. К выбору метода численного интегрирования уравнений одномерного движения газов в каналах ДВС. // Известия вузов. Машиностроение. (по состоянию на 30.05.2007 — в печати).
7. <ftp://ftp.aic.nrl.navy.mil/pub/galist/src/genesis.tar.Z>.

621.86.063

СПЕЦИАЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ РАЗРАБОТКИ СМЕРЗШИХСЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Инж. О. Ю. МАЛИКОВ, инж. В. А. СЕВАСТЬЯНОВ, инж. А. М. СОКОЛОВ

Рассматриваются проблемы создания специального рабочего органа для выполнения круглогодичных работ по перегрузке сыпучих материалов, в том числе и подвергшихся смерзанию.

Questions of creation a special working committee for completing a year's cycle on loose materials loading including those under the frozen condition are discussed.

В большинстве регионов России длительность навигации ограничена климатическими условиями и составляет в среднем 4...6 месяцев в году. Перегрузочные работы в этот период осложняются промерзанием сыпучих материалов при хранении в штабеле на