

**ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ  
СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ**

**Петро Гащук**



**ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ  
СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ**

**Идентификация и анализ**

**ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮВАЛЬНІ  
СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ**

**Ідентифікація та аналіз**

**П. Гащук**

Петро Гащук

---

***ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ  
СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ***  
**Идентификация и анализ**

***ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮВАЛЬНІ  
СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ***  
**Ідентифікація та аналіз**

---

---

**Харьков 1998**

---

**ББК 39.33 – 04**

**Г24**

**УДК 621.43**

Излагаются принципы и методология идентификации и анализа свойств энерго-преобразующих систем автомобиля, обеспечивающие концептуальную содержательность и формальную адекватность оценки уровня совершенства автомобиля, а также формирующие эффективную методологическую, алгоритмическую и информационную базу для синтеза оптимальных свойств транспортных машин. В центре внимания – двигатель внутреннего сгорания, трансмиссия, автомобиль в целом.

Для широкого круга специалистов. Можно использовать в качестве учебного пособия для студентов и аспирантов технических университетов.

Ил. 220. Табл. 7. Библиогр. 91 назв.

**Печатается по рекомендации Ученого Совета  
Государственного университета “Львівська політехніка”**

**РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

**доктор технических наук П. Р. Левковец  
(Украинский транспортный университет),  
доктор технических наук А. Ф. Дащенко  
(Одесский государственный политехнический университет)**

Г 2705140200 Без объявления  
98

**ISBN 966-7427-21-8**

**© Гащук П. Н., 1998**

Современный очень высокий уровень экономики и качества жизни человечества был достигнут во многом благодаря автомобилю. Это стало одной из причин так называемого “технического оптимизма”, который разделяют, однако, далеко не все. Поскольку автомобильный транспорт является весьма мощным потребителем энергии, разрушающе воздействующим на биосферу, то и возникла одновременно почва для явно пессимистического отношения: к автомобилю и автомобилизации вообще.

“Фатализм” в восприятии автомобиля как орудия катастрофического “уничтожения” природных ресурсов и разрушения среды на пути в “черный век” и “оптимизм” в оценке автомобиля как средства ускорения на пути в “золотой век” в значительной степени обусловлены одним и тем же – неполнотой, поверхностностью знаний о реальных и потенциальных свойствах автомобиля, о социальных, утилитарных, экологических и других аспектах их проявления. Достоверная информация о реальных свойствах, объективно определяющих достигнутый уровень совершенства, и потенциальных свойствах, определяющих ту или иную концепцию идеального автомобиля, является исходной для объективных прогнозов последствий автомобилизации.

Через изучение реальных и потенциальных свойств можно весьма обоснованно наметить основные направления и программу совершенствования современного автомобиля. Именно этот аспект познания свойств существующего и идеального автомобилей представляет наибольший интерес. Он предопределяет активную созидательную деятельность в противовес пассивной прогностической. Уже первые более глубокие исследования в этом направлении показали, что современный автомобиль очень далек от правдоподобного идеала, что путем его совершенствования можно внести весьма существенный вклад в решение экологической проблемы, что к “отрицанию” автомобиля вообще прежде всего необходимо идти через отрицание возможностей существенного улучшения его свойств.

Любая техническая система обладает, в принципе, бесконечным числом свойств, а поэтому описывается неограниченным количеством информации. Но информационная определенность системы зависит не столько от количества отражающей ее информации (оно неисчерпаемо), а скорее от того, с какой целью и каким образом эту информацию используют.

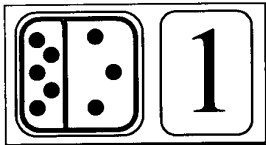
Практически все вопросы, связанные с проблемой улучшения неисчерпаемых в своем разнообразии свойств автомобиля, можно рассматривать на основе единой концепции, согласно которой самые разнообразные аспекты совершенства машины полноценно наблюдаемы в процессе исследования ее энергетической эффективности. Это, в частности, относится и к

топливной экономичности, и к экологической безопасности, и к надежности, и даже к комфортабельности. Исследования в рамках этой проблемы показали, что современный автомобиль очень далек от правдоподобного идеала, что путем его энергетического совершенствования можно внести весьма ощутимый вклад в решение и экологической проблемы, и многих других не менее важных проблем, что источником различного рода разногласий в восприятии и трактовке энергетического совершенства автомобиля и перспектив его развития являются малая продуктивность интуитивных, эвристических начал в поиске средств повышения энергетической эффективности машин и отсутствие фундаментальной теории.

Цель монографии – очертить основы общей методологии анализа и идентификации систем автомобиля, исходя из единой энергетической концепции его совершенства, рационально сочетая теоретическое и эмпирическое, абстрактное и конкретное, формальное и содержательное, проверенное опытом и гипотетически правдоподобное. Излагаемый материал охватывает энергетические аспекты формализованной оценки эффективности термодинамических процессов безотносительно к возможностям технической их реализации, различные вопросы анализа реальных и потенциальных свойств конкретных двигателей внутреннего сгорания, механических трансмиссий, гидромеханических передач, автомобилей в целом, а также общие подходы к идентификации и аппроксимации характеристик энергопреобразующих систем. Значительное внимание уделено синтезу объективных измерителей и критериев эффективности преобразования энергии. При этом измеритель по отношению к критерию трактуется как нечто формальное более общее, менее содержательное; критерий же более конкретен, более содержателен, ибо отражает в себе сам измеритель (или систему измерителей), да еще и способ измерения.

В первую очередь излагаемая методология анализа и идентификации направлена на изыскание перспективных направлений совершенствования автотранспортных средств. Однако во многих случаях целесообразно привлекать ее и к ретроспективной оценке свойств систем автомобиля. Ретроспекция позволяет оценить эффективность методологии на объектах, которые уже раньше получили вполне определенную (возможно, и абсолютно негативную) оценку, но в другой системе ценностей, измерителей, критериев. Опыт показывает, что заведомо “старые” идеи чаще всего в принципиально новых условиях оказываются весьма плодотворными.

Подчеркнем, что совершенство практически всех без исключения систем автомобиля имеет смысл рассматривать именно с позиций оптимального преобразования энергии. Но для этого необходимы согласованные единой системой взглядов (парадигмой) усилия специалистов всех направлений автомобильной науки.



## 1.1 Извлечение работы посредством тепловой машины

Источником работы может служить любая неравновесность в природной среде: неравномерная рассредоточенность механических видов энергии, плотностей одного и того же вещества, концентраций различных веществ, температур, давлений и т. д., и т. п. И наоборот, всякое устойчивое равновесие является свидетельством отсутствия так называемой [24] термодинамической доступности энергии, свидетельством эксергетической несостоятельности. Понятия неравновесности, устойчивого равновесия, доступности энергии, эксергии приобрели в современной термодинамике статус фундаментальных [1–8, 10, 12, 13, 16–23]. Наиболее важным из последних достижений в области равновесной термодинамики можно считать концепцию Д. Хацопулоса и Д. Кинана, исходящую из единственного фундаментального закона – закона устойчивого равновесия. В рамках этой концепции классические первый и второй законы термодинамики оказываются всего лишь следствиями одного и того же закона устойчивого равновесия. При этом и нулевому закону термодинамики должно быть отказано в фундаментальности [18].

Закон (гипотеза, принцип) устойчивого равновесия в теоретических выкладках обычно трактуют как почти очевидное, предельно простое по содержанию, легко поддающееся определению понятие. Например, идентификатором состояния термодинамического равновесия является хорошо известное, формально действительно очень простое соотношение между тремя сравнительно легко осмысливаемыми фундаментальными величинами – энтропией тела  $S$ , его внутренней энергией  $U$  и абсолютной температурой  $T$ :

$$\frac{dS}{dU} = \frac{1}{T}.$$

Однако это соотношение вовсе не раскрывает суть и причину беспорядка как признака равновесности [9] и поэтому не может быть безоговорочно причислено к содержательно простым. Нельзя обойти молчанием и факт открытия колебательных химических реакций в гомогенных средах. Надежно воспроизводимые экспериментально колебательные химические реакции в жидкой фазе (например, колебательные химические процессы Белоусова – Жаботинского, Бишофа – Мазона, Брея, Бригса – Раушера...) послужили основой для создания теории самоорганизации неравновесных систем [14, 15]. Существование этих реакций доказывает возможность образования в гомогенных химических системах устойчивых колебательных

состояний, весьма далеких от термодинамической равновесности в обычном понимании. В семидесятых годах появились сообщения о проявлениях колебательных эффектов также и в газофазных реакциях окисления оксида углерода, пропана, ацетальдегида... Если это действительно так (в чем, однако, многие сомневаются), то всеобъемлющая простота понятия устойчивого равновесия окажется несостоятельным ожиданием в отношении подавляющего большинства энергопреобразующих термодинамических систем. Если же термодинамический анализ не затрагивает основ химических превращений веществ, то понятие устойчивого равновесия оказывается действительно элементарным и конструктивным.

Пусть в некотором пространстве заданного объема  $V_0$ , охватываемом жесткой адиабатной оболочкой, содержится два идеальных газа  $A_1$  и  $A_2$ , разделенные опять же жесткой адиабатной перегородкой (рис. 1.1, а). Газы в оболочке, изолирующей их от окружающей среды, представляют собой термодинамическую систему  $A$ , которую характеризуют следующие величины: количество молей  $n$  или масса  $m$  каждого из газов; параметры газов – молекулярная масса  $\mu$ , универсальная газовая постоянная  $R$ , теплоемкость при постоянном объеме  $C_V$ ; термодинамические параметры состояния газов – объем  $V$ , давление  $p$ , температура  $T$ ; перечисленные параметры, относящиеся к газу  $A_1$ , обозначим нижним индексом «1», а относящиеся к газу  $A_2$  – нижним индексом «2». Такая термодинамическая система очень часто является основой выкладок фундаментальных положений теории термодинамической работоспособности (см., например, [11, 17, 26]).

Если перегородку, отделяющую подсистемы  $A_1$  и  $A_2$ , заменить подвижным поршнем (рис. 1.1, б), то система станет способной произвести работу. Такое проявление работоспособности системы будем называть прямым. В то же время извлечь работу из системы можно и другим способом – опосредствованно.

Присовокупим (рис. 1.2) к термодинамической системе ТС идеальную тепловую машину ТМ – идеальный поршневой двигатель с рабочим объемом  $V_{0д}$ , рабочее тело (идеальный газ)  $A_d$  которой характеризуют параметры  $n_d, m_d, \mu_d, R_d, C_{Vд}$ ; текущее состояние рабочего тела определяют давление  $p_d$ , объем  $V_d$  и температура  $T_d$ .

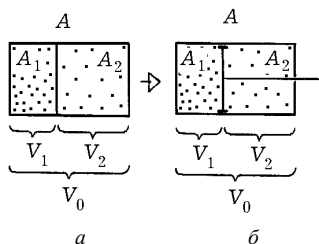


РИСУНОК 1.1 Система  $A$ , которую составляют две подсистемы –  $A_1$  и  $A_2$ .

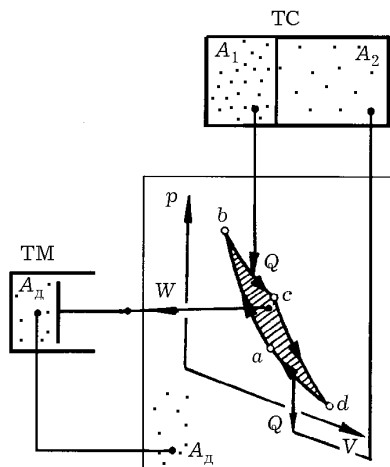


РИСУНОК 1.2 Расширенная термодинамическая система.

Систему ТС можно трактовать как источник тепловой энергии для машины ТМ. Введем во взаимодействие рабочее тепло  $A_d$  машины ТМ с газом  $A_1$  системы ТС, «устраняя» эффект адиабатности в их контакте (тепловое взаимодействие с окружающей средой не допускается).

Согласно первому закону термодинамики количество энергии, сообщенной газу в форме теплоты  $Q$ , равно сумме приращения внутренней энергии  $U$  газа и расходуемой газом энергии в процессе выполнения им работы  $W$  над окружающей средой:

$$\delta Q = dU + \delta W. \quad (1.1)$$

Внутренняя энергия идеального газа определяется его температурой:

$$dU = C_V m dT.$$

Поэтому уравнение (1.1) для газа  $A_1$ , рабочего тела  $A_d$  и системы  $A_1 + A_d$  неадиабатно разделенных газов можно записать соответственно в виде

$$\begin{aligned} \delta Q_1 &= C_{V1} m_1 dT_1; \\ \delta Q_d &= C_{Vd} m_d dT_d + p_d dV_d; \\ 0 &= C_{V1} m_1 dT_1 + C_{Vd} m_d dT_d + p_d dV_d, \end{aligned} \quad (1.2)$$

где  $p_d dV_d = \delta W_d$  – работа, совершаемая рабочим телом  $A_d$  (газ  $A_1$  работы не может совершать). Очевидно, что  $\delta Q_1 + \delta Q_d = 0$  (теплообмен исключительно – внутренний). Чтобы теплообмен между  $A_1$  и  $A_d$  был обратимым, должно выполняться тождество  $T_1 \equiv T_d \equiv T$ .

Взаимосвязь параметров состояния идеального газа отражает уравнение

$$pV = \frac{m}{\mu} RT = nRT. \quad (1.3)$$

Поэтому на основании (1.3) для газов  $A_1$  и  $A_d$  можно записать:

$$p_d V_d = n_d R_d T_d, \quad p_1 V_1 = n_1 R_1 T_1. \quad (1.4)$$

Учитывая (1.2), (1.4) и тождество  $T_1 \equiv T_d \equiv T$ , придем к соотношениям

$$\frac{p_1 V_1}{n_1 R_1} = \frac{p_d V_d}{n_d R_d} = T_d = T_1, \quad (1.5)$$

$$\frac{C_{V1} m_1 + C_{Vd} m_d}{n_d R_d} d(p_d V_d) + p_d dV_d = 0. \quad (1.6)$$

Интегрирование (1.6) дает уравнение процесса теплообмена

$$p_d^{\alpha_1} V_d^{\alpha_1 + 1} = \text{const}, \quad (1.7)$$

которое представляет собой, по существу, уравнение политропы, где обозначено

$$\alpha_1 = \frac{C_{V1} m_1 + C_{Vd} m_d}{n_d R_d}. \quad (1.8)$$

Одновременно (1.6) с учетом (1.8) дает возможность довольно просто определить работу рабочего тела  $A_d$ :

$$W = \int_{V_d'}^{V_d''} p_d dV_d = \alpha_1 (p_d' V_d' - p_d'' V_d''), \quad (1.9)$$

где  $p_d'$ ,  $V_d'$  ( $p_d''$ ,  $V_d''$ ) – значения величин  $p_d$ ,  $V_d$  в начале (в конце) процесса теплообмена. Если учесть (1.7), то равенство (1.9) можно представить как

$$W = \alpha_1 p_d' V_d' \left[ 1 - \left( \frac{V_d'}{V_d''} \right)^{1/\alpha_1} \right]. \quad (1.10)$$

Уравнение (1.7), которое представимо в виде

$$p_d V_d^{\frac{\alpha_1 + 1}{\alpha_1}} = p_d V_d^{1 + \frac{1}{\alpha_1}} = p_d V_d^{k_1} = \text{const}, \quad (1.11)$$



по структуре является подобным общему уравнению адиабаты

$$pV^\gamma = \text{const}. \quad (1.12)$$

где  $\gamma = C_p/C_V$  – показатель адиабаты;  $C_p$  – теплоемкость газа при постоянном давлении

$$C_p = C_V + \frac{R}{\mu}. \quad (1.13)$$

Для рабочего тела тепловой машины легко определить

$$\gamma_d = \frac{C_{pд}}{C_{Vд}} = 1 + \frac{R_d}{C_{Vд}\mu_d}, \quad (1.14)$$

$$k_1 = 1 + \frac{1}{\alpha_1} = 1 + \frac{R_d}{C_{V1} \frac{m_1}{n_d} + C_{Vд}\mu_d}, \quad (1.15)$$

откуда следует, что

$$1 < k_1 < \gamma_d. \quad (1.16)$$

А это означает, что рассматриваемый процесс теплообмена в определенном смысле занимает некоторое промежуточное положение между изотермным (который имел бы место при  $k=1$ ) и адиабатным (который состоялся бы при  $k=\gamma_d$ ).

К аналогичным результатам можно прийти, рассматривая взаимодействие рабочего тела  $A_d$  тепловой машины ТМ с газом  $A_2$  термодинамической системы ТС.

Предоставим тепловой машине ТМ возможность выполнить над окружающей средой работу, реализуя термодинамический цикл «адиабатное сжатие  $ab$  рабочего тела  $A_d$  – теплообмен  $bc$  рабочего тела  $A_d$  с газом  $A_1$  – адиабатное расширение  $cd$  рабочего тела  $A_d$  – теплообмен  $da$  рабочего тела  $A_d$  с газом  $A_2$ », см. рис. 1.1 (для определенности предполагается, что  $T_1 \geq T_2$ ):

$$\begin{aligned} W &= W_{ab} + W_{bc} + W_{cd} + W_{da} = \\ &= \frac{1}{\gamma_d - 1} (p_{да}V_{да} - p_{дб}V_{дб}) + \frac{1}{k_1 - 1} (p_{дб}V_{дб} - p_{дс}V_{дс}) + \\ &+ \frac{1}{\gamma_d - 1} (p_{дс}V_{дс} - p_{дд}V_{дд}) + \frac{1}{k_2 - 1} (p_{дд}V_{дд} - p_{да}V_{да}). \end{aligned} \quad (1.17)$$

При этом учитываются (1.9) или (1.10) и (1.8).

Принимая во внимание уравнения типа (1.3), (1.11), (1.12), можно указать следующие соотношения:

$$\begin{aligned} \left(\frac{V_{дб}}{V_{да}}\right)^{\gamma_d} &= \frac{p_{да}}{p_{дб}}, & \left(\frac{V_{дб}}{V_{да}}\right)^{\gamma_d - 1} &= \frac{T_{да}}{T_{дб}}, & \frac{p_{да}V_{да}}{p_{дб}V_{дб}} &= \frac{T_{да}}{T_{дб}}, \\ \left(\frac{V_{дс}}{V_{дб}}\right)^{k_1} &= \frac{p_{дб}}{p_{дс}}, & \left(\frac{V_{дс}}{V_{дб}}\right)^{k_1 - 1} &= \frac{T_{дб}}{T_{дс}}, & \frac{p_{дб}V_{дб}}{p_{дс}V_{дс}} &= \frac{T_{дб}}{T_{дс}}, \\ \left(\frac{V_{дд}}{V_{дс}}\right)^{\gamma_d} &= \frac{p_{дс}}{p_{дд}}, & \left(\frac{V_{дд}}{V_{дс}}\right)^{\gamma_d - 1} &= \frac{T_{дс}}{T_{дд}}, & \frac{p_{дс}V_{дс}}{p_{дд}V_{дд}} &= \frac{T_{дс}}{T_{дд}}, \\ \left(\frac{V_{да}}{V_{дд}}\right)^{k_2} &= \frac{p_{дд}}{p_{да}}, & \left(\frac{V_{да}}{V_{дд}}\right)^{k_2 - 1} &= \frac{T_{дд}}{T_{да}}, & \frac{p_{дд}V_{дд}}{p_{да}V_{да}} &= \frac{T_{дд}}{T_{да}}. \end{aligned} \quad (1.18)$$

Используя эти соотношения, формулу (1.17) можно представить в других формах, например – в форме

$$W = n_d R_d \left[ \frac{1}{\gamma_d - 1} (T_{да} - T_{дб}) + \frac{1}{k_1 - 1} (T_{дб} - T_{дс}) + \frac{1}{\gamma_d - 1} (T_{дс} - T_{дд}) + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{k_2 - 1} (T_{дд} - T_{да}) \Big] = n_d R_d \left[ \frac{1}{k_1 - 1} (T_{дб} - T_{дс}) + \right. \\
& \left. + \frac{1}{\gamma_d - 1} (T_{да} - T_{дб} + T_{дс} - T_{дд}) + \frac{1}{k_2 - 1} (T_{дд} - T_{да}) \right]. \quad (1.19)
\end{aligned}$$

Обозначим через  $T_{1н}$  и  $T_{1к}$  начальную и конечную температуры газа  $A_1$  в процессе теплообмена с газом  $A_д$ , а через  $T_{2н}$ ,  $T_{2к}$  – аналогичные температуры газа  $A_2$ . Тогда, принимая во внимание равенства  $T_{1н} = T_{дб}$ ,  $T_{1к} = T_{дс}$ ,  $T_{2н} = T_{дд}$ ,  $T_{2к} = T_{да}$ , уравнение (1.19) можно представить в виде

$$W = n_d R_d \left[ \frac{1}{k_1 - 1} (T_{1н} - T_{1к}) + \frac{1}{\gamma_d - 1} (T_{1к} - T_{1н} + T_{2к} - T_{2н}) + \frac{1}{k_2 - 1} (T_{2н} - T_{2к}) \right]. \quad (1.20)$$

Учитывая смысл универсальной газовой постоянной, во всех уравнениях (1.4), (1.5), (1.6), (1.8), (1.13), (1.15), (1.19) под  $R_1$ ,  $R_d$ ,  $R$  будем подразумевать одну и ту же величину. Кроме того, потребуем, чтобы температуры газов  $A_1$ ,  $A_2$  в результате реализации термодинамического цикла оказались одинаковыми:  $T_{1к} = T_{2к} = T_k$ . Тогда согласно (1.20)

$$W = n_d R \left[ \frac{1}{k_1 - 1} (T_{1н} - T_k) + \frac{1}{\gamma_d - 1} (2T_k - T_{1н} - T_{2н}) + \frac{1}{k_2 - 1} (T_{2н} - T_k) \right]. \quad (1.21)$$

Последнее уравнение соответствует тому случаю, когда в термодинамической системе ТС как источнике энергии устранен потенциал за счет выполнения работы (посредством идеальной тепловой машины ТМ) над окружающей средой. Однако, очевидно, что работоспособность этой системы еще далеко не исчерпана. Даже то, что газы  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_д$  отличаются друг от друга (и окружающей среды) является свидетельством наличия в системе работоспособности.

Если допустить, что  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_д$  – один и тот же газ, то согласно (1.14), (1.15), (1.20)

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_d = \gamma = 1 + \frac{R}{\mu C_V},$$

$$k_1 = 1 + \frac{R}{\mu C_V} \frac{m_d}{m_d + m_1} = 1 + \frac{R}{C_V} \frac{n_d}{n_d + n_1}, \quad k_2 = 1 + \frac{R}{\mu C_V} \frac{m_d}{m_d + m_2} = 1 + \frac{R}{C_V} \frac{n_d}{n_d + n_2},$$

$$\begin{aligned}
W &= C_V \left[ (m_d + m_1) (T_{1н} - T_{1к}) + m_d (T_{1к} - T_{1н} + T_{2к} - T_{2н}) + (m_d + m_2) (T_{2н} - T_{2к}) \right] = \\
&= C_V \left[ m_1 (T_{1н} - T_{1к}) + m_2 (T_{2н} - T_{2к}) \right] \quad (1.22)
\end{aligned}$$

( $\mu_1 = \mu_2 = \mu_d = \mu$ ,  $R_1 = R_2 = R_d = R$ ). Оказалось, что работа системы ТС над окружающей средой непосредственно от количества рабочего тела  $A_д$  не зависит.

Можно потребовать, чтобы в (1.22), как и в (1.21), соблюдалось условие  $T_{1к} = T_{2к} = T_k$ . Тогда

$$W_T = C_V \left[ m_1 (T_{1н} - T_k) + m_2 (T_{2н} - T_k) \right]. \quad (1.23)$$

Это условие является одним из признаков внутренней равновесности системы.

Другим таким признаком является равенство плотностей газов  $A_1$  и  $A_2$  в системе:

$$\frac{n_1}{V_1} = \frac{n_2}{V_2}. \quad (1.24)$$

Однако, если изначально при создании системы ТС это равенство не соблюдено, то оно не может быть достигнуто и в результате выполнения работы посредством тепловой машины (величины  $n_1/V_1$  и  $n_2/V_2$  не могут изменяться, поскольку изначально  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $V_1$ ,  $V_2$  фиксированы).

Воспользовавшись соотношениями (1.18), (1.5) для газа  $A_1$  и аналогичным соотношением для газа  $A_2$ , можно определить:

$$\frac{p_{да}V_{да}}{p_{дс}V_{дс}} = \frac{T_{да}}{T_{дс}} = \frac{T_{2к}}{T_{1к}} = \frac{p_{2к}V_2 \frac{n_d R_d}{n_2 R_2}}{p_{1к}V_1 \frac{n_d R_d}{n_1 R_1}} = \frac{p_{2к}V_2}{p_{1к}V_1} \frac{n_1}{n_2} \quad (1.25)$$

(здесь положено  $R_1=R_2$ ). На основании (1.25) отметим: если бы имело место равенство (1.24), то при соблюдении условия  $T_{1к} = T_{2к}$  одновременно соблюдалось бы и условие  $p_{1к} = p_{2к}$ ; при этом можно было бы говорить о том, что работоспособность термодинамической системы ТС исчерпана. Однако в общем случае условие (1.24) не соблюдается, а поэтому имеется возможность обеспечить либо только равенство  $T_{1к} = T_{2к}$ , либо только равенство  $p_{1к} = p_{2к}$ . В первом случае (при  $T_{1к} = T_{2к} = T_k$ ) из термодинамической системы можно извлечь работу, определяемую по формуле (1.23). Во втором случае (при  $p_{1к} = p_{2к} = p_k$ ), как следует из (1.22) и (1.25), работа будет составлять

$$\begin{aligned} W_p &= C_V \left[ m_1(T_{1н} - T_{1к}) + m_2 \left( T_{2н} - \frac{V_2 n_1}{V_1 n_2} T_{1к} \right) \right] = C_V \left[ m_1 \left( T_{1н} - \frac{V_1}{n_1 R} p_k \right) + m_2 \left( T_{2н} - \frac{V_2}{n_2 R} p_k \right) \right] = \\ &= C_V \left[ m_1 T_{1н} + m_2 T_{2н} - \frac{\mu}{R} V_0 p_k \right]. \end{aligned} \quad (1.26)$$

(В (1.26) положено  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ;  $V_1 + V_2 = V_0$ .)

Итак, работоспособность термодинамической системы в общем случае принципиально не может быть в полной мере реализована посредством лишь только внешней по отношению к системе тепловой машины. Свидетельством тому является недостижимость внутри состояния устойчивого равновесия одновременно по трем признакам – давлению, температуре, плотности.

## 1.2 Прямая работоспособность термодинамической системы

Если в термодинамической системе (см. рис. 1, *a*) перегородка заменена жестким адиабатным поршнем (см. рис. 1, *б*), то газы  $A_1$ ,  $A_2$  приобретают возможность изменять свое состояние в соответствии с (1.3) и (1.12):

$$\left. \begin{aligned} p_1 V_1 &= \frac{m_1}{\mu_1} R_1 T_1 = n_1 R_1 T_1, \quad p_1 V_1^{\gamma_1} = \text{const}; \\ p_2 V_2 &= \frac{m_2}{\mu_2} R_2 T_2 = n_2 R_2 T_2, \quad p_2 V_2^{\gamma_2} = \text{const}. \end{aligned} \right\} \quad (1.27)$$

Система при этом окажется способной непосредственно, прямо (без привлечения внешней тепловой машины) произвести над окружающей средой работу

$$W = \int_{V_{1н}}^{V_{1к}} (p_1 - p_2) dV_1, \quad (1.28)$$

где  $V_{1н}$ ,  $V_{1к}$  – некоторые начальный и конечный объемы, занимаемые газом  $A_1$ .

Как и раньше, будем оперировать одинаковыми газами, положив  $R_1 = R_2 = R$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ,  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ . Поэтому уравнения состояния (1.27) будут иметь вид

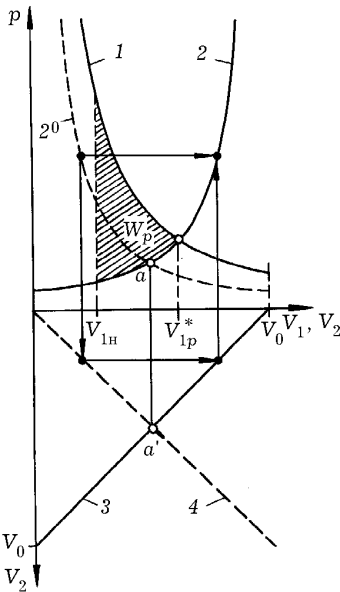
$$\left. \begin{aligned} p_1 V_1 &= \frac{m_1}{\mu} RT_1 = n_1 RT_1, & p_1 V_1^\gamma &= \text{const}; \\ p_2 V_2 &= \frac{m_2}{\mu} RT_2 = n_2 RT_2, & p_2 V_2^\gamma &= \text{const}. \end{aligned} \right\} \quad (1.29)$$

На рис. 1.3 для примера приведены в  $(V, p)$ -координатах возможные адиабаты для газов  $A_1$  ( $p_1=p_1(V_1)$ , кривая 1) и  $A_2$  ( $p_2=p_2(V_2)$ , кривая 2<sup>0</sup>), а также прямые 3 и 4, описываемые соответственно уравнениями  $V_1+V_2=V_0$  и  $V_1-V_2=V_0$ . Прямые 3, 4 позволяют довольно просто трансформировать адиабату  $p_2=p_2(V_2)$  (кривая 2<sup>0</sup>) в адиабату  $p_2=p_2(V_1)$  (кривая 2). Алгоритм такой трансформации отражен на том же рис. 1.3. Отметим, что точка  $a'$  пересечения прямых 3 и 4 имеет одну и ту же абсциссу  $V_{1p}^*$ , что и точка  $a$  пересечения адиабат 2<sup>0</sup> и 2.

Координаты точки пересечения рассматриваемых здесь адиабат 1 и 2 можно вычислить на основании соотношений (1.29) (см. также (1.18)) по формулам

$$V_{1p}^* = V_0 \frac{1}{1 + \left(\frac{p_{2H}}{p_{1H}}\right)^{1/\gamma} \frac{V_{2H}}{V_{1H}}} = V_0 - V_{2p}^*, \quad p_{1p}^* = p_{2p}^* = \left( \frac{p_{1H}^{1/\gamma} V_{1H} + p_{2H}^{1/\gamma} V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^\gamma. \quad (1.30)$$

В состояниях, соответствующих этой точке, газы  $A_1, A_2$  в пределах анализируемой системы приобретут следующие температуры:



$$\begin{aligned} T_{1p}^* &= \frac{p_{1H}^{1/\gamma} V_{1H}}{n_1 R} \left( \frac{p_{1H}^{1/\gamma} V_{1H} + p_{2H}^{1/\gamma} V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^{\gamma-1}, \\ T_{2p}^* &= \frac{p_{2H}^{1/\gamma} V_{2H}}{n_2 R} \left( \frac{p_{1H}^{1/\gamma} V_{1H} + p_{2H}^{1/\gamma} V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^{\gamma-1}, \\ \frac{T_{1p}^*}{T_{2p}^*} &= \frac{T_{1H}}{T_{2H}} \left( \frac{p_{2H}}{p_{1H}} \right)^\gamma. \end{aligned} \quad (1.30')$$

Величины  $p_{1p}^* = p_{2p}^*$ ,  $V_{1p}^*$ ,  $V_{2p}^*$ ,  $T_{1p}^*$ ,  $T_{2p}^*$  являются параметрами равновесия термодинамической системы по давлению.

Аналогичные параметры можно определить и из условия равновесия системы по температуре. Адиабаты в  $(V, T)$ -координатах описываются уравнениями

$$\begin{aligned} T_1 &= T_{1H} \left( \frac{V_{1H}}{V_1} \right)^{\gamma-1}, \\ T_2 &= T_{2H} \left( \frac{V_{2H}}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_{2H} \left( \frac{V_0 - V_{1H}}{V_0 - V_1} \right)^{\gamma-1}. \end{aligned}$$

Следовательно, точку пересечения адиабат будут определять параметры

$$V_{1T}^* = V_0 \frac{1}{1 + \left(\frac{T_{2H}}{T_{1H}}\right)^{1/(\gamma-1)} \frac{V_{2H}}{V_{1H}}} = V_0 - V_{2T}^*,$$

РИСУНОК 1.3 Равновесность-неравновесность термодинамической системы по давлению.

$$T_{1T}^* = T_{2T}^* = \left( \frac{T_{1H}^{1/(\gamma-1)} V_{1H} + T_{2H}^{1/(\gamma-1)} V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^{\gamma-1},$$

$$p_{1T}^* = \frac{n_1 R}{T_{1H}^{1/(\gamma-1)} V_{1H}} \left( \frac{T_{1H}^{1/(\gamma-1)} V_{1H} + T_{2H}^{1/(\gamma-1)} V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^\gamma, \quad p_{2T}^* = \frac{n_2 R}{T_{2H}^{1/(\gamma-1)} V_{2H}} \left( \frac{T_{1H}^{1/(\gamma-1)} V_{1H} + T_{2H}^{1/(\gamma-1)} V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^\gamma,$$

$$\frac{p_{1T}^*}{p_{2T}^*} = \frac{n_1}{n_2} \frac{V_{2H}}{V_{1H}} \left( \frac{T_{2H}}{T_{1H}} \right)^{1/(\gamma-1)} = \frac{p_{1H}}{p_{2H}} \left( \frac{T_{2H}}{T_{1H}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}. \quad (1.31)$$

Еще одним признаком равновесности термодинамической системы является равенство удельных объемов (плотностей) газов  $A_1, A_2$  (см. также (1.24)):

$$v_1 = \frac{V_1}{m_1} = \frac{V_2}{m_2} = v_2.$$

Параметры, идентифицирующие этот тип равновесности, определяются по формулам

$$V_{1v}^* = \frac{m_1}{m_1 + m_2} V_0 = V_0 - V_{2v}^*, \quad p_{1v}^* = p_{1H} \left[ \frac{(m_1 + m_2) V_{1H}}{m_1 V_0} \right]^\gamma, \quad p_{2v}^* = p_{2H} \left[ \frac{(m_1 + m_2) V_{2H}}{m_2 V_0} \right]^\gamma,$$

$$T_{1v}^* = T_{1H} \left( \frac{m_1 + m_2}{m_1} \frac{V_{1H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^{\gamma-1}, \quad T_{2v}^* = T_{2H} \left( \frac{m_1 + m_2}{m_2} \frac{V_{2H}}{V_{1H} + V_{2H}} \right)^{\gamma-1},$$

$$\frac{p_{1v}^*}{p_{2v}^*} = \frac{p_{1H}}{p_{2H}} \left( \frac{V_{1H}}{V_{2H}} \frac{n_2}{n_1} \right)^\gamma, \quad \frac{T_{1v}^*}{T_{2v}^*} = \frac{T_{1H}}{T_{2H}} \left( \frac{V_{1H}}{V_{2H}} \frac{n_2}{n_1} \right)^{\gamma-1}. \quad (1.32)$$

Таким образом, в общем случае термодинамическая система в процессе изменения своего состояния не может достигнуть полной равновесности, а лишь – частичной, определяемой одним из условий (см. (1.30), (1.30'), (1.31), (1.31'), (1.32)):

$$\frac{V_{1p}^*}{V_0} = \frac{1}{1 + \left( \frac{p_{2H}}{p_{1H}} \right)^{1/\gamma} \frac{V_{2H}}{V_{1H}}}, \quad (1.33)$$

$$\frac{V_{1T}^*}{V_0} = \frac{1}{1 + \left( \frac{T_{2H}}{T_{1H}} \right)^{1/(\gamma-1)} \frac{V_{2H}}{V_{1H}}}, \quad (1.34)$$

$$\frac{V_{1v}^*}{V_0} = \frac{1}{1 + \frac{n_2}{n_1}}. \quad (1.35)$$

Между величинами, входящими в выражения (1.33)–(1.35), существует связь (см. (1.29))

$$\frac{p_{2H}}{p_{1H}} \frac{V_{2H}}{V_{1H}} = \frac{n_2}{n_1} \frac{T_{2H}}{T_{1H}}. \quad (1.36)$$

Параметры  $V_{1p}^*$ ,  $V_{1T}^*$ ,  $V_{1v}^*$  могут оказаться одинаковыми только тогда, когда начальные состояния газов в термодинамической системе строго обусловлены:

$$\left( \frac{p_{2H}}{p_{1H}} \right)^{1/\gamma} = \left( \frac{T_{2H}}{T_{1H}} \right)^{1/(\gamma-1)} = \frac{n_2}{n_1} \frac{V_{1H}}{V_{2H}}. \quad (1.37)$$

При этом, естественно, не нарушается условие (1.36).

Выражение (1.28) с учетом (1.29) можно привести к виду

$$W = \frac{p_{1н} V_{1н}^\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{1}{V_{1н}^{\gamma-1}} - \frac{1}{V_{1к}^{\gamma-1}} \right) + \frac{p_{2н} V_{2н}^\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{1}{V_{2н}^{\gamma-1}} - \frac{1}{V_{2к}^{\gamma-1}} \right) = \frac{R}{\gamma - 1} [n_1 (T_{1н} - T_{1к}) + n_2 (T_{2н} - T_{2к})]. \quad (1.38)$$

Под  $V_{1к} = V_0 - V_{2к}$  подразумевается либо какая-нибудь произвольная величина, либо одна из конкретных по содержанию величин  $V_{1р}^*$ ,  $V_{1Т}^*$ ,  $V_{1v}^*$ , определяемых по формулам (1.33)–(1.35).

При прямом извлечении работы определяющей является равновесность по давлению. Именно в случае достижения равновесности по давлению термодинамическая система способна произвести максимальную работу. При этом процесс выполнения работы все время остается естественным, не требующим для его организации какого-либо вмешательства извне. Он естественным образом прекращается либо когда наступает внутреннее равновесие системы по давлению, либо когда перепад  $\Delta p = p_1 - p_2$  давлений в системе уравнивается с давлением сопротивления окружающей среды. Если одновременно с равновесием по давлению наступает еще один какой-либо из трех видов равновесности (например, по температуре), то равновесность термодинамической системы оказывается исчерпывающей, полной в том смысле, что неизбежно наступает и третий вид равновесности (соответственно – по плотности, удельному объему).

### 1.3 Полная работоспособность термодинамической системы

Рассмотрим снова простейшую систему  $A$  (см. рис. 1.1,  $a$ ), состоящую из двух однородных частей – подсистем  $A_1$ ,  $A_2$ , отличающихся друг от друга температурами, давлениями и плотностями. В процессе проведенного выше анализа оказалось, что в общем случае извлечение работы из такой термодинамической системы ни посредством тепловой машины, ни прямым способом не приводит систему в состояние полной равновесности. А поэтому извлеченная работа в обоих случаях является меньшей потенциально возможной. Полного исчерпания работоспособности системы можно ожидать только при совместном привлечении методов опосредствованного и прямого энергопреобразования.

Допустим, что энергопреобразование посредством тепловой машины является начальным, а прямое энергопреобразование – завершающим этапами извлечения работы. Тогда признаком полного исчерпания работоспособности термодинамической системы остается условие (1.37).

Обозначим через  $V_1^H$  и  $V_2^H$  объемы газов  $A_1$  и  $A_2$  (см. рис. 1.1,  $a$ ) перед совместным энергопреобразованием ( $V_1^H + V_2^H = V_0$ ). Поскольку в процессе опосредствованного энергопреобразования эти величины не изменяются, то в выражении (1.37) следует положить

$$V_{1н} = V_1^H, \quad V_{2н} = V_2^H. \quad (1.39)$$

Условие равновесности системы в конце прямого энергопреобразования (как завершающего этапа энергопреобразования) имеют вид

$$T_{1н} = T_{1к} = T^K; \quad (1.40)$$

$$p_{1к} = p_{1к} = p^K; \quad (1.41)$$

$$V_{1K}n_2 = (V_0 - V_{1K})n_1. \quad (1.42)$$

Вытекающее из (1.24), соотношение (1.42) позволяет определить объемы газов  $A_1$  и  $A_2$  после полной потери ими работоспособности в рамках рассматриваемой термодинамической системы:

$$V_1^K = V_{1K} = V_0 \frac{n_1}{n_1 + n_2}, \quad V_2^K = V_{2K} = V_0 \frac{n_2}{n_1 + n_2} \quad (1.43)$$

В свою очередь, из (1.39)–(1.41), (1.43) и (1.29) следует, что

$$p^K V_0 = nRT^K; \quad (1.44)$$

$$\frac{p_1^0}{p^K} = \left( \frac{n_1 V_0}{n V_1^H} \right)^\gamma, \quad \frac{p_2^0}{p^K} = \left( \frac{n_2 V_0}{n V_2^H} \right)^\gamma, \quad (1.45)$$

где  $n = n_1 + n_2$ ;  $p_1^0$  и  $p_2^0$  – давления в подсистемах  $A_1$  и  $A_2$  в конце опосредствованного и начале прямого энергопреобразований. Температуры, соответствующие  $p_1^0$  и  $p_2^0$ , обозначим аналогично – через  $T_1^0$  и  $T_2^0$ . Тогда на основании (1.18) при  $\gamma_d = \gamma$  будем иметь

$$\left( \frac{V_{db}}{V_{da}} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_2^0}{T_1^0}, \quad \left( \frac{V_{dc}}{V_{db}} \right)^{k_1-1} = \frac{T_1^H}{T_1^0}, \quad \left( \frac{V_{dd}}{V_{dc}} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_1^0}{T_2^H}, \quad \left( \frac{V_{da}}{V_{dd}} \right)^{k_2-1} = \frac{T_2^H}{T_2^0}. \quad (1.46)$$

Перемножив равенства (1.46), получим

$$\left( \frac{V_{dc}}{V_{db}} \right)^{\gamma-k_1} \left( \frac{V_{da}}{V_{dd}} \right)^{\gamma-k_2} = 1,$$

Используя последнее равенство, второе и четвертое равенства (1.46), а также первые три равенства (1.22), придем к соотношению

$$\left( \frac{T_2^H}{T_2^0} \right)^{\gamma-k_2} \left( \frac{T_1^H}{T_1^0} \right)^{k_1-1} = \left[ \left( \frac{T_2^H}{T_2^0} \right)^{n_2} \left( \frac{T_1^H}{T_1^0} \right)^{n_1} \right]^{\frac{n_1+n_2}{n_1+n_2}} = 1,$$

или

$$\left( \frac{T_2^H}{T_2^0} \right)^{n_2} = \left( \frac{T_1^0}{T_1^H} \right)^{n_1}. \quad (1.47)$$

В процессе прямого энергопреобразования соблюдаются условия адиабатности

$$\left( \frac{V_1^H}{V_1^K} \right)^{\gamma-1} = \frac{T^K}{T_1^0}, \quad \left( \frac{V_2^H}{V_2^K} \right)^{\gamma-1} = \frac{T^K}{T_2^0},$$

в связи с чем равенство (1.47) можно привести к виду

$$\left[ \frac{T_2^H}{T^K} \left( \frac{V_2^H}{V_2^K} \right)^{\gamma-1} \right]^{n_2} = \left[ \frac{T^K}{T_1^H} \left( \frac{V_1^K}{V_1^H} \right)^{\gamma-1} \right]^{n_1}.$$

Отсюда, с учетом (1.43),

$$T^K = T_1^H \frac{n_1}{n} T_2^H \frac{n_2}{n} \left[ \left( \frac{V_1^H}{V_1^K} \right)^{\frac{n_1}{n}} \left( \frac{V_2^H}{V_2^K} \right)^{\frac{n_2}{n}} \right]^{\gamma-1} =$$

$$= \left[ T_1^H \left( \frac{V_1^H}{V_0} \frac{n}{n_1} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_1}{n}} \left[ T_2^H \left( \frac{V_2^H}{V_0} \frac{n}{n_2} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_2}{n}}.$$

И наконец, переходя к удельным объемам

$$v_1^H = \frac{V_1^H}{m_1} = \frac{V_1^H}{\mu m_1}, \quad v_2^H = \frac{V_2^H}{m_2} = \frac{V_2^H}{\mu m_2}, \quad v_0 = \frac{V_0}{m} = \frac{V_0}{\mu n},$$

окончательно получим

$$T^K = \left[ T_1^H \left( \frac{v_1^H}{v_0} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_1}{n}} \left[ T_2^H \left( \frac{v_2^H}{v_0} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_2}{n}}. \quad (1.48)$$

Суммарная работа, которую можно извлечь из термодинамической системы в процессе совмещенного опосредствованно-прямого энергопреобразования, определяется на основании (1.22), (1.38), (1.48) по формуле

$$W_c = W_{\max} = \mu C_V \left[ n_1 (T_1^H - T_1^0) + n_2 (T_2^H - T_2^0) \right] +$$

$$+ \frac{R}{\gamma-1} \left[ n_1 (T_1^0 - T^K) + n_2 (T_2^0 - T^K) \right] =$$

$$= \mu C_V \left[ n_1 (T_1^H - T^K) + n_2 (T_2^H - T^K) \right] = \mu C_V \left[ \frac{n_1 T_1^H + n_2 T_2^H}{n} - T^K \right] =$$

$$= \mu C_V \left\{ \frac{n_1 T_1^H + n_2 T_2^H}{n} - \left[ T_1^H \left( \frac{v_1^H}{v_0} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_1}{n}} \left[ T_2^H \left( \frac{v_2^H}{v_0} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_2}{n}} \right\}.$$

В общих обозначениях последняя формула имеет вид

$$W_{\max} = \mu C_V \left\{ \frac{n_1 T_1 + n_2 T_2}{n} - \left[ T_1 \left( \frac{v_1}{v} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_1}{n}} \left[ T_2 \left( \frac{v_2}{v} \right)^{\gamma-1} \right]^{\frac{n_2}{n}} \right\}, \quad (1.49)$$



где  $n_1, n_2$  – количество молей вещества (рабочего тела) в подсистемах  $A_1, A_2$  соответственно;  $n_1 + n_2 = n$ ;  $v_1 = \frac{V_1}{n_1}$ ,  $v_2 = \frac{V_2}{n_2}$  – удельные объемы подсистем, а  $V_1, V_2$  – действительные объемы этих подсистем;  $V_1 + V_2 = V$ ;  $T_1, T_2$  – температуры в подсистемах;  $C_V$  – теплоемкость рабочего тела при неизменном объеме;  $(n_1 T_1 + n_2 T_2)/n = T$  – температура рабочего тела, которая имела бы место после завершения обычного теплообмена между подсистемами  $A_1, A_2$ .

Та же формула (1.49), как и следовало ожидать, определяет максимальную работу, которую можно было бы, в принципе, извлечь из системы  $A$  в процессе выравнивания сначала плотностей (путем превращения системы в поршневую машину, см. рис. 1.1, б), а затем и температур (с помощью дополнительной поршневой машины при превращении поршня самой системы снова в неподвижную перегородку, см. рис. 1.2) [26].

#### 1.4 Негентропия как измеритель работоспособности

В качестве измерителей неравновесности (порядка-беспорядка), а следовательно, и потенциальной возможности получения работы, выдвигались самые разнообразные величины. Среди этих величин, наиболее тесно связанной с классическими воззрениями термодинамики, является негентропия – энтропия с отрицательным знаком. В то же время негентропия в обычной трактовке часто оценивается как понятие, чересчур бедное по содержанию, чтобы обеспечить заметное продвижение в понимании явлений энергопреобразования. Обычно предполагалось, что нет оснований ожидать многого от одного понятия (в данном случае – негентропии), если оно отличается от другого (энтропии) лишь знаком. В связи с этим в работе [26], например, вводится несколько другая трактовка негентропии системы: негентропия определяется как разность между энтропией конечного состояния, к которому приводится система через обратимые или необратимые превращения (при условии, что система изолирована от внешней среды), и энтропией системы в текущем состоянии, которое в данный момент времени рассматривается. В соответствии с этим определением негентропия всегда неотрицательна; нулевое значение она принимает только тогда, когда система находится в состоянии равновесия. Негентропия в изолированной системе остается неизменной (сохраняется), если в ней происходят исключительно обратимые процессы.

Выражение (1.49), хотя и получено при рассмотрении отдельного термодинамического процесса, тем не менее характеризует систему  $A$ , а не конкретный процесс. Еще большей общностью обладает уравнение [26]

$$W_{\max} = nc_v T \left[ 1 - \exp \left( - \frac{N}{nc_v} \right) \right], \quad (1.50)$$

относящееся к идеальным газам ( $N$  – негентропия). В самом деле, если система  $A$  состоит из двух подсистем (рис. 1, а:  $A = A_1 + A_2$ ), то вычисляя негентропию в системе  $N = N(A) = N(A_1 + A_2)$  и температуру состояния конечного равновесия системы  $T = T(A) = T(A_1 + A_2)$ , выражение (1.50) в конечном счете можно свести к выражению (1.49). Но к системе  $A$ , состоящей из трех подсистем  $A_1, A_2, A_3$ , уравнение (1.49) уже неприменимо,

тогда как уравнение (1.50) является правомочным для системы, состоящей из любого числа подсистем, в принципе – даже для бесконечного, когда распределение температур и давлений является непрерывным.

В общем случае при заданных негэнтропии в системе  $N(A)$  и температуре конечного равновесия в системе  $T(A^0)$  максимальная работа однозначно определяется только уравнением (1.50), без привлечения какой-либо дополнительной информации о структуре системы, свойствах ее элементов, процессах перехода из начального неравновесного состояния  $A$  в конечное равновесие  $A^0$ . Поэтому можно утверждать, что негэнтропия  $N$  является параметром, однозначно определяющим общее свойство системы потенциально выполнить определенную максимальную работу (в этом смысле общий параметр – негэнтропия, противопоставляется таким частным параметрам как температуры  $T_i$ , плотности  $1/V_i$ , количества  $n_i$  молей вещества и т. д. в отдельных подсистемах). Зависимость максимальной работы  $W_{\max}$  от негэнтропии  $N$  в системе качественно отражает рис. 1.4. Конкретное соответствие между негэнтропией и реальной получаемой от системы работой можно отразить некоторой точкой области, заключенной между кривой  $W = W_{\max}$  и осью абсцисс.

Максимальная работа  $W_{\max}$ , которую можно извлечь из системы, изменяется по мере того, как система обменивается со средой энергией в форме обмена теплотой  $Q$ , или в форме выполнения работы  $W$ , или же при изменении на  $\Delta V$  объема системы. Следуя [26], проведем следующие выкладки.

Рассмотрим замкнутую ( $n=\text{const}$ ) систему  $A$ , в состав которой входят идеальные газы. Если в процессе обратимого взаимодействия со средой над системой выполняется работа  $W$ , то из баланса энергий следует равенство (энергия в системе увеличивается на величину работы  $W$ )

$$nc_v T_{A^0} = nc_v T_{A^0} + W,$$

откуда

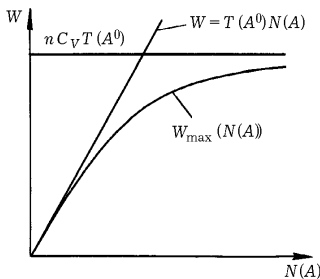
$$T_{A^0} = T_{A^0} + \frac{W}{nC_v}$$

( $A^0, A^0$  – начальное и конечное состояния системы). И наконец, если система приобретает дополнительный объем  $\Delta V$  (что, в принципе, означает присовокупление к системе определенной части вакуума без переноса энергии), то

$$T_{A^0} = T_{A^0}$$

( $V_{A'} = V_A + \Delta V$ ; необходимо, однако, отметить, что в классической термодинамике под вакуумом приходится подразумевать “нечто-ничто”, обладающее нулевой температурой).

В результате перечисленных изменений в системе негэнтропия приобретает новые значения соответственно



$$N(A') = N(A) + nC_v \ln \left( 1 + \frac{1}{nC_v} \frac{W}{T_{A^0}} \right);$$

$$N(A') = N(A) + nC_v \ln \left( 1 + \frac{1}{nC_v} \frac{Q}{T_{A^0}} \right) - \Delta S;$$

$$N(A') = N(A) + nR \ln \left( 1 + \frac{\Delta V}{V_A} \right),$$

где  $A, A'$  – исходное (в начале первого, предваряющего этапа взаимодействия со средой) и новое (перед возможным последующим взаимодействием) начальные состояния системы  $A$ ;  $\Delta S$  – энтропия, которой обмениваются система и  $V_A$  – объем системы перед присовокуплением к ней части вакуума.

**РИСУНОК 1.4** Характер изменения максимальной работы при изменении негэнтропии.

В целом можно утверждать следующее: если максимальная работа  $W_{\max}$ , которую изначально можно извлечь из системы  $A$  определяется параметрами  $n, V_A, T_{A^0}, N(A)$  системы, то максимальная работа  $W'_{\max}$ , которую можно будет извлечь в последующем, после некоторого взаимодействия системы с окружающей средой, определяется теми же параметрами системы с первоначальными возможностями и дополнительно – обменными параметрами  $W, Q, \Delta S, \Delta V$ ; следовательно, информация о подробностях изменения свойств системы в результате потребления ею энергии в форме работы и тепла или изменения ее объема не является необходимой для идентификации возможностей системы выполнять работу впоследствии, в будущем.

Утверждения, высказанные в отношении идеальных газов, остаются справедливыми и для неидеальных газов. Соотношение между  $W_{\max}$  и  $N$  в этом случае может быть записано как

$$-N(A) = n \int_{u(A)}^{u(A)-W_{\max}/n} \frac{du}{T(u, v_A)},$$

где  $u$  – удельная внутренняя энергия – отношение внутренней энергии  $U$  к количеству вещества  $n$  в системе ( $u=U/n$ ).

Следуя [26], рассмотрим теперь так называемую наличествующую (располагаемую) работу замкнутой системы.

Присовокупим к системе  $A$  атмосферу  $a$ , и таким образом сформируем расширенную систему  $A+a$ , для которой располагаемая работа определяется как

$$\Lambda = T_a N(A+a), \quad (1.51)$$

где  $T_a$  – температура атмосферы. Располагаемую работу  $\Lambda$  первичной системы  $A$  можно трактовать как максимальную работу, которую можно извлечь из расширенной системы  $A+a$ . В самом деле: к системе  $A$ , состоящей из подсистем  $A_1$  и  $A_2$ , применима формула (1.50); одна из подсистем, например  $A_2$ , может иметь размеры существенно больше другой подсистемы; можно отождествить  $A_1$  с  $a$  и представить себе ситуацию, когда размеры  $A_2$  станут соизмеримы с размерами атмосферы; если  $n_2 \rightarrow \infty, T_2 \rightarrow T_a$  и  $v_2 = v_a = \text{const}$  ( $v_a$  – удельный объем атмосферы), то

$$\begin{aligned} T(A_1 + A_2) &= \frac{n_1 T_1 + n_2 T_2}{n_1 + n_2} \rightarrow T_2 = T_a, & (n_1 + n_2) c_v \left[ 1 - \exp\left(-\frac{N(A_1 + A_2)}{(n_1 + n_2) c_v}\right) \right] = \\ &= (n_1 + n_2) c_v \left[ 1 - \left( 1 - \frac{N(A_1 + A_2)}{(n_1 + n_2) c_v} + \frac{1}{2} \left( \frac{N(A_1 + A_2)}{(n_1 + n_2) c_v} \right)^2 - \dots \right) \right] \end{aligned}$$

и можно показать [26], что  $N(A_1 + A_2) \rightarrow N(A+a)$ , откуда следует формула (1.51).

Итак, располагаемую (наличествующую) энергию, работу можно трактовать как предел в указанном выше смысле величины  $W_{\max}$  (чтобы реализовать предельный переход к понятию располагаемой работы, необходимо присовокупить к рассматриваемой подсистеме другую подсистему – атмосферу, состояние которой изменить невозможно). При такой интерпретации располагаемой энергии легко осмыслить, что, например, система, в идеале включающая в себя только вакуумное пространство и поэтому не обладающая энергией, или система при низкой температуре, энергия которой мала, обладают, тем не менее, большой располагаемой энергией (то есть, по существу, способностью выполнить большую работу).

Концепция негенеропии легко применима к газовым смесям. В случае смеси двух газов ( $A$  и  $B$ ; рис. 1.5, а):

$$N(A+B) = S\left[(A+B)^0\right] - S(A+B),$$

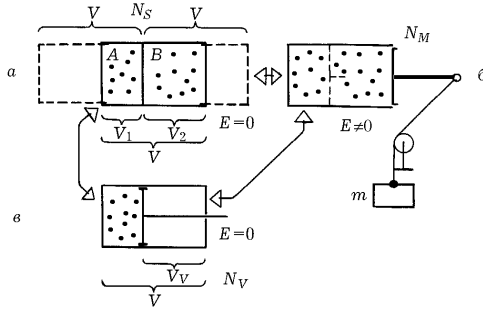


РИСУНОК 1.5 Преобразование форм негенеропии.

где  $S(A+B) = S(A) + S(B)$  – энтропия, которой обладает система в своем исходном состоянии;  $S[(A+B)^0]$  – энтропия смеси в конечном состоянии равновесия, когда оба газа после устранения разделяющей их перегородки однородно в адиабатических условиях перемешаны.

С точностью до постоянной можно определить:

$$S(A) = n_1 R \ln \left( \frac{V_1}{n_1} \right) + n_1 C_{V1} \ln T_1, \quad S(B) = n_2 R \ln \left( \frac{V_2}{n_2} \right) + n_2 C_{V2} \ln T_2.$$

В конечном состоянии равновесия смесь газов представляет собой, по существу, единый газ, для которого можно записать

$$n = n_1 + n_2, \quad V = V_1 + V_2, \quad n C_V = n_1 C_{V1} + n_2 C_{V2}, \quad T = \frac{n_1 C_{V1} + n_2 C_{V2}}{n C_V},$$

$$S[(A+B)^0] = n_1 R \ln \left( \frac{V}{n_1} \right) + n_1 C_{V1} \ln \left[ \frac{(n_1 C_{V1} T_1 + n_2 C_{V2} T_2)}{(n C_V)} \right] + \\ + n_2 R \ln \left( \frac{V}{n_2} \right) + n_2 C_{V2} \ln \left[ \frac{(n_1 C_{V1} T_1 + n_2 C_{V2} T_2)}{(n C_V)} \right].$$

Учитывая изложенное, можно определить:

$$N(A+B) = R \left( n_1 \ln \frac{n}{n_1} + n_2 \ln \frac{n}{n_2} \right) + R \left( n_1 \ln \frac{v}{v_1} + n_2 \ln \frac{v}{v_2} \right) + \\ + \left( n C_V \ln \frac{n_1 C_{V1} T_1 + n_2 C_{V2} T_2}{n C_V} - n_1 C_{V1} \ln T_1 - n_2 C_{V2} \ln T_2 \right), \quad (1.52)$$

где  $v_1 = V_1/n_1$ ,  $v_2 = V_2/n_2$ ,  $v = V/n$ .

Второй и третий (при допущении  $C_{V1} = C_{V2}$ ) члены правой части последнего равенства определяют негенеропию, в сущности, одного (а не двух) газов. Первый же член определяет так называемую негенеропию разделения:

$$N_S = R \left( n_1 \ln \frac{n}{n_1} + n_2 \ln \frac{n}{n_2} \right) = -nR(x_1 \ln x_1 + x_2 \ln x_2),$$

где  $x_1 = \frac{n_1}{n}$ ,  $x_2 = \frac{n_2}{n} = 1 - x_1$ . К последнему уравнению можно прийти, положив в (1.52)  $V_1 = V_2$  и  $T_1 = T_2$ .

Допустим, что система, состоящая из смеси газов, задействована для подъема груза  $m$  (рис. 1.5, б). Тем самым в расширенной системе, в которую входит и груз  $m$ , накапливается механическая энергия  $E$ . В этом случае негэнтропия определяется по формуле

$$N_M = nC_V \ln \left( 1 + \frac{E}{nC_V T_c} \right),$$

( $T_c$  – температура смеси газов), которая вытекает из (1.51) при  $W=E$ .

Если же система объемом  $V_0$  включает в себя пространство-вакуум объемом  $V_V$  и пространство объемом  $V_0 - V_V$ , заполненное смесью газов (рис. 1.5, в), то она обладает негэнтропией

$$N_V = nR \ln \frac{V_0}{V_0 - V_V},$$

которую называют негэнтропией вакуума.

Обратимся снова к системе, обладающей негэнтропией разделения (см. рис. 1.5, а) при одинаковых плотностях и температурах газов  $A$  и  $B$ . Каждому из газов можно предоставить возможность отдельно адиабатически расширяться до объема  $V$  с выполнением механической работы путем, например, поднятия груза (аналогично приведенной на рис. 1.5, б схеме). В результате адиабатических расширений газы приобретают различные температуры. Один из них становится горячим, а другой – холодным телами, чем можно воспользоваться для реализации термодинамического цикла и выполнения дополнительной механической работы посредством некоторого рабочего тела. В итоге объемы и температуры газов выравниваются. Поэтому эти газы можно обратимо без выполнения работы смешивать следующим образом: один конец контейнера в который расширился газ  $A$ , замещается стенкой, проницаемой только для газа  $B$ ; противоположный конец контейнера, в который расширился газ  $B$ , замещается стенкой, проницаемой только для газа  $A$ ; один из контейнеров помещается в другой. Поскольку весь описанный согласно [11, 26] процесс является обратимым и не существует обмена энергией (в форме и работы, и тепла) между системой, включающей в себя груз, и окружением, негэнтропия в этом процессе не изменяется:

$$N_S = N_M.$$

Негэнтропия  $N_M$  в форме механической энергии может быть превращена в негэнтропию вакуума  $N_V$ . Этот процесс можно реализовать с помощью непроницаемого поршня (с одной стороны которого все время остается вакуум) под воздействием накопленной грузом  $m$  механической (потенциальной) энергии. И поскольку этот процесс считается обратимым [26], то остается признать, что негэнтропия не изменяется:

$$N_M = N_V.$$

Таким образом, проведенный мысленно эксперимент свидетельствует о возможности полного взаимного превращения различных форм негэнтропии:

$$N_S = N_M = N_V.$$

Этот факт иллюстрирует рис. 1.5.

## 1.5 Политропные процессы

Наиболее общими свойствами среди обычно рассматриваемых в термодинамике элементарных процессов обладает так называемый политропный (от греч. *polytropos* – многообразный; *poly* – много, *tropos* – поворот, направление, путь).

Если  $C = \text{const}$  – удельная теплоемкость рабочего тела в политропном процессе, то уравнение сохранения энергии (1.1) принимает вид

$$Cm dT = C_V m dT + p dV$$

или

$$(C - C_V)dT = p dv$$

( $v = V/m$ ). Из уравнения (1.3) состояния идеального газа следует, что  $dT = d(pv)/R_\mu$  ( $R_\mu = R/\mu$ ) и поэтому

$$(C - C_p)pdv + (C - C_V)vdp = 0. \quad (1.53)$$

Отсюда, после интегрирования получим уравнение политропы в виде

$$[(C - C_p)/(C - C_V)] \ln v + \ln p = \text{const}$$

или

$$pv^\gamma = \text{const}, \quad (1.54)$$

где  $C_p$  – удельная теплоемкость термодинамического тела при постоянном давлении, определяемая по формуле

$$C_p = C_V + R/\mu = C_V + R_\mu, \quad (1.55)$$

а  $\gamma$  – показатель политропы:

$$\gamma = \frac{C - C_p}{C - C_V} = \frac{C - C_V - \frac{R}{\mu}}{C - C_V} = \frac{C - C_p}{C - C_p + \frac{R}{\mu}}. \quad (1.56)$$

Уравнение (1.54) получено в предположении, что показатель  $\gamma$  (см. (1.56)) – постоянная величина. Если к тому же постоянна  $C_V$ , то постоянными являются и  $C_p$  (см. (1.55)), и

$$C = \frac{\gamma C_V - C_p}{\gamma - 1} = C_V - \frac{R}{\mu(\gamma - 1)} = C_p - \frac{\gamma R}{\gamma - 1 \mu}. \quad (1.57)$$

Таким образом, политропным можно называть всякий термодинамический процесс, в котором либо показатель  $\gamma$  политропы постоянен, либо постоянной является теплоемкость  $C$  (при условии, что постоянна теплоемкость  $C_V$ ).

Из выражения (1.56) следует, что

$$\lim_{C \rightarrow C_V + 0} \gamma = -\infty, \quad \lim_{C \rightarrow C_V - 0} \gamma = \infty.$$

Следовательно, изохорный процесс  $V = \text{const}$  является политропным, когда  $\gamma = -\infty$  или

$\gamma = \infty$  (действительно, уравнение  $p^{1/\gamma} v = \text{const}$ , которое следует из (1.54), приобретает вид  $v = \text{const}$  при  $\gamma = \pm\infty$ ). Аналогично, если  $C \rightarrow C_p$ , то  $\gamma = 0$ , и следовательно, изобарный

процесс также является частным случаем политропного (уравнение  $pv^\gamma = \text{const}$  при  $\gamma = 0$  вырождается в уравнение  $p = \text{const}$ ). При  $C = \pm\infty$  показатель политропы приобретает значение

$\gamma = 1$ , при котором термодинамический процесс становится изотермным. При  $C = C_V + \frac{1}{2} \frac{R}{\mu}$

показатель политропы оказывается равным -1, и термодинамический процесс превращается, если можно так сказать, в квазиизотермный, а на самом деле – в исходящий из начала ( $p, V$ )-координат линейный процесс  $p = p(V)$ . Если  $C = 0$ , то  $\gamma = C_p/C_V = k$ , и следовательно, термодинамический процесс – адиабатный ( $k$  – показатель адиабаты). Если же  $C = 2C_V C_p / (C_V + C_p)$ , то  $\gamma = -k$ , и процесс, который можно назвать квазиадиабатным,

описывается показательным уравнением  $p = \text{const} v^k$ . Краткая характеристика перечисленных частных политропных процессов приведена в табл. 1.1.

ТАБЛИЦА 1.1 Параметры политропных процессов

Процесс	Аналитическое представление	$C$	$\gamma$	$\varphi$	$\Psi$
Изохорный	$V=\text{const}$	$C_V$	$\pm\infty$	1	0
Изобарный	$p=\text{const}$	$C_p$	0	$\frac{1}{k}$	$\frac{k-1}{k}$
Изотермный	$T=\text{const}$	$\pm\infty$	1	0	1
Квазиизотермный	$pV=\text{const}$	$\frac{C_V(k+1)}{2},$ $C_V + \frac{1}{2} \frac{R}{\mu}$	-1	$\frac{2}{k+1}$	$\frac{k-1}{k+1}$
Адиабатный	$pV^k=\text{const}$	0	$k = \frac{C_p}{C_V}$	-*	-*
Квазиадиабатный	$pV^k=\text{const}$	$2 \frac{C_V C_p}{C_V + C_p}$	$-k,$ $-\frac{C_p}{C_V}$	$\frac{k+1}{2k}$	$\frac{k-1}{2k}$
Обобщенный политропный	$pV^\gamma=\text{const}$	$C_V \frac{\gamma-k}{\gamma-1}$	$\gamma$	$\frac{\gamma-1}{\gamma-k}$	$\frac{1-k}{\gamma-k}$

Для двух произвольных состояний 1 и 2 термодинамической системы, изменяющейся политропно, можно записать

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\gamma, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1}, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (1.58)$$

Удельная (приходящаяся на единицу массы вещества – идеального газа) работа определяется по одной из формул:

$$w = \frac{R}{\mu(\gamma-1)}(T_1 - T_2); \quad (1.59)$$

$$w = \frac{1}{\gamma-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{p_1 v_1}{\gamma-1} \left[ 1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{\gamma-1} \left[ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right], \quad (1.60)$$

а располагаемая удельная работа – по формуле

$$w_0 = \gamma w. \quad (1.61)$$

Уравнение

$$C = C_V \frac{\gamma-k}{\gamma-1}, \quad (1.62)$$

определяющее зависимость удельной теплоемкости от показателя  $\gamma$  политропы, указывает на то, что при  $1 < \gamma < k$  теплоемкость отрицательна (рис. 1.6). В этом случае значения величин  $dQ$  и  $dT$  имеют разные алгебраические знаки. А это означает, что температура вещества при подводе к нему теплоты падает, и наоборот.

Удельное количество теплоты, подведенное к веществу, определяется по формуле

$$dq = C dT, \quad (1.63)$$

откуда после интегрирования с учетом (1.62) для двух каких-либо состояний 1 и 2 рабочего тела получим

$$q = C_V \frac{\gamma-k}{\gamma-1} (T_2 - T_1) \quad (1.64)$$

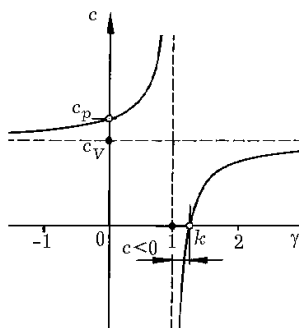


РИСУНОК 1.6 Влияние показателя политропы на теплоемкость рабочего тела

Подведенная к рабочему телу теплота расходуется в общем случае на изменение внутренней энергии тела и совершение внешней работы. Доля теплоты, расходуемой на изменение внутренней энергии рабочего тела, с учетом (1.62) и (1.63) определяется как

$$\varphi = \frac{du}{dq} = \frac{C_V dT}{CdT} = \frac{C_V}{C} = \frac{\gamma - 1}{\gamma - k}. \quad (1.65)$$

Формула для определения доли теплоты, расходуемой на совершение работы, имеет вид

$$\psi = \frac{dw}{dq} = 1 - \frac{du}{dq} = 1 - \varphi = \frac{1 - k}{\gamma - k}. \quad (1.66)$$

Выражения (1.65) и (1.66) для конкретных политропных процессов приведены в табл. 1.1 (\* обозначает отсутствие теплообмена).

Значения величин  $\varphi$ ,  $\psi$  ( $\varphi + \psi = 1$ ) для всякого политропного процесса остаются одними и теми же в любой момент времени. А это, как и постоянство теплоемкости, можно использовать в качестве признака политропности. Но все же наиболее общим признаком политропности следует считать постоянство  $\gamma$  в исходном (1.53) и, следовательно, в производном (1.54) уравнениях, поскольку условие  $\gamma = \text{const}$  не обязывает соблюдения условий  $C = \text{const}$ ,  $\varphi = \text{const}$ ,  $\psi = \text{const}$ .

Выше было показано, что политропный процесс возникает в результате контакта рабочего тела с источником заданного ограниченного объема неупорядоченной энергии, источником, который сам в процессе энергообмена работы не выполняет. При этом предполагалось, что энергообмен (в данном случае – теплообмен) осуществляется при соблюдении в каждый момент времени условия равенства температур рабочего тела и источника энергии. Сравнивая соотношения (1.7) и (1.54) и учитывая (1.8), приходим к выводу, что показателем политропы в этом случае является величина

$$\gamma = \frac{\alpha + 1}{\alpha} = 1 + \frac{nR}{C_V m + C_{Vн} m_{н}} = 1 + \frac{mR}{\mu(C_V m + C_{Vн} m_{н})}, \quad (1.67)$$

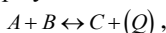
в которой параметры  $C_V$ ,  $m$ ,  $n$ ,  $R$  относятся к рабочему телу, а параметры  $C_{Vн}$ ,  $m_{н}$  – к источнику энергии.

Понятно, что величина (1.67) не может принимать произвольные значения. В частности, политропный процесс никак не может вырождаться ни в изохорный, ни в изобарный. А вот изотермным он может оказаться лишь при  $C_{Vн} m_{н} \rightarrow \infty$ , тогда как адиабатность возможна при  $C_{Vн} m_{н} = 0$  (что, впрочем, равноценно изоляции рабочего тела от источника энергии).



## 1.6 Особые способы энергопреобразования

Существует весьма большое число обратимых (протекающих в прямом и обратном направлениях) термохимических процессов-реакций – поглощение (абсорбирование) пара водными растворами, поглощение газов поверхностями, например, металлов (адсорбирование), термическое разложение (диссоциация) химических веществ, увлажнение-испарение и т. д., – которые могут использоваться для накопления тепла и энергии, но реально для этой цели практически не задействуются. Многие из этих процессов-реакций протекают в соответствии с формулой



Под  $A$  можно подразумевать, например, газ или пар, которые поглощаются (объемно – абсорбируются, поверхностно – адсорбируются); под  $B$  – высококонцентрированный раствор, или сухой объемный поглотитель (абсорбент), или сухой, свежий поверхностный поглотитель (адсорбент); под  $C$  – разбавленный, слабый раствор, или влажный абсорбент, или отработавший абсорбент;  $Q$  – тепловой эффект (выделение или поглощение тепла).

Особенно интересными в термодинамическом отношении являются адсорбция – процесс, сопровождающийся поглощением веществ твердыми телами, и абсорбция, когда поглотителем служит жидкость. Ад(аб)сорбция-процесс основан на ад(аб)сорбции-явлении, изучаемом физической химией. Сосредотачивая внимание на адсорбции-процессе, необходимо отметить следующие шесть положений:

1. Адсорбция возможна только при наличии твердого тела – адсорбента;
2. Адсорбенты селективно активны в том смысле, что из смеси газов или жидкостей, как правило, избирательно поглощают одно из веществ (наблюдается эффект изменения состава смеси);
3. Адсорбированное вещество чаще всего не утрачивает свою химическую индивидуальность; не реагируя с твердым телом, оно лишь как бы конденсируется в его порах. Следовательно, и твердое вещество не деградирует как индивидуально обусловленное;
4. Степень адсорбции оценивается массой вещества, поглощенного единицей объема или массы адсорбента;
5. Адсорбция всегда сопровождается выделением тепла (проявление термодинамического эффекта);
6. Адсорбция не происходит мгновенно, а с течением времени стремится к некоторому пределу – равновесной степени адсорбции, которая уменьшается с ростом температуры или при понижении концентрации данного вещества в смеси; зависимость этой равновесной степени  $a$  адсорбции от концентрации  $c$  при постоянной температуре  $T$  – изотерма адсорбции, как правило, имеет вид одной из кривых, представленных на рис. 1.7.

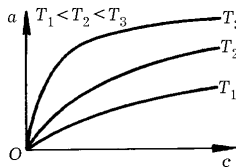


РИСУНОК 1.7 Равновесные изотермы адсорбции

Активность адсорбента необходимо восстанавливать, регенерировать. Возможность регенерации активности обусловлена отмеченным выше положением 3. Положение 5 предполагает один из возможных методов регенерации – нагрев, а положение 6 – возможность регенерации понижением содержания поглощаемого вещества в смеси, контактирующей с адсорбентом.

Применяется адсорбция в промышленности весьма широко, даже тогда, когда она не является ярко выраженной. Например, азот и кислород поглощаются твердыми веществ-

вами плохо, сдержанно, но на одних адсорбентах несколько лучше удерживается первый, а на других – второй. И хотя различия в склонностях к адсорбции невелики, в промышленности удается получить 95 %-й кислород и азот с чистотой 99,999 %. Процессы довольно просты, идут при комнатной температуре. Сходные процессы можно использовать и для извлечения или концентрации водорода, метана, оксида углерода, этилена... Чистота получаемых газов может достигать 99,0...99,9 %, а степень извлечения – 90 %.

Столь же полезной при надлежащем использовании ее эффектов (концентрационных и термодинамических) могла бы оказаться адсорбция и в машинах для извлечения механической работы. Однако реально с этой целью адсорбция-процесс не используется.

Пусть, например [25], преобразования в термодинамической системе обусловлены явлением термохимического поглощения (абсорбирования) пара некоторым водным раствором. Отдельные возможные изменения термохимической системы “пар-раствор” иллюстрирует рис. 1.8, *a*: кривая *A* соответствует насыщенному водяному пару; кривые *B* и *C* – пару, находящемуся в равновесии с сильным и слабым, соответственно, растворами. Если к системе, находящейся в состоянии  $c_2$ , подвести тепло  $Q$ , то состояние термохимического равновесия начнет смещаться в соответствии с реакцией  $C_2 \rightarrow A_2 + B_2$  (будут возрастать количества насыщенного пара и сильного раствора). Если же в системе, находящейся в некотором состоянии  $c_1$ , создать условия (понижением давления, например), при которых пар поглощается раствором, то в результате реакции  $A_1 + B_1 \rightarrow C_1$  будет регенерировано некоторое количество тепла  $Q$ . Этот принцип управления состоянием термохимической системы может быть положен в основу полезных процессов энергопреобразования.

Рассмотрим ( $T, p$ )-диаграмму, приведенную на рис. 1.8, *б* ( $T$  – температура,  $p$  – давление). Помимо рассмотренных на рис. 1.8, *a* состояний системы, выделим еще одно –  $a_1'$  на кривой *A* насыщенного пара. Это состояние достигается в результате использования тепла  $Q_1$ , выделившегося в процессе реакции  $A_1 + B_1 \rightarrow C_1$  (см. состояние  $c_1$ ). Давление, соответствующее точке  $a_1'$ , значительно превышает давление, соответствующее точке  $a_1$ . Поэтому, перевода насыщенного пар из состояния  $a_1'$  в состояние  $a_1$ , с помощью любого расширителя *P* (экспандера) можно произвести механическую работу *W*. При этом первоначальную реакцию  $A_1 + B_1 \rightarrow C_1$  придется поддерживать, питая систему новым паром, находящимся в состоянии  $a_1$ . Термодинамическая система может быть использована и для “производства” тепла  $Q$ , если с помощью компрессора *K*, приводимого внешним источником механической мощности, обеспечить перевод системы из некоторого состояния  $a_2$  в соответствующее состояние  $a_2'$ . Следовательно, с использованием абсорбции-эффекта появляется возможность реализовать термодинамический цикл. Такого типа термодинамический цикл был положен в основу работы экспериментального автомобильного поршневого теплового двигателя [25]; рабочими веществами в двигателе служили чистая вода и водный раствор LiCl.

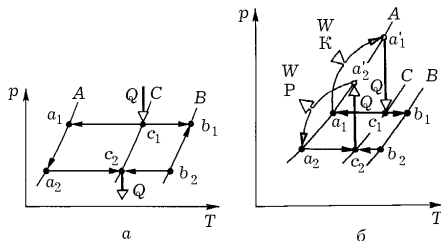


РИСУНОК 1.8 Термодинамические диаграммы генерирования тепла и работы при реализации абсорбционных процессов

Детали из некоторых специальных сплавов (например, нитинола – никель-титанового сплава) обладают свойством “запоминать” свою изначальную геометрическую форму, восстанавливая ее каждый раз при соответствующем изменении температуры. Этим свойством металлических сплавов можно воспользоваться для создания таких преобразователей тепловой энергии в механическую, в которых функционально определяющим является не циклическое изменение объема газообразного рабочего тела, а соответствующее изменение конфигурации твердого тела. Эффект “памяти” металлов – источник практически неисчерпаемых возможностей целенаправленного варьирования конструкции и свойств тепловых двигателей, не затрагивающий, однако, проблемы теплоносителя.

Среди энергоносителей в первую очередь внимание привлекают к себе, естественно, те вещества, которые являются аккумуляторами энергии высокой плотности. Бензин, например, – вещество-аккумулятор энергии с плотностью 11000 Вт ч/кг (для сравнения можно отметить, что плотность энергии, запасаемой в таких технических аккумуляторах, как инерционный маховичный и свинцовый электрохимический, достигает значений всего лишь 80...120 и 30...35 Вт ч/кг, соответственно). В то же время водород аккумулирует в себе энергию с плотностью 33000 Вт ч/кг, что в три раза выше, чем у бензина. Поэтому он оказывается объектом многих исследований как весьма перспективный энергоноситель.

Однако, свойства водорода с точки зрения хранения его на борту автомобиля очень далеки от желаемых, из-за чего реальная плотность аккумулируемой энергии резко снижается. Приемлемым, а в некоторых отношениях и выгодным, считается хранение водорода на борту автомобиля в связанном виде, достигаемом путем химического насыщения им некоторых металлических сплавов. Связывание водорода с металлами, образование металлгидридов – это термодинамический процесс, обуславливающий выделение теплоты, которую очень сложно утилизировать. Обратный же процесс освобождения водорода требует, наоборот, подвода теплоты. В связи с этим фактическая работоспособность водорода на борту автомобиля оказывается значительно ниже потенциально возможной. Плотность энергии в гидридных системах “водород – металл” достигает всего лишь 1800 Вт ч/кг (гидрид  $MgH_2$ , 5 %  $H_2$ ).

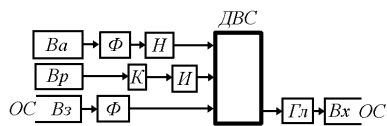
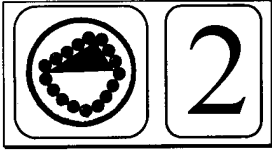


РИСУНОК 1.9 Структурная схема водородного двигателя: *ОС* – окружающая среда; *ДВС* – двигатель; *Ва* – бак с водой (объем 20 дм<sup>3</sup>); *Вр* – металлогидридный аккумулятор (емкость 70 м<sup>3</sup> из расчета на 200 км пробега автомобиля); *Вз* – воздух; *Вх* – выхлопные газы; *Ф* – фильтр; *Н* – насос; *К* – электромагнитный клапан; *И* – испаритель; *Гл* – глушитель выхлопа

Внимания заслуживает, например, идея водородного двигателя, предложенная Ватанабе, рис. 1.9. Во время такта сжатия водород подается непосредственно в цилиндр двигателя в газообразном состоянии совместно с водой. В среде сжатого воздуха при создавшихся в цилиндре термодинамических условиях вода практически мгновенно превращается в пар, увеличивая свой объем в 1700 раз и спо-

способствуя значительному росту давления. При этом: температура отработавших газов оказывается существенно ниже, чем у обычных бензиновых двигателей; вдвое возрастает ресурс двигателя; в отработавших газах практически отсутствуют токсичные оксид углерода и углеводороды, а содержание  $\text{NO}_x$  уменьшается в десятки раз (например, при частоте вращения вала двигателя  $6500 \text{ мин}^{-1}$  содержание  $\text{NO}_x$  составляет около 15 ppm против допустимого уровня в 240 ppm; ppm – миллионная доля,  $\text{млн.}^{-1}$ ).



## АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ: УСТРОЙСТВО, СВОЙСТВА, ЭФФЕКТИВНОСТЬ

### 2.1 Приоритетные концепции нетрадиционных для автомобиля двигателей

К нетрадиционным можно отнести разработанную фирмой Armstrong Whitworth (Англия) конструкцию двухтактного дизеля с противоположно движущимися поршнями и кривошипным механизмом с качающимися рычагами (рис. 2.1: *Ц* – цилиндр с впускными и выпускными окнами *О*; *КВ* – коленчатый вал; *Шп* – поршневой шатун; *Б* – балансир; *Шк1*, *Шк2* – кривошипные шатуны; *Э* – эксцентриковая поворотная цапфа, с помощью которой регулируется положение оси качания балансира *Б*; *Р* – распорка). В двигателе предусмотрена открытая вихревая камера сгорания. Принципиальными особенностями двигателя являются: переменность степени сжатия, которая достигается поворотом эксцентриковых цапф; низкая скорость поршня в зоне верхнего мертвого положения кривошипного механизма, что способствует повышению качества сгорания топлива и эффективности теплоиспользования на рабочих режимах работы двигателя, а также дает возможность увеличить период задержки самовоспламенения топлива при пуске холодного двигателя; высокая степень уравновешенности сил инерции, обусловленных поступательно движущимися массами; отсутствие нагрузки на блок цилиндров от газовых сил (эти нагрузки воспринимает распорка *Р*); очень низкий уровень шума и колебаний крутящего момента (в одноцилиндровом, двухпоршневом двигателе колебания крутящего момента соизмеримы с аналогичными величинами для обычных четырехцилиндровых двигателей).

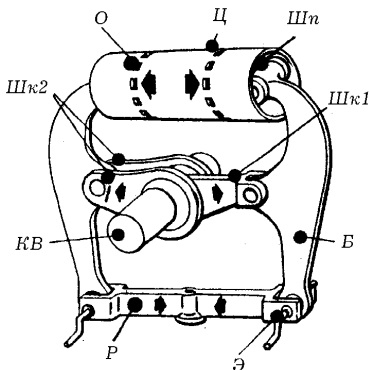


РИСУНОК 2.1 Схема поршневого двигателя Armstrong Whitworth.

Представление о конструкции двигателя дает рис. 2.2 (здесь звено *Шп* устранено). Изменение степени сжатия  $\epsilon$  от значения 20 при пуске до значения 13 на рабочих режимах работы двигателя происходит автоматически поворотом эксцентриковых цапф *Э* при помощи зубчатого ремня, имеющего пружинное натяжное устройство. Смещения центров эксцентриков на 2 мм обеспечивают изменение на 4 мм расстояния между поршнями, находящимися в верхних мертвых положениях. Смещение самих поршней существенно не влияет на фазы открытия-закрытия впускных и выпускных окон.

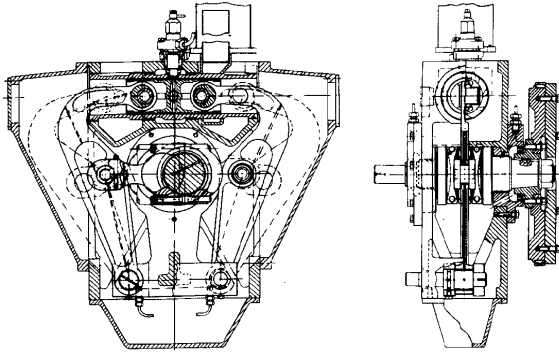


РИСУНОК 2.2 Устройство двигателя Armstrong Whitworth.

Цилиндр охлаждается только в средней своей части, где расположена камера сгорания. Устранение шатуна *Шп* в данной конкретной конструкции стало возможным благодаря эксцентриковой плавающей втулке, установленной в отверстии балансира (см. рис. 2.2). Эта втулка дает возможность верхнему концу балансира *Б* перемещаться по дуге, тогда как поршень перемещается вдоль прямой оси цилиндра. Шатунные шейки имеют большой диаметр; благодаря большой степени перекрытия шеек отпадает необходимость в щеках между ними, а это способствует уменьшению длины коленчатого вала.

Рабочий объем двигателя Armstrong Whitworth, однако, составляет относительно малую часть пространственного объема двигателя (без учета всякого навесного оборудования). В этом отношении (ср. рис. 2.2 и 2.3) он заметно уступает роторно-поршневому двигателю, который тоже должен быть отнесен к нетрадиционным, хотя фирма Audi NSU начала разработку роторных двигателей Wankel еще в 1954 г. При сопоставлении двигателей следует иметь в виду, что первый является двухтактным дизельным, а второй – четырехтактным бензиновым со степенью сжатия  $\epsilon=9,5$ .

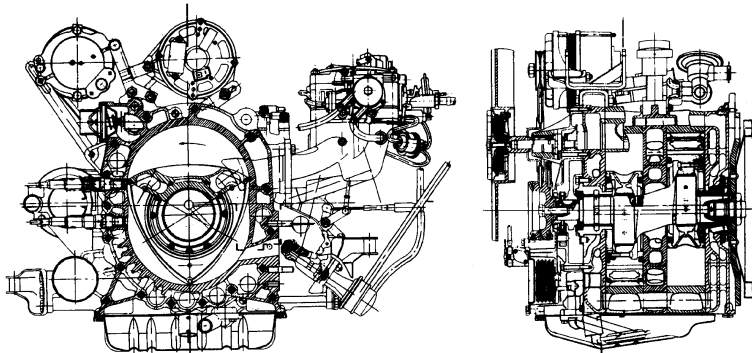


РИСУНОК 2.3 Устройство роторно-поршневого двигателя.

Объемная компактность (в указанном здесь смысле) роторно-поршневого двигателя является практически эталоном для любого двигателя внутреннего сгорания. Вместе с тем свобода варьирования схемных параметров роторно-поршневого двигателя существенно ограничена. В качестве примера на рис. 2.4 отражена область рационального сочетания радиуса  $R$  ротора и эксцентриситета  $e$  при варьировании ширины  $\bar{b}_r$  ротора, но с сохранением постоянным значения объема  $V_{h1}=0,75$  дм<sup>3</sup> рабочего пространства [3] ( $a$  – линия, ограничивающая область возможных значений параметров  $R$  и  $e$ , исходя из условия возможности размещения на нем зубчатого зацепления, масляных и газовых уплотнений;  $b$  – линия предельных значений объема эффективной камеры в роторе;  $c$  – линия предельных значений ширины ротора;  $d$  – линия предельных значений нагрузки в подшипниках ротора;  $f, f', f'', f'''$  – линии одинаковых изгибных напряжений в эксцентриковом валу; линия  $f$  к тому же определяет границу допустимых значений этих напряжений;  $g$  – семейство линий одинаковых значений площади поперечного сечения впускных окон в торцевой крышке). Для одной секции двигателя, конструкция которого отражена на рис. 2.3, параметры ротора равны:  $R=122,5$  мм,  $e=17$  мм, напряжений  $\bar{b}_r=69$  мм (точка  $A$  на рис. 2.4).

Чтобы уменьшить тепловые потери, необходимо стремиться к уменьшению площади  $F$  поверхности, охватывающей камеру сгорания. На рис. 2.5 приведены зависимости относительной площади  $\bar{F}$  поверхности камеры сгорания от относительных ширины  $\bar{b}_r$  и радиуса  $\bar{R}$  ротора [3], где

$$\bar{F} = \frac{F}{V_c^{\frac{2}{3}}}; \quad \bar{b}_r = \frac{b_r}{e}; \quad \bar{R} = \frac{R}{e};$$

$V_c$  – объем камеры сгорания ( $V_c^{\frac{2}{3}}$  представляет собой площадь грани куба, имеющего с камерой сгорания одинаковый объем); величина  $F$  определялась при угловом смещении ротора на 30 град от своего верхнего мертвого положения. Согласно этим зависимостям площадь поверхности камеры сгорания уменьшается с уменьшением  $\bar{R}$  и  $\bar{b}_r$ ; точка  $A$  на рис. 2.5 соответствует одноименной точке на рис. 2.4.

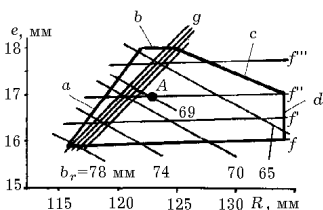
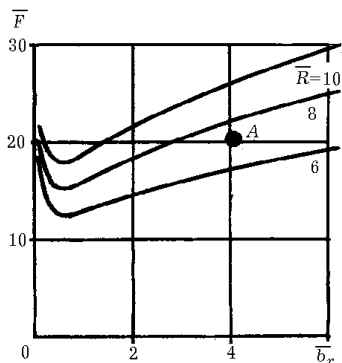


РИСУНОК 2.4 Область допустимых значений конструктивных параметров роторно-поршневого двигателя.

РИСУНОК 2.5 Взаимосвязь между относительными значениями конструктивных параметров роторно-поршневого двигателя.



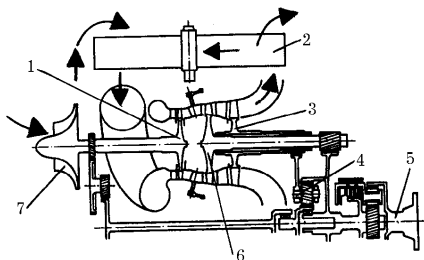


РИСУНОК 2.6 Схема газотурбинного агрегата.

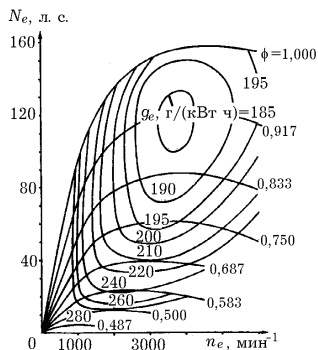


РИСУНОК 2.7 Характеристика газотурбинного агрегата.

На рис 2.6 приведена схема трехвального газотурбинного двигателя, в структуру которого “внедрена” и трансмиссия. Силовой агрегат “газотурбинный двигатель - трансмиссия” полностью автоматизирован. Среди прочего предусмотрена возможность поддержания необходимо высокой температуры факела в кольцевой камере сгорания при увеличенных нагрузках.

В состав двигателя входят приводимый турбиной 1 одноступенчатый компрессор 7, регенератор 2, основная 6 и вспомогательная 3 силовые турбины. Соосные силовые турбины 6 и 3 вращаются в противоположные стороны; они механически взаимодействуют между собой и воспринимающим внешнюю нагрузку валом 5 через планетарную передачу 4, которая, в свою очередь, связана с компрессором 7 через две обгонные муфты и шестеренную передачу. Дифференциальная трансмиссия, связывающая между собой все три соосных вала турбин 1, 3, 6, допускает различные режимы работы агрегата и выполняет, по существу, функции бесступенчатой трансмиссии. Распределение нагружающих крутящих моментов между турбинами и выходным валом зависит от соотношения скоростей вращения трех турбин. В частности, когда силовая турбина 6 заторможена, вспомогательная 3 использует всю энергию газа для создания высоких значений крутящего момента. Силовые турбины 3 и 6 взаимодействуют, в принципе, так же, как рабочие колеса в гидродинамическом трансформаторе.

Такая конструкция силового агрегата обеспечивает достаточно высокое значение отношения максимального крутящего момента к номинальному – 4:1. При этом вспомогательная турбина обеспечивает работу двигателя с уменьшенным расходом топлива при малых нагрузках. Характеристика силового агрегата мощностью 150 л. с. (110 кВт) для примера приведена на рис. 2.7 ( $\phi$  – положение органа управления двигателем)

Концептуально интересными являются конструкции двигателей со ступенчатыми поршнями. Например, дизель типа V4 с рабочим объемом 1600 дм<sup>3</sup> (Stepped pistons disels, Англия), развивающий мощность 33,1 кВт при частоте вращения вала двигателя 3000 мин<sup>-1</sup> имеет удельную массу 3,78 кг/кВт; он по сравнению с обычным четырехтактным дизелем, имеющим примерно такие же мощность и рабочий объем, на 30 % легче и на 25 % меньше по объему, состоит из на 45 % меньшего числа деталей, обладает большей равномерностью работы.



Двигатель со ступенчатым поршнем по сравнению с обычным двухтактным двигателем с кривошипно-камерной продувкой имеет следующие преимущества: смазка подшипников коленчатого вала осуществляется под давлением, в связи с чем нет необходимости в использовании дорогостоящих игольчатых подшипников и в смешивании масла с бензином; процесс продувки более эффективен, что благоприятно сказывается на снижении уровня токсичности отработавших газов. По сравнению с четырехтактным такой двигатель состоит из на 30 % меньшего количества деталей. Ему свойственна малая шумность работы. По размерам двигатель со ступенчатым поршнем сопоставим с двигателем Ванкеля, но имеет по сравнению с ним на 25 % меньше деталей и при изготовлении не требует нестандартных технологий и особых материалов.

Каждый цилиндр двигателя (рис. 2.8, 2.9) состоит из рабочей 1 и наполнительной 8 камер. Блок двигателя имеет по три канала на каждый цилиндр – впускной 6 (с обратным клапаном), выпускной 5 и продувочный 3. Ступенчатый поршень 4 связан с коленчатым валом через шатун 7. Монтируемый в головке цилиндра элемент 2 представляет собой либо форсунку (дизельный вариант двигателя), либо свечу зажигания (вариант двигателя с принудительным зажиганием).

Особенностью данного двигателя является то, что процесс наполнения в нем отделен от остальных тактовых процессов и происходит не за счет сжатия воздуха в кривошипной камере или его подачи приводным нагнетателем, как это осуществляется в традиционных двухтактных двигателях, а путем засасывания воздуха в наполнительную камеру цилиндра, затем сжатия и вытеснения нижней частью ступенчатого поршня. Использование такого двигателя в принципе возможно на стационарных и транспортных машинах любого назначения.

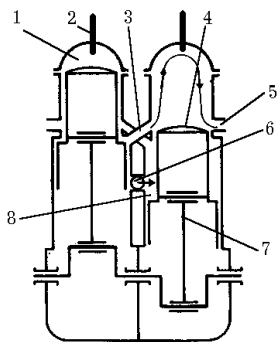


РИСУНОК 2.8 Общее схемное решение двигателя со ступенчатым поршнем.

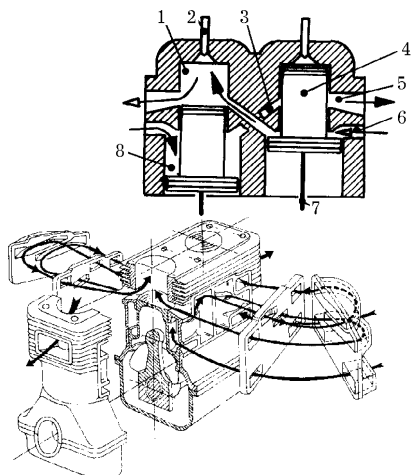


РИСУНОК 2.9 Схема конструкции двигателя.

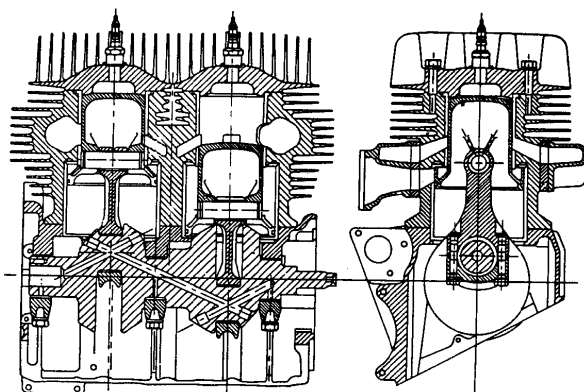


РИСУНОК 2.10 Общее устройство двигателя со ступенчатыми поршнями.

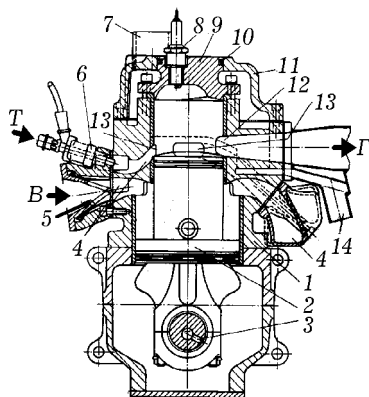


РИСУНОК 2.11 Особенности конструкции двигателя со ступенчатыми поршнями.

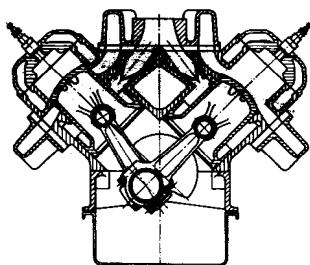


РИСУНОК 2.12 Вариант V-образного двигателя со ступенчатыми поршнями.

Рис. 2.10 дает представление об общем устройстве мотоциклетного двигателя воздушного охлаждения со ступенчатым поршнем (фирма Norton Villiers Triumph, Англия). Отдельные конструктивные особенности такого типа двигателя можно проследить на примере двухцилиндрового двигателя жидкостного охлаждения, рис. 2.11: 1 – блок цилиндров из легкого сплава; 2 – ступенчатый поршень; 3 – радиальное отверстие для подвода масла к подшипнику скольжения; 4 – продувочный канал; 5 – пластинчатый впускной клапан; 6 – топливная форсунка (низкого давления с электроприводом); 7 – выход системы охлаждения; 8 – свеча зажигания; 9 – головка цилиндра; 10 – кольцевое уплотнение; 11 – рубашка системы охлаждения; 12 – выпускное окно; 13 – продувочное окно; 14 – вход системы охлаждения; Т – подвод топлива; В – подвод воздуха; Г – отвод отработавших газов. Те же, в принципе, конструктивные особенности воплощает в себе и версия V-образного двигателя, рис 2.12.

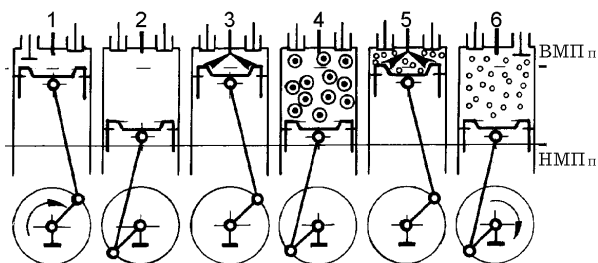


РИСУНОК 2.13 Рабочий цикл шеститактного двигателя.

Представителем неклассической концепции двигателя является и так называемый шеститактный дизель, рабочий цикл которого схематически приведен на рис. 2.13: 1 – такт впуска; 2 – первый такт сжатия; 3 – первый такт сгорания; 4 – второй такт сжатия; 5 – второй такт сгорания; 6 – такт выпуска; ВМПп, НМПп – верхнее и нижнее мертвые положения поршневого пальца.

Максимальная температура газов в цилиндре во время реализации первого такта сгорания меньше, чем у обычного четырехтактного двигателя, и поэтому процесс образования оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) сравнительно малоактивен. При ограниченной температуре появляется возможность уменьшить степень принудительного отвода тепла, охлаждения. Поскольку в конце второго такта сжатия температура и давление рабочей смеси относительно высоки, то период самовоспламенения смеси во втором такте сгорания значительно сокращается. Активность образования  $\text{NO}_x$  во втором такте сгорания снижается, поскольку новая доза топлива сгорает без поступления свежего воздуха – в среде газов, отработавших в первом такте сгорания. При этом создаются условия для догорания углерода С (снижения сажевыделения) и углеводородов (СН); в окислении сажевой составляющей отработавших газов на второй стадии сгорания принимают участие даже радикалы вида  $\text{OH}$ , которые сами являются продуктами сгорания. В отношении доокисления сажесодержащих продуктов сгорания выгодным оказывается использование во втором такте сгорания топлива с малым цетановым числом, например – метанола.

Даже при беглом анализе нетрадиционных концепций автомобильных двигателей не обойти идею двигателя с изменяемым ходом поршня. Первые попытки зафиксировать приоритет идеи двигателя внутреннего сгорания с регулируемым, управляемым ходом поршня зафиксированы к концу 19 ст. Схема достаточно практического двигателя с регулируемым ходом поршня приведена на рис. 2.14.

Вращение кривошипа 1 вокруг оси  $O$  корпуса 0 двигателя обусловлено плоскопараллельным движением шатуна 2, которое в свою очередь вызвано колебательным движением “поршня” (звено 3) в “цилиндре” (звено 4). Ход (амплитуда колебательного движения) поршня зависит от расстояния  $x$  между осью вращения кривошипа 1 и осью колебаний поршня 3. Это расстояние можно регулировать перемещением корпуса 5 цилиндров относительно корпуса 0 двигателя, изменяя параметр  $x_0$ , характеризующий

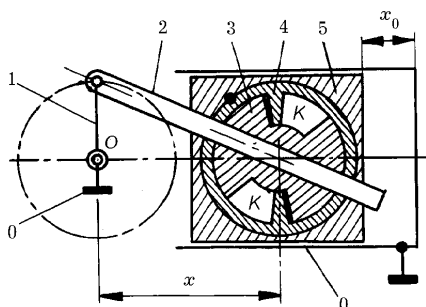


РИСУНОК 2.14 Схема двигателя с регулируемым ходом поршня.

их взаимное размещение. При этом изменяется эффективная длина шатуна и максимальный объем рабочих пространств  $K$  двигателя. Так, при уменьшении параметра  $x_0$  (увеличения расстояния  $x$ ) эффективная длина шатуна увеличивается, а ход поршня уменьшается. Как показано в работе [5], увеличение межсоевского расстояния  $x$  рабочий объем двигателя уменьшается почти линейно.

## 2.2 Тенденции к обеднению горючих и рабочих смесей

В 1973 году фирма Honda Motor Co. Ltd создала двигатель с процессом сгорания предельно обедненной рабочей смеси, который был назван процессом Compound Vortex Controlled Combustion (CVCC, в приближенном переводе – “регулируемое вихревым потоком комбинированное сгорание”). Идея такого сжигания топливно-воздушной смеси восходит к идее послыого заряда.

Камеру сгорания двигателя формируют два пространства – малая предкамера (форкамера)  $ПК$  со свечой зажигания и большая основная камера  $ОК$ , соединяющиеся между собой узким каналом (рис. 2.15: 1 – такт наполнения, всасывания; 2 – процесс сжатия; 3 – зажигание смеси; 4 – процесс расширения; 5 – нижнее мертвое положение поршня; 6 – процесс выпуска). В системе питания предусмотрено два карбюратора: один из них обеспечивает подачу богатой смеси в предкамеру, а другой – подачу бедной смеси в основную камеру. В целом осредненный по объемам обеих камер состав смеси остается обедненным или даже бедным.

В результате воспламенения от искры богатой смеси в предкамере интенсивно нарастает давление; факел пламени вместе с несгоревшей до конца смесью устремляется с большой скоростью в основную камеру, пронизывая вихревым потоком бедную смесь, обеспечивая тем самым так называемое факельное ее зажигание. При этом несгоревшая часть богатой смеси рассредоточивается в объеме бедной. Высокая энергия факела и широкий фронт пламени обеспечивают воспламенение смеси, которая по своему составу выходит далеко за пределы воспламеняемости от обычной искры (смесь топливо/воздух объемного состава 1/25 в данном случае не является предельной по воспламеняемости).

Газообмен в основной камере сгорания осуществляется через впускной и выпускной клапаны; в дополнительной же камере предусмотрен только небольшой впускной клапан, через который и поступает обогащенная смесь из дополнительного карбюратора. Впускные и выпускные каналы выполнены так, чтобы обеспечить прогрев рабочей смеси за счет тепла отработавших газов, способствуя уменьшению времени прогрева двигателя после холодного пуска. Выпускной канал оснащен термическим реактором. Двигатель обеспечивает и снижение токсичности отработавших газов.

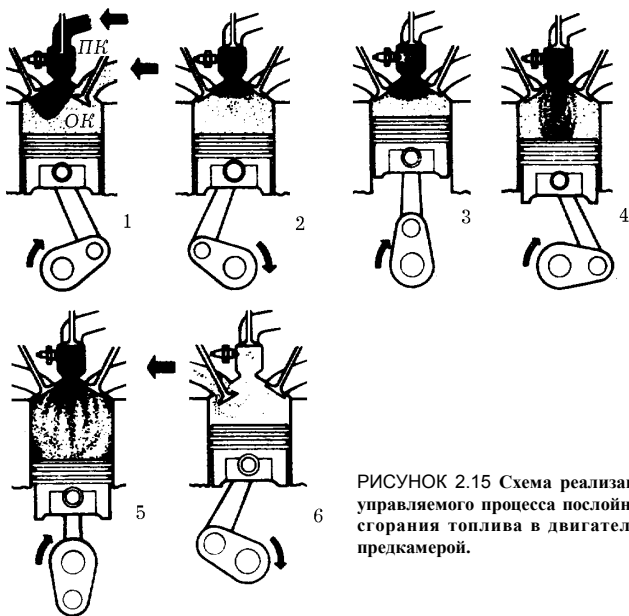


РИСУНОК 2.15 Схема реализации управляемого процесса послойного сгорания топлива в двигателе с предкамерой.

В 1960 г. инженером В. М. Кушулем предложен отличающийся от традиционных рабочий процесс двигателя, который спустя десять лет был детально исследован экспериментальными средствами в Технологическом институте г. Cranfield, Англия [4]. Двигатель представляет собой тепловую поршневую машину искрового зажигания со спаренными цилиндрами и поршнями. Цилиндры каждой пары сообщаются через перепускной канал в головке цилиндров. Поршни, один из которых сочленен с главным шатуном, а другой – с прицепным, имеют сдвиг фаз на 20 ... 30 град угла поворота коленчатого вала.

В один из цилиндров (поршень которого раньше достигает верхнего мертвого положения) подается богатая или обогащенная смесь, а во второй – воздух. Степень сжатия в первом цилиндре обеспечивается такой же как у обычного карбюраторного двигателя, а во втором (воздушном) – очень высокой (теоретически бесконечно большой). Воспламенение богатой смеси в первом цилиндре осуществляется свечой зажигания до достижения поршнем этого цилиндра верхнего мертвого положения в момент, когда давления и надпоршневые объемы в обоих цилиндрах примерно одинаковы. В начале развития процесса сгорания богатой смеси в первом цилиндре нарастание давления идет более медленным темпом, чем во втором воздушном, в котором степень сжатия  $\epsilon$  выше. Сжатый в воздушном цилиндре воздух через перепускной канал, который для лучшего перемешивания смеси выполнен тангенциальным, перетекает в воспламененную богатую смесь. Общий, итоговый состав смеси оказывается обедненным. Во время такта расширения продукты сгорания воздействуют на поршни обоих цилиндров.

Экспериментальный образец двигателя создан на базе серийного двигателя Rover фирмы British Leyland (число цилиндров  $i=4$ ; рабочий объем  $V_{hd}=iV_h=1,98 \text{ дм}^3$ ; степень сжатия  $\varepsilon=10$ ). Исследовались три варианта двигателя – с различными степенями сжатия в воздушном цилиндре ( $\varepsilon=16,4$  и  $38,0$ ), различной площадью поперечного сечения и углом закручивания перепускного канала. Во всех случаях степень сжатия в цилиндре с богатой смесью и сдвиг фаз поршней пары цилиндров сохранялись постоянными:  $\varepsilon=6,1$  и  $\varphi=25$  град угла поворота коленчатого вала).

Оказалось, что при работе экспериментального двигателя на режиме, которому соответствуют среднее эффективное давление  $p_e=0,4 \text{ МПа}$  и скорость вращения вала  $\omega_e=33 \text{ с}^{-1}$ , удельный расход топлива  $g_e$  на 14 % меньше, чем у обычного двигателя. Причем наблюдается тенденция: экономичность экспериментального двигателя по отношению к обычному, измеряемая величиной  $g_e$ , становится все больше по мере уменьшения нагрузки (измеряемой величиной  $p_e$ ) и, наоборот, – все меньшей при увеличении нагрузки. Таким образом, ценой увеличения функционального объема двигателя достигается экономия топлива на режимах малой нагрузки. В связи с этим заметим, что повышение эффективности двигателя с отключаемыми цилиндрами при малых нагрузках воспринимается сходно: большой по объему двигатель лишь при отключении части цилиндров экономично реализует определенную часть своих потенциалов.

Минимальное значение  $g_e$  в экспериментальном двигателе было достигнуто при коэффициенте избытка воздуха  $\lambda=1,6$ ; наибольшее значение  $\lambda$ , обеспечивающее устойчивую работу двигателя при  $p_e=0,09 \text{ МПа}$  составляло 3,25. Существенным преимуществом двигателя Кушуля является его нечувствительность к октановому числу бензина.

### 2.3 Целенаправленное формирование термодинамического цикла со смешанным подводом теплоты

Диаграмма, отражающая в  $(v, p)$ -координатах идеальный термодинамический цикл со смешанным подводом теплоты, приведена на рис. 2.16 ( $v$  – удельный объем;  $p$  – давление;  $q^-$  – отводимая теплота;  $q_V^+$ ,  $q_p^+$  – теплоты, подводимые при постоянных соответственно объеме и давлении). Точка  $a$  определяется скорее всего параметрами  $v_a$  и  $p_a$  (а также температурой  $T_a$ ) рабочего тела в условиях окружающей среды, а не свойствами тепловой машины (при отсутствии, конечно, системы наддува). Другие точки диаграммы определяются как ( $\gamma$  – показатель политропы)

$$v_b = v_c = \frac{v_a}{\varepsilon}, \quad v_d = v_a \frac{\tau}{\pi}, \quad v_e = v_a;$$

$$p_b = p_a \varepsilon^\gamma, \quad p_c = p_d = p_a \pi, \quad p_e = p_a \frac{\tau^\gamma}{\pi^{\gamma-1}};$$

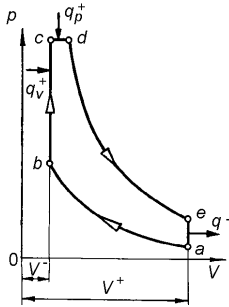


РИСУНОК 2.16 Термодинамический цикл со смешанным подводом теплоты.

$$T_b = T_a \varepsilon^{\gamma-1}, \quad T_c = T_a \frac{\pi}{\varepsilon}, \quad T_d = T_a \tau, \quad T_e = T_a \frac{\tau^\gamma}{\pi^{\gamma-1}},$$

где

$$\varepsilon = \frac{v_a}{v_{\min}} = \frac{V^+}{V^-}, \quad \pi = \frac{p_{\max}}{p_a} = \varepsilon^\gamma + \kappa_V^+ \varepsilon,$$

$$\tau = \frac{T_{\max}}{T_a} = \frac{\kappa_V^+ + \kappa_p^+}{\gamma} + \frac{\gamma-1}{\gamma} + \frac{\varepsilon^{\gamma-1}}{\gamma} + \frac{\pi}{\varepsilon}$$

$$\left( \kappa^- = \frac{q^-}{c_V T_a} = \frac{\tau^\gamma}{\pi^{\gamma-1}} - 1, \quad \kappa_V^+ = \frac{q_V^+}{c_V T_a} = \frac{\pi - \varepsilon^\gamma}{\varepsilon} \right).$$

При этом термический КПД и относительное среднее давление термодинамического цикла определяются по формулам

$$\eta = \frac{\kappa_V^+ + \kappa_p^+ - \kappa^-}{\kappa_V^+ + \kappa_p^+} = \frac{q_V^+ + q_p^+ - q^-}{q_V^+ + q_p^+}, \quad \frac{p_{\text{ср}}}{p_a} = \frac{1}{\gamma-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \left( \kappa_V^+ + \kappa_p^+ - \kappa^- \right)$$

$$\left( \kappa_p^+ = q_p^+ / (c_V T_a) \right).$$

Сохраняя неизменными величины  $v_a, p_a, T_a, \varepsilon, \gamma, \kappa_p^+, c_V$ , на основании приведенных соотношений, можно определить:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \kappa_V^+} = - \frac{\left( \kappa_V^+ + \kappa_p^+ \right) \frac{\partial \kappa^-}{\partial \kappa_V^+} - \kappa^-}{\left( \kappa_V^+ + \kappa_p^+ \right)^2}, \quad \frac{\partial p_{\text{ср}}}{\partial \kappa_V^+} = p_a \frac{1}{\gamma-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \left( 1 - \frac{\partial \kappa^-}{\partial \kappa_V^+} \right).$$

Легко заметить, что, по крайней мере, при

$$\frac{\partial \kappa^-}{\partial \kappa_V^+} = \left[ (\gamma+1) - \varepsilon(\gamma-1) \frac{\tau}{\pi} \right] \left( \frac{\tau}{\pi} \right)^{\gamma-1} \geq 1$$

соблюдаются неравенства

$$\partial \eta / \partial \kappa_V^+ \leq -\eta / \left( \kappa_V^+ + \kappa_p^+ \right) < 0, \quad \partial p_{\text{ср}} / \partial \kappa_V^+ \leq 0.$$

Это означает, что при уменьшении  $\kappa_V^+$  становится меньшим значение величины  $\kappa^-$  и одновременно возрастают значения измерителей  $\eta, p_{\text{ср}}$ .

Иначе говоря, существуют условия, при которых уменьшение доли теплоты, подводимой к рабочему телу при постоянном объеме, влечет за собой одновременно и уменьшение количества теплоты, отводимой в окружающую среду, и увеличение как КПД, так и среднего давления, являющегося измерителем цикловой работы. К тому же, становятся меньшими значения величин  $p_{\max}, T_{\max}$ . Все перечисленные последствия уменьшения  $\kappa_V^+$  являются во всех отношениях желаемыми. Поэтому можно говорить о том,

что в некоторых случаях оправданным может оказаться стремление к увеличению доли теплоты, подводимой при постоянном давлении; иногда основанием для этого может служить одна лишь необходимость ограничить величины  $p_{\max}$ ,  $T_{\max}$ , независимо от других последствий.

Для того, чтобы реализовать термодинамический цикл со смешанным подводом теплоты при целенаправленно увеличенной доле теплоты, подводимой при постоянном давлении, прибегают к специальным конструкторским решениям. На рис. 2.17 показана схема конструкции поршня, позволяющего реализовать в первом приближении именно такой цикл (который называют также циклом с обменом давлений [6]): 1 – обычный поршень; 2 – насадка; 3 – шатун;  $Ko$  – основная камера сгорания;  $Kк$  – компенсационная камера;  $З$  – кольцевой зазор между насадкой поршня и стенкой цилиндра). А на рис. 2.18 отражено последовательность реализации отдельных тактов цикла: ВМП – верхнее мертвое положение поршня; Вп – процесс впуска; НМП – нижнее мертвое положение поршня; Сж – процесс сжатия рабочей смеси; Сг1 – первая фаза сгорания смеси; Сг2 – вторая фаза сгорания;  $T$  – подвод топлива;  $B$  – подвод воздуха;  $ВД$  – подвод дополнительного воздуха.

В процессе впуска горячая смесь попадает через впускной клапан в рабочее надпоршневое пространство цилиндра; через вспомогательный канал  $ВД$  туда же поступает дополнительное количество воздуха, так что по мере продвижения поршня от верхнего мертвого положения в нижнее горячая (рабочая) смесь все больше обедняется. Во время сжатия через зазор  $З$  в компенсационную камеру  $Kк$  вынужденно попадает обедненная смесь. После зажигания воспламененная смесь сгорает при почти постоянном объеме, когда поршень находится в окрестности своего от верхнего мертвого положения. Благодаря этому интенсивно повышается давление. Далее возникает волна расширения, в связи с чем давление в главной камере  $Ko$  падает и некоторая часть смеси из компенсационной камеры  $Kк$  перетекает снова в главную, способствуя полному сгоранию топлива. Процессы посту-

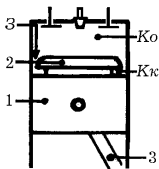


РИСУНОК 2.17 Схема конструкции поршня с насадкой.

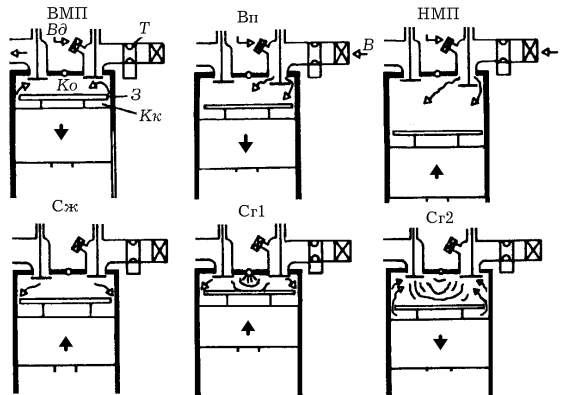


РИСУНОК 2.18 Последовательность тактов в двигателе со смешанным подводом теплоты.



пления смеси из компенсационной камеры в главную и последующего ее догорания оказываются пульсирующими, сопровождающимися чередованием волн сжатия и расширения; это, возможно, в значительной степени способствует улучшению смесеобразования и повышению полноты сгорания топлива.

Насадка 2 поршня (см. рис. 2.17), нагретая горячими газами, отдает накопленное тепло новой порции смеси во время последующего такта сжатия. Поэтому такого рода цикл можно трактовать как цикл с компенсированным тепловыделением.

Использование рабочих циклов с ярко выраженным смешанным подводом тепла позволяет существенно снизить максимальные значения индикаторного давления в цилиндре по сравнению с циклом Отто при одинаковых средних эффективных давлениях.

## 2.4 Термодинамический цикл с неодинаковыми ходами сжатия и расширения

Термодинамическому циклу, представленному диаграммой на рис. 2.16, противопоставим новый цикл (рис. 2.19), отличающийся продолженным за пределы объема  $V=V^+$  процессом расширения рабочего тела. В момент завершения процесса расширения (точка  $f$ ) параметры рабочего тела достигают значений  $V=V_f=V^*>V^+$ ,  $p=p_f=p_a < p_e$ ,  $T=T_f < T_e$ . В этом случае процесс отвода теплоты вынужденно будет произведен при постоянном давлении  $p=p_f=p_a=const$ . Если раньше работа цикла определялась площадью  $F_e$  диаграммы, то теперь при увеличении степени расширения рабочего тела может быть реализована работа, определяемая суммой площадей  $F_e, F_3$ .

Новый термодинамический цикл может быть получен из исходного (см. рис. 2.16) и путем уменьшения хода сжатия. В этом случае дополнительная цикловая работа извлекается в том же рабочем объеме двигателя за счет

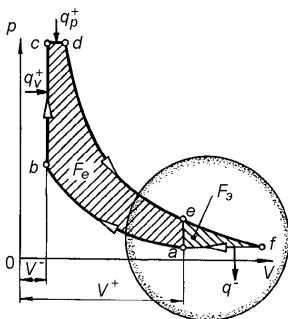


РИСУНОК 2.19 Индикаторная диаграмма термодинамического цикла двигателя с неодинаковыми ходами сжатия и расширения.

использования дополнительно подводимой при постоянном объеме теплоты и отвода избытка теплоты при постоянном давлении.

Рабочий цикл с увеличенной степенью расширения иногда называют циклом Кристиансена (К-циклом). Примером воплощения идеи такого цикла является двигатель, конструкцию которого в общих чертах иллюстрирует рис. 2.20: Вп (впуск), Сж (сжатие), РХ (рабочий ход), Вып (выпуск) – такты цикла.

В каждом цилиндре двигателя имеется по два oppositно расположенных поршня, но по одной камере сгорания. Цилиндры вместе с поршнями (а, следовательно, и камеры сгорания)

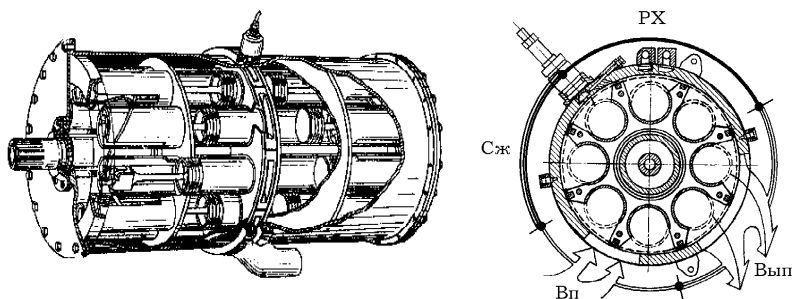


РИСУНОК 2.20 Конструкция двигателя, работающего по К-циклу.

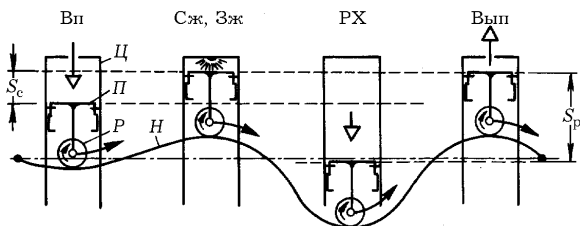


РИСУНОК 2.21 Такты К-цикла работы двигателя.

совершают в корпусе двигателя вращательное движение вокруг одной и той же оси – оси вала отбора мощности. При этом вал (обычной конструкции, а не коленчатый) связан с вращающимся блоком цилиндров. Перемещения поршней обуславливаются двумя оппозитно расположенными неподвижными относительно корпуса двигателя профилированными барабанами. Это иллюстрирует рис. 2.21, где кривая  $H$  отражает развернутый на плоскость и совмещенный с ней направляющий профиль одного барабана;  $\mathcal{C}$  – цилиндр,  $\Pi$  – поршень  $P$  – механизм подвижного сопряжения профиля барабана и штока поршня;  $\mathcal{C}ж$ ,  $\mathcal{C}ж$  – зажигание горючей смеси;  $S_c$ ,  $S_p$  – ходы соответственно сжатия и расширения. На все цилиндры двигателя предусмотрены общие запальная свеча, впускное и выпускное окна. Вращающийся блок цилиндров выполняет одновременно функции газораспределительного механизма.

Конструкция двигателя предполагает, что зажигание смеси и рабочий такт осуществляются в различных цилиндрах двигателя последовательно (по очереди, без перекрытия, наложения, совмещения...). Вместе с тем предпринимались попытки внедрить и процесс так называемого непрерывного воспламенения горючей смеси, когда часть горящих газов из одного цилиндра после прохождения в нем пары поршней своих мертвых положений перегоняется в следующий цилиндр, в котором предполагается очередное зажигание смеси и пара поршней лишь приближается к своим мертвым положениям.

Описанной конструкции двигатель меньше по габаритам и массе от обычного двигателя такого же рабочего объема. Например, при рабочем объеме  $1,6 \text{ дм}^3$  его длина составляет 560 мм, а диаметр поперечного сечения – 330 мм; масса двигателя без навесного оборудования – 113...122 кг. Он по сравнению с типичным поршневым двигателем состоит из вдвое меньшего

числа деталей. Кроме того двигатель отличается высокой степенью уравновешенности. Опытный прототип двигателя расчетной мощности 93,2 кВт при частоте вращения вала 2500 мин<sup>-1</sup> развивал крутящий момент 153 Нм при частоте 1250 мин<sup>-1</sup>.

## 2.5 Ретроспективный анализ совершенства конструкции двигателя

Тепловой двигатель – это тепловая машина, призванная термодинамически преобразовать эксергию части окружающей среды (топлива и воздуха) в эксергию относительного упорядоченного механического движения частей машины, осуществляемого в пределах габаритного объема самой же машины при наличии и отсутствии внешней механической нагрузки. Поэтому эффективность термодинамического энергопреобразования, подчиняющегося объективным законам природы, является, безусловно, принципиально определяющей совершенство и эффективность двигателя.

Но совершенство двигателя в немалой степени зависит и от субъективных факторов, проявляющихся в процессе принятия конструкторских решений. В довольно рутинном процессе конструирования особую роль играют эталоны совершенства, которые чаще всего не поддаются формальной идентификации. Поэтому очень часто основанием для прогнозирования перспектив совершенствования двигателей служит исключительно ретроспективный анализ.

Существуют достаточно веские основания связывать изобретение двигателя внутреннего сгорания с именем Жана Лемуара (хотя к моменту построения в конце 1860 года Ж. Лемуаром своего двигателя только в одном Британском патентном регистре насчитывалось около 180 патентов, признающих факт изобретения двигателя со сгоранием горючей смеси внутри рабочего цилиндра).

Двигатель Лемуара – поршневая машина (рис. 2.22), рабочий цикл в которой осуществляется за два хода поршня (по существу – двухтактная машина, но в отличии от принятого в настоящее время понимания). При движении поршня 8 от верхнего мертвого положения в направлении нижнего через золотник 7, приводимый от коленчатого вала 3 посредством штока 5, засасывается светильный газ и воздух. В момент преодоления поршнем определенной части своего хода запальное устройство, состоящее из электрической батареи 2, катушки Румкорфа 1 (с постоянно колеблющимся молоточком, который в последствии был заменен устройством прерывания электрической цепи, управляемым от коленчатого вала) и свечи зажигания 9, продуцирует искру. Горючая смесь воспламеняется (не будучи предварительно сжатой). Именно с этого момента ход всасывания (впуска) сменяется рабочим ходом (за счет увеличения объема сгораемой смеси). Давление газов в цилиндре посредством поршня 8 (со штоком, имеющим направляющую 6), шатуна 4 и кривошипа вала 3 трансформируется в крутящий момент. При обратном ходе поршня (из нижнего мертвого положения в верхнее) осуществляется выпуск отработавших газов. Двигатель является машиной двухстороннего действия, так что все перечисленные процессы в нем воссоздаются с обеих сторон поршня.

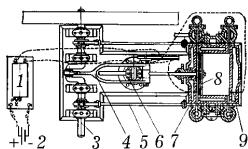


РИСУНОК 2.22 Устройство двигателя Лемуара.

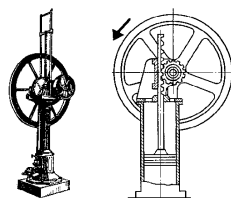


РИСУНОК 2.23 Атмосферный двигатель Отто.

Один из первых двигателей Лемуара имел цилиндр диаметром 120 мм и ход поршня 100 мм. Он при частоте вращения коленчатого вала  $130 \text{ мин}^{-1}$  развивал мощность  $0,57 \text{ л. с.}$  ( $0,42 \text{ кВт}$ ). Горючую смесь составляли одна часть светильного газа и девять частей воздуха. Удельный расход газа – около  $3,2 \text{ м}^3/(\text{л. с. ч})$ . КПД двигателя оказался равным около  $0,04$  (на уровне КПД паровой машины; но при этом стоимость топлива для паровой машины в то время была в шесть-семь раз меньше). Расход воды на охлаждение двигателя составлял более  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Двигатель Лемуара воспринимался как бесшумный и бездымный; благодаря сравнительно малой неравномерности работы он не нуждался в специальном фундаменте. По тем временам его не могли не признать совершенным. Во Франции и Англии за двадцать-тридцать лет, начиная с 1860 года, было построено более 500 двигателей такого типа.

Другой принцип положен в основу работы атмосферного двигателя (рис. 2.23), изобретенного Николаем-Августом Отто. После воспламенения горючей смеси поршень совершает движение от нижнего мертвого положения в верхнее. Это движение поршня, однако, не является рабочим ходом (шток поршня не связан с рабочим валом). Лишь после истечения из цилиндра отработавших газов и соответствующего снижения давления в пространстве под поршнем осуществляется рабочий ход под воздействием избыточного атмосферного давления (поршень движется при этом от верхнего мертвого положения в нижнее).

Во время испытаний, проводившихся в 1867 году на парижской Всемирной выставке, атмосферный двигатель Отто превзошел по экономичности все другие представленные там тепловые двигатели. К 1877 году таких двигателей было произведено около 500 общей мощностью  $6000 \text{ л. с.}$  Но несмотря на многочисленные усовершенствования (к которым приложились и такие выдающиеся инженеры, как Готлиб Даймлер и Вильгельм Майбах), заметно повысить эффективность двигателя не удалось; в частности, оказалось невозможным снять с одного цилиндра более  $3 \text{ л. с.}$  мощности. Поэтому пришлось признать, что возможности атмосферного двигателя как такового полностью исчерпаны.

Описанные двигатели Лемуара и Отто воплощали в себе интуитивно осмысленные принципы энергопреобразования, которые оказались (по существу из-за неведения) противопоставлением теоретически обоснованным принципам четырехтактности. Четырехтактность как рациональный принцип энергопреобразования применительно к любой тепловой машине впервые обосновал еще в 1824 году Сади Карно в изданной в Париже книге “Размышление о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу”. В 1863 году опять же в Париже была опубликована брошюра Альфонса Бо-де-Роша “Новый принцип работы машин-двигателей, в которых топливо сжигается внутри цилиндра”, посвященная приложению теории Карно к двигателям внутреннего сгорания.

Оставаясь в неведении о теоретических изысканиях Карно и Бо-де-Роша, Отто чисто опытным путем пришел в 1876 году к работоспособной конструкции газового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Серийные образцы этого двигателя уже в 1878 году обеспечивали КПД, равный  $0,16$  (против  $0,05$  у двигателей Лемуара того же периода времени).

Первые индикаторные диаграммы двигателя Отто (снятые в мае 1876 года) отображает рис. 2.24. Для сравнения на рис. 2.25 приведена индикаторная диаграмма атмосферного двигателя (сплошная линия; штриховую линию можно рассматривать и как аппроксимационную диаграмму, сглаживающую исходную индикаторную диаграмму атмосферного двигателя, и как индикаторную диаграмму двигателя Лемуара).

Итак, от первых конструкций современных двигателей унаследовал принцип четырехтактности. Этот принцип (как и принцип двухтактности в современной тракторке), однако, является следствием другого, по существу исходного, принципа предварительного сжатия рабочего тела (сжатия, предвещающего рабочий ход). Поэтому-то количество тактов работы двигателя, в принципе, не обязательно должно ограничиваться числом четыре (пример тому – шеститактный цикл, см. раздел 2.1 и рис. 2.13).

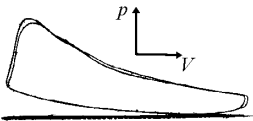


РИСУНОК 2.24 Индикаторная диаграмма газового двигателя.

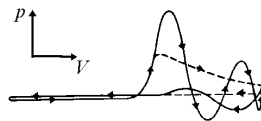


РИСУНОК 2.25 Индикаторная диаграмма атмосферного двигателя.

Интересно, что в данном случае теория не стала целеполагающим началом для экспериментальных изысканий. Скорее наоборот, ее признание оказалось обусловленным именно положительными результатами экспериментов. Лишь правильное объяснение достоинств положенного Отто принципа работы двигателя – неоспоримая заслуга теории. В связи с этим отметим следующее.

Согласно Бо-де-Роша высокого уровня эффективность четырехтактного двигателя предопределена введением в его рабочий цикл такта предварительного сжатия горючей смеси. Отто же (до личного общения с Бо-де-Роша) успехи своих экспериментов связывал исключительно с им же изобретенным послойным смесяобразованием. Таким образом, такая “современная”, казалось бы, идея послойного смесяобразования также унаследована из сравнительно далекого прошлого.

Послойное формирование заряда позволяет обеспечить: надежное воспламенение весьма обедненных рабочих смесей; работу двигателя на низкооктановом топливе (состоящем из средних фракций перегонки нефти); экономичность двигателя с принудительным зажиганием на уровне экономичности дизеля (особенно тогда, когда для управления режимами работы двигателя не используется дросселирование); благоприятный по составу выхлоп. С особенно высокой степенью эффективности послойное смесяобразование применимо в двигателях с впрыском топлива и искровым зажиганием горючей смеси. Здесь при малой нагрузке на валу двигателя, когда в целом по цилиндру желательно обеспечить соотношение воздух/топливо в горючей смеси на уровне 100/1, в районе электродов свечи зажигания смесь должна быть надежно воспламеняемой, а следовательно достаточно обогащенной топливом. В то же время на режимах полной нагрузки локальное переобогащение смеси не должно приводить к чрезмерному обогащению смеси в целом по цилиндру. Осмысление этого обстоятельства обязательно приводит к осознанию необходимости управляемого послойного смесяобразования в двигателе.

Необходимо подчеркнуть еще один аспект правильного понимания принципов функционирования теплового двигателя. Касается он соотнесения понятий “отвод тепла” (от рабочего тела) и “охлаждение” (самого двигателя). Двигатели внутреннего сгорания работают по разомкнутому циклу. Идеализированные разомкнутый 123455'671 и замкнутый 123451 циклы сопоставлены на рис. 2.26. Если в замкнутом цикле отвод тепла от рабочего тела соответствует процессу 51, то в разомкнутом – процессу 55'671. Следовательно насосные ходы в термодинамическом цикле двигателя внутреннего сгорания совокупно являются процессом отвода тепла. Физически же отвод тепла сводится к замене отработавшего теплого тела свежим холодным. Скорость такого теплоотвода определяется темпом принудительной реализации механических процессов перемещения поршня, а не законами теплообмена. В свою очередь, высокие скорости реализации насосных ходов порождают и значительные механические потери энергии. Процесс отвода тепла является полезным и поэтому неизбежным, если оправдана потребность в получении от тепловой машины механической энергии. Необходимость же охлаждения самого двигателя вызвана ограниченной возможностью его деталей воспринимать значительные термические нагрузки. В целом охлаждение двигателя является вынужденным процессом, который нет оснований классифицировать как полезный.

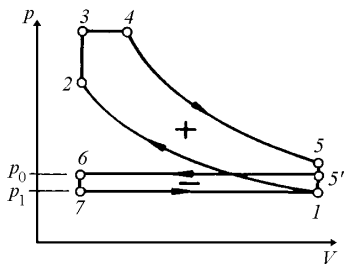


РИСУНОК 2.26 Замкнутый и разомкнутый термодинамические циклы.

Автомобильные двигатели до сих пор сохранили в себе все основные черты, свойственные первым конструкциям. Более пространственный анализ позволил бы еще содержательнее подчеркнуть явный консерватизм в тенденциях развития конструкций двигателей, консерватизм, через который очень трудно усмотреть какие-либо реальные ориентиры и пределы совершенства. Например, ничего не стоит определить идеальный двигатель как такой, в котором его рабочий и габаритный объемы суть одно и то же. Но усмотреть в классических конструкциях хотя бы намеки на какие-либо средства приближения к такому идеалу практически не представляется возможным.

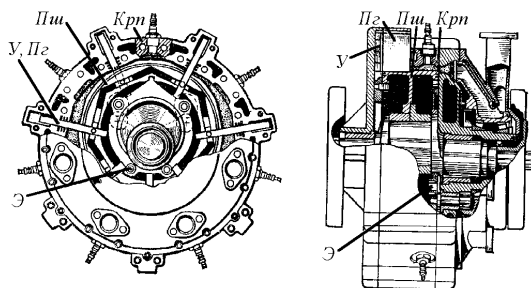


РИСУНОК 2.27 Конструкция орбитального двигателя.

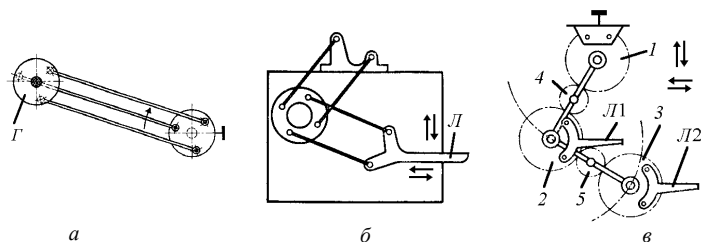


РИСУНОК 2.28 Примеры реализации параллельного движения твердого тела.

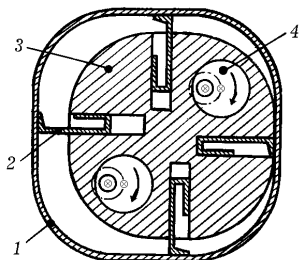


РИСУНОК 2.29 Схема двигателя с "орбитальным" поршнем (1 – корпус; 2 – перегородка; 3 – поршень; 4 – эксцентрик).

В то же время рассмотренные выше (см. раздел 2.1) нетрадиционные концепции двигателей определяют такие ориентиры их совершенства, которые невозможно проигнорировать, даже всецело отставив классические тенденции. По крайней мере, эти ориентиры все время должны определенно указывать, насколько несовершенен традиционный двигатель внутреннего сгорания.

Альтернативой классическому двигателю является и так называемый орбитальный двигатель Ральфа Сарича, рис. 2.27: *Крп* – корпус двигателя; *Пи* – поршень; *Пг* – перегородка; *Э* – эксцентрик; *У* – уплотнение. Этот двигатель отражает в себе конкретные ориентиры совершенства, будучи при этом в целом весьма несовершенным (и даже, по всей вероятности, бесперспективным).

Термин "орбитальный" является весьма условным. Он в данном случае призван обозначить параллельное самому себе (поступательное) плоское движение поршня относительно корпуса двигателя. Такого типа движение совершают, например, головка *Г* строенного параллелограмного механизма (рис. 2.28, *а*; движение с одной степенью свободы), линейка *Л* двухпараллелограмного механического транслятора (рис. 2.28, *б*; движение с двумя степенями свободы), линейки *Л1* (одна степень свободы) и *Л2* (две степени свободы) механического транслятора с зубчатыми передачами (рис. 2.28, *в*; зубчатые колеса 1, 2, 3 имеют одинаковые числа зубьев, а числа зубьев колес 4, 5 роли не играют).

Параллельное самому себе, кинематически обусловленное двумя одинаковыми эксцентриковыми механизмами, движение осуществляет поршень и разрабатываемого в 30-е годы двигателя Густава Ружицкого (рис. 2.29). Количество камер сгорания, конфигурация поршня и внутренней поверхности корпуса двигателя Ружицкого может быть самой различными. Пример тому – семикамерный двигатель Сарича (см. рис. 2.27), имеющий семигранный поршень с направляющими эксцентриками (кривошипам), эксцентриситеты (радиусы) которых равны радиусу кривошипа коленчатого вала.

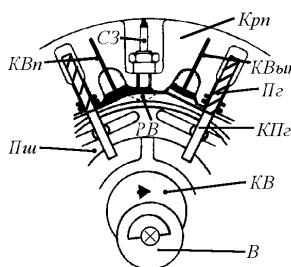


РИСУНОК 2.30 Схема орбитального двигателя.

Каждую камеру сгорания ограничивают радиальные перегородки *Пг*, скользящие в радиальных пазах корпуса *Крп* и по поверхности поршня *Пш*. (рис. 2.30; рассматривается пример обычного газораспределительного механизма с тарельчатыми впускным *КВн* и выпускным *КВвып* клапанами). Перегородка состоит из трех скрепленных болтами частей – центральной (собственно перегородки) и двух боковин. Взаимное расположение перегородки и поршня определяет кулисный механизм *КПг* с ползуном, связанным шарнирно с боковыми перегородки и скользящим в пазах поршня. Перегородка уплотняется во всех направлениях (в том числе и в контакте ее с поверхностью поршня) подпружиненными стальными пластинами. Зазоры между боковыми поверхностями поршня и крышек корпуса двигателя уплотнены периферийными круговыми кольцами, аналогичными поршневым обычного двигателя.

Каждая рабочая камера при верхнем мертвом положении поршня оказывается разделенной на две части выступом *PВ* на внутренней поверхности корпуса. Свеча зажигания *СЗ* смещена (небольшим наклоном и в целом) в заднюю по направлению движения колена (кривошипа) *КВ* вала *В* часть камеры сгорания. Воспламенение заряда в первой (задней) камере сгорания происходит примерно за 7 град поворота вала *В* до верхнего мертвого положения поршня. Возникающее при сгорании смеси давление газа имеет суммарную тангенциальную составляющую, направленную в сторону движения поршня. Заряд во второй (передней) части камеры воспламеняется факелом горячей смеси, исходящим из первой части камеры, в момент, соответствующий повороту коленвала *В* на 10...15 град после верхнего мертвого положения поршня. В этот период по замыслу конструктора линия действия газовой силы должна проходить через ось кривошипа. От воплощения двухстадийного процесса сгорания заряда ожидают уменьшения нагрузок в подшипниках вала двигателя. (Подчеркнем, что идея двухстадийности сгорания уже рассматривалась ранее, причем в нескольких аспектах.) Конструкция рабочей камеры также позволяет разделить зону впускного *КВн* и выпускного *КВвып* газораспределительных клапанов в момент их перекрытия. Движение поршня в направлении выпускного клапана почти полностью освобождает рабочую камеру от отработавших газов.

В табл. 2.1 проведено сопоставление значений основных параметров орбитального, поршневого и роторно-поршневого двигателей [7], дающее общее ориентировочное представление о степени конструктивного (и только) совершенства двигателей безотносительно к частным их недостаткам и преимуществам. По массо-габаритным и удельным мощностным показателям классический двигатель внутреннего сгорания воспринимается как весьма несовершенный. Орбитальный двигатель “выдвигает” такие ориентиры совершенства, достижение которых в рамках классических концепций поршневого двигателя внутреннего сгорания кажется абсолютно невозможным.

В пользу орбитального двигателя и простота его конструкции, если “измерять” ее количеством функционально неустранимых составляющих двигатель деталей. Действительно, орбитальный двигатель составляет всего десять различных движущихся деталей. Но в то же время необходимо отметить, что с точки зрения наличия большого числа замкнутых размерных цепей с очень жесткими допусками, обуславливающими необходимость высокой точности изготовления деталей, орбитальный двигатель является конструктивно весьма сложным.

Если газораспределение осуществлять исключительно самим поршнем (без применения специального газораспределительного механизма), то в орбитальном двигателе Сарича возможен только двухтактный цикл. При делении рабочей полости на шесть камер, работающих подряд одна за одной, двигатель осуществит шесть рабочих ходов за один оборот вала и ни одного за следующий оборот. Крутящий момент изменяется достаточно равномерно при чередовании рабочих ходов через один, в связи с чем в рассматриваемом двигателе предпочтение отдано именно непарному количеству камер сгорания (семь рабочих ходов воспроизводятся за два оборота вала) При этом используется четырехтактный цикл с газораспределением, осуществляемым либо клапанным механизмом, либо механизмом с вращающимися золотниками.

ТАБЛИЦА 2.1 Параметры двигателей

Показатель	Тип двигателя		
	Орбитальный Сарича (прототип)	Поршневой, Ford (серийный)	Роторно-поршневой, NSU RO-80 Wankel (серийный)
Рабочий объем, $\text{дм}^3$	3,3	3,3	2,0
Мощность, кВт	96...147	84	100
Габаритные размеры, мм	460 (диаметр) × 247 (длина)	760×530×300	460×410×425
Масса, кг	64	177	127
Удельная масса, кг/кВт	0,44...0,67	2,11	1,27
Объемная мощность, кВт/ $\text{дм}^3$	29,1...44,5	25,5	50,0
Удельный габаритный объем, $\text{дм}^3/\text{кВт}$	0,29...0,44	1,50	0,90

## 2.6 “Бесшатунные” двигатели

Рассмотрим кривошипно-шатунный механизм, у которого длина шатуна  $L$  равна радиусу кривошипа  $R$  (рис. 2.31:  $\Pi$  – цилиндр;  $\Pi$  – поршень;  $\text{Ш}$  – шатун;  $Kиш$  – кривошип;  $\text{Пз}$  – ползун;  $H$  – направляющая ползуна). Этот механизм проявляет свойства эллипсографа – устройства для воспроизведения эллипсов, поскольку точки шатуна (рис. 2.32) или же сопряженные точки кривошипа и шатуна (рис. 2.33) при вращении кривошипа перемещаются по эллипсам. На рис. 2.32 для примера выделены точки  $1, 2, 3, 3'$  шатуна, воспроизводящие эллипсы соответственно  $\text{Эл}1, \text{Эл}2, \text{Эл}3, \text{Эл}3'$  (отрезок  $33'$  перпендикулярен к  $BAВ'$ ); точка  $A$  перемещается по окружности  $ОкА$ , являющейся частным случаем эллипса (эллипса с совпадающими фокусами), а точки  $B$  и  $B'$  – вдоль взаимно перпендикулярных прямолинейных отрезков, представляющих собой вырожденные эллипсы. Сопряженными являются, например, точки  $A$  и  $E$  (рис. 2.33:  $1$  – кривошип,  $2$  – шатун,  $3$  – поршень-ползун,  $4$  – цилиндр-направляющая;  $OA=AB, AA'=AA'$ ), первая из которых перемещается по окружности с центром в точке  $O$ , а вторая – по эллипсу  $e$ . Таким образом, рассматриваемый кривошипно-шатунный механизм с полным основанием можно называть эллиптическим.

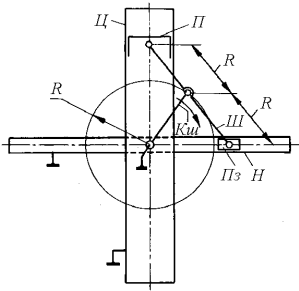


РИСУНОК 2.31 Схема кривошипно-шатунного механизма с кривошипом и шатуном одинаковых радиусов.

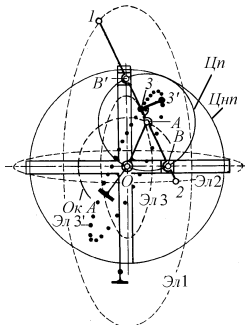


РИСУНОК 2.32 Кривошипно-шатунный механизм как эллипсограф.

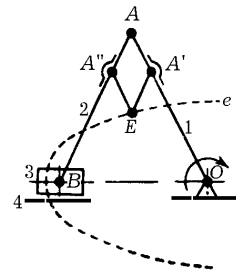


РИСУНОК 2.33 Эллиптичность сопряженных точек кривошипно-шатунного механизма.



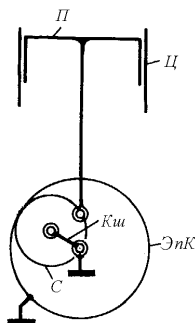


РИСУНОК 2.34 Эпициклический поршневой механизм.

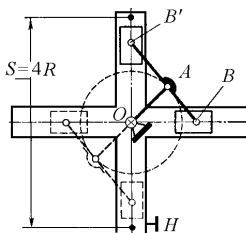


РИСУНОК 2.35 Кривошипно-шатунный механизм с парой поршней.

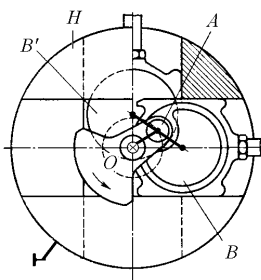


РИСУНОК 2.36 Эксцентриковый поршневой механизм.

Для представленного на рис. 2.31 кривошипно-шатунного механизма можно построить подвижную и неподвижную центроиды – траектории мгновенного центра вращения шатуна  $\Pi$  в плоскостях, связанных соответственно с шатуном же и с неподвижными звеньями  $\Pi$ ,  $H$ . Подвижная центроида  $\Pi_n$  представляет собой окружность радиуса  $R$  с центром в точке  $A$ , а неподвижная  $\Pi_{np}$  – окружность радиуса  $2R$  с центром в точке  $O$  (см. рис. 2.32). Любая точка, связанная с подвижной центроидой как с твердым телом, при перекачивании этой центроиды без скольжения по неподвижной центроиде опишет на плоскости траекторию-эллипс. Можно прийти к выводу, что эквивалентным эллипсографному кривошипно-шатунному механизму является эпициклический шестеренчатый механизм с заменяющими соответствующие циклоиды подвижным сателлитом  $C$  и неподвижным эпициклическим колесом  $\text{ЭнК}$  (рис. 2.34). Следовательно, в данном случае уместным было бы название “эллиптический кривошипно-шатунный механизм”.

В схемно отраженном на рис. 2.31 механизме ползун  $\Pi_3$  можно заменить поршнем (рис. 2.35), трансформируя дополнительную часть габаритного объема двигателя в рабочий. Каждый поршень реализует ход  $S$ , в четыре раза превышающий радиус  $R$  кривошипа ( $S=4R$ ). Этой схеме можно поставить в соответствие конструкцию, отраженную на рис. 2.36. Здесь роль шатуна выполняют посаженные на палец  $A$  кривошипа два жестко связанных между собой эксцентрика  $B$  и  $B'$  с одинаковым эксцентриситетом  $e=R$ . Звено  $H$  неподвижно.

Подчеркнем, что все рассмотренные здесь механизмы являются эквивалентными преобразованиями один другого и поэтому в каждом из них явно или неявно присутствует шатун. Тем не менее, поршневой механизм, выполненный по схемам, представленным на рис. 2.35, 2.36, обычно называют бесшатунным [1]. Параметры механизма способствуют уменьшению трения поршней о стенки цилиндра (почти в два раза [2]), а это, в свою очередь, должно способствовать повышению механического и эффективного КПД, а также ресурса двигателя.

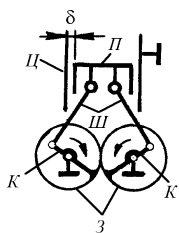


РИСУНОК 2.37 Симметрично спаренный механизм.

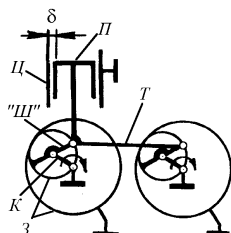


РИСУНОК 2.38 Спаренный эпициклический механизм.

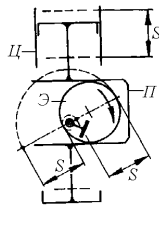


РИСУНОК 2.39 Эксцентриковый механизм.

Энергетические потери в поршневом механизме обусловлены в первую очередь трением, возникающим в результате действия сил, перпендикулярных к оси цилиндра. В обычном тронковом кривошипно-шатунном механизме эти силы возникают в паре поршень–цилиндр, в крейцкопфном – вне этой пары, но в специальном направляющем устройстве.

Понятно, что в идеале нормальных к оси цилиндра сил вообще не должно существовать. Поршень  $П$  при достаточно большом зазоре  $\delta$  не создает нормального давления на стенку цилиндра  $Ц$ , например, в симметрично спаренном кривошипно-шатунном механизме (рис. 2.37), в котором связанные с шатунами  $Ш$  кривошипы  $К$ , взаимодействуют между собой через зубчатую пару  $З$ . Если же  $\delta=0$ , то механизм приобретает избыточную связь. В этом случае из-за погрешностей изготовления механизма и деформаций его деталей при рабочих нагрузках боковое воздействие поршня на стенку цилиндра может оказаться весьма существенным. Соблюдение все же условия  $\delta=0$  возможно только за счет упругих уплотнений.

В схеме на рис. 2.38 для аналогичных целей использованы два идентичных по параметрам прямолинейно направляющих планетарных зубчатых механизма  $З$  с внутренним зацеплением (коронные колеса неподвижны; роль водил выполняют кривошипы  $К$ , установленные в одинаковом начальном положении). Сателлиты имеют в два меньший, чем у коронных колес, диаметр начальных окружностей. Они связаны между собой через тягу  $Т$ , которая вынужденно движется возвратно-поступательно вместе с поршнем  $П$ . Шатун “ $Ш$ ” в данном случае является фиктивным.

В схеме же, представленной на рис. 2.34, нормальные к оси цилиндра силы полностью устранить не удастся. Но эффект ее проявления, безусловно, можно существенно уменьшить. Аналогичная ситуация возникает и в случае механизма, отображенного на рис. 2.36; при этом действие нормальных сил можно сосредоточить очень близко к оси вращения кривошипа за счет формирования направляющих плоскостей в районе эксцентриксов.

На рис. 2.39 приведена схема эксцентрикового поршневого механизма ( $Э$  – эксцентрик;  $П$  – поршень;  $Ц$  – цилиндр). Здесь уровень боковых воздействий поршня на цилиндр определяется нагрузками на валу эксцентрика и трением скольжения в паре эксцентрик–поршень. Если бы скольжение в указанной паре было идеальным, то и не возникало бы трения в паре поршень–цилиндр.

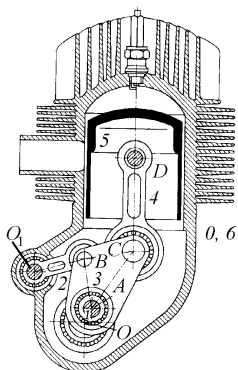


РИСУНОК 2.40 Конструкция многоцилиндрового поршневого механизма (0 – корпус; 1 – непонятный кривошип, ось вращения которого отражает точка *O*; 2, 3 – дополнительные шатунные звенья; 4 – шатун-шток; 5 – поршень; 6 – цилиндр).

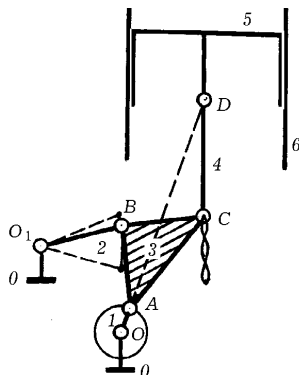


РИСУНОК 2.41 Схема многоцилиндрового поршневого механизма (обозначения те же, что и на рис. 2.40).

Механизмы, схемы которых приведены на рис. 2.37, 2.38, обеспечивают строго параллельное оси цилиндров поступательное перемещение поршней без каких-либо направляющих устройств. Почти такое же движение осуществляет поршень в шестизвенном кривошипно-шатунном механизме двигателя по А. с. СССР № 323562, рис. 2.40. Смысл термина “почти” можно проиллюстрировать с помощью схемы, отраженной на рис. 2.41. При неподвижных точках *O* и *O*<sub>1</sub> вращение кривошипа *1* обусловит колебательное движение точки *C* с малой (соизмеримой с зазором в паре поршень-цилиндр) амплитудой относительно оси цилиндра. В целом можно утверждать, что все точки шатуна *CD* перемещаются почти прямолинейно вдоль оси цилиндра. Это обстоятельство обуславливает малые значения боковых сил в паре поршень-цилиндр.

Таким образом, наличие шатуна в конструкции поршневого механизма, с одной стороны, вовсе не является признаком неизбежности бокового воздействия поршня на цилиндр (см. рис. 2.37). С другой стороны, “бесшатунность” поршневого механизма является часто условной, схемно скрытой (ср. рис. 2.34 и 2.35) и в целом не исключает бокового воздействия поршня на цилиндр.

## 2.7 Основные измерители потенциальных свойств двигателя

В качестве измерителя степени наполнения цилиндра двигателя свежим зарядом (воздухом) обычно используют коэффициент

$$\lambda_B = \frac{m_B}{m_{Bt}},$$

где  $m_B$  - масса воздуха, фактически поступившего в цилиндр двигателя,  $m_{Bt}$  - масса (теоретическая) воздуха, который мог бы заполнить рабочий

объем цилиндра, обладая плотностью, которая имеет место при температуре и давлении окружающей среды (или температуре и давлении на входе в двигатель). По аналогии с коэффициентом  $\lambda_B$  наполнения по воздуху можно определить и коэффициент наполнения цилиндра по топливу

$$\lambda_T = \frac{m_T}{m_{Tt}}$$

где  $m_T$  - масса фактически поступившего в цилиндр топлива;  $m_{Tt}$  – масса топлива необходимая для образования стехиометрического состава смеси с теоретической массой воздуха  $m_{Bt}$ . С помощью этих коэффициентов коэффициент избытка воздуха записывается как

$$\lambda = \frac{m_B}{m_{Bst}} = \frac{m_B}{m_T} \frac{m_{Bt}}{m_{Tt}} = \frac{m_B}{m_{Bt}} \frac{m_{Tt}}{m_T} = \frac{\lambda_B}{\lambda_T},$$

где  $m_{Bst}$  – масса воздуха, необходимого для образования стехиометрической смеси с топливом, фактически поступившим в цилиндр. Величина, обратная  $\lambda$ , имеет смысл коэффициента избытка топлива:

$$\chi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\lambda_T}{\lambda_B}.$$

Использование измерителя  $\chi$  вместо  $\lambda$  дает следующие преимущества: коэффициент  $\chi$  непосредственно характеризует содержание топлива в смеси, причем изменение массы топлива соответствует изменению  $\chi$  с одинаковым множителем;  $\chi$  – аддитивная величина в том смысле, что значение  $\chi$  для всего двигателя равно сумме значений  $\chi$  для отдельных цилиндров. Коэффициент избытка топлива  $\chi$  характеризует состав смеси по отношению к стехиометрическому и по смыслу соответствует англоязычному понятию equivalence ratio.

Другими важными удельными показателями-измерителями являются среднее эффективное давление  $p_e$  (бар или Па) и удельный расход топлива  $g_e = Q_t / N_e$  (г/(кВт ч);  $Q_t$  – скорость расхода топлива;  $N_e$  – реализуемая двигателем мощность). Вместе с тем интерес представляют и совершаемая в двигателе работа  $W_e$  (Дж), и эффективный коэффициент полезного действия  $\eta_e$ , (безразмерная величина). Отношение  $W_e$  к  $iV_h$  ( $i$  – число цилиндров,  $V_h$  – рабочий объем одного цилиндра) является удельной работой, измеряемой в Дж/дм<sup>3</sup> или Вт с/дм<sup>3</sup>.

Исходя из соотношений между размерностями 1 Дж/см<sup>3</sup> = 1 Вт с/см<sup>3</sup> = 10,2 кГ/см<sup>2</sup>, 1 Дж/м<sup>3</sup> = 1 Н м/м<sup>2</sup> = 1 Па, величину  $w_e = W_e / (iV_h)$  можно считать эквивалентом  $p_e$ . Аналогично, эквивалентом  $g_e$  можно считать величину

$$\eta_e = \frac{1}{g_e} \frac{1}{H_u},$$

где  $H_u$  – теплота сгорания топлива.

Бесспорно, что при идентификации энергопреобразующих свойств двигателей внутреннего сгорания предпочтение необходимо было бы отдавать измерителям  $\chi$ ,  $W_e$ ,  $\eta_e$ , перед соответственно  $\lambda$ ,  $p_e$ ,  $g_e$ . Отметим еще и то, что эффективное давление  $p_e$  в отличие от индикаторного является фиктивной, не поддающейся прямому измерению величиной (так же, как индикаторный крутящий момент в отличие от эффективного). Однако сложившиеся традиции анализа способствовали накоплению большого объема полезной информации именно с использованием измерителей  $\lambda$ ,  $p_e$ ,  $g_e$ , коренная переработка которой не целесообразна.

Вспомнив о теплотворной способности  $H_u$  топлива, имеет смысл отметить тут и понятие теплотворной способности  $H_{uc}$  горючей смеси. При  $\lambda > 1$

$$H_{uc} = \frac{H_u}{1 + \lambda l_0},$$

где  $l_0$  – количество воздуха, необходимого для создания стехиометрической смеси. При  $\lambda < 1$  для полной реализации теплотворной способности топлива не хватает воздуха; поэтому чем больше  $\lambda$  (не превышающее единицы), тем большим окажется  $H_{uc}$ . Из последней же формулы следует: чем меньше  $\lambda$  (не меньшее единицы), тем большим окажется  $H_{uc}$ . В итоге можно сделать вывод, что наибольшим  $H_{uc}$  может быть только при  $\lambda = 1$ .

Для различных топлив величины  $H_u$  и  $H_{uc} = H_{uc1}$  (при  $\lambda = 1$ ) приобретают следующие значения (в относительных процентах; за 100 % принято значение  $H_u$  и  $H_{uc1}$  для бензина):

1. Бензин	$H_u$ , %=100	$H_{uc1}$ , %=100	$l_0$ , кг/кг=14,9
2. Бензол для двигателей	93	103,5	13,3
3. Спирт этиловый (безводный)	63	100	9,0
4. Спирт метиловый (безводный)	45	95	6,5
5. Дизельное топливо	91...101	99	14,5
6. Керосин	96	98	14,7

Необходимо признать, что понятие теплотворной способности горючей смеси (в том числе и стехиометрической) более содержательно, чем понятие теплотворной способности только топлива. Кроме того, можно с одинаковым основанием говорить и о теплоте сгорания топлива, и о “тепловой энергии, заключенной именно в воздухе”.

С экологической точки зрения сжигание топлива – весьма расточительный процесс: для сгорания одного кг бензинового (дизельного) топлива требуется почти 15 (14,5) кг воздуха. Поэтому всегда уместно отстаивать концепцию экономии как топлива, так и воздуха (оставаясь при этом, естественно, вне экономических категорий).

Допустим, что цилиндр при положении поршня в нижнем мертвом положении полностью заполнен топливом массой  $m_T$  при плотности  $\rho_T$  и воздухом массой  $m_B$  при плотности  $\rho_B$ . Топливо и воздух в этом случае будут занимать объемы

$$V_T = \frac{m_T}{\rho_T}, V_B = \frac{m_B}{\rho_B},$$

причем

$$V_T + V_B = \frac{m_T}{\rho_T} + \frac{m_B}{\rho_B} = V_c + V_h = V_a$$

где  $V_c$  и  $V_a$  – объем камеры сгорания и полный объем цилиндра.

Жидкое топливо можно считать абсолютно несжимаемым, в связи с чем степень сжатия топлива всегда равна единице:  $\varepsilon_T = 1$ . Поэтому должно соблюдаться условие

$$V_T = \frac{m_T}{\rho_T} \leq V_c,$$

иначе поршень не сможет достигнуть своего мертвого положения.

В то же время воздух будем считать абсолютно сжимаемым, предполагая, что при любой степени сжатия он не будет изменять своего агрегатного состояния. Степень сжатия воздуха определяется по формуле

$$\varepsilon_B = \frac{V_B}{V_c - V_T} = \frac{m_B}{\rho_B \left( V_c - \frac{m_T}{\rho_T} \right)}.$$

Понятно, что при  $V_T = V_c$  имеет место равенство  $\varepsilon_B = \infty$ .

Степень же сжатия системы “несжимаемое топливо – абсолютно сжимаемый воздух” определяется исключительно параметрами цилиндра:

$$\varepsilon_{TB} = \frac{V_T + V_B}{V_c} = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} = \varepsilon$$

( $\varepsilon$  – конструктивная степень сжатия).

Необходимое количество воздуха для “стехиометрического” сгорания находящегося в цилиндре топлива, равно

$$m_{bst} = l_0 m_T,$$

где  $l_0$  – теоретически необходимое количество воздуха в единицах массы для химически полного сгорания единицы массы топлива. Если  $m_T = \rho_T V_c$  (объем топлива, находящегося в цилиндре в жидком состоянии, равен объему камеры сгорания), то  $\varepsilon_B = \infty$  и

$$m_{bst} = l_0 \frac{\rho_T}{\rho_B} V_c, V_{bst} = \frac{m_{bst}}{\rho_B} = l_0 V_c \frac{\rho_T}{\rho_B}.$$

На основании полученных формул легко определить степень сжатия, при которой топливо, имеющее возможность в жидком состоянии занять весь объем камеры сгорания, находится в стехиометрической пропорции с поступившим в цилиндр воздухом:

$$\varepsilon^* = 1 + \frac{V_{bst}}{V_c} = 1 + l_0 \frac{\rho_T}{\rho_B}.$$

Допустим, что в цилиндре двигателя топливо и воздух обладают теми же плотностями, что и в окружающей среде ( $\rho_T=0,72\dots0,77$  т/м<sup>3</sup> для бензина и  $\rho_T=0,80\dots0,86$  т/м<sup>3</sup> для дизельного топлива; при давлении  $p_0 = 0,1$  МПа и температуре  $T_0 = 288$  К можно принять  $\rho_B=1,21$  кг/м<sup>3</sup>). Тогда для бензинового двигателя (при  $l_0 = 15$ ) будем иметь  $\varepsilon^* = (8,9\dots9,5) \cdot 10^3$ , а для дизельного (при  $l_0 = 14,5$ ) —  $\varepsilon^* = (9,6\dots10,3) \cdot 10^3$ . Понятно, что эти цифры — тривиальны. Реальным же является соотношение

$$\frac{m_T}{V_c \rho_T} \left( 1 + l_0 \frac{\rho_T}{\rho_B} \right) = \varepsilon$$

( $\rho_B$  определяется степенью наддува). Величина

$$\delta_T = \frac{\rho_B}{\rho_B + l_0 \rho_T}$$

определяет, какую часть полного объема цилиндра может занимать топливо в стехиометрической смеси с воздухом. Пусть  $\rho_T=0,80$  т/м<sup>3</sup>,  $\rho_B=1,2$  кг/м<sup>3</sup>,  $l_0 = 15$ . В таком случае

$$\delta_T = \frac{1,2}{1,2 + 15 \cdot 800} \approx 10^{-3}.$$

А если условно допустить, что воздух сжат до плотности топлива, то

$$\delta_T = \frac{1}{1 + l_0} \approx \frac{1}{16} = 0,0625.$$

При заданных  $\rho_T$ ,  $\rho_B$  наполнение цилиндра двигателя теоретически имеет смысл считать предельно рациональным в том случае, если

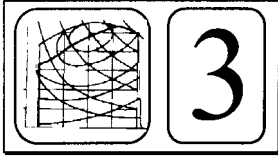
$$m_T = m_T^0 = \frac{\rho_T \rho_B}{l_0 \rho_T + \rho_B} V_a,$$

$$m_B = m_B^0 = l_0 \frac{\rho_T \rho_B}{l_0 \rho_T + \rho_B} V_a.$$

Любое отклонение количества фактически поступившего в цилиндр двигателя топлива от значения  $m_T^0$  является, естественно, нежелательным.

Легко определить, что единица рабочего объема цилиндра способна воспринять (и преобразовать) теплотворную химическую энергию в количестве

$$h_u = \frac{m_{T0} H_u}{V_h} = \frac{\rho_T \rho_B}{l_0 \rho_T + \rho_B} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} H_u = \rho_T \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon^*} H_u.$$



## ИДЕНТИФИКАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 3.1 Общая трактовка характеристик

Работа двигателя внутреннего сгорания в каждый момент времени характеризуется рядом величин, которые могут быть размерными или безразмерными, переменными или постоянными, зависимыми или независимыми. Невозможно указать наперед такое количество величин, чтобы при решении любой задачи работа двигателя казалась охарактеризованной однозначно в каждый момент времени. Но существуют такие величины, без использования которых работа двигателя всегда кажется охарактеризованной неполно. К этим наиболее важным, основным величинам относятся развиваемый двигателем крутящий момент ( $M_e$ ), частота вращения вала двигателя ( $n_e$ ), скорость расходования топлива ( $Q_t$ ), развиваемая двигателем мощность ( $N_e$ ), удельный расход топлива ( $g_e$ ).

Зависимость-независимость величин отражается системой уравнений связей

$$\begin{aligned} F_1(M_e, n_e, Q_t, N_e, g_e, X_1, X_2, \dots, X_m, t) &= 0; \\ F_2(M_e, n_e, Q_t, N_e, g_e, X_1, X_2, \dots, X_m, t) &= 0; \\ \dots & \dots \dots \\ F_n(M_e, n_e, Q_t, N_e, g_e, X_1, X_2, \dots, X_m, t) &= 0, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где  $X_1, X_2, \dots, X_m$  –  $m$  дополнительных величин, число которых, вообще говоря, ничем объективно не лимитируется;  $t$  – текущее время. В качестве дополнительных переменных могут выступать: параметры двигателя и окружающей среды; параметры, характеризующие регулировки различных систем двигателя; величины, определяющие состояние органов управления двигателем; величины, характеризующие состояние рабочих веществ в различных системах двигателя (например, топлива в системе питания, охлаждающей жидкости в системе охлаждения, масла в системе смазки); измерители, определяющие свойства рабочих веществ; величины, характеризующие состав продуктов сгорания топлива; измерители, определяющие свойства двигателя в целом и т.д.

Уравнения связей в самом общем случае могут представлять собой либо дифференциальные уравнения (обыкновенные или в частных производных), либо интегральные уравнения, либо обычные функциональные соотношения. Причем некоторые из них могут отражать законы функционирования двигателя, вытекающие из общих законов природы (например, законы механического движения или законы термодинамики), другие – уравнения



типа определений (аналитические дефиниции), а остальные – закономерности, характерные для конкретного двигателя внутреннего сгорания, но не предопределяемые с требуемой точностью известными законами природы. Примером аналитического определения является уравнение

$$N_e g_e - Q_t = 0, \quad (3.2)$$

раскрывающее смысл понятия удельного расхода топлива. Уравнение же

$$N_e = \frac{\pi}{30} M_e n_e = 0 \quad (3.3)$$

можно считать примером уравнения-закона. Систему уравнений (3.1), не содержащую аналитических определений и уравнений-законов, будем называть характеристикой двигателя.

Допустим, что уравнения связей (3.1) суть обычные функциональные соотношения, к тому же стационарные ( $\partial F_i / \partial t \equiv 0$ ,  $i = \overline{1, n}$ ). Кроме того, положим, что величины  $M_e$ ,  $n_e$ ,  $Q_t$ ,  $X_1$ ,  $X_2$ , ...,  $X_m$  постоянны:

$$\frac{dM_e}{dt} = \frac{dn_e}{dt} = \frac{dQ_t}{dt} = \frac{dX_1}{dt} = \frac{dX_2}{dt} = \dots = \frac{dX_m}{dt} \equiv 0.$$

Если ни одно из уравнений (3.1) не является аналитическим выражением определения или закона, то при указанных условиях система уравнений есть характеристика установившейся работы двигателя внутреннего сгорания.

Конкретные значения величин  $M_e$ ,  $n_e$ ,  $Q_t$ ,  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $X_1$ ,  $X_2$ , ...,  $X_m$ , определяют, как обычно говорят, тот или иной установившийся режим работы двигателя. Правда, чтобы определить некоторый режим (франц. *regime* от лат. *regimen* – управление) правильнее оперировать величиной  $M_e$  (подчеркивая необходимость преодоления посредством двигателя определенного внешнего сопротивления, нагрузки) или величиной  $n_e$  (подчеркивая необходимость движения с определенной скоростью), величиной (положим  $X_m = h$ ), характеризующей положение органа управления подачей топлива, и теми величинами из  $X_1$ ,  $X_2$ , ...,  $X_{m-1}$ , которые характеризуют регулировки различных систем двигателя.

Если в число величин  $X_1$ ,  $X_2$ , ...,  $X_{m-1}$ , входят регулировочные параметры, которые надлежит варьировать, то подчеркивая это, характеристику называют регулировочной. Для “нерегулировочной” характеристики, которую принято называть просто характеристикой, режим работы двигателя можно определять величинами  $M_e$  и  $h$  или величинами  $n_e$  и  $h$ . А поскольку величины  $M_e$ ,  $n_e$ ,  $h$  функционально зависимы:

$$F_M(M_e, n_e, h) = 0, \quad (3.4)$$

то оказывается возможным режим работы двигателя определять величинами  $M_e$  и  $n_e$ .

Уравнение (3.4) есть частный случай одного из уравнений (3.1). С учетом изложенного к такому же виду можно привести все остальные уравнения системы (3.1), и характеристику двигателя представить в виде системы, состоящей из уравнения (4) и уравнений

$$F_Q(Q_t, n_e, h) = 0; \quad (3.5)$$

$$\left. \begin{aligned} F_N(N_e, n_e, h) &= 0; \\ F_g(g_e, n_e, h) &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1(X_1, n_e, h) &= 0; \\ F_2(X_2, n_e, h) &= 0; \\ \dots &\dots \dots \\ F_{m-1}(X_{m-1}, n_e, h) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Очевидно, что в силу соотношений (3.2) и (3.3) уравнения (3.6) являются следствиями уравнений (3.4) и (3.5). Другими словами, уравнения (3.4), (3.5) и (3.6) линейно зависимы. Эту особенность, вообще говоря, могут иметь и уравнения (3.7).

Как указывалось выше, скорее всего в силу ограниченности наших знаний, характеристику (3.4)–(3.7) невозможно описать аналитически с требуемой степенью точности, используя законы природы. Поэтому приходится обращаться к эксперименту. Однако и аппроксимация экспериментальных данных не позволяет представить характеристику аналитически так, чтобы обеспечить одновременно требуемую точность и приемлемую для анализа простоту аналитических зависимостей. Простым и одновременно наглядным оказывается только графическое представление характеристики.

## 3.2 Идентификация свойств двигателя в форме скоростной характеристики

Любую функцию из системы (3.4)–(3.7) графически на плоскости отразить можно многими способами; многими способами можно отразить одновременно и по две функции, исключив из каждой пары уравнений, скажем, величину  $h$ .

Положим, что величина  $h$  задана. Варьируя величину  $n_e$ , построим график

$$M_e = M_e(n_e = \text{varia}, h = \text{const}). \quad (3.8)$$

Придав величине  $h$  еще  $n - 1$  значений, можно построить, в конечном, счете  $n$  графиков (3.8). В итоге функция (3.4) будет графически отражена серией  $n$  кривых (3.8). Аналогичным образом – серией кривых

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_t(n_e = \text{varia}, h = \text{const}), \quad N_e = N_e(n_e = \text{varia}, h = \text{const}), \\ g_e &= g_e(n_e = \text{varia}, h = \text{const}), \quad X_1 = X_1(n_e = \text{varia}, h = \text{const}), \\ X_2 &= X_2(n_e = \text{varia}, h = \text{const}), \dots, \quad X_{m-1} = X_{m-1}(n_e = \text{varia}, h = \text{const}). \end{aligned} \quad (3.9)$$

можно отобразить и функции (3.5)–(3.7).

Таким образом характеристику двигателя можно представить в виде графиков функций (3.8)–(3.9), которые строятся при непрерывном варьировании  $n_e$  и дискретном варьировании  $h$ . Каждая функция из системы (3.8)–(3.9) при заданном значении величины  $h$  представляет со-

бой функцию частоты (скорости) вращения вала двигателя. Чтобы отметить это обстоятельство, характеристику, представляемую графически описанным способом, называют скоростной. Понятно, что режим работы двигателя в данном случае задается величинами  $n_e$  и  $h$ , причем величина  $n_e$  считается варьируемой непрерывно, а величина  $h$  варьируемой дискретно. Эта особенность всецело отражается в методике проведения экспериментов.

Эксперимент включает в себя серию опытов, осуществляемых в два этапа: первый этап заключается в том, чтобы вывести двигатель на заданный установившийся режим; на втором этапе, который является собственно опытом, производится измерение значений величин  $M_e$ ,  $n_e$ ,  $Q_t$ ,  $X_1$ ,  $X_2$ , ...,  $X_m$ , в требуемой степени разносторонне характеризующих работу двигателя.

Принципиально важным оказывается выбор способа изменения в процессе эксперимента величины подачи топлива в двигатель, в котором предусмотрен регулятор или ограничитель частоты вращения вала, а также выбор диапазона варьирования частоты вращения вала двигателя.

Рассмотрим сначала скоростную характеристику карбюраторного двигателя (рис. 3.1). Минимальная устойчивая частота вращения вала двигателя есть величина непостоянная, изменяющаяся с изменением нагрузки и подачи топлива (при увеличении открытия дроссельной заслонки, от некоторого частично открытого положения  $h=h_n$  до максимально открытого  $h=h_{max}$ , минимальная устойчивая частота вращения вала двигателя изменяется в некотором довольно широком диапазоне  $\Delta n_e$ ). Очевидно, что в процессе эксперимента реализация и поддержание малоустойчивых режимов требует значительных затрат усилий и времени, чем реализация любого другого режима. Кроме того, исследование работы двигателя на границе устойчивости представляет значительно больший интерес в рамках регулировочной характеристики, чем в рамках скоростной. Поэтому имеет смысл ограничить диапазон варьирования величины  $n_e$  при построении скоростной характеристики некоторым наибольшим значением минимальных устойчивых частот, обозначенным на рис. 3.1 как  $n_{emin}$ .

Весьма существенно на характере протекания кривых скоростной характеристики сказывается наличие регулятора и ограничителя частоты вращения коленчатого вала двигателя. Например, двухрежимный регулятор дизельного двигателя принципиально изменяет характер протекания кривых скоростной характеристики в относительно узком диапазоне частот вращения его вала  $n_{emin} \leq n_e \leq n_{epmin}$  и  $n_{emax} \leq n_e \leq n_{epmax}$  (рис. 3.2, а); всережимный же регулятор проявляется, естественно, во всем диапазоне частот  $n_{emin} \leq n_e \leq n_{emax}$  (рис. 3.2, б).

Очевидно, что анализируя приведенные характеристики дизельных двигателей, не приходится исследовать эффективность работы дизелей как таковых; исследованию подвергается, в сущности, эффективность системы "двигатель-регулятор". Поэтому, если все же возникает потребность оценить эффективность только самого двигателя на всех режимах, то необходимо обеспечить возможность непосредственного управления рейкой топливного насоса и возможность фиксирования ее положения. Отметим, что характер протекания кривых скоростной характеристики в диапазоне частот  $n_{emin} \leq n_e \leq n_{epmax}$  при такой блокировке двухрежимного или всережимного регуляторов становится таким же, как характер протекания кривых скоростной характеристики двигателя с двухрежимным регулятором в более узком диапазоне частот  $n_{epmin} \leq n_e \leq n_{emax}$ .

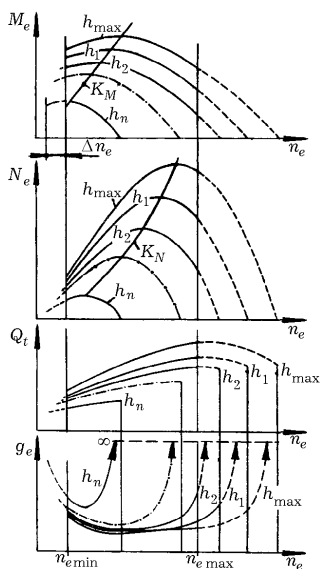


РИСУНОК 3.1 Общий вид скоростной характеристики карбюраторного двигателя.

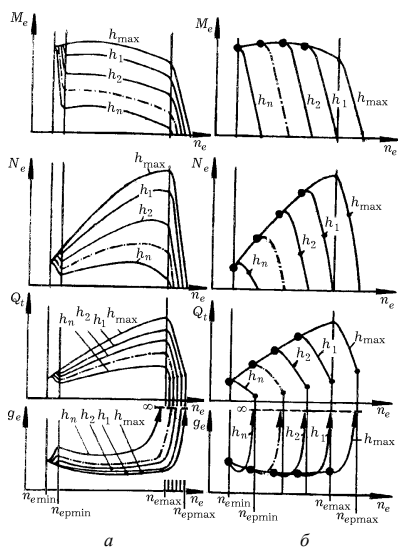


РИСУНОК 3.2 Общий вид скоростных характеристик дизельного двигателя.

При анализе внешней и частичных характеристик в первую очередь имеет смысл обратить внимание на характер протекания графиков характеристик. Скажем, можно легко заметить, что зависимости  $M_e(n_e, h)$ ,  $N_e(n_e, h)$ ,  $Q_e(n_e, h)$ , являются монотонно возрастающими. Этим свойством явно не обладает зависимость  $g_e(n_e, h)$ . Максимумы значений  $M_e$  и  $N_e$  на характеристике карбюраторного двигателя при различных значениях величины  $h$  лежат соответственно на прямой (возможно и кривой)  $K_M$  и кривой  $K_N$  (см. рис. 3.1), причем так, что большие значения максимумов соответствуют большему частотам вращения вала двигателя. Картина существенно меняется, если обратиться к характеристике дизельного двигателя с двухрежимным регулятором; всережимный же регулятор делает невозможным подобное сопоставление характеристик карбюраторного и дизельного двигателей (см. рис. 3.1, 3.2). Различных особенностей в характере протекания кривых весьма много, и желательно их выявить в как можно большей степени, особенно если возникает необходимость в проведении аппроксимационных процедур.

В процессе анализа внешней и частичных скоростных характеристик должны быть выявлены следующие характерные параметры:  $n_{e\min}$  – минимальная устойчивая или ограничиваемая регулятором частота вращения вала двигателя на внешних режимах;  $n_{e\max}$  – максимальная частота вращения вала двигателя, на которую настроен ограничитель или регулятор;  $n_{eM}$ ,  $n_{eN}$  – частоты вращения вала двигателя, при которых реализуются максимальный крутящий момент и максимальная мощность, соответственно;  $n_{eg}$  – частота вращения вала двигателя, при которой на внешних режимах удельный расход топлива минимален;  $g_{e\min}$  – минимальный удельный расход топлива на внешних режимах;  $M_{e\max}$ ,  $N_{e\max}$  – максимальные крутящий момент и мощность, которые может реализовать двигатель;  $M_{eN}$  – крутящий момент, который соответствует максимальной мощности;  $Q_N$  – часовой расход топлива при реализации двигателем максимальной мощности. Кроме того, имеет смысл определить удельные параметры – литровую мощность и удельный вес двигателя. На основании полученных абсолютных мощностных и экономических показателей, а также удельных показателей можно оценить степень совершенства двигателя, его недостатки и преимущества.

Упорядочение характеристик двигателя по принципу скоростных является одним из наиболее распространенных при экспериментальных и аппроксимационных исследованиях.

Скоростная характеристика карбюраторного двигателя с ограничителем максимальной частоты  $n_{e\max}$  вращения вала позволяет оценить эффективность работы самого только двигателя в диапазоне частот  $n_{e\min} \leq n_e \leq n_{e\max}$ . Лишь отклонение ограничителя позволяет расширить этот диапазон.

Семейство кривых скоростной характеристики обычно разбивают на отдельные подсемейства, каждому из которых соответствуют определенные значения величины  $h$ . Подсемейство называют либо внешней скоростной характеристикой, если  $h = h_{\max}$ , либо частичной скоростной характеристикой, если  $h < h_{\max}$ . Термин «внешняя характеристика» подчеркивает тот факт, что все режимы работы двигателя, соответствующие этому семейству кривых, расположены на границе множества возможных для данного двигателя (при заданных регулировках его систем) режимов. Термин же «частичная характеристика» указывает на то, что на режимах, соответствующих этой характеристике, подача топлива не является предельной, а частичной. Заметим, что выбор терминов «внешняя» и «частичная» нельзя признать удачным, поскольку они дихотомически несовместимы (дихотомической альтернативой термину «внешняя» является термин «внутренняя»; термину же «частичная» такой альтернативой служит термин «полная»).

### 3.3 Регуляторные характеристики – разновидность скоростных

Основные параметры некоторых двигателей, характеристики которых наиболее часто рассматриваются здесь и далее, приведены в табл. 3.1.

ТАБЛИЦА 3.1 Краткая техническая характеристика двигателей внутреннего сгорания

Параметры	Двигатель				
	КамАЗ-740	КамАЗ-7401	КамАЗ-7402М	КамАЗ-7408М	Mercedes Benz OM-407
Номинальная мощность $N_{эм}$ , кВт	154,4	132,3	143,3	165,4	174,0
Частота вращения вала, соответствующая номинальной мощности $n_{эм}$ , мин <sup>-1</sup>	2600	2600	2200	2200	2200
Число цилиндров, $i$	8	8	8	8	6
Степень сжатия, $\epsilon$	17	17	17	17	16,5
Диаметр цилиндра $D$ /ход поршня $S$ , мм/мм	120/120	120/120	120/120	120/130	125/155
Рабочий объем $V_{\dot{\epsilon}}$ , дм <sup>3</sup>	10,85	10,85	10,85	11,75	11,412
Максимальный крутящий момент $M_{эм}$ , Нм	638	540	687	785	715
Частота вращения вала, соответствующая максимальному крутящему моменту $n_{эм}$ , мин <sup>-1</sup>	1400...1700	1400...1700	1400...1600	1200...1400	1400

Примечание: Испытаниям подвергался также дизельный двигатель 6ЧН 15/16 ( $N_{эм}=300$  л.с.=220,5 кВт;  $n_{эм}=1800$  мин<sup>-1</sup>;  $M_{эм}=110$  кгм=1079 Нм). Но при этом исследовались лишь частичные тяговые режимы, режимы холостого хода и тормозные режимы.

Представленные на рис. 3.3, *а*, *б*, *в* массивы экспериментальных точек отражают регуляторные характеристики двигателя КамАЗ-740 в случаях соответственно всережимного, двухрежимного и так называемого трехрежимного (а фактически всережимного с пологими характеристиками) регуляторов. Рис. 3.3, *г* иллюстрирует массив экспериментальных точек, идентифицирующих регуляторные характеристики двигателя Mercedes-Benz OM-407 с двухрежимным регулятором. Наиболее точно воспроизводимы на ЭВМ регуляторные характеристики двигателя КамАЗ-740 со всережимным регулятором (рис. 3.3, *а*) и двигателя OM-407 с двухрежимным регулятором (рис. 3.3, *в*), что обеспечивается их высокой временной стабильностью и "хорошей" упорядоченностью на множестве возможных режимов работы двигателя.

Обычно, исследуя определенное множество режимов работы двигателя, изучают его характеристику только на этом множестве. Например, при исследовании холостых режимов работы оперируют лишь характеристикой холостого хода; при исследовании свойств двигателя на тяговых (или тормозных) режимах во внимание берутся лишь характеристики собственно тяговых (или собственно тормозных) режимов.

Это, на первый взгляд, кажется вполне естественным. Однако известно, что фактор, принципиально обуславливающий определенные свойства двигателя на каком-нибудь узком множестве режимов, обычно существенно отражается в свойствах двигателя и на более мощном множестве, если вообще не на всем множестве возможных режимов. Таким образом, при глубоком изучении проявления этого фактора следует принимать во

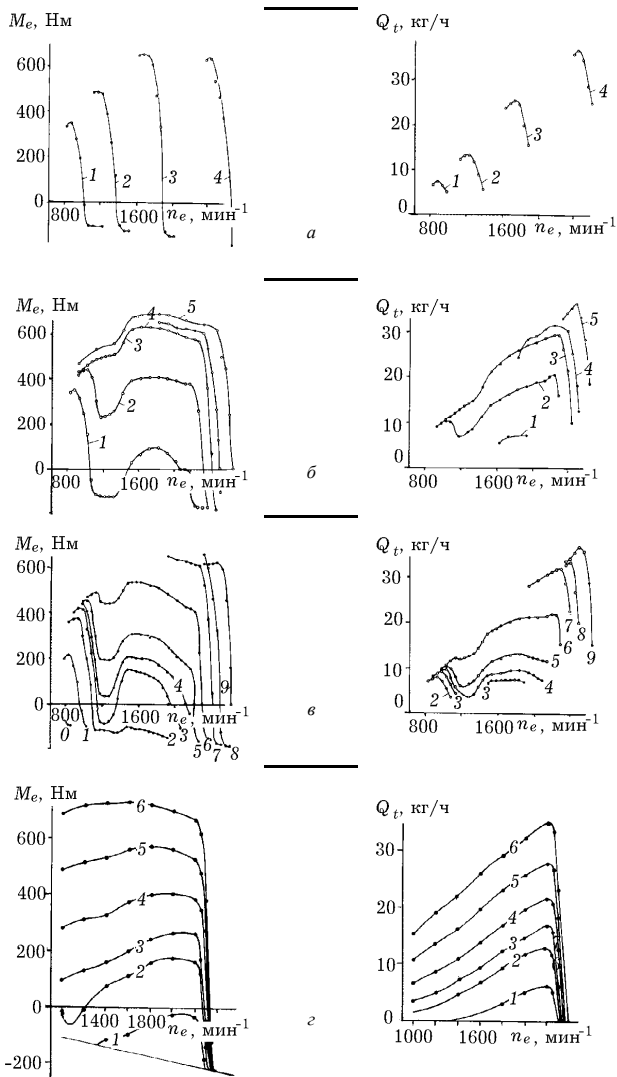


РИСУНОК 3.3 Регуляторные характеристики дизельного двигателя.

внимание информацию, выходящую за пределы, казалось бы логически очерченные предметом и целью исследования. В частности, изучая свойства эксплуатационной топливной экономичности автомобильного двигателя, во внимание следует принимать все множество режимов работы двигателя – тяговые тормозные и холостые, внешние и частичные – независимо от основной цели исследования.

### 3.4 Внешние характеристики и характеристики холостого хода – частные скоростные

Протекание внешней скоростной характеристики, являющейся частью границы множества допустимых режимов работы двигателя, определяется весьма большим числом различных факторов. Например, характер протекания скоростной характеристики двигателя Mercedes Benz OM-407 существенно зависит от параметров и конструкции глушителя (рис. 3.4, а: 1 – двигатель без глушителя; 2 – глушитель штатный; 3 – глушитель автобуса ЛАЗ-4202). Штатный глушитель по сравнению с глушителем автобуса ЛАЗ-4202 обеспечивает большие значения крутящего момента при высоких частотах вращения вала двигателя, но меньше при низких частотах; глушитель автобуса ЛАЗ-4202 в состоянии обеспечить большой коэффициент самориспособляемости двигателя к нагрузкам, однако ценой уменьшения номинальной мощности.

Двигатель OM-407 относится к числу достаточно совершенных среди сопоставимых. Ему свойственна классическая по виду внешняя скоростная характеристика, рис. 3.4, б. Она построена совокупно для трех двигателей. При этом оказалось, что каждый из этих трех двигателей воспроизводит ее с отклонениями, не превышающими 1 %, и тем самым свидетельствует о высокой технологической культуре серийного производства. Совсем иная картина наблюдается, если речь заходит о двигателях КамАЗ-740 (рис. 3.5) и КамАЗ-7408 М (рис. 3.6), предназначенных для автобусов. В случае, например, двигателя КамАЗ-740 наблюдается следующее (рис. 3.5): во-первых, эталонный ЯЗДА, серийный обычный и серийный с ограниченной подачей топливные насосы высокого давления (ТНВД) формируют существенно различающиеся внешние скоростные характеристики (кривые соответственно 1, 2, 3); во-вторых, характер протекания зависимостей крутящего момента  $M_e$ , скорости расхода топлива  $Q_t$  и удельного расхода топлива  $g_e$  от частоты вращения вала двигателя  $n_e$  весьма своеобразен и далек от классического. Особо следует отметить, что протекание скоростной ха-

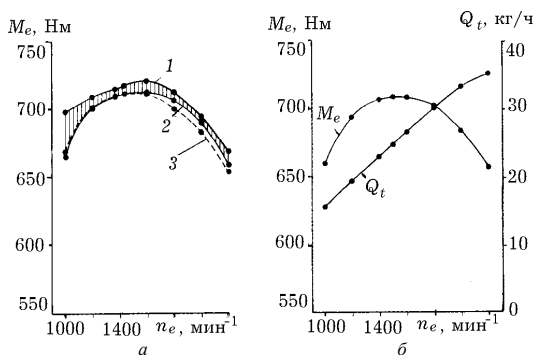


РИСУНОК 3.4 Внешние тяговые характеристики двигателя OM-407.

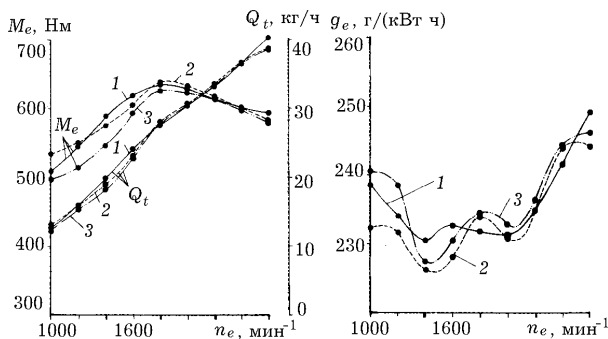


РИСУНОК 3.5 Внешние тяговые характеристики двигателя КамАЗ-740.

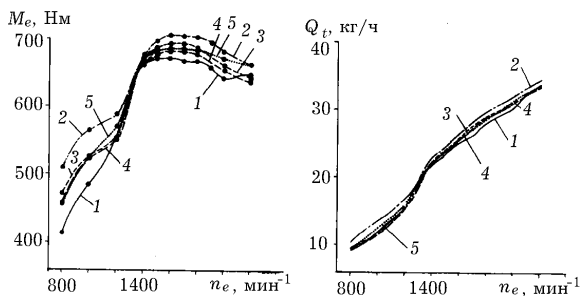


РИСУНОК 3.6 Внешние тяговые характеристики двигателя КамАЗ-7408 М.

характеристики существенно зависит от типа регулятора частоты вращения вала двигателя (рис. 3.6; модель топливной аппаратуры/тип регулятора: 1 – 332-30/двухрежимный; 2 – 332-10/двухрежимный; 3 – 332-10/двухрежимный, уменьшенная подача топлива; 4 – 332-10/с пологими характеристиками; 5 – 332-10/всережимный), хотя тип регулятора, в принципе, не обуславливает формирование внешних режимов работы двигателя.

Различного рода регламентации относительно выбросов токсичных веществ в окружающее пространство в конструкции серийных дизельных двигателей отразились в наипростейших решениях – в использовании специальных устройств ограничения и коррекции. Эти устройства позволяют удовлетворить существующей системе требований и ограничений; однако они же порождают и вторичные отрицательные эффекты. Например, ограничение и корректирование топливоподачи, исходя из ограничений по дымности (выбросу сажи), порождает существенный "провал" внешней скоростной характеристики при низких частотах вращения вала двигателя (рис. 3.5 и 3.6), а это, в свою очередь, способствует снижению интенсивности процесса трогания машины с места, а зачастую – и к заглоханию двигателя. Возникает ситуация, такая что суммарный выброс сажи за период разгона автобуса на нижней передаче (особенно, если возникает необходимость



повторного запуска двигателя) не только не уменьшается, а наоборот, становится большим по сравнению с тем, который имеет место при отсутствии ограничителей и корректоров топливоподачи в ТНВД. Следовательно, снижение интенсивности сажевыделения (выброса несгоревшего углерода С в единицу времени) далеко не равноценно снижению уровня загрязнения окружающего пространства в эксплуатации: из-за снижения динамичности автобуса более интенсивному сажевыделению, но за малый промежуток времени, противопоставляется менее интенсивное дымление, но за заведомо больший отрезок времени.

Чтобы снизить вероятность заглохания двигателя при неумелом управлении автомобилем в процессе трогания, можно, конечно, отрегулировать регулятор двигателя на более высокие значения минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала. Однако это приводит к заметному снижению эксплуатационной экономичности автомобилей, особенно – городских автобусов, движение которых отличается большим числом остановок – регламентируемых маршрутных и случайных, обусловленных высокой помехонасыщенностью городских транспортных потоков и наличием большого числа пересечений улиц.

И наконец, сам автомобиль с ухудшенной динамичностью разгона является своеобразной помехой другим транспортным средствам, которые тоже являются источниками выделения токсичных веществ в окружающую среду. Любая задержка транспортного потока, следовательно, повлечет увеличение текущего значения концентрации вредных веществ в заданном пространстве (скажем, в окрестности перекрестка). И разве можно в такой ситуации считать установку корректоров и ограничителей топливоподачи на двигателях автомобилей решением проблемы, если руководствоваться не узкоутилитарными, а самыми общими соображениями?

Многие характеристики двигателя, конечно, дают определенное представление об его предельных тормозных свойствах и об экономичности холостых режимов. Однако, стремясь к большей точности экспериментальной информации, как предельные (внешние) тормозные, так и холостые режимы целесообразно фиксировать еще и отдельным множеством (особенно, специально выделяя их среди всех возможных). Ряд внешних тормозных характеристик  $M_e = M_{et}(n_e)$  различных двигателей приведен на рис. 3.7. Наибольшие тормозные эффекты реализует, конечно, новый двигатель. В процессе "жизни" двигателя эти эффекты могут существенно изменяться. На рис. 3.7, а для примера представлено ряд тормозных характеристик одного и того же двигателя КамАЗ-740: 1 – двигатель новый, до обкатки; 2 – двигатель в момент завершения регламентированной обкатки; 3 – двигатель после полугодовой эксплуатации на городском автобусе. Характеристики 1, 2, 3, относящиеся к конкретному двигателю, вообще говоря, являются нелинейными. Однако совокупно для определенной достаточно большой серии двигателей характеристика  $M_e = M_{et}(n_e)$  может трансформироваться в линейную. Так прямая 4 на рис. 3.7, а отражает тормозную характеристику совокупно четырех двигателей КамАЗ-740 в момент завершения их обкатки.

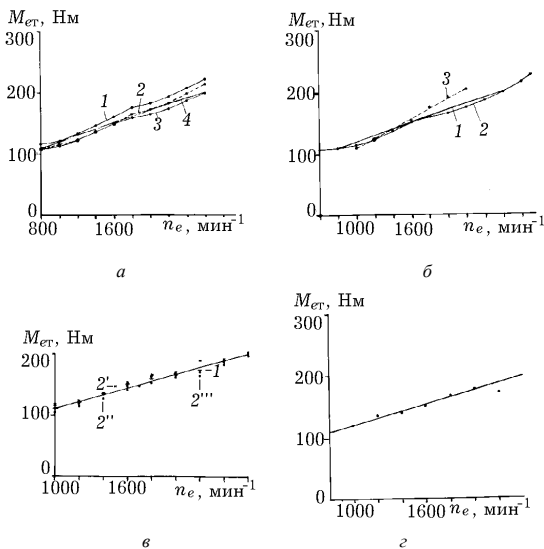


РИСУНОК 3.7 Внешние тормозные характеристики.

Совокупная характеристика является весьма репрезентативной. Она строится на основании результатов статистической обработки общего множества экспериментальных точек независимо от того, к какому двигателю конкретно относится та или иная точка. При этом в качестве эффективной оценки статистических данных целесообразно принять медиану. Медиана оказывается более устойчивой (более робастной) оценкой, нежели математическое ожидание, которое служит эффективной оценкой в случае нормального распределения значений случайной величины, но на практике является очень чувствительным к "выбросам" случайной величины, "загрязнениям" информации, ошибкам измерений и т.п.

На тормозной эффект существенно влияют и вспомогательные системы двигателя. Скажем, индивидуальная тормозная характеристика двигателя КамАЗ-740 без воздушного фильтра (линия 2, рис. 3.7, б) является явно нелинейной. Однако в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала ( $800 \leq n_e \leq 2600$  мин<sup>-1</sup>) ее с 5 %-й погрешностью можно заменить прямой 1. Эта прямая одновременно является тормозной характеристикой совокупно четырех двигателей КамАЗ-740 без воздушных фильтров. И хотя индивидуальную кривую 2 можно более точно аппроксимировать в заданном диапазоне  $n_e$  некоторой отличной от 1 прямой, необходимо, однако, иметь в виду, что совокупная точность в теоретических обобщениях имеет большее значение. Примером ярко выраженной устойчивой линейной зависимости  $M_{ст}$  от  $n_e$  является тормозная характеристика двигателя ОМ-407, независимо от того, идет ли речь об индивидуальных его свойствах, или совокупных (см. прямую 3 на рис. 3.7, б).

Еще одним свидетельством совокупной линейности тормозной характеристики дизельного двигателя является множество точек на рис. 3.7, в, часть которых касается двигателя КамАЗ-7402 М (точки 1; частота  $n_{eN}$  вращения вала, соответствующая максимальной мощности  $N_{em}$  двигателя составляет 2200 мин<sup>-1</sup>), а часть – трем двигателям КамАЗ-740 (точки 2', 2'', 2''';  $n_{eN} = 2600$  мин<sup>-1</sup>). В самом деле, экспериментальные точки весьма точно ложатся вдоль некоторой прямой. Ярво выраженной прямолинейной является также индивидуальная тормозная характеристика двигателя КамАЗ-7408 М (рис. 3.7,  $\varepsilon$ ).

Холостые режимы работы двигателей обычно характеризуются параболическими зависимостями скорости расхода топлива  $Q_{tx}$  от частоты вращения вала  $n_e$  (рис. 3.8). Например, несущественным можно считать отклонение экспериментальных точек от параболических кривых 1, 2 для двигателей КамАЗ-7402 М и 3 для двигателя КамАЗ-740 (рис. 3.8,  $a$ ;  $HV$   $PV$  - соответственно нижняя и верхняя границы изменения значений  $Q_{tx}$  для серии из пяти двигателей). Для многих дизельных двигателей параболический характер изменения  $Q_{tx}$  в зависимости от  $n_e$  хорошо сочетается с линейностью тормозной характеристики (рис. 3.8,  $b$ : двигатель КамАЗ-740 № 253733; рис. 3.7,  $\varepsilon$  и 3.8,  $b$ : двигатель КамАЗ-7408 М; рис. 3.8,  $\varepsilon$ : двигатель 6ЧН 15/16).

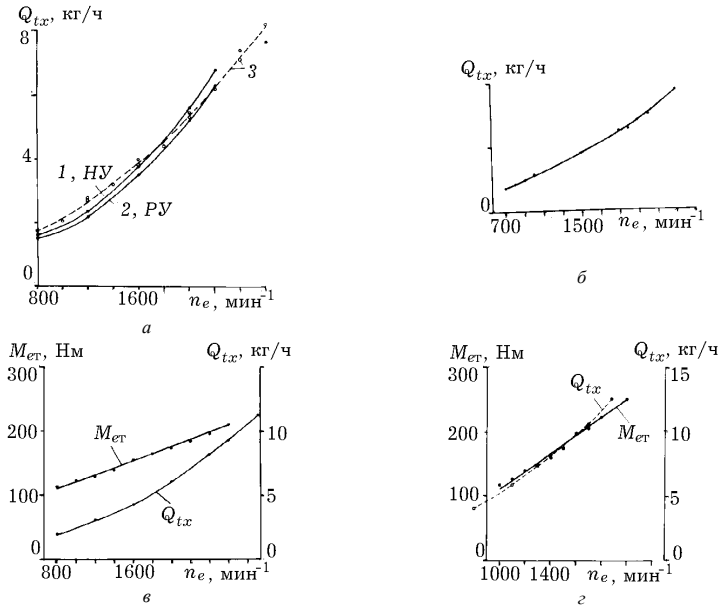


РИСУНОК 3.8 Характеристики холостого хода. Сочетание линейности тормозных характеристик и параболичности характеристик холостого хода.

### 3.5 Нагрузочные характеристики

На рис. 3.9 представлены экспериментальные нагрузочные характеристики ( $Q_t$  – скорость расхода топлива;  $n_e$  – частота вращения вала двигателя  $M_e$  – крутящий момент) двух двигателей КамАЗ-740, один из которых предусмотрен для автобуса ЛАЗ-5252 (рис. 3.9, а), а другой – для автобуса ЛАЗ-4202 (рис. 3.9, б), а также двигателей КамАЗ-7402М (рис. 3.9, в), КамАЗ-7408М (рис. 3.9, г), Mercedes-Benz OM-407 (рис. 3.9, д), 6ЧН 15/16 (фрагмент, рис. 3.9, е). Особенностью этих характеристик является то, что каждая из них распространяется одновременно и на тяговые, и на холостые, и на тормозные режимы работы двигателя [1]. Двигатели КамАЗ принадлежат одному семейству и своим устройством принципиально не отличаются друг от друга; по сравнению с КамАЗ-740 двигатели КамАЗ-7402М и КамАЗ-7408М дефорсированы по частоте вращения вала, причем КамАЗ-7408М имеет увеличенный рабочий ход поршней. Двигатели же OM-407 и 6ЧН 15/16 принадлежат к принципиально другим семействам. Таким образом, представленные на рис. 3.9 графики формируют довольно емкое информационное поле, позволяющее определить наиболее общие для дизельных двигателей особенности протекания их топливных характеристик.

При построении экспериментальными средствами нагрузочных характеристик всех перечисленных двигателей выдвигалось одно важное требование: график любой из кривых  $Q_t=Q_t(M_e, n_e=\text{const})$  характеристики каждого из двигателей должен быть выпуклым вниз (вогнутым). Поэтому каждому из "решающих" экспериментов предшествовали "рабочие", сменяющиеся процессами тщательной отладки или регулировки аппаратуры питания двигателя топливом с тем, чтобы по возможности достичь именно вогнутости характеристики.

### 3.6 Особенности характеристик и приоритеты режимов работы двигателя

Оказывается, что приоритет режима работы дизеля в значительной степени обусловлен особенностями протекания характеристики в окрестностях этого режима (см. [2]). Причем выпуклость вверх нагрузочной характеристики в окрестности некоторого режима при заданном  $n_e=\text{const}$  является неоспоримым свидетельством его нулевого приоритета (с точки зрения целесообразности реализации) по отношению к режимам, в окрестности которых характеристика вогнута. И вообще, вогнутость топливной характеристики является одним из признаков совершенства двигателя. Поэтому, если имеется малейшая возможность наделить двигатель этим признаком (без нанесения ущерба эксплуатационной эффективности двигателя вообще, когда отсутствие признака не является внутренне ему присущим), то ему обязательно следует воспользоваться. Однако, в действительности очень часто приходится иметь дело не только со строгой выпуклостью характеристик вниз.

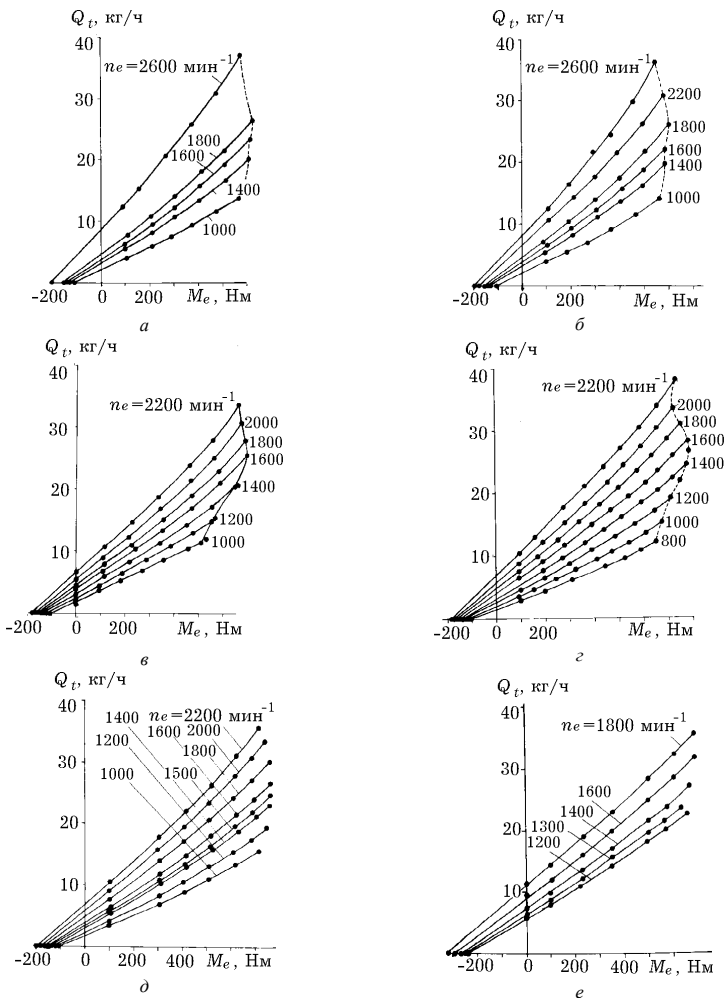


РИСУНОК 3.9 Нагрузочные характеристики.

На рис. 3.10 представлены нагрузочные характеристики двигателя КамАЗ-7408, снятые экспериментально четырьмя сериями: 0 – при функционирующей штатной муфте опережения впрыска топлива; 1, 2, 3 – при заблокированной муфте в состояниях, обеспечивающих соответственно существенное, среднее и малое опережения впрыска топлива (в 4, 0 и –4 угловых град относительно нулевой метки на приводе муфты-регулятора). Эти характеристики, как легко заметить, различаются весьма существенно.

При малых частотах  $n_e$  вращения коленчатого вала угол опережения впрыска топлива слабо влияет на топливную экономичность холостых режимов, о чем свидетельствуют приведенные на рис. 3.11 характеристики холостого хода: 0 - при функционирующем регуляторе; 1, 2, 3 - при фиксированных существенном, среднем и малом опережениях впрыска. При больших же значениях  $n_e$  неудачный выбор момента впрыска может привести к существенному снижению экономичности холостой работы двигателя.

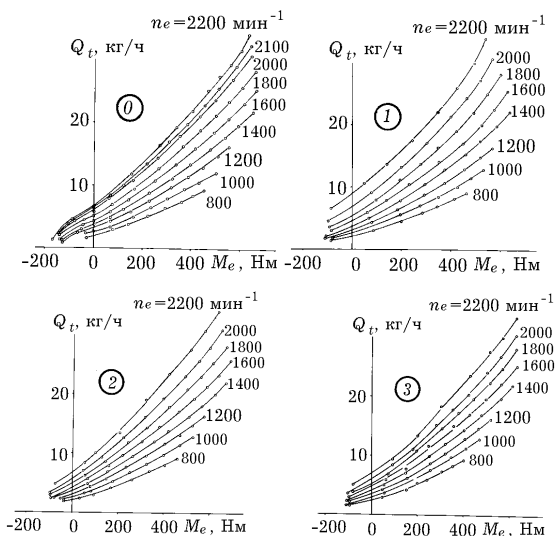


РИСУНОК 3.10 Специальные нагрузочные характеристики двигателя.

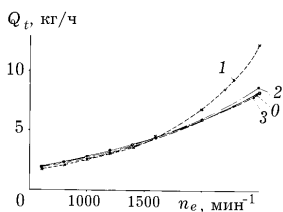


РИСУНОК 3.11 Характеристики холостого хода.

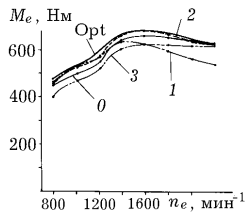


РИСУНОК 3.12 Внешние тяговые характеристики.

Весьма существенно от закона управления опережением впрыска зависит протекающие внешние скоростные характеристики (рис. 3.12: Opt - внешняя скоростная характеристика двигателя, которая имела бы место при идеальном управлении опережения впрыска топлива). Оказывается, что при оптимальном выборе момента впрыска топлива и одинаковых частотах вращения коленчатого вала (см. кривую Opt) двигатель при прочих равных условиях может реализовать заведомо большие крутящие моменты  $M_e$ . Максимальный крутящий момент может возрасти на 5 % на режиме минимальной частоты вращения вала двигателя, а на некоторых средних частотах - даже на 18 %.

На рис. 3.13, а, б полученные ранее характеристики (см. рис. 3.10) сопоставлены методом наложения отражающих их графиков (0, 1, 2, 3, Opt обозначают то же, что и на рис. 3.10). Очевидно, что неправильное сочетание угла опережения впрыска и скорости вращения вала двигателя может повлечь перерасход топлива более чем на 15 % на внешних тяговых режимах работы двигателя и более чем на 30 % на режимах холостого хода. Конечно, реальный (штатный) регулятор "избегает" таких перерасходов топлива. Однако воплощенный в нем закон управления опережением впрыска топлива, как легко заметить, все же остается далеким от оптимального. Он, пожалуй, удачно соотносит скоростной режим работы двигателя с углом опережения впрыска топлива лишь при реализации двигателем максимальной мощности. На других режимах потенциальные возможности экономии топлива "игнорируются" (на преобладающих режимах работы, например, автобусного двигателя экономия топлива может достигать 7 %).

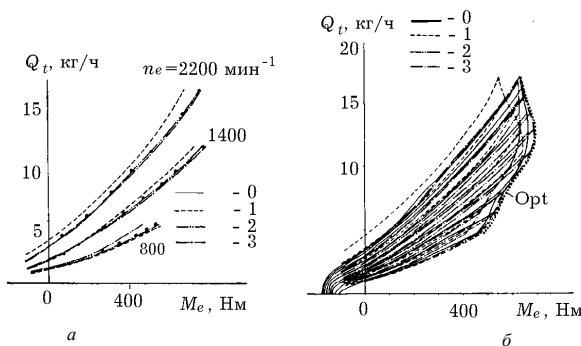


РИСУНОК 3.13 Сопоставление нагрузочных характеристик.

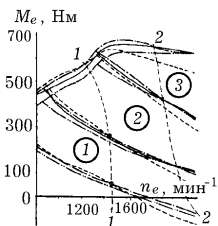


РИСУНОК 3.14 Области предпочтительных значений опережения впрыска.

Экспериментальные исследования показали, что число параметров, на которых должен быть задан оптимальный закон управления опережением впрыска, никак не может быть меньше двух (штатная регулятор-муфта оперирует лишь одним параметром – частотой вращения вала двигателя). Чтобы в этом убедиться, достаточно обратиться к рис. 3.13, а, на котором приведены нагрузочные характеристики дизельного двигателя при трех фиксированных значениях частоты вращения коленчатого вала ( $n_e=2000; 1400; 800 \text{ мин}^{-1}$ ). Точки пересечения кривых  $Q_t = Q_t(M_e)$  при различных опережениях впрыска топлива изменяют свое положение с изменением  $n_e$ . Это вполне естественно, и учитывается стандартной системой управления моментом впрыска. Однако, чтобы различать каждую из этих точек, одного лишь параметра  $n_e$  явно не достаточно. Необходимо, по крайней мере, еще один параметр – либо  $M_e$ , либо  $Q_t$ .

На рис. 3.14 показаны области возможных режимов работы двигателя, в каждой из которых следует предпочесть ту или иную степень опережения впрыска. Эти области разделяют линии 1-1 и 2-2. В области левее линии 1-1 следует предпочесть более поздний впрыск (на 4 град по шкале стандартной муфты опережения относительно специальной нулевой метки). Правее линии 2-2 расположена область режимов, при реализации которых следует отдавать предпочтение существенному опережению впрыска (на 4 град относительно указанной выше нулевой метки). И наконец, в области, размещенной между кривыми 1-1 и 2-2, более выгодными оказывается опережение впрыска, соответствующее условной нулевой метке.

Важным в данном случае является то обстоятельство, что линии 1-1 и 2-2, являющиеся границами подобластей режимов с различными предпочтениями степени опережения впрыска топлива, не являются вертикальными прямыми. А это означает именно то, что оптимальный закон изменения момента впрыска топлива, не являются вертикальными прямыми. А это означает именно то, что оптимальный закон изменения момента впрыска топлива в цилиндры дизельного двигателя непременно должен быть задан как функция двух переменных –  $n_e, M_e$  (или  $n_e, Q_t$ ).

Если исходить из возможностей технической реализации оптимального управления моментом впрыска топлива, то предпочтение следует отдать такой паре информационных параметров, как  $n_e - Q_t$ . И действительно, точный контроль в системе автоматического управления значений частоты вращения вала двигателя не является проблемой. Существует достаточно большое число датчиков частоты вращения коленчатого вала, работа которых основана на самых разнообразных физических принципах. Многие типы этих датчиков обладают приемлемой надежностью и долговечностью, достаточной точностью измерения и стабильностью своих параметров и характеристик (в частности, к таковым относятся индуктивные датчики частоты, весьма широко используемые в средствах автоматизации транспортных машин). Что же касается параметра  $Q_t$ , то судить о его значении в каждый момент времени проще всего, измеряя цикловую подачу топлива. А для этого достаточно знать в каждый момент времени величину рабочего хода плунжеров топливного насоса высокого давления. Судить же о значении рабочего хода дозирующего плунжера, в свою очередь, можно по положению рейки топливного насоса.

Конечно, взаимосвязь положения рейки топливного насоса и величины расхода топлива не является абсолютно однозначной. Поэтому возможны погрешности в измерении  $Q_t$  и, следовательно, в воспроизведении оптимального закона управления моментом впрыска топлива в цилиндры двигателя. Однако, необходимо иметь в виду, что измерение крутящего момента  $M_e$  является куда более сложной технической проблемой. Всякая же попытка косвенного его определения (скажем, по давлению во впускном трубопроводе) непременно приводит к весьма большим погрешностям, явно не приемлемым в электронных системах автоматического управления, ибо теряет смысл точное оперирование неточной информацией.

Экспериментальные исследования позволили также выявить такой вид несовершенства характеристики двигателя, как нарушение условия выпуклости ее вниз. Выпуклой вниз нагрузочная характеристика  $Q_t = Q_t(M_e, n_e = \text{const})$  является тогда, когда  $\partial^2 Q_t / \partial M_e > 0$  при каждом из возможных значений  $M_e$  (оказывается, что использование множества режимов, на которых топливная характеристика двигателя не выпукла вниз, выпукла вверх, существенно снижает топливную экономичность транспортной машины). Согласно теории, этих режимов всячески необходимо избегать в эксплуатации. Это равноценно вынужденному сужению множества возможных режимов работы двигателя, хотя фактически оно все же шире.

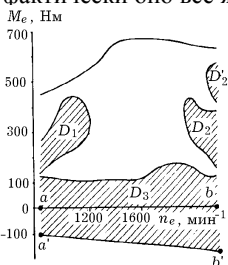


РИСУНОК 3.15 Области выпуклости характеристики.

На рис. 3.15 как раз и выделены те множества возможных режимов работы двигателя, на которых имеет место очевидная потеря свойств выпуклости вниз нагрузочных характеристик. Область  $D_1$  примыкает к линии, соответствующей минимальной частоте вращения вала двигателя. Области  $D_2$  и  $D_2'$ , наоборот, примыкают к линии максимальной частоты. Наиболее обширной является область  $D_3$ , точки которой отражают режимы, близкие к холостым, а также все множество тормозных режимов.



Легко видеть, что все без исключения режимы, отражаемые точками горизонтальной прямой  $ab$ , расположены в области  $D_3$ . Это означает, что на холостых режимах двигатель неэффективен, что эти режимы реализуется с чрезмерно большим расходом топлива из-за несоответствия фаз газораспределения, большого сопротивления на впуске в цилиндры и т. п. Подобная ситуация возникает и в карбюраторных двигателях. Однако там это вполне естественно: сам принцип управления подачей топлива предусматривает дросселирование на впуске в цилиндры, которое становится наибольшим именно на режимах холостого хода и тормозных режимах.

Потеря свойства выпуклости вниз характеристики  $Q_t=Q_t(M_e)$  при различных  $n_e=\text{const}$  в областях  $D_1, D_2, D_2$  обусловлена работой корректоров. Именно корректирование подачи топлива, вводящее с целью необходимого сужения множества возможных режимов работы двигателя, одновременно приводит и к дополнительному их сужению, не являющегося необходимым. Это вторичное сужение множества режимов в известном смысле – условное, ибо сами-то режимы существуют, но их использование с точки зрения топливной экономичности автомобиля – не целесообразно.

Таким образом, согласно информации, представленной на рис. 3.15, следовало бы использовать лишь те режимы, которым соответствуют точки незаштрихованной области, а также при необходимости – внешние тормозные режимы, отражаемые точками линии  $a'b'$ .

Любое ограничение множества возможных режимов работы, приводящее к снижению эффективности других режимов, никакими аргументами оправдано быть не может. Кроме того, стоит ли возлагать на электронную технику, например, решение некоторой обособленной задачи корректирования топливopодачи? Лучшие потенциальные возможности электроники направить на такое формирование рабочих процессов в двигателе, при котором необходимость в корректировании топливopодачи полностью отпадает. И вообще, корректоры в конструкции топливных насосов, скорее всего, свидетельствуют о "бедности" существующих средств формирования желаемых свойств двигателя.

Одна из возможных форм представления характеристической информации о свойствах двигателя для примера отражена графически на рис. 3.16 ( $Q_t$  – скорость расхода топлива;  $N_e$  – мощность;  $g_e$  – удельный расход топлива;  $p_e$  – эффективное давление;  $n_e$  – частота вращения вала двигателя;  $BX$  – внешняя характеристика). Информация ретроспективна и относится к двигателю Mercedes-Benz начала 30-х годов изготовления (двигатель четырехтактный, форкамерный, с закрытой форсункой, бескомпрессорный, рядный вертикальный; число цилиндров  $i=6$ , диаметр цилиндра/ход поршня  $D/S=135$  мм/200 мм, рабочий объем  $V_{hd}=17,2$  дм<sup>3</sup>, номинальная мощность  $N_{em}=100$  л. с.=73,55 кВт при частоте вращения вала  $n_{eN}=800$  мин<sup>-1</sup>, степень сжатия  $\varepsilon=17,5$ ; объемная масса двигателя  $m_d/V_{hd}=104,6$  кг/дм<sup>3</sup> ( $m_d$  – масса двигателя), удельная масса  $m_d/N_{em}=18$  кг/л. с.).

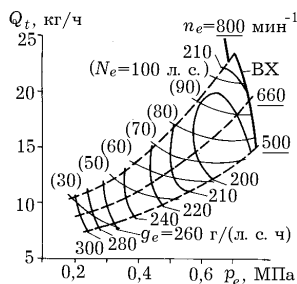


РИСУНОК 3.16 Характеристика дизельного двигателя.

С одной стороны, представленную графическую информацию можно трактовать как нагрузочную характеристику двигателя, поскольку роль непрерывной независимой переменной здесь выполняет эффективное давление – один из измерителей нагрузки на валу двигателя. Но с другой стороны, нагрузочной обычно называют характеристику, в которой роль непрерывной независимой переменной как и раньше играет эффективное давление, но роль дискретной независимой переменной возложена только и только на величину  $n_e$  (частоту вращения вала двигателя, а никак не на удельный расход топлива  $g_e$ ). Тем не менее эта характеристика позволяет решать все те же задачи о приоритете режимов работы двигателя, что и нагрузочная в общепринятом понимании. Можно привести и многие другие примеры характеристик, равноценных по информативности и вытекающих из нее возможностей анализа свойств двигателя.

### 3.7 Некоторые специальные характеристики

Изыскивая пути экономного расходования топлива в двигателях внутреннего сгорания, очень часто стремятся к увеличению избытка воздуха в горючей или рабочей смеси. Обеднение смеси до определенного уровня способствует также и уменьшению выбросов токсичных веществ.

Однако, сгорание топлива может быть признано эффективным только в том случае, если имеются неоспоримые признаки эффективного извлечения механической энергии. В частности, если обеднение смеси влечет за собой при прочих равных условиях увеличение степени неравномерности вращения вала двигателя, то энергопреобразование в тепловом двигателе вряд ли может быть объективно признано эффективным; равномерность вращения вала по многим причинам тоже является признаком эффективного преобразования энергии. Кинематическая неравномерность работы двигателя может быть определена как разброс продолжительностей периода одного оборота коленчатого вала. В связи с этим возникает задача рационального соотношения состава рабочей смеси и степени равномерности вращения вала двигателя. На рис. 3.17 приведен график, качественно соотносящий неравномерность  $v$  вращения вала двигателя и коэффициент  $\lambda$  избытка воздуха ( $\lambda_r$  – граница работоспособности двигателя по составу смеси;  $\lambda^*$  – граница приемлемых значений  $\lambda$ ).

Основанием для рациональной регулировки карбюратора бензинового двигателя является регулировочная характеристика, общий вид которой для одного лишь значения частоты  $n_e$  вращения вала двигателя приведен на рис. 3.18. Характеристика отражает взаимосвязь между мощностью  $N_e$ , удельным расходом топлива  $g_e$ , коэффициентом избытка воздуха  $\lambda$  при заданных фиксированных положениях  $h$  дроссельной заслонки ( $h_m$  – положение дроссельной заслонки, соответствующее наименьшей степени дросселирования, то есть внешним тяговым режимам работы рассматриваемого двигателя). Огибающая  $aa_0c_0$  кривых  $g_e = g_e(N_e)$  в системе

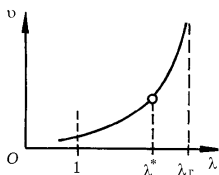


РИСУНОК 3.17 Специальная характеристика по составу смеси.

координат ( $N_e-g_e$ ) и одноименная кривая в систе-

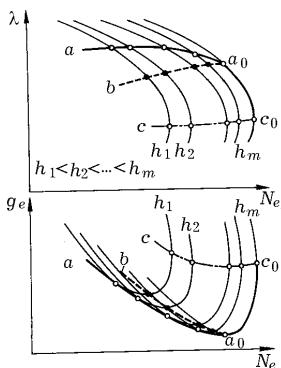


РИСУНОК 3.18 Классическая характеристика по составу смеси.

не могут быть признаны энергетически эффективными. Точки же  $c_0$  принадлежат одновременно и кривым  $h = h_m = \text{const}$ , идентифицирующим режимы при минимальном дросселировании. Расположенные правее точек  $c_0$  отрезки кривых  $h = h_m = \text{const}$  выделяют режимы, которые каждому возможному значению  $g_e$  (и  $Q_t$ ) ставят в соответствие наибольшие  $N_e$ ; а отрезки кривых  $aa_0$  выделяют, наоборот, режимы минимальных  $N_e$  при каждом  $g_e$  (и  $Q_t$ ), то есть режимы, которые в данном случае следовало бы признать неэффективными в противовес оценке, принятой ранее. Признаками наилучших во всех трех случаях оценивания наделены, пожалуй, лишь режимы, соответствующие криволинейному отрезку  $a_0c_0$ .

Характеристика по составу смеси отражает в себе полезную информацию только тогда, когда каждая ее точка фиксируется при оптимальном (или достаточно близком к нему) значению угла  $\theta$  опережения зажигания. Причем смысл оптимальности  $\theta$  должен быть идентичным смыслу оптимальности  $\lambda$ . То, что удельный расход топлива  $g_e$  в значительной степени зависит не только от  $\lambda$ , но и еще от  $\theta$ , иллюстрирует рис. 3.19 ( $n_e = 2500 \text{ мин}^{-1} = \text{const}$ ;  $f$  – линия, отражающая границу множества режимов устойчивой работы двигателя).

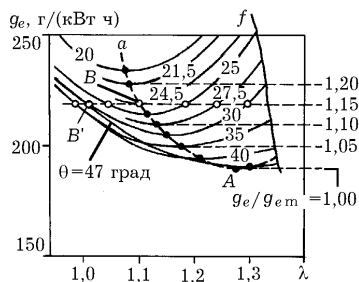


РИСУНОК 3.19 Характеристика по составу смеси и углу опережения зажигания.

ме координат ( $N_e - \lambda$ ) выделяют точки характеристики, соответствующие минимальным значениям  $g_e$  на множестве различных заданных  $N_e$ ; штриховые линии  $ba_0$  образуются точками минимума  $g_e$  на множестве различных  $h$ ; штрихпунктирные линии  $cc_0$  выделяют множество максимальных значений  $N_e$  при различных фиксированных  $h$ .

Возможны и другие трактовки некоторых особых точек приведенной здесь характеристики. В частности, кривые  $cc_0$ , за исключением их точек  $c_0$ , идентифицируют режимы работы двигателя с наибольшим при каждом фиксированном  $N_e$  дросселированием на впуске.

А поскольку дросселирование – это один из способов рассеивания энергии, то указанные режимы не могут быть признаны энергетически эффективными. Точки же  $c_0$  принадлежат одновременно и кривым  $h = h_m = \text{const}$ , идентифицирующим режимы при минимальном дросселировании. Расположенные правее точек  $c_0$  отрезки кривых  $h = h_m = \text{const}$  выделяют режимы, которые каждому возможному значению  $g_e$  (и  $Q_t$ ) ставят в соответствие наибольшие  $N_e$ ; а отрезки кривых  $aa_0$  выделяют, наоборот, режимы минимальных  $N_e$  при каждом  $g_e$  (и  $Q_t$ ), то есть режимы, которые в данном случае следовало бы признать неэффективными в противовес оценке, принятой ранее. Признаками наилучших во всех трех случаях оценивания наделены, пожалуй, лишь режимы, соответствующие криволинейному отрезку  $a_0c_0$ .

Линия  $a$  соответствует минимальным значениям  $g_e$  при фиксированных  $\theta$ , задаваемых в град поворота коленчатого вала. На рассматриваемом множестве значений  $\theta$  наименьшему значению  $g_e$  соответствует некоторая точка  $A$  ( $\lambda = 1,27$ ;  $\theta = 45$  град), принадлежащая линии  $a$ . При уменьшении величины  $\theta$  минимальное возможное значение  $g_e$  возрастает (экономичность двигателя падает); при этом уменьшается и  $\lambda$ .

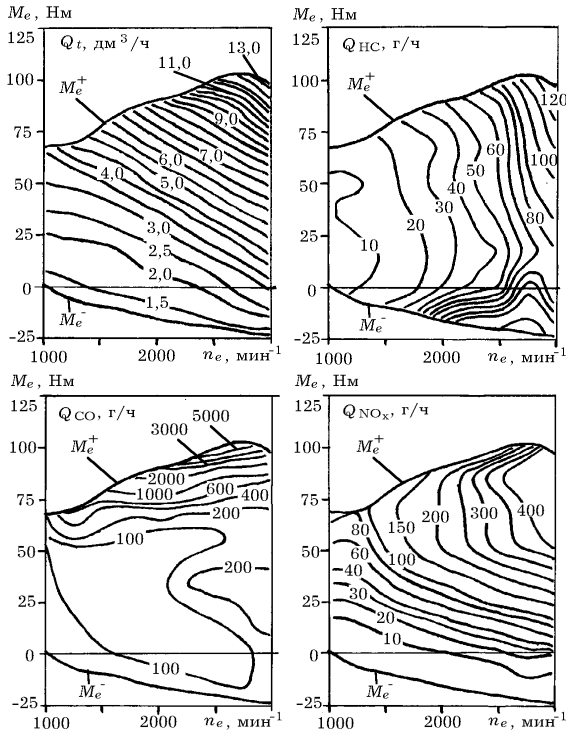
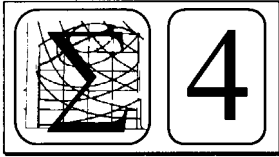


РИСУНОК 3.20 Характеристика карбюраторного двигателя с рабочим объемом 1,5  $\text{дм}^3$  и мощностью 52 кВт автомобиля Volkswagen Golf.

С другой стороны, на большей части множества совместимых значений  $g_e$ ,  $\theta$ ,  $\lambda$  при любом заданном  $g_e/g_{em} = \text{const}$  точки линии  $a$  определяют минимальное значение  $\theta$ . Например, при  $g_e/g_{em} = 1,15$  точка  $B$  соответствует минимальному значению  $\theta = 24,5$  град; всем другим точкам (например, точке  $B'$ ) соответствуют большие значения  $\theta$ .

Независимо от прямого назначения, любая характеристика определенным образом упорядочивает возможные режимы работы двигателя. В этом смысле особенно наглядными являются характеристики, задаваемые системой изоквант на множестве точек  $R(n_e, M_e)$  ( $M_e$  – крутящий момент). Некоторые из такого типа характеристик приведены на рис. 3.20 [3] ( $M_e^+$ ,  $M_e^-$  – внешние тяговая и тормозная скоростные характеристики). Изокванты характеристики здесь задаются уравнениями  $Q_t(n_e, M_e) = \text{const}$ ,  $Q_{\text{НС}}(n_e, M_e) = \text{const}$ ,  $Q_{\text{СО}}(n_e, M_e) = \text{const}$ ,  $Q_{\text{NO}_x}(n_e, M_e) = \text{const}$  ( $Q_t$  – скорость расхода топлива;  $Q_{\text{НС}}$ ,  $Q_{\text{СО}}$ ,  $Q_{\text{NO}_x}$  – скорости выделения с отработавшими газами углеводородов, оксида углерода, оксидов азота).



---

## АППРОКСИМАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

---

### 4.1 Концептуальные аспекты аппроксимации

Аппроксимационная идентификация характеристик теплового двигателя является довольно сложной задачей как с содержательной, так и с формальной точек зрения. Об этом свидетельствует хотя бы тот факт, что до сих пор не существует каких-либо устоявшихся и априори совершенных концепций, принципов, тенденций, подходов, методов.

Часто методология аппроксимации изначально строится на “системном подходе”, в котором усматривают залог успешного преодоления всех возможных трудностей без привлечения специальных эвристических изысканий. Например, в работе [7] существенной частью программы синтеза характеристик двигателя с помощью ЭВМ является подпрограмма полиномиальной аппроксимации, допускающая использование полиномов с 20-ю членами, среди которых имеются члены с отрицательными показателями степени; причем максимальное количество членов полинома ограничено не столько какими-то эвристическими соображениями, сколько техническими возможностями ЭВМ того времени. По существу в качестве модели некоего гипотетического абсолютно точного аналитического отражения характеристик принимается приближение в виде ряда Лорана (более общего по структуре, чем ряд Тейлора). Если подпрограмме “предлагается” число экспериментальных точек сверх того их количества, которое необходимо для однозначного аналитического определения коэффициентов полинома, то вычисление этих коэффициентов производится по методу минимальной квадратичной погрешности. Таким образом, изложенная в [7] методология является примером сочетания исключительно рутинных приемов аппроксимации, исходящих из кибернетического принципа “черного ящика”, вряд ли имеющего право на особое признание (“черный ящик” остается таковым до того момента, пока не указана структура аналитического описания; чаще всего “ящик” является в неопределенной степени “серым”).

“Системный подход” основан на принципе “чем сложнее, тем точнее”, являющимся, вообще говоря, далеко не конструктивным. (Этот принцип противоречит вездесущему принципу самоорганизации.) Да и само понятие сложности зачастую трактуется чрезмерно упрощенно. Можно провести следующую аналогию на примере динамических моделей.

Модели многих детерминированных динамических объектов (в том числе и автомобиля) представляют в форме системы обыкновенных дифференциальных уравнений, которую можно свести к системе дифференциальных уравнений второго порядка, каждое из которых является аналитической

моделью маятника. Поэтому условно можно говорить о формировании некой “страны маятников” [2], в которой любой объект является системой взаимосвязанных маятников. В пределах этой “страны” можно, в принципе, различать объекты неодинаковой сложности, учитывая, например, количество маятников, из которых состоит тот или иной объект (а, может быть, еще и структуру взаимосвязи этих маятников). Оценка сложности в этом случае осуществляется примитивно – лишь на количественном уровне. Стоит только обнаружить, что исследуемый объект не укладывается в границы “страны маятников” (имеющиеся там средства аналитического описания не обеспечивают адекватность модели), как сразу же приходит осмысление сложности совсем иного уровня – качественного. Иначе говоря, сложность фактически начинается там, где кончается “страна маятников”. Практически всегда не выдерживает критики убеждение, что “истинная теория” и “оптимальная модель” неизбежно “просты и красивы”.

Все сказанное здесь в равной степени относится и к аналитическим средствам аппроксимации характеристик теплового двигателя. В частности, необходимость рутинного наращивания числа членов в полиномиальных аппроксимирующих рядах вовсе не означает приведение во взаимное соответствие сложности аналитических описаний и сложности отражаемых характеристиками причинно-следственных связей. Перспективной в этом отношении могла бы оказаться методология математического моделирования сложных систем, опирающаяся на принцип эвристической самоорганизации [2]. Однако, всегда ли имеет смысл считать характеристики двигателя настолько уж сложными? Во многих прикладных задачах рутины удастся избежать (не в ущерб, естественно, адекватности математических описаний), путем изыскивания не формальными, а эвристическими средствами устойчивых (формальных или содержательных) закономерностей, скрытых в экспериментально идентифицированных характеристиках.

#### **4.2 Особенности характеристик карбюраторных двигателей, основанные на понятии циклового расхода топлива**

Среди переменных, определяющих характеристику двигателей, особо выделим цикловой расход топлива

$$Q_{\text{тц}} = \frac{\tau Q_t}{2n_e},$$

а вместе с ним и удельный цикловой расход топлива

$$q_{\text{тц}} = \frac{Q_{\text{тц}}}{V_{\text{нд}}} = \frac{\tau Q_t}{2V_{\text{нд}}},$$

где  $Q_t$  – скорость расхода топлива;  $n_e$  – частота вращения вала двигателя;  $\tau$  – тактность двигателя;  $V_{\text{нд}}$  – его рабочий объем.

На основании весьма многочисленных исследований в работе [6] сделано вывод о том, что для большинства карбюраторных двигателей зависимость удельного циклового расхода топлива  $Q_{тц}$  от среднего эффективного давления  $p_e$ , является линейной. Этот факт иллюстрирует рис. 4.1 (двигатель ЗИЛ-130 грузового автомобиля с рабочим объемом  $V_{нд}=6,0 \text{ дм}^3$ ;  $v$  – уровень нагрузки на двигатель в % от номинальной мощности; Э и М – экономичные и мощностные режимы; ХХ – режим холостого хода).

На режимах холостого хода, когда  $p_e=0$ , величина  $q_{тц}$  при изменении  $n_e$  колеблется в диапазоне значений  $15...20 \text{ мг/дм}^3$  в окрестности горизонтальной прямой (рис. 4.2; здесь данные приведены уже для двигателей трех различных грузовых автомобилей). Это обстоятельство может служить основанием для предположения о том, что  $n_e$  при  $p_e=0$  пренебрежимо слабо влияет на  $q_{тц}$ .

Отмечаемая в [6] особенность взаимосвязи  $q_{тц}$  и  $p_e$  является весьма устойчивой. Если на основании регулировочных характеристик идентифицировать отдельно наиболее экономичные (Э) и наиболее мощностные (М) режимы питания двигателя топливом, то в этом случае зависимости  $q_{тц}$  от  $p_e$  окажется возможным отразить двумя прямыми – соответственно Э и М, весьма близкими друг к другу (рис. 4.3). Поэтому-то в [6] предложено трактовать топливную характеристику карбюраторного двигателя как кусочно-линейную, имеющую к тому же разрыв непрерывности, функцию (рис. 4.4), аналитически описываемую уравнениями

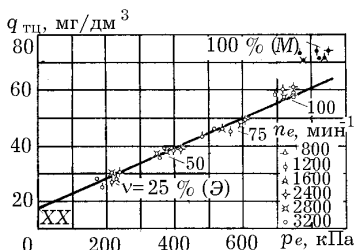


РИСУНОК 4.1 Удельные цикловые расходы топлива карбюраторным двигателем при различных нагрузках.

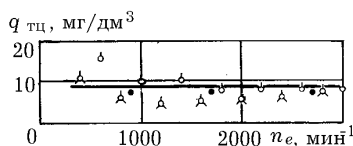


РИСУНОК 4.2 Удельные цикловые расходы топлива тремя карбюраторными двигателями с различными рабочими объемами на холостом ходу.

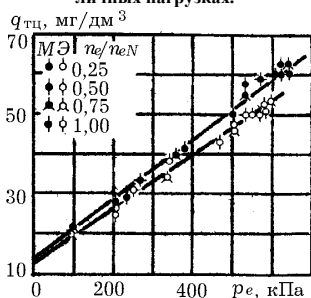


РИСУНОК 4.3 Экономичные и мощностные удельные цикловые расходы топлива.

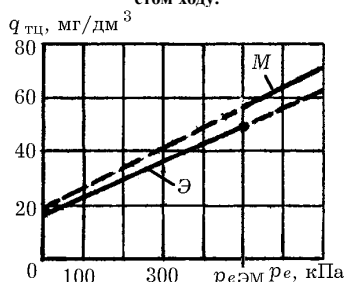


РИСУНОК 4.4 Характеристика удельных цикловых расходов топлива карбюраторным двигателем.

$$q_{тц} = \alpha_э + \beta_э p_e, \quad 0 \leq p_e \leq p_{eЭМ};$$

$$q_{тц} = \alpha_м + \beta_м p_e, \quad p_e > p_{eЭМ}$$

( $\alpha_э$ ,  $\alpha_м$ ,  $\beta_э$ ,  $\beta_м$  – постоянные коэффициенты;  $p_{eЭМ}$  – среднее эффективное давление, соответствующее границе, разделяющей на рис. 4.4 экономичные Э и мощностные М режимы питания двигателя топливом).

Особенности характеристик карбюраторных двигателей, связанные с понятием удельного циклового расхода топлива, являются довольно естественными – обусловленными протекающими в двигателе процессами. Поэтому их можно условно считать в большей степени содержательными, чем формальными (хотя, конечно, в целом они остаются, безусловно, эмпиричными).

### 4.3 Обобщение метода удельных цикловых расходов топлива

Метод аппроксимации, предполагающий оперирование удельными цикловыми расходами топлива, в принципе, применим и к характеристикам дизельных двигателей, причем в отдельных случаях даже с большей эффективностью, чем к характеристикам карбюраторных. Пример, иллюстрирующий достаточно высокую точность аппроксимации нагрузочных характеристик дизеля 4ДН-70, приведен на рис. 4.5 – 4.7 [1].

Кривые исходной нагрузочной характеристики (рис. 4.5;  $N_e$  – мощность на валу двигателя) сначала преобразовываются в серию графиков, отражающих зависимость удельного циклового расхода топлива  $q_{тц}$  от мощности  $N_e$  двигателя и частоты вращения коленчатого вала  $n_e$ . Эти графики,

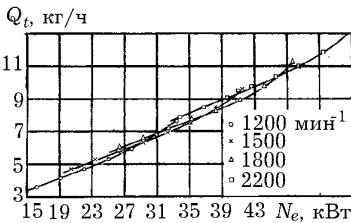


РИСУНОК 4.5 Нагрузочная характеристика дизельного двигателя.

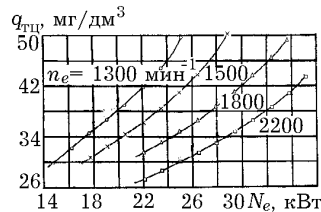


РИСУНОК 4.6 Преобразованная нагрузочная характеристика дизельного двигателя.

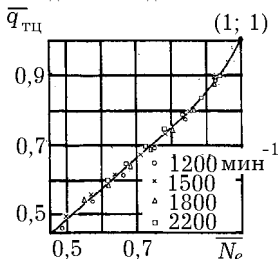


РИСУНОК 4.7 Нагрузочная характеристика в безразмерных координатах.



однако, не позволяют усмотреть каких-либо особых закономерностей, способствующих упрощению аппроксимационного процесса. Но если экспериментальные точки нагрузочной характеристики перенести в систему относительных  $(\bar{N}_e, \bar{q}_{\text{тц}})$ -координат ( $\bar{N}_e = N_e/N_{em}$ ,  $\bar{q}_{\text{тц}} = q_{\text{тц}}/q_{\text{тц}N}$ ;  $N_{em}$  и  $q_{\text{тц}N}$  – максимальная мощность и соответствующий ей удельный цикловой расход топлива), то окажется, что переменная  $n_e$  перестает быть определяющей (экспериментальные точки, относящиеся к различным  $n_e$ , принадлежат практически одной и той же кривой, рис. 4.7).

В итоге, процедуру аппроксимации характеристики двигателя можно свести к аналитическому описанию в  $(\bar{N}_e, \bar{q}_{\text{тц}})$ -координатах совокупности экспериментальных точек лишь одной гладкой или кусочно-гладкой функциональной зависимостью

$$\bar{q}_{\text{тц}} = \bar{q}_{\text{тц}}(\bar{N}_e) . \quad (4.1)$$

Причем имеется возможность воспользоваться классическими методами наименьших квадратов или наименьших модулей. Обязательным имеет смысл считать, однако, соблюдение условия прохождения аппроксимирующей зависимости (4.1) через точку (1; 1), см. рис. 4.7.

В принципе, чтобы исчерпывающе провести процедуру аппроксимации по изложенному здесь методу, достаточно обладать лишь одним графиком нагрузочной характеристики (желательно – при частоте вращения вала двигателя, примерно равной среднеарифметическому тех значений  $n_e$ , которым соответствуют максимальные крутящий момент и мощность).

На рис. 4.8 представлены зависимости расхода топлива  $q_n$ , приходящегося на один оборот коленчатого вала дизельного двигателя объемом  $V_{hd}=14,86 \text{ дм}^3$ , от эффективного  $M_e$  и индикаторного  $M_i$  крутящих моментов [5]. Зависимость, приведенная на рис. 4.8 а, могла бы послужить основанием для использования линейного соотношения

$$q_n = \frac{Q_{\text{тц}}}{n_T} = q_0 + \gamma M_e \quad (4.2)$$

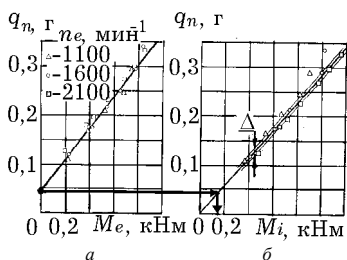


РИСУНОК 4.8 Удельные цикловые расходы топлива дизельным двигателем при различных нагрузках.

в качестве аппроксимационного ( $Q_{\text{тц}}$  – расход топлива за некоторый наперед заданный период времени  $T$ ;  $n_T$  – суммарное число оборотов коленчатого вала за тот же период времени;  $q_0, \gamma$  – постоянные коэффициенты; величина  $q_n$  пропорциональна цикловому  $Q_{\text{тц}}$  и удельному цикловому  $q_{\text{тц}}$  расходам топлива).

Однако легко заметить, что при  $M_e=0$  (холостые режимы работы двигателя) из уравнения (4.2) и рис. 4.8, б следует:  $q=q_0=\text{const}$ ;  $M_i=M_M=\text{const}$  ( $M_M$  - крутящий момент сопротивления, учитывающий механические потери в двигателе). Многочисленными же исследованиями установлено, что механические потери в малой степени зависят от нагрузки, но в значительной от скорости вращения вала двигателя (рис. 4.9: отражающие механические потери экспериментальные точки весьма близки к кривой, описываемой уравнением  $M_M = a + b\omega_e^2$ , и весьма далеки от горизонтальной (штрихо-вой) прямой  $M_M=\text{const}$  [5].

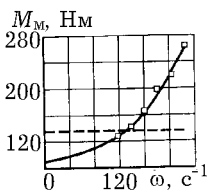


РИСУНОК 4.9 Механические потери в двигателе ( $\omega$  - скорость вращения вала двигателя).

Чтобы избежать такого несоответствия, в работе [5] предложено отраженную на рис. 4.8 информацию аналитически описать уравнением

$$q = \gamma M_i + \frac{3}{2} \Delta \left( 1 - \frac{4}{3} \frac{n_e}{n_{em}} \right),$$

где  $\Delta$  - коэффициент, характеризующий степень рассеивания экспериментальных точек в ( $M_i, q$ )-координатах (рис. 4.8, б);  $n_e, n_{em}$  - текущее и максимальное значения частоты вращения вала двигателя. В соответствии с этим уравнением линейной зависимости  $q=q(M_i)$  является только для частоты  $n_e=3/4n_{em}$  (прямая на рис. 4.8, б).

Если учесть, что

$$M_i = M_e + M_M, \quad M_M = \alpha + \beta \left( \frac{n_e}{n_{em}} \right)^2,$$

то последнее уравнение можно представить в виде

$$\begin{aligned} q &= \gamma(M_e + M_M) + \frac{3}{2} \Delta \left( 1 - \frac{4}{3} \frac{n_e}{n_{em}} \right) = \\ &= \left( \frac{2}{2} \Delta + \gamma \alpha \right) + \gamma M_e + \left( \beta \frac{n_e}{n_{em}} - 2 \right) \frac{n_e}{n_{em}}. \end{aligned}$$

Полученное соотношение было подвержено экспериментальной проверке применительно к дизельным грузовым автомобилям и автопоездам (общая масса автомобиля или автопоезда составляла 8...33 т; привлекались автомобили-тягачи с различными колесными формулами, в том числе полноприводные; варьировались скорость движения, передаточное число трансмиссии, сопротивление движению). Сопоставление экспериментальных и расчетных зависимостей показало их максимальное относительное расхождение в 10 %, если расчетная формула использовалась как универсальная, и всего в 3 %, если она адаптировалась к одному конкретному автомобилю [5].

#### 4.4 Понятие единых относительных скоростных характеристик

Во многих случаях характеристику двигателя удобно рассматривать с использованием безразмерных относительных величин (см. например, [3]), основными среди которых являются относительные мощность двигателя  $\bar{N}_e = N_e/N_{em}$ , скорость расхода топлива  $\bar{Q}_t = Q_t/Q_{tN}$ , частота вращения коленчатого вала  $\bar{n}_e = n_e/n_{eN}$ ; смещение органа управления подачей топлива  $\bar{h} = h/h_n$  ( $Q_{tN}$ ,  $n_{eN}$  – скорость расхода топлива и частота вращения коленчатого вала, соответствующие максимальной мощности  $N_{em}$  двигателя;  $h$ ,  $h_n$  – частичное и полное смещения органа управления подачей топлива).

В работе [4] на основании обработки обширной экспериментальной информации, полученной различными исследователями относительно 15-и самых различных четырехтактных карбюраторных двигателей, удалось получить “образ” единой, относящейся сразу ко всем двигателям, характеристики, который приведен на рис. 4.10 (отображены экспериментальные точки и объединяющие их графики лишь для значений относительной частоты  $\bar{n}_e = 0,2; 0,6; 1,0$ ; аналогичной информацией автор оперировал и для значений  $\bar{n}_e = 0,3; 0,4; 0,5; 0,7; 0,8; 0,9$ ). Таким образом, довольно емкую экспериментальную информацию, оказалось возможным “свернуть” в две серии графиков, одна из которых (рис. 4.10, а) отражает взаимосвязь  $F_N(\bar{N}_e, \bar{n}_e, \bar{h}) = 0$ , а другая (рис. 4.10, б) – взаимосвязь  $F_Q(\bar{Q}_t, \bar{n}_e, \bar{h}) = 0$ . Эти серии графиков не составляет труда трансформировать в единую скоростную характеристику (рис. 4.11:  $\bar{g}_e = g_e/g_{eN}$ ;  $g_e = Q_t/N_e$  – удельный расход топлива;  $g_{eN}$  – значение  $g_e$ , соответствующее максимальной мощности  $N_{em}$  двигателя). Если ставится задача аналитической идентификации характеристики двигателя, то процессу “разворачивая” информации должен предшествовать процесс аппроксимации графически отраженных на рис. 4.10 зависимостей  $F_N=0$  и  $F_Q=0$ .

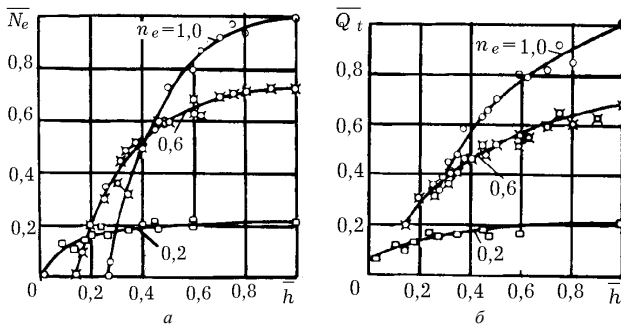


РИСУНОК 4.10 Характеристика двигателя в безразмерных координатах.

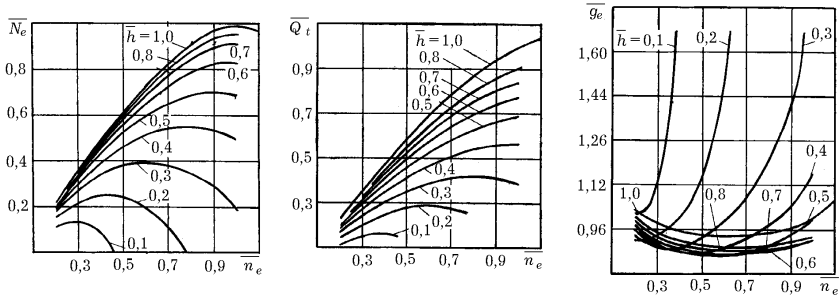


РИСУНОК 4.11 Единая скоростная характеристика карбюраторного двигателя.

## 4.5 Формальный подход к аппроксимации

Характеристика двигателя внутреннего сгорания может быть представлена различными способами. На рис. 4.12 приведена характеристика двигателя КамАЗ-7401 в виде поверхности, графически отражающей зависимость удельного расхода топлива  $g_e$  от значений реализуемого двигателем крутящего момента  $M_e$  и частоты  $n_e$  вращения его коленчатого вала. Поверхность  $F(g_e, M_e, n_e)=0$  представлена сериями параметризованных кривых  $F_g(g_e=\text{const}, M_e, n_e)=0$  и  $F_n(g_e, M_e, n_e=\text{const})=0$ . При проектировании параметрически заданной поверхности  $F(g_e, M_e, n_e)=0$  на плоскость  $M_e O g_e$  можно получить общеизвестную нагрузочную характеристику двигателя; проекция поверхности на плоскость  $M_e O n_e$  представляет собой фрагмент так называемой многопараметровой характеристики (рис. 4.13).

Отражение затрат топлива при реализации того или иного режима работы двигателя посредством задания удельных расходов топлива  $g_e$  (вместо значений скорости расхода топлива  $Q_e$ ) обладает весьма существенным преимуществом: функция  $g_e=g_e(M_e, n_e)$  отражает все значимые особенности топливно-экономических свойств двигателя на почти всех режимах его работы и, следовательно, предполагает необходимость отражения этих особенностей в аппроксимирующих зависимостях. Хотя процедура аппроксимации функции  $g_e=g_e(M_e, n_e)$  существенно сложнее процедуры аппроксимации функции  $Q_e=Q_e(M_e, n_e)$ , тем не менее точность получаемых результатов настолько выше, что со сложностями не приходится считаться. В то же время на режимах работы двигателя, соответствующих режимам холостого хода и близких к ним, приходится аппроксимировать зависимость именно скорости расхода топлива  $Q_e$  от величин  $M_e, n_e$ .

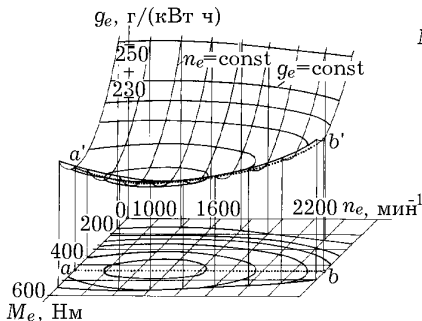


РИСУНОК 4.12 Характеристика двигателя КамАЗ-7401.

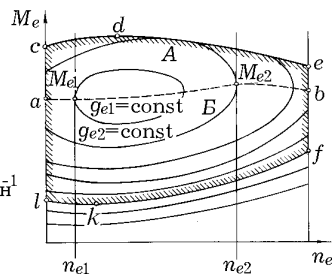


РИСУНОК 4.13 Деление области возможных режимов на подобласти.

Необходимо подчеркнуть, что понятие точности аппроксимации характеристики двигателя носит весьма относительный характер. До настоящего времени производственная технология не может гарантировать стабильность характеристик в требуемой степени (кроме как в отдельных точках); характеристики не отличаются стабильностью и во времени – они могут существенно изменяться в процессе эксплуатации двигателя. Поэтому при аппроксимации характеристик двигателя необходимо исключить только наиболее существенные систематические погрешности, не стремясь отразить каждую отдельную характеристику во всех ее тонкостях.

Для любого значения частоты вращения коленчатого вала  $n_e = n_{ei}$  можно указать (рис. 4.13) такое значение крутящего момента  $M_{ei}$  двигателя, при котором удельный расход топлива минимален. На характеристике двигателя указанные точки определяются как точки касания прямых  $n_{ei} = \text{const}$  и кривых  $g_{ei} = \text{const}$  (например, точки  $M_{e1}, M_{e2}$  для значений частоты  $n_{e1}, n_{e2}$ ). Совокупность точек, соответствующих на характеристике двигателя режимам минимального расхода топлива при различных значениях частоты вращения коленчатого вала, определяет некоторую кривую  $ab$ , которая делит область возможных режимов на две подобласти –  $A$  и  $B$ . Для повышения точности аппроксимации характеристику необходимо рассматривать отдельно на подмножестве режимов  $A$  и подмножестве режимов  $B$ .

Для двигателя КамАЗ-7401 линия минимальных удельных расходов топлива отображается кривой  $a'b'$  на его характеристике, см. рис. 4.12. Особенностью кривой  $a'b'$  является то, что на плоскость  $M_e - n_e$  она проектируется в прямую  $ab$ . При любом отклонении от этой прямой величина  $g_e$  увеличивается, причем при  $n_{ei} = \text{const}$  характер возрастания  $g_e$  при изменении величины  $M_e$  параболический, рис. 4.14. Оказывается, что подобный характер изменения величины  $g_e$  при изменении величины  $M_e$  ( $n_e = \text{const}$ ) свойственен характеристикам всех современных двигателей – и дизельных, и карбюраторных.

С учетом этой особенности может быть построена методика аналитического отображения характеристик двигателей. Суть ее в том, что сначала производится линейное преобразование координатной системы  $OM_e n_e g_e$  в систему координат  $x = M_e - M_{ei}, y = g_e - g_{ei}$ , где  $M_{ei}, g_{ei}$  – значения величин  $M_e, g_e$  на кривой  $ab$  (см. рис. 4.13) при условии  $n_e = n_{ei} = \text{const}$ .

Тогда вся характеристика двигателя представляется в новой системе координат серией кривых (поскольку пространство преобразовывается в плоскость), которые настолько близки по характеру протекания, что можно аппроксимировать их однотипными парабололами (отдельно в каждой из областей  $A$  и  $B$ ). После аппроксимации серий кривых в каждой области и после обратного преобразования координатной системы можно получить новую характеристику двигателя, которая, как оказывается, позволяет рассчитывать значения удельного расхода топлива  $g_e$  для произвольного режима работы двигателя с достаточной степенью точности.

Связь между началом координат на рис. 4.14 и линией  $a'b'$  на характеристике двигателя (рис. 4.12) описывается системой уравнений  $M_{ei} = M_{ei}(n_{ei}), g_{ei} = g_{ei}(n_{ei})$ . Для того, чтобы обратное преобразование координат можно было осуществить аналитически, необходимо эти уравнения также аппроксимировать.

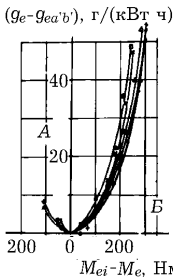


РИСУНОК 4.14 Характеристика двигателя в новых координатах.

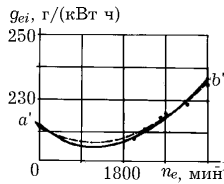


РИСУНОК 4.15 Характеристика минимальных удельных расходов топлива.

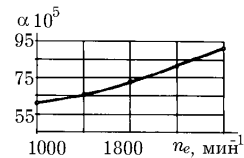


РИСУНОК 4.16 Зависимость коэффициента  $\alpha$  от частоты вращения вала двигателя.

Так, для двигателя КамАЗ-7401, в силу особенностей его характеристики, первое уравнение вырождается в уравнение горизонтальной прямой  $M_e=440$  Нм. Реальная зависимость  $g_{ei}(n_{ei})$  для этого двигателя представлена множеством точек и сглаженной кривой (сплошная линия), рис. 4.15. Эта зависимость аппроксимируется параболой (штриховая линия), получаемой методом наименьших квадратов. С целью повышения точности аппроксимации характеристики аппроксимацию кривой  $g_{ei}(n_{ei})$  необходимо производить в первую очередь, и лишь затем, с учетом полученной зависимости, производить преобразование координат и аппроксимацию кривых, представленных на рис. 4.14.

Семейство парабол в областях  $A, B$  можно аппроксимировать следующим образом:

$$g_e - g_{ei} = a(M_e - M_{ei})^2 - b |M_e - M_{ei}|, \quad (4.3)$$

где  $|\cdot|$  – знак модуля, который введен для общности записи уравнений аппроксимации в областях  $A$  и  $B$ . Для двигателя КамАЗ-7401 (опять-таки в силу специфичности его характеристики) кривые  $g_e - g_{ei}$  в областях  $A$  и  $B$  аппроксимируемы параболой (4.3) с одними и теми же коэффициентами для соответствующей кривой. Но при этом  $b = \text{const}$ , а коэффициент  $a$  изменяется в соответствии с кривой, представленной на рис. 4.16. Аппроксимирова коэффициенты  $a$  и  $b$ , подставляя их в (4.3) и учитывая аппроксимирующее уравнение  $g_{ei} = g_{ei}(n_e)$ , можно получить полиномиальное описание характеристики двигателя внутреннего сгорания.

Точность аппроксимации определяется также тем, насколько точно отражена реальная характеристика двигателя на режимах, наиболее часто используемых. Суммарная ошибка расчета расхода топлива машиной может быть уменьшена повышением точности аппроксимации характеристики двигателя именно на наиболее вероятных режимах. Поэтому реализация равномерного приближения, заложенная во многих методах аппроксимации, может отрицательно сказаться на реальной точности модели двигателя.

Следовательно, в идеальном случае необходимо было бы сначала моделировать движение машины без расчета затрат топлива, определить распределение режимов работы двигателя, и затем, учитывая полученное распределение произвести аппроксимацию характеристики двигателя. Однако, тогда пострадает универсальность методики, увеличится трудоемкость моделирования. Поэтому целесообразно воспользоваться все же равномерным приближением, но в некоторой ограниченной подобласти возможных режимов, где работа двигателя предположительно наиболее вероятна (например, в подобласти  $acdebfkla$ , выделенной на рис. 4.13). Используя полиномиальное представление, можно аппроксимировать (см. рис. 4.13):

– на внешней характеристике (кривая  $cde$ ) зависимости  $M_{e1} = M_{e1}(n_e)$ ;  $g_{e1} = g_{e1}(n_e)$ ;

– на характеристике минимальных удельных расходов (кривая  $ab$ ) зависимости  $M_{e2} = M_{e2}(n_e)$ ;  $g_{e2} = g_{e2}(n_e)$ ;

– на границе выделенной подобласти  $fk$  зависимость  $M_{e3} = M_{e3}(n_e)$  ( $g_{e3} = \text{const}$ ).

В каждой из областей  $A$  и  $B$  при  $n_e = \text{const}$  зависимость  $g_e = g_e(M_e)$  можно аппроксимировать обыкновенной параболой

$$g_e = \alpha + \beta M_e + \gamma M_e^2, \quad (4.4)$$

у которой две крайние точки заведомо заданы, поскольку предварительно аппроксимированы соответствующие зависимости на границах подобластей  $A$  и  $B$ . Учитывая, что на линии  $ab$   $g_e = g_{e\min}(M_e)$ ,  $\partial g_e / \partial M_e = 0$ , то оказываются заданными все условия для определения коэффициентов  $\alpha, \beta, \gamma$  в (4.4).

Пусть

$$\begin{aligned} M_{e1} &= \alpha M_1 + \beta M_1 n_e + \gamma M_1 n_e^2; & g_{e1} &= \alpha_{g1} + \beta_{g1} n_e + \gamma_{g1} n_e^2; \\ & \dots & & \dots \\ M_{e3} &= \alpha M_3 + \beta M_3 n_e + \gamma M_3 n_e^2; & g_{e3} &= \text{const}. \end{aligned}$$

Тогда для подобласти  $A$  имеем:

– при  $M_e = M_{e1}$

$$g_{e1} = \alpha + \beta M_{e1} + \gamma M_{e1}^2;$$

– при  $M_e = M_{e2}$

$$g_{e2} = \alpha + \beta M_{e2} + \gamma M_{e2}^2; \quad \frac{\partial g_e}{\partial M_e}(M_{e2}) = \beta + 2\gamma M_{e2}.$$

В результате определяем:

$$g_e = (\alpha_{g2} + \beta_{g2}n_e + \gamma_{g2}n_e^2) + \frac{(\alpha_{g1} - \alpha_{g2}) + (\beta_{g1} - \beta_{g2})n_e + (\gamma_{g1} - \gamma_{g2})n_e^2}{\left[ (\alpha_{M1} - \alpha_{M2}) + (\beta_{M1} - \beta_{M2})n_e + (\gamma_{M1} - \gamma_{M2})n_e^2 \right]^2} (\alpha_{M2} + \beta_{M2}n_e + \gamma_{M2}n_e^2 - M_e)^2.$$

Аналогично для подобласти Б:

$$g_e = (\alpha_{g2} + \beta_{g2}n_e + \gamma_{g2}n_e^2) + \frac{(\alpha_{g3} - \alpha_{g2}) + (\beta_{g3} - \beta_{g2})n_e + (\gamma_{g3} - \gamma_{g2})n_e^2}{\left[ (\alpha_{M2} - \alpha_{M3}) + (\beta_{M2} - \beta_{M3})n_e + (\gamma_{M2} - \gamma_{M3})n_e^2 \right]^2} (\alpha_{M2} + \beta_{M2}n_e + \gamma_{M2}n_e^2 - M_e)^2.$$

Для двигателя КамАЗ-7401 значения коэффициентов  $\alpha_{Mi}$ ,  $\beta_{Mi}$ ,  $\gamma_{Mi}$ ,  $\alpha_{gi}$ ,  $\beta_{gi}$ ,  $\gamma_{gi}$  приведены в табл. 4.1.

ТАБЛИЦА 4.1 Значения коэффициентов аппроксимации характеристики двигателя КамАЗ-7401

$\alpha$		$\beta$		$\gamma$	
$\alpha_{M1}$	455,91	$\beta_{M1}$	$133,49 \cdot 10^{-3}$	$\gamma_{M1}$	$-47,69 \cdot 10^{-6}$
$\alpha_{M2}$	440	$\beta_{M2}$	0	$\gamma_{M2}$	0
$\alpha_{M3}$	359,83	$\beta_{M3}$	$-219,74 \cdot 10^{-3}$	$\gamma_{M3}$	$78,48 \cdot 10^{-6}$
$\alpha_{g1}$	296,41	$\beta_{g1}$	$-81,58 \cdot 10^{-3}$	$\gamma_{g1}$	$22,66 \cdot 10^{-6}$
$\alpha_{g2}$	254,11	$\beta_{g2}$	$-50,58 \cdot 10^{-3}$	$\gamma_{g2}$	$16,86 \cdot 10^{-6}$
$\alpha_{g3}$	245,0	$\beta_{g3}$	0	$\gamma_{g3}$	0

## 4.6 Обобщенная методология аппроксимации

Характеристика каждого двигателя является исчерпывающе конкретной, непохожей в деталях на всякую другую, ибо представляет свойства конкретного двигателя той или иной конструкции, с теми или иными параметрами и технологически унаследованными особенностями (об этом, в частности, свидетельствует приведенная в разделе 3 экспериментальная информация). Однако, одновременно она же является выразителем общих устойчивых особенностей, свойственных характеристикам довольно мощного множества. При создании же информационной базы для теоретических изысканий, очень важно рационально соотносить конкретное и общее.

Попытаемся идентифицировать наиболее общие особенности характеристики  $F(Q_{\text{дв}}, n_e, M_e) = 0$  автомобильного дизельного двигателя на множестве всех его возможных режимов. На примере дизеля ОМ-407 рассмотрим две линии характеристики, соответствующие двум постоянным частотам вращения его вала:  $n_e = n_e^* = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_e = n_e^0 = 1200 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 4.17;  $M_e^+$  – кривая, соответствующая режимам, на которых двигатель продуцирует максимальные крутящие моменты). Точки  $A^*$ ,  $A^0$  на рис. 4.17, а отображают режимы, которым при заданных  $n_e^*$ ,  $n_e^0$  соответствуют максимальные тормозные моменты  $M_e = M_{eT}^*$ ,  $M_e = M_{eT}^0$ .

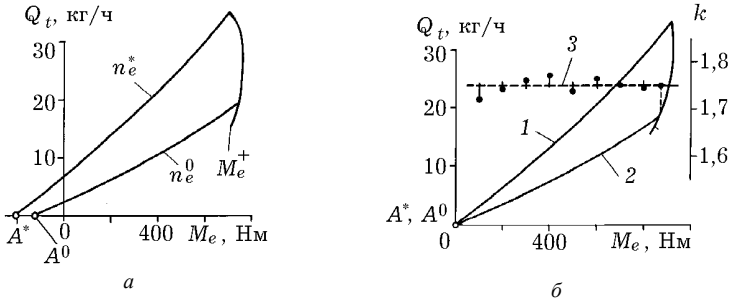


РИСУНОК 4.17 Фрагменты реальной (а) и идеализированной (б) характеристик.

Исключим условно двигатель от возможности реализовывать любые тормозные моменты, считая, что при произвольном заданном  $Q_t$  он способен продуцировать крутящие моменты  $M = M_e - M_e^0 \geq 0$ , если  $n_e = n_e^0$ , и  $M = M_e - M_e^* \geq 0$ , если  $n_e = n_e^*$ . Тогда кривым  $n_e^*$ ,  $n_e^0$ ,  $M_e^+$  характеристики реального двигателя (рис. 4.17, а) будет поставлено в соответствие кривые 1, 2,  $M_e^+$  характеристики идеализированного двигателя (рис. 4.17, б).

Отправляясь от тезиса, что идеализированное всегда легче поддается формализации, чем реальное, соотнесем кривые 1, 2, вычисляя для ряда значений  $M$  отношение  $k = Q_t(M_e, n_e^*) / Q_t(M_e, n_e^0)$ . Оказывается, что вычисленные значения  $k$  при любом  $M$  очень мало отличаются от числа 1,75 (зачерненные точки, отражающие вычисленные значения  $k$ , ложатся очень близко к горизонтальной прямой 3, рис. 4.17, б). Максимальное отклонение составляет всего лишь 1,71%; им можно пренебречь на фоне более существенных погрешностей, возникающих при построении характеристики экспериментальными средствами. Это означает, что с приемлемым уровнем достоверности величине  $k$  можно приписать свойство абсолютной независимости от  $M$ . Формально идеализация двигателя сводится к операции перенесения каждой кривой  $Q_t = Q_t(M_e)$  поля нагрузочных характеристик параллельно самой себе вдоль координатной оси  $OM_e$ , так чтобы крайняя левая точка кривой совпала с началом системы координат  $M_e O Q_t$  (см. точки  $A^0$  и  $A^*$  на рис. 4.17, б). Эту операцию можно осуществить весьма точно при наличии тормозной характеристики, в связи с чем последняя играет важную роль в экспериментальном информационном обеспечении.

Наделяя двигатели, реальные характеристики которых представлены на рис. 3.9, идеализованными свойствами, с помощью описанного алгоритма получим идеализованные характеристики, приведенные соответственно на рис. 4.18. На рис. 4.18, а для двигателя КамАЗ-740 (см. также рис. 3.9, а) представлены полигоны изменения величины  $k$ , а также и величины  $k' = M(Q_t, n_e^*) / (Q_t, n_e) = k'(Q_t)$  в зависимости соответственно от  $M$  и  $Q_t$  при различных фиксированных  $n_e = 1000; 1400; \dots; 2600$  мин<sup>-1</sup>, когда  $n_e^* = 2600$  мин<sup>-1</sup>. Бросается в глаза, что каждому полигону  $k = k(M)$  можно поставить в соответствие прямые  $k(M) = \text{const}$  (или  $k'(Q_t) = \text{const}$ ) такие, что отклонения точек полигонов от них воспринимаются как незначительные на фоне ошибок, возникающих при построении характеристик экспериментальными средствами. Это означает, что с удовлетворительной степенью точности величинам  $k$  и  $k'$  можно приписать абсолютную независимость соответственно от  $M$  и  $Q_t$ . Следовательно  $k$  и  $k'$  заметно зависимы лишь от  $n_e$ . Описанная особенность идеализованных характеристик свойственна и другим двигателям (см. рис. 4.18, б, ..., е, сопоставляя соответственно с рис. 3.9, б, ..., е; здесь для определенности дальнейшего анализа во внимание принимается лишь величина  $k$ ). Особое место с точки зрения стабильности значений  $k(M)$  при фиксированных  $n_e$  занимает двигатель ОМ-407 (см. рис. 4.18, д), вообще отличающийся высоким уровнем воспроизводимости своих свойств и топливных характеристик.

Ставя в соответствие каждому значению  $n_e$  конкретное значение  $k$ , можно построить однозначные монотонно падающие кривые зависимостей  $k = k(n_e)$ , названных каноническими (рис. 4.19), для всех двигателей, реальные характеристики которых приведены на рис. 3.9, а идеализованные – соответственно на рис. 4.18.



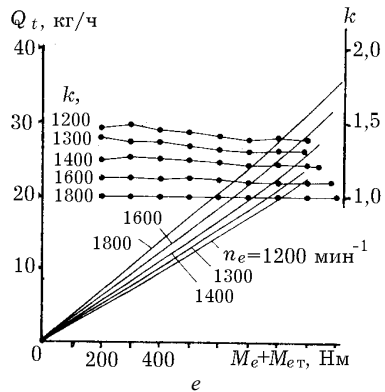
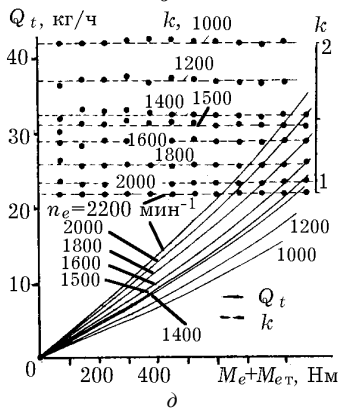
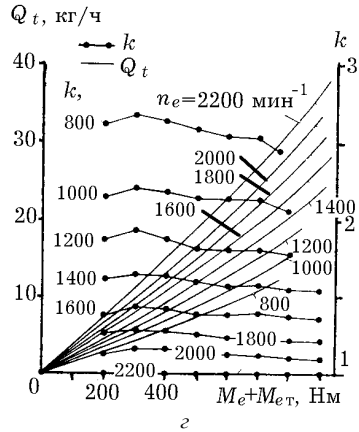
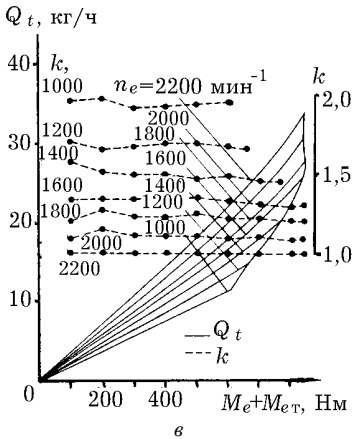
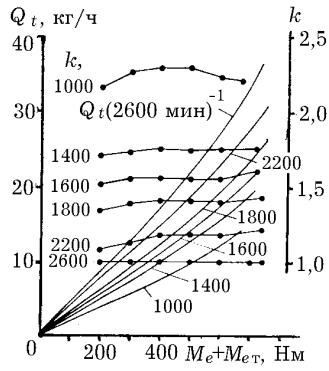
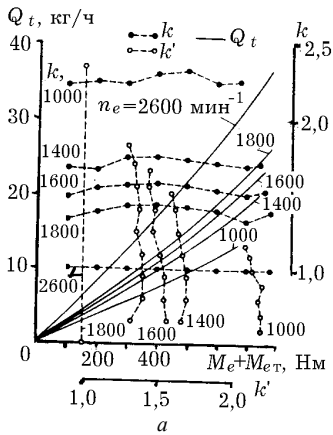


РИСУНОК 4.18 Характеристики идеализированных двигателей.

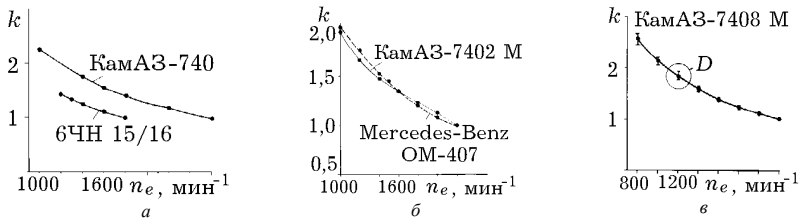


РИСУНОК 4.19 Канонические характеристики.

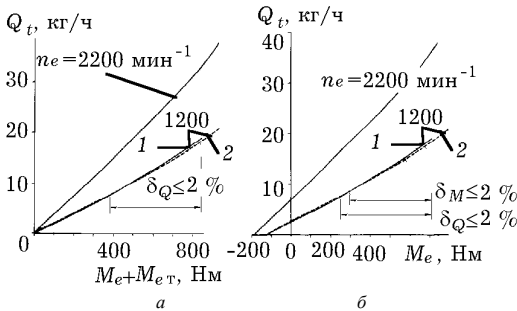


РИСУНОК 4.20 Оценка качества аппроксимации.

Поставить в соответствие заданному значению  $n_e$  конкретное значение  $k$  можно либо методом наименьших квадратов, либо методом наименьших модулей. Последним методом, например, построены канонические характеристики, представленные на рис. 4.19, а, б. Однако иногда целесообразно каждому  $n_e$  ставить в соответствие целое множество значений  $k$ , реально имеющих место (рис. 4.19, в). Тогда появляется возможность подобрать такую каноническую характеристику  $k=k(n_e)$ , точки которой не выходили бы за пределы выделенных множеств значений  $n_e$  и при этом удовлетворяли бы какой-нибудь удобной для использования аналитической зависимости. В данном случае (см. рис. 4.19, в) ради удобства аппроксимации каноническая характеристика может варьироваться в наиболее широких пределах в окрестности значения  $n_e=800 \text{ мин}^{-1}$ , если речь идет об абсолютных единицах, и в окрестности  $D$ , если речь идет об относительных единицах.

Таким образом, независимость  $k$  от  $M$  является общей особенностью характеристик автомобильных дизельных двигателей, принципиально упрощающей аппроксимационные процессы. Действительно, для полного адекватного формального отображения характеристики идеализированного двигателя достаточно качественно аппроксимировать одномерные функции  $F_Q(Q_t, M, n_e^*)=0$  и  $F_k(k, n_e)=0$ . Процесс аппроксимации, естественно, должен завершаться обратной операцией – аналитическим переходом от идеализированной характеристики к реальной. Этому переходу должна предшествовать качественная аппроксимация внешней тормозной характеристики двигателя.

На рис. 4.20 для примера представлены результаты прямого преобразования реальной экспериментальной нагрузочной характеристики двигателя КамАЗ-7408М при  $n_e=1200 \text{ мин}^{-1}$  в идеализированную и обратного преобразования идеализированной характеристики в реальную с использованием приведенной на рис. 4.19, в канонической характеристики, построенной для  $n_e^*=n_{eN}=2200 \text{ мин}^{-1}$ . После прямого преобразования нагрузочная характеристика приобретает

вид кривой  $I$  (рис. 4.20, а). Каноническая же характеристика (см. рис. 4.19, в) обуславливает ее протекание в соответствии с кривой 2. При этом взаимное отклонение значений  $Q_e$ , соответствующих кривым 1, 2 при одинаковых  $M$ , для весьма обширного множества значений  $M > 0$  не превышает 2% ( $\delta Q_e \leq 2\%$ ). Если же теперь осуществить обратное преобразование идеализированной характеристики 2 (см. рис. 4.20, а), то (рис. 4.20, б) в противовес экспериментальной характеристике 1 получим реальную канонизированную 2. Нагрузочные характеристики 1 и 2 реального двигателя, естественно, несколько не совпадают друг с другом. Однако, на весьма обширном множестве значений крутящего момента  $M_e > 0$  расхождение кривых 1, 2 не превышает 2% как по переменной  $Q_e$ , так и по переменной  $M_e$  ( $\delta Q_e, \delta M_e \leq 2\%$ ).

Во многих теоретических исследованиях такое расхождение экспериментальной и формализованной информации является вполне приемлемым. Необходимо, однако, заметить, что точность преобразования характеристик в значительной степени зависит от того, насколько удачно подобрано аналитические аппроксимирующие зависимости и базовое значение  $n_e = n_e^*$  частоты вращения вала двигателя. В частности, исследования показали, что очень часто аппроксимационные ошибки удается весьма равномерно рассредоточить по множеству возможных режимов работы двигателя, если в качестве базовой взять частоту  $n_e^* = n_{em}$ , соответствующую максимальному крутящему моменту  $M_e = M_{em}$ . При этом экстремальные локальные погрешности резко уменьшаются. Иногда выгодно, чтобы каноническая характеристика строилась по принципу как можно более точного воссоздания характеристики холостого хода.

Зависимость  $F(k, n_e) = 0$  можно без особых затруднений аналитически отразить, обращаясь к любому из многочисленных формализованных методов аппроксимации. Однако, часто обнаруживаются такие особенности этой зависимости, которые позволяют свести аппроксимационный процесс к совокупности простейших операций. Например, анализируя зависимость  $F(1/k, n_e) = 0$  для двигателя ОМ-407, приходим к выводу, что (рис. 4.21)  $k = 1/(an_e + b)$ , где  $a$  и  $b$  — постоянные ( $a = 1/2400$ ;  $b = 1/12$ ).

Линейность зависимости  $F(1/k, n_e) = 0$  можно считать свойственной и другим дизельным двигателям. На рис. 4.22 приведены графики, отражающие взаимосвязь между величинами  $k$ ,  $n_e$ ,  $M_e$  для двигателя КамАЗ-7408 М при двух базовых значениях частоты вращения его вала  $n_e^* = 2200$  и  $1600$  мин<sup>-1</sup> (кривые  $M_e$  соответствуют внешним тяговым режимам работы двигателя;  $k^0, k^*$  отражают величину  $k$  при соответственно  $n_e^* = 2200$  мин<sup>-1</sup>,  $n_e^* = 1600$  мин<sup>-1</sup>). При любом заданном значении  $n_e$  значения величин  $k^0$  и  $k^*$  колеблются в некоторых пределах:  $k^0(n_e) \leq k^0 \leq k^{0+}(n_e)$ ;  $k^*(n_e) \leq k^* \leq k^{*+}(n_e)$ . Можно без труда построить "коридоры", в которые должны бы вкладываться аппроксимирующие зависимости  $k = k^0(n_e)$ ,  $k = k^*(n_e)$ ;  $1/k = 1/k^0(n_e)$ ;  $1/k = 1/k^*(n_e)$ , рис. 4.23.

Границы этих коридоров определяют кривые  $k^{0+}(n_e)$ ,  $k^{0-}(n_e) \leq k^{0+}(n_e)$ ,  $k^{*+}(n_e)$ ,  $k^{*-}(n_e) \leq k^{*+}(n_e)$ ,  $1/k^{0+}(n_e)$ ;  $1/k^{0-}(n_e)$ ;  $1/k^{*+}(n_e)$ ;  $1/k^{*-}(n_e)$ . Оказывается, что форма и ширина коридоров таковы, что в их границы можно уложить соответствующие прямую  $1/k^0(1/k^*) = an_e + b$  и гиперболу  $k^0(k^*) = (an_e + b)^{-1}$ . Поэтому, если отказаться от равномерного рассредоточения погрешностей аппроксимации, то появляется возможность аналитически отразить каноническую характеристику двигателя весьма простой формулой  $k^{-1} = an_e + b$ . Если же учесть, что  $k = 1$  при  $n_e = n_e^*$ , то эта формула приобретает вид  $k^{-1} = a(n_e - n_e^*) + 1$ .

Итак, нагрузочную характеристику идеализированного двигателя можно построить параллельным переносом (сдвигом) оси ординат  $OQ_e$  относительно нагрузочной характеристики реального двигателя вдоль оси абсцисс  $OM_e$  на  $|M_{cr}(n_e)|$  единиц масштаба в направлении, имеющем знак величины  $M_{cr}(n_e)$ . Тогда реальная характеристика в новой системе координат будет представлять собой идеализированную, аналитически описываемую уравнением

$$Q_e = Q_e(n_e, M_e + M_{cr}(n_e)),$$

где  $M_{cr} < 0$  (в отличие от тормозной характеристики, которая отражает  $M_{cr}(n_e)$  как определенно положительную величину). В более общем случае, когда уравнение реальной характеристики задано в неявном виде  $F(Q_e, n_e, M_e) = 0$ , уравнение идеализированной характеристики можно представить в виде

$$F(Q_e, n_e, M_e + M_{cr}(n_e)) = 0.$$

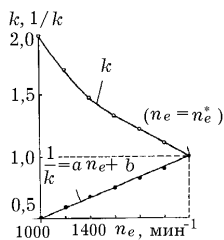


РИСУНОК 4.21 Пример аппроксимации канонической характеристики дизельного двигателя Mercedes Benz

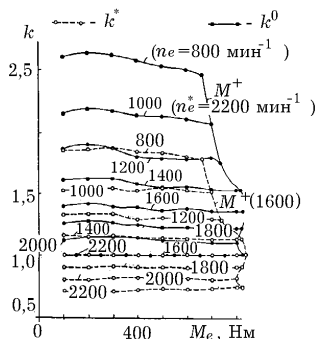


РИСУНОК 4.22 Взаимосвязь между величинами  $k$ ,  $M_e$ ,  $n_e$  (двигатель КамАЗ-7408 М).

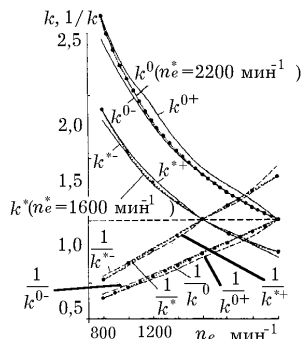


РИСУНОК 4.23 Построение канонических характеристик методом коридоров.

Согласно основной аппроксимационной идее, вытекающей из результатов экспериментальных исследований, для двух произвольных частот  $n_e^*$  и  $n_e$  вращения вала двигателя должно соблюдаться условие

$$Q_t(n_e, M_e + M_{er}(n_e)) = Q_t(n_e^*, M_e + M_{er}(n_e)) / k(n_e). \quad (4.5)$$

Если теперь произвести обратный перенос оси ординат, восстанавливая реальную нагрузочную характеристику при заданном  $n_e = \text{const}$ , то из (4.5) получим

$$Q_t = Q_t(n_e, M_e) = Q_t(n_e^*, M_e + M_{er}(n_e^*) - M_{er}(n_e)) / k(n_e), \quad (4.6)$$

в котором, как легко заметить,  $k(n_e^*) = 1$ .

Равенство (4.6) наглядно показывает, что для аналитического представления всего поля нагрузочных характеристик необходимо обладать аналитическими выражениями одной из принадлежащих этому полю нагрузочной характеристики  $Q_t = Q_t(n_e = n_e^*; M_e)$ , тормозной характеристики  $M_e = M_{er}(n_e)$  и канонизирующей характеристики  $k = k(n_e)$ .

Не вдаваясь особенно в содержательную сторону аппроксимационного процесса, можно формально обратиться к определенному многочлену, например, параболе  $n$ -ой степени

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_{n-1}x^{n-1} + a_nx^n \quad (4.7)$$

как к функции, предположительно способной адекватно отразить зависимость  $Q_t = Q_t(n_e', M_e)$ . Поскольку такая парабола содержит  $n+1$  коэффициентов  $a_0, a_1, \dots, a_{n-1}, a_n$ , то ее при соответствующем подборе этих коэффициентов, можно провести через  $n+1$  наперед заданные точки, которые размещены на плоскости достаточно общим образом. Эти точки образуют своеобразное "обучающее", "настраивающее" множество. Дополнительное множество точек, полученных обязательно экспериментально (а не интерполяцией или экстраполяцией), должно играть роль контрольного, на котором проверяется адекватность аппроксимации.

Очень часто указанный формальный подход к аппроксимации дает весьма удовлетворительные результаты при малых усилиях. Например, аппроксимируя нагрузочную характеристику двигателя ОМ-407 при  $n_e = n_e^* = 2200 \text{ мин}^{-1}$ , потребуем, чтобы парабола (4.7) третьей степени содержала следующие четыре точки  $(M_e, Q_t)$  этой характеристики:  $(-200 \text{ Нм}; 0)$  – внешний

тормозной режим; (0; 7,03 кг/ч) – холостой режим; (400 Нм; 21,33 кг/ч) – частичный тяговый режим; (725 Нм; 21,33 кг/ч) – внешний тяговый режим. Тогда аналитически нагрузочная характеристика будет выражаться уравнением

$$Q_t = \frac{3929}{5^2 \cdot 13 \cdot 29 \cdot 37 \cdot 10^6} M_e^3 - \frac{17483}{13 \cdot 29 \cdot 37 \cdot 10^6} M_e^2 + \frac{83 \cdot 89 \cdot 1301}{2 \cdot 13 \cdot 29 \cdot 37 \cdot 10^4} M_e + \frac{19 \cdot 37}{10^2}, \quad (4.8)$$

в котором коэффициенты при степенях  $M_e$  записаны через простые числа, чтобы в процессе вычислений легко контролировать значащие цифры. Аппроксимирующая зависимость точно воспроизводит все без исключения значения  $Q_t(M_e)$ , полученные экспериментальным путем и представленные с точностью до второго знака после запятой.

Однако при более строгом подходе к аппроксимирующей зависимости должны выдвигаться дополнительные требования качественного порядка. В первую очередь желательно, чтобы все точки "обучающего" множества, которые по замыслу алгоритма должны строго принадлежать этой зависимости, несли в себе определенный физический смысл. Как и в рассмотренном выше примере целесообразно оперировать только тремя точками из четырех, отражающими внешний тормозной режим, режим холостого хода, внешний тяговый режим, который к тому же является номинальным. Вместо четвертой "несодержательной" имеет смысл прибегнуть к точке, прямо отражающей, скажем, тяговый режим работы двигателя с минимальным удельным расходом топлива. Поэтому, в процессе экспериментальных исследований тяговый режим минимального удельного расхода топлива при заданном  $n_e = n_e^*$  необходимо фиксировать особенно тщательно.

Точка  $(M_{eg}, Q_{tg})$  аппроксимирующей зависимости  $Q_t = Q_t(M_e, n_e^*)$ , в которой величина удельного расхода топлива  $g_e = 30 Q_t / (\pi n_e^* M_e)$  минимальна, естественно удовлетворяет условиям

$$\frac{\partial}{\partial M_e} \left( \frac{\pi n_e^*}{30} g_e \right) = \frac{1}{M_e^2} \left( \frac{\partial Q_t}{\partial M_e} M_e - Q_t \right) = 0,$$

$$\frac{\partial^2}{\partial M_e^2} \left( \frac{\pi n_e^*}{30} g_e \right) = \frac{1}{M_e} \frac{\partial^2 Q_t}{\partial M_e^2} - 2 \frac{1}{M_e^3} \left( \frac{\partial Q_t}{\partial M_e} M_e - Q_t \right) > 0,$$

которые при  $0 < M_e < M_e^+$  (тяговый режим) имеют вид

$$\frac{\partial Q_t}{\partial M_e} M_e - Q_t = 0; \quad \frac{\partial^2 Q_t}{\partial M_e^2} > 0.$$

Очевидно, что второе неравенство выражает требование выпуклости вниз (вогнутости) функции  $Q_t = Q_t(M_e, n_e^*)$  при фиксированном  $n_e = n_e^*$  в окрестности  $M_e = M_{eg}$ . Во многих случаях это требование является закономерным и для всех возможных значений  $M_e^- \leq M_e \leq M_e^+$  ( $M_e^+$  – момент, соответствующий внешнему тяговому режиму работы двигателя). Кроме

того, величина  $Q_t$  обязательно монотонно возрастает при возрастании  $M_e$ :  $\partial Q_t / \partial M_e > 0$ . Неравенства  $\partial Q_t / \partial M_e > 0$  и  $\partial^2 Q_t / \partial M_e^2 > 0$  составляют дополнительные требования качественного порядка, которые должны выдвигаться к аппроксимирующим зависимостям.

Итак, если искомая аппроксимирующая зависимость имеется среди функций  $F(Q_t, M_e, n_e^*)=0$  определенной структуры, то она удовлетворяет условиям

$$F(0, M_e^-, n_e^*)=0; \quad (4.9)$$

$$F(Q_{tx}, 0, n_e^*)=0; \quad (4.10)$$

$$F(Q_{tg}, M_{eg}, n_e^*)=0; \quad (4.11)$$

$$F(Q_t^+, M_e^+, n_e^*)=0; \quad (4.12)$$

$$\frac{\frac{\partial F(Q_{tg}, M_{eg}, n_e^*)}{\partial M_{eg}} M_{eg}}{\frac{\partial F(Q_{tg}, M_{eg}, n_e^*)}{\partial Q_{tg}}} + Q_{tg} = 0 \left( \frac{\partial F(Q_{tg}, M_{eg}, n_e^*)}{\partial M_{eg}} M_{eg} + \frac{\partial F(Q_{tg}, M_{eg}, n_e^*)}{\partial Q_{tg}} Q_{tg} \right) = 0; \quad (4.13)$$

$$-\frac{\partial Q_t}{\partial M_e} = \frac{\partial F / \partial M_e}{\partial F / \partial Q_t} < 0 \left( \frac{\partial F}{\partial M_e} \frac{\partial F}{\partial Q_t} < 0 \right) \forall M_e^- \leq M_e \leq M_e^+, \quad (4.14)$$

$$-\frac{\partial^2 Q_t}{\partial M_e^2} = \frac{1}{\left( \frac{\partial F}{\partial Q_t} \right)^3} \left[ \frac{\partial^2 F}{\partial M_e^2} \left( \frac{\partial F}{\partial Q_t} \right)^2 - 2 \frac{\partial^2 F}{\partial M_e \partial Q_t} \frac{\partial F}{\partial M_e} \frac{\partial F}{\partial Q_t} + \frac{\partial^2 F}{\partial Q_t^2} \left( \frac{\partial F}{\partial M_e} \right)^2 \right] < 0.$$

Последнее неравенство, которое равноценно неравенству

$$\frac{\partial F}{\partial Q_t} \left[ \frac{\partial^2 F}{\partial M_e^2} \left( \frac{\partial F}{\partial Q_t} \right)^2 - 2 \frac{\partial^2 F}{\partial M_e \partial Q_t} \frac{\partial F}{\partial M_e} \frac{\partial F}{\partial Q_t} + \frac{\partial^2 F}{\partial Q_t^2} \left( \frac{\partial F}{\partial M_e} \right)^2 \right] < 0, \quad (4.15)$$

должно соблюдаться либо для всех  $M_e^- \leq M_e \leq M_e^+$  (если нагрузочная характеристика выпукла строго вниз), либо только для  $M_e = M_{eg}$ .

Понятно, что парабола (4.7) третьей степени ( $n=3$ ) не может удовлетворить в общем случае всем пяти равенствам (4.9)–(4.13). Наиболее простой полиномиальной зависимостью, которая может удовлетворить этим пяти (и не более) нетождественным равенствам, является квадратичная функция

$$F = a_{11} M_e^2 + 2a_{12} M_e Q_t + a_{22} Q_t^2 + 2a_{13} M_e + 2a_{23} Q_t + a_{33} = 0 \quad (4.16)$$

при  $a_{ij} \neq 0$  ( $i, j=1, 2, 3$ ). Без потери общности можно принять  $a_{33} = -1$ , и тогда количество подлежащих определению коэффициентов  $a_{ij}$  станет равным пяти. Столько же необходимо удовлетворить равенств (4.9)–(4.13):

$$\left. \begin{aligned}
 a_{11}(M_e^-)^2 + 2a_{13}M_e^- &= -a_{33} = 1, \\
 a_{22}Q_{tx}^2 + 2a_{23}Q_{tx} &= -a_{33} = 1, \\
 a_{11}M_{eg}^2 + 2a_{12}M_{eg}Q_{tg} + a_{22}Q_{tg}^2 &= a_{33} = -1, \\
 a_{11}(M_e^+)^2 + 2a_{12}M_e^+Q_t^+ + a_{22}(Q_t^+)^2 + 2a_{13}M_e^+ + 2a_{23}Q_t^+ &= -a_{33} = 1, \\
 a_{13}M_{eg} + a_{23}Q_{tg} &= -a_{33} = 1.
 \end{aligned} \right\} (4.17)$$

Чтобы избежать предварительных рутинных вычислений, в ЭВМ целесообразно вводить не численные значения коэффициентов  $a_{ij}$ , а матричное представление системы (4.17):

$$\begin{bmatrix}
 (M_e^-)^2 & 0 & 0 & 2M_e^- & 0 \\
 0 & 0 & Q_{tx}^2 & 0 & 2Q_{tx} \\
 -M_{eg}^2 & -2M_{eg}Q_{tg} & -Q_{tg}^2 & 0 & 0 \\
 (M_e^+)^2 & 2M_e^+Q_t^+ & (Q_t^+)^2 & 2M_e^+ & 2Q_t^+ \\
 0 & 0 & 0 & M_{eg} & Q_{tg}
 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{12} \\ a_{22} \\ a_{13} \\ a_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Вычислительная машина с использованием стандартного программного обеспечения дает возможность определить любую точку топливной характеристики двигателя, сопоставимую с некоторой экспериментальной. Численные эксперименты показали, что для любого из двигателей КамАЗ-740, КамАЗ-7402М, КамАЗ-7408М, ОМ-407 расхождение модели (4.16) и реальной нагрузочной характеристики при  $n_e = N_{eN}$  и соблюдении условий (4.14), (4.15) на контрольном множестве, состоящем из десяти равноотстоящих друг от друга экспериментальных точек, не превышает 1 %.

Необходимо отметить однако, что в случае чрезмерной близости друг к другу точек  $(M_e^+, Q_t^+)$  и  $(M_{eg}, Q_{tg})$  может возникнуть необходимость дополнить "обучающее" множество промежуточной точкой с тем, чтобы гарантировать не только качественную точность аппроксимации, но еще и чисто количественную. В качестве дополнительной удобно взять, как показал анализ, точку минимума функции  $q = Q_t/M_e^n = n_e^*g_e/M_e^{(n+1)}$ , где  $n > 1$ ;  $n_e^* = \text{const}$ ;  $0 \leq M_e \leq M_e^+$ .

Легко определить, что при соблюдении условий монотонного возрастания  $Q$ , при возрастании  $M_e$ , выпуклости вниз функции  $Q = Q(n_e^*, M_e)$ , положительности  $M_e$  и необходимого условия минимума  $q$

$$M_e^{n+1} \cdot \frac{\partial q}{\partial M_e} = \frac{\partial Q_t}{\partial M_e} M_e - nQ_t = 0$$

обязательно соблюдается еще одно условие минимума  $q$

$$\frac{\partial^2 q}{\partial M_e^2} = \frac{1}{M_e^{n+1}} \left( n \frac{\partial Q_t}{\partial M_e} + M_e \frac{\partial^2 Q_t}{\partial M_e^2} \right) \geq 0.$$

Если присовокупить к равенствам (4.9)–(4.13) еще и равенства

$$F(Q_{tq}, M_{eq}, n_e^*) = 0; \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial F(Q_{tq}, M_{eq}, n_e^*)}{\partial M_{eq}} M_{eq} + nQ_{tq} \frac{\partial F(Q_{tq}, M_{eq}, n_e^*)}{Q_{tq}} = 0, \quad (4.19)$$

выделяющие дополнительную точку "обучающего" множества ( $M_{eq}$ ,  $Q_{tq}$  – значения  $M_e$ ,  $Q_t$ , соответствующие минимуму  $q$ ), то в аппроксимирующей функции  $F(Q_t, M_e, n_e^*) = 0$  придется предусмотреть еще два свободных, варьируемых параметра. Удовлетворяющей требованию достаточности количества варьируемых параметров, является, например, структурно простая функция

$$F = a_{03}M_e^3 + a_{12}M_e^2Q_t + a_{02}M_e^2 + a_{11}M_eQ_t + a_{01}M_e + a_{00} + a_{10}Q_t + a_{11}M_eQ_t + a_{20}M_eQ_t^2 + a_{30}Q_t^3, \quad (4.20)$$

записанная в симметричной форме. Она содержит девять свободных коэффициентов, тогда как требуется их для реализации процедуры аппроксимации всего семь. Двум каким-либо "лишним" коэффициентам можно приписать нулевые значения, сокращая количество членов функции и управляя тем самым ее структурой. Или же, чтобы задействовать все свободные коэффициенты в выражении (4.20), к условиям (4.18), (4.19) необходимо добавить еще пару аналогичных условий, но при некотором другом значении  $n = n'$ . Количество "обучающих" экспериментальных точек в таком случае будет доведено до шести.

Функция (4.20) использовалась, в частности, для аппроксимации с помощью ЭВМ, топливной характеристики двигателя КамАЗ-740 (рис. 4.24: точками обозначены результаты экспериментов, а линиями – аппроксимирующие графики). При этом было реализовано несколько подходов к аппроксимации. В первом из них коэффициенты функции (4.20) определялись, исходя из шести "обучающих" экспериментальных точек, задаваемых уравнениями (4.9)–(4.13) и уравнениями (4.18), (4.19) при  $n=2$  и  $n'=3$ . Такой подход обеспечил абсолютную точность (с учетом двух значащих цифр после запятой в числовых значениях  $Q_t$ , г/с) воспроизведения десяти контрольных экспериментальных точек аналитической зависимостью  $Q_t = Q_t(n_e^*; M_e)$  при  $n_e^* = 2600$  мин<sup>-1</sup> и погрешность, не превосходящую 1,21 %, воспроизведения топливной характеристики в целом для приведенного на рис. 4.24 множества затемненных контрольных точек. Во втором случае соблюдались лишь условия (4.9)–(4.13) и дополнительно задавались "обучающие" точки 1, 2, 3, 4 при  $n_e = n_e^*$  (рис. 4.24).

Абсолютная воспроизводимость зависимости  $Q_t = Q_t(n_e^*; M_e)$  сохранилась, а максимальная погрешность воспроизведения топливной характеристики в целом уменьшилась до 1,12 %. Третий подход предусматривал соблюдение условий (4.9), (4.10), (4.12) и условий прохождения через дополнительные "обучающие" точки 3, 5, 6, 7, 8, 9, рассредоточенные по области возможных режимов работы двигателя. Максимальная погрешность воспроизведения топливной характеристики уменьшилась до 0,68 %. Во всех перечисленных случаях неукоснительно соблюдалось условие монотонности  $\partial Q_t / \partial M_e > 0$  для любого реально возможного  $M_e$ , но только для значений  $M_e$ , соответствующих контрольным точкам.



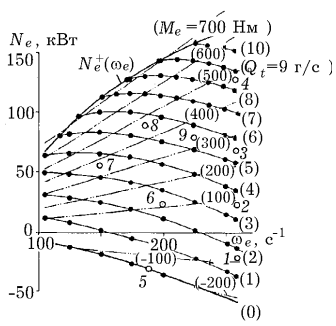
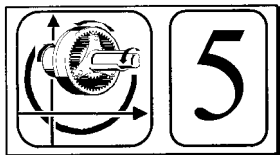


РИСУНОК 4.24 Оценка качества аппроксимации характеристик.

Рассмотренный пример является хорошей иллюстрацией возможностей весьма точного аналитического отражения топливных характеристик двигателей. Легко видеть, что количественная и качественная точности весьма жестко взаимосвязаны. Жертвуя качественной точностью, можно существенно повысить количественную точность, и наоборот. Качественная точность играет решающую роль в тех исследованиях, в которых математический аппарат не предусматривает операции дифференцирования топливной характеристики или производных от нее аналитических выражений.

Иногда качественная и количественная точности удачно сочетаются даже при простых по структуре аппроксимирующих функциях. Например, функция (4.8), имеющая структуру полинома третьей степени  $Q_t = aM_e^3 + bM_e^2 + cM_e + d$  ( $a < 0$ ), количественно точно отражает нагрузочную характеристику одного из двигателей ОМ-407 при  $n_e^* = 2200 \text{ мин}^{-1}$ . В то же время автоматически соблюдается условие  $\partial Q_t / \partial M_e = 3aM_e^2 + 2bM_e + c > 0$  при любом значении  $M_e$ . Что же касается условия выпуклости характеристики вниз  $\partial^2 Q_t / \partial M_e^2 = 6aM_e + 2b$ , то она соблюдается лишь при  $M_e \geq -b / (3a) = 37,1 \text{ Нм}$ .

В общем же случае, чтобы одновременно сочетались количественная и качественная точности аппроксимирующих зависимостей, необходимо усложнить структуру аналитических соотношений, что, однако, в свою очередь усложнит процессы синтеза и анализа свойств транспортной машины.



### 5.1 Силовое взаимодействие в механизмах

В одних механизмах (фрикционных) основным средством передачи мощности являются силы трения, а в других (нефрикционных) – нормальные силы. Взаимодействующие поверхности звеньев механизма, которые предназначены для передачи рабочих усилий трением, естественно считать шероховатыми, а аналогичные поверхности, которые предназначены для передачи нормальных усилий, – гладкими. Однако фактически поверхности, эффективно выполняющие функции шероховатых, чаще всего столь же гладки-шероховаты, что и поверхности, призванные эффективно выполнять функции гладких. Поэтому и в фрикционных, и в нефрикционных механизмах, трансформирующих эквивалентные кинематико-силовые параметры, удельные силы трения в контакте рабочих поверхностей звеньев составляют примерно одну и ту же долю нормальных удельных сил.

Пусть точка  $A$  отражает зону контакта рабочих поверхностей двух взаимодействующих звеньев механизма, а вектор  $\bar{K}$  – силу, с которой желательно воздействовать в данный момент на ведомое звено (рис. 5.1). Если  $\bar{K}$  – сила трения, то рабочие поверхности ведущего и ведомого звеньев можно отразить соответственно линиями  $L_1$  и  $L_2$ , содержащими точку  $A$ , в которой линия действия силы  $\bar{K}$  является их общей касательной. Контакт ведущей  $L_1$  и ведомой  $L_2$  рабочих поверхностей должен быть осуществлен с некоторой силой  $\bar{P}_F$ , достаточной для возникновения нормальной силы  $\bar{N}_F$ , в свою очередь, порождающей требуемую силу трения  $\bar{K}$ :  $\bar{P}_F = \bar{N}_F + \bar{K}$ ;  $K/N = \text{ctg } \alpha = f$  ( $f$  – коэффициент трения;  $\alpha$  – угол между векторами  $\bar{P}_F$  и  $\bar{K}$ ). Чтобы вектор  $\bar{K}$  стал отражать нормальную силу воздействия на ведомое звено, необходимо поверхности  $L_1$  и  $L_2$  в окрестности точки  $A$  преобразовать в поверхности  $L'_1$  и  $L'_2$ , ортогональные вектору  $\bar{K}$ .

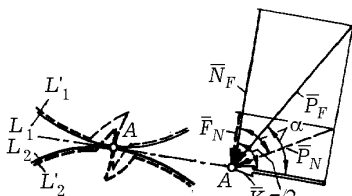


РИСУНОК 5.1 Схема взаимодействия звеньев.

Но при передаче теперь уже нормальной силы  $\bar{K}$  тоже возникает, как обычно, трение, порождающее силу  $\bar{F}_N \perp \bar{K}$  ( $F_N = fK$ ). В данном случае контакт поверхностей  $L'_1$  и  $L'_2$  в точке  $A$  должен быть обеспечен с некоторой силой  $\bar{P}_N = \bar{F}_N + \bar{K}$ .

Сопоставляя модули сил  $\bar{P}_F$  и  $\bar{P}_N$

$$\frac{P_F}{P_N} = \frac{K/\cos\alpha}{K/\sin\alpha} = \operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{f},$$

приходим к выводу, что зона контакта рабочих поверхностей звеньев механизма при передаче рабочих усилий трением является существенно более нагруженной, чем в случае передачи нормальных рабочих усилий ( $P_F \gg P_N$ , ибо обычно  $f \ll 1$ ).

Итак, фрикционные кинематические пары, в которых связь осуществляется силами трения сцепления, по сравнению с нефрикционными, в которых связь осуществляется нормальными силами, а трение представляет собой нежелательный эффект, оказываются во много (10...25) раз более нагруженными. Очевидно, что большие нагрузки необходимо рассредоточить по большему количеству материалов, из которых изготавливается кинематическая пара, с тем, чтобы не нарушить ограничений по удельной прочности этих материалов. Следовательно, можно утверждать, что при прочих равных условиях фрикционные механизмы обладают заведомо большими массой и габаритами по сравнению с нефрикционными.

Из изложенного следует, что тип кинематической пары с точки зрения принципа передачи рабочих усилий определяется не самими по себе фрикционными свойствами контактирующих поверхностей, а их формообразованием. В частности, рис. 5.1 «подсказывает» возможность так называемого зубчатого формообразования рабочих поверхностей, которое позволяет фрикционную пару трансформировать в нефрикционную. Но не трудно заметить, что такое формообразование рабочих поверхностей во многом сходно искусственному увеличению их шероховатости. Новое значение коэффициента трения можно определить по формуле

$$f' = \frac{K}{F_N} = \operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{f},$$

считая силу  $\bar{F}_N$  нормальной, а силу  $\bar{K}$  – силой трения. Иначе говоря преобразование фрикционной пары в нефрикционную сопровождается как бы усилением проявления именно ее фрикционных свойств, ибо устраняется возможность относительного проскальзывания контактирующих поверхностей вдоль линии действия основного рабочего усилия. Это обстоятельство подчеркивает условность деления механизмов на фрикционные и нефрикционные.

## 5.2 Основные кинематические соотношения

Кинематическую пару могут образовывать звенья 1 и 2, вращающиеся вокруг фиксированных параллельных осей  $A$  и  $B$  (рис. 5.2). Рассмотрим движение звена 2 относительно звена 1. Для этого воспользуемся методом обращения движения, сообщая обим звеньям дополнительные вращения со скоростями, равными по величине, но противоположными по направлению угловой скорости  $\omega_1$  звена 1. Приобретая дополнительную скорость  $(-\omega_1)$ , звено 1 станет неподвижным. В то же время точка  $B$  звена 2, которая ранее была неподвижной, наоборот станет вращаться со скоростью  $(-\omega_1)$  вокруг оси  $A$ . Ее линейная скорость  $\bar{v}_{BA}$  направлена перпендикулярно межосевому расстоянию  $AB$ .

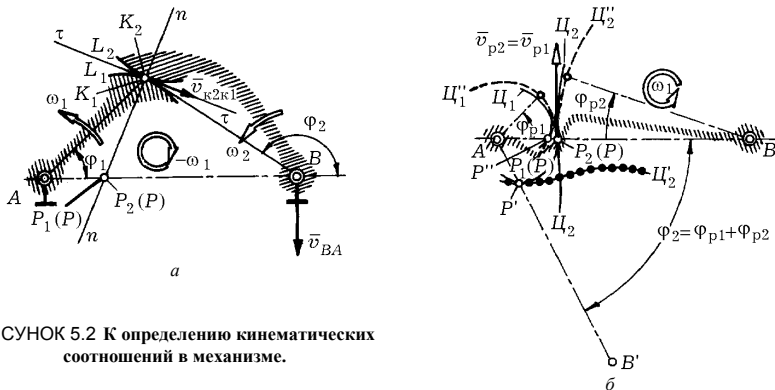


РИСУНОК 5.2 К определению кинематических соотношений в механизме.

Выделим точки  $K_1$  и  $K_2$ , которыми звенья 1 и 2 соприкасаются в рассматриваемый момент друг с другом ( $K_1$  принадлежит звену 1, а  $K_2$  – звену 2). Очевидно, что в случае обращенного движения точка  $K_2$ , контактируя с точкой  $K_1$ , будет двигаться с некоторой скоростью  $\bar{v}_{K_2K_1}$ , направленной вдоль прямой  $\tau$ – $\tau$ , представляющей собой общую касательную к взаимодействующим поверхностям  $L_1$  и  $L_2$  в точке их контакта. Найдем точку  $P_2$  пересечения прямой  $n$ – $n$ , проходящей через точку  $K$  ( $K_1, K_2$ ) перпендикулярно к касательной  $\tau$ – $\tau$ , и прямой, проходящей через точки  $A$  и  $B$ . Поскольку  $n$ – $n$  и  $AB$  ортогональны соответственно векторами  $\bar{v}_{K_2K_1}$  и  $\bar{v}_{BA}$ , то точка  $P_2$  является мгновенным центром скоростей звена 2. Она также называется полюсом зацепления.

Присовокупим точку  $P_2$  к звену 2, а совпадающую с ней точку  $P_1$  – к звену 1. Тогда можно говорить, что в относительном движении звено 2 перекачивается без проскальзывания по звену 1, опираясь в данный момент точкой  $P_2$  на точку  $P_1$ . Полюса зацеплений можно найти и для всех других возможных положений звеньев кинематической пары, представив относительное движение звена 2 как движение, обусловленное перекачиванием некоторой подвижной линии  $\zeta_2$  по неподвижной  $\zeta_1$  (рис. 5.2, б). Линии  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  являются геометрическими местами точек  $P_1$  и  $P_2$  и называется соответственно подвижной и неподвижной центроидами. Например, подвижная центроида  $\zeta_2$ , перекачиваясь по неподвижной  $\zeta_1$ , через некоторое время займет положение  $\zeta_2'$ . Полюсом зацепления станет точка  $P'$ , а точка  $B$ , поворачиваясь вокруг оси  $A$  на угол  $\varphi_2$ , займет положение  $B'$ .

Сообщая звеньям 1, 2 угловую скорость  $\omega_1$ , восстановим их исходное движение. Тогда неподвижная центроида  $\zeta_1$  станет подвижной как и центроида  $\zeta_2$ , а точка  $B$  прекратит свое движение. При повороте центроиды  $\zeta_1$  на некоторый угол  $\varphi_{p1}$  центроида  $\zeta_2$  повернется на определенный угол  $\varphi_{p2}$ . Если  $\varphi_{p1} + \varphi_{p2} = \varphi_2$ , то центроиды займут положения  $\zeta_1''$ ,  $\zeta_2''$ , контактируя в точке  $P'$ , которая расположена на них точно там же, где и точка  $P'$ . Получается, что исходную кинематическую пару с рабочими поверхностями  $L_1$  и  $L_2$  (см. рис. 5.2, а), взаимодействующими друг с другом со скольжением, можно заменить кинематической парой с рабочими поверхностями  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  (рис. 5.2, б), перекачивающимися одна по другой без проскальзывания. Иначе говоря, исходная кинематическая пара, рабочие поверхности которой в относительном движении скользят со скоростью

$$v_{ск} = v_{K_2K_1} = (\omega_1 + \delta\omega_2)KP$$

( $\delta = -1$ , если полюс зацепления  $P$  расположен в пределах межосевого расстояния  $AB$ , и  $\delta = 1$ , если он размещен на продолжении отрезка  $AB$ ), может быть заменена идеальной фрикционной с центроидными рабочими поверхностями.

Скорость точки  $P_2$  звена 2 (рис. 5.2, а и б) можно определить по формуле

$$\bar{v}_{p2} = \bar{v}_{p1} + \bar{v}_{p2p1},$$

где  $\bar{v}_{p1}$  – мгновенная скорость точки  $P_1$ , принадлежащей звену 1;  $\bar{v}_{p2p1}$  – скорость движения точки  $P_2$  звена 2 относительно точки  $P_1$  звена 1. Поскольку  $\bar{v}_{p2p1} \equiv 0$ , то  $\bar{v}_{p2} \equiv \bar{v}_{p1}$ . Учитыв-

вая, что  $v_{p1} = \omega_1 r_{W1}$ ,  $v_{p2} = \omega_2 r_{W2}$ , получим:  $\omega_1 r_{W1} = \omega_2 r_{W2}$ , где  $r_{W1} = AP$ ,  $r_{W2} = PB(r_{W1} + r_{W2}) = a_W$  – межосевое расстояние. На основании полученных соотношений можно определить так называемое передаточное отношение

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \delta \frac{r_{W2}}{r_{W1}}, \quad (5.1)$$

где  $\delta = -1$ , если  $r_{W1} + r_{W2} = a_W$ , и  $\delta = 1$ , если  $r_{W1} + r_{W2} > a_W$ .

Величины  $r_{W1}$ ,  $r_{W2}$  в зависимости от конфигурации рабочих профилей  $L_1$  и  $L_2$  (рис. 5.2, а) могут быть переменными или постоянными. Постоянство величин  $r_{W1}$ ,  $r_{W2}$  обеспечивается, например, тогда, когда обе центрыды – окружности (с внешним зацеплением, рис. 5.3, а, или внутренним, рис. 5.3, б), а также тогда, когда центроида  $\Pi_1$  – окружность, а центроида  $\Pi_2$  – прямая линия (рис. 5.3, в). Впрочем прямолинейная центроида  $\Pi_2$  – есть окружность с радиусом  $r_{W2} = \infty$ . В этих случаях передаточные отношения будут определяться по формулам

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{W2}}{r_{W1}} = \text{const}$$

(внешнее зацепление),

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{W2}}{r_{W1}} = \text{const}$$

(внутреннее зацепление),

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{v_2} = \frac{1}{r_{W1}}$$

(при  $r_{W2} = \infty$  и  $a_W = r_{W1}$ , когда  $\omega_1/\omega_2 = \infty$ ).

Идеализированные циклоидальные механизмы, схемы которых представлены на рис. 5.3, можно реализовать посредством цилиндрических зубчатых колес с внешним, внутренним и реечным зацеплениями.

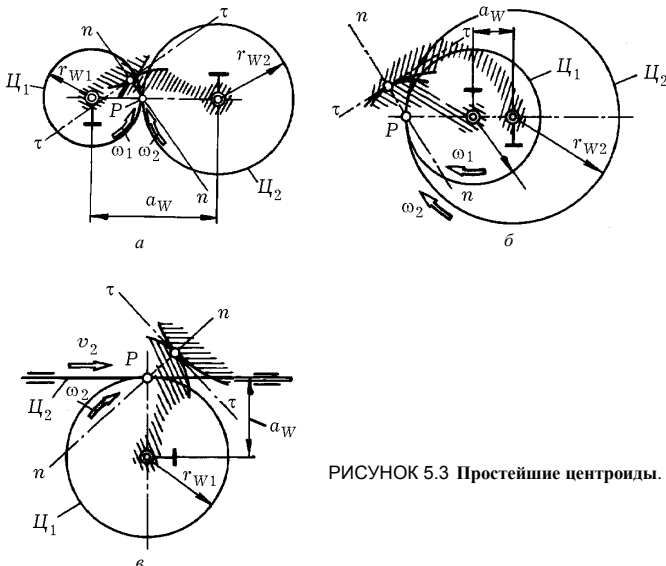


РИСУНОК 5.3 Простейшие центроиды.

### 5.3 Простейшая механическая передача

Рассмотрим механизм, состоящий из трех звеньев 1, 2, 3, взаимодействие которых можно рассматривать как взаимодействие центроид-окружностей (рис. 5.4). Пусть оси вращения звеньев 1 и 3 неподвижны и отображаются точками  $O_1$  и  $O_3$ , а ось вращения звена 2, отображаемая точкой  $O_2$ , вращается вокруг осей вращения звеньев 1, 3 с некоторой скоростью  $\omega_h$ . Сообщим всем звеньям дополнительную скорость вращения ( $-\omega_h$ ). Тогда они станут вращаться со скоростями  $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_h$ ,  $\omega'_2 = \omega_2 - \omega_h$ ,  $\omega'_3 = \omega_3 - \omega_h$ , а скорость вращения точки  $O_2$  станет равной нулю:  $\omega'_h = \omega_h + (-\omega_h) = 0$ . В итоге механизм с подвижными осями вращения звеньев превратится в механизм с неподвижными осями. Тогда, используя формулу (5.1), легко определить

$$\frac{\omega'_1}{\omega'_2} = u_{12}^h = \frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_2 - \omega_h} = -\frac{r_{W2}}{r_{W1}}; \quad (5.2)$$

$$\frac{\omega'_2}{\omega'_3} = u_{23}^h = \frac{\omega_2 - \omega_h}{\omega_3 - \omega_h} = \frac{r_{W3}}{r_{W2}}; \quad (5.3)$$

$$\frac{\omega'_1}{\omega'_3} = u_{13}^h = \frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_3 - \omega_h} = \frac{\omega'_1}{\omega'_2} \frac{\omega'_2}{\omega'_3} = u_{12}^h u_{23}^h = -\frac{r_{W3}}{r_{W1}}. \quad (5.4)$$

Из соотношений (5.2) ... (5.4) следует, что передаточные отношения  $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ ,

$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}$ ,  $u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$  механизма с подвижной осью вращения звена 2 (сателлита) являются

функциями отношения  $\frac{\omega_h}{\omega_1}$ .

Отраженный на рис. 5.4 механизм называют планетарным дифференциалом, а отношение

$$\frac{z_k}{z_{cl}} = p = \frac{r_{W3}}{r_{W1}}$$

числа  $z_k$  зубьев звена 3 (коронной шестерни  $K$ ) к числу  $z_{cl}$  зубьев звена 1 (солнечной шестерни  $Cl$ ) – его параметром. Величина  $p$  однозначно определяет передаточное отношение дифференциала при одном загорможенном его звене, рис. 5.5 ( $u_n = -p$ ;  $Bd$  – водило). Наиболее рациональные обозначения дифференциалов (в том числе и со спаренным сателлитом) приведены на рис. 5.6.

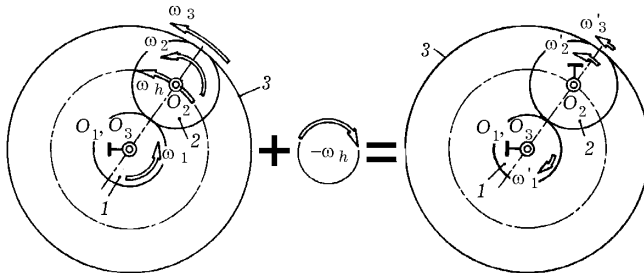


РИСУНОК 5.4 Схема простейшей механической передачи.

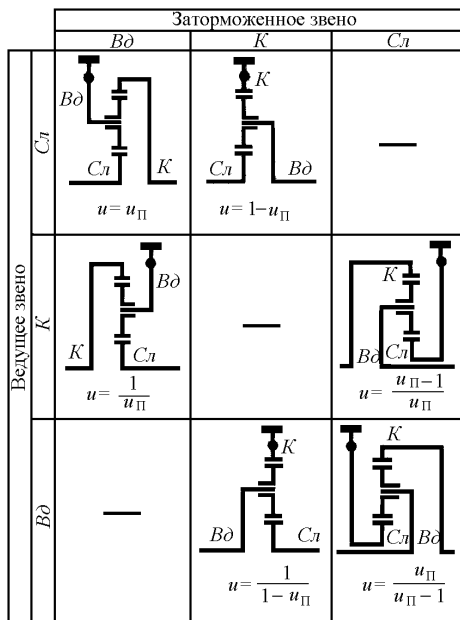


РИСУНОК 5.5 Возможные состояния простейшей механической передачи.

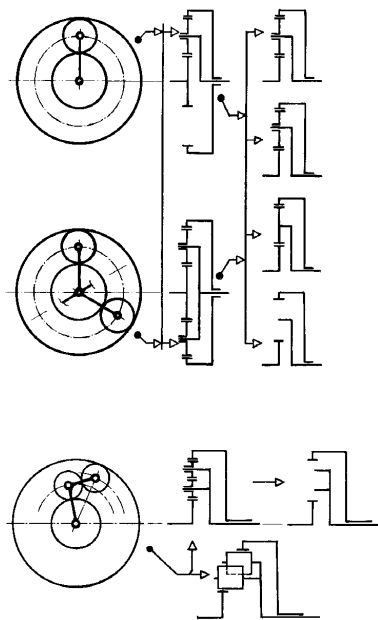


РИСУНОК 5.6 Обозначения планетарного ряда.

## 5.4 Общий случай механической передачи

Наиболее общим случаем элементарного механического преобразования энергии является передача-преобразование движения посредством звеньев с перекрещивающимися осями.

Пусть неподвижные перекрещивающиеся оси  $O_1$  и  $O_2$  звеньев  $1$  и  $2$  заданы своими проекциями на две взаимно перпендикулярные плоскости  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$ . Если плоскость проекции  $\Pi_1$  параллельна осям  $O_1$  и  $O_2$ , а плоскость проекций  $\Pi_2$  перпендикулярна оси  $O_1$ , то на первую из них оси  $O_1$  и  $O_2$  будут проецироваться в пересекающиеся в некоторой точке  $O$  прямые  $O_1$  и  $O_2$ , а на вторую – в точку  $O_1$  и прямую  $O_2$  (рис. 5.7, а). При этом угол  $\delta$  между осями  $O_1$  и  $O_2$  на плоскости  $\Pi_1$  отразится в натуральную величину, а кратчайшее расстояние между осями будет определяться расстоянием  $H$  точки  $O_1$  от прямой  $O_2$  на плоскости  $\Pi_2$ .

Применяя метод обращения движения, сообщим звеньям  $1$  и  $2$  скорость вращения  $-\overline{\omega}_1$ , обратную скорости вращения  $\overline{\omega}_1$  звена  $1$  вокруг своей оси  $O_1$ . Тогда звено  $1$  остановится, а звено  $2$  в рассматриваемое мгновение окажется вращающимся вокруг некоторой оси  $O_{21}$  и одновременно скользящим вдоль нее.

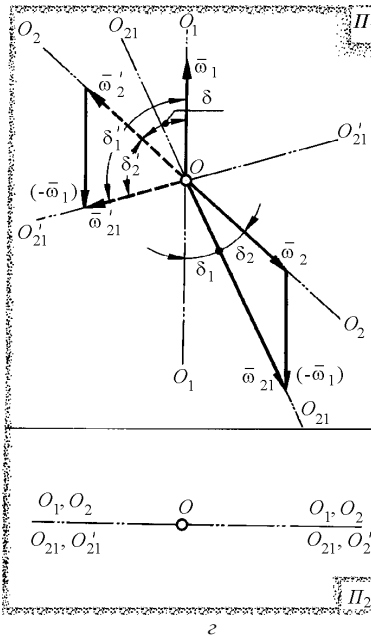
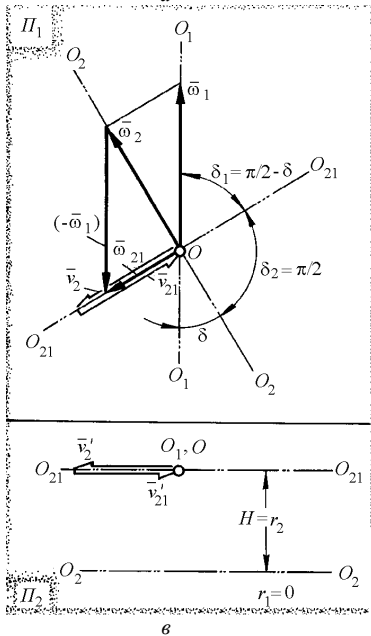
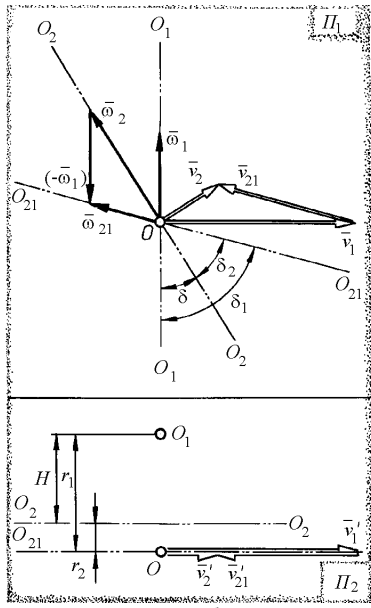
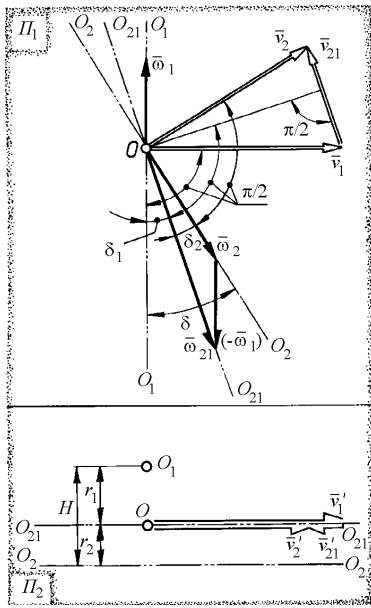


РИСУНОК 5.7 Общий принцип передачи движения.



Ось  $O_{21}$ , называемая обычно мгновенной винтовой, направлена параллельно вектору  $\overline{\omega_{21}} = \overline{\omega_2} - \overline{\omega_1}$  скорости вращения звена 2 относительно звена 1. Учитывая связь между векторами  $\overline{\omega_1}$ ,  $\overline{\omega_2}$ ,  $\overline{\omega_{21}}$  (рис. 5.7, а), легко установить, что

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\omega_2 \sin \delta}{\omega_1 + \omega_2 \cos \delta}, \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\omega_1 \sin \delta}{\omega_2 + \omega_1 \cos \delta}, \quad (5.5)$$

где  $\delta_1$  ( $\delta_2$ ) – угол между осями  $O_{21}$  и  $O_1$  ( $O_{21}$  и  $O_2$ );  $u_{12} = \omega_1 / \omega_2$  – передаточное отношение. Помимо параметра  $\delta_1$  (или  $\delta_2$ ), см. (5.5), положение оси  $O_{21}$  относительно оси  $O_1$  (или  $O_2$ ) определяет еще и расстояние  $r_1$  (или  $r_2 = H - r_1$ ).

Передачу движения между реальными звеньями 1 и 2 можно, таким образом, рассматривать как передачу движения между условными звеньями – аксоидами, перекатывающимися друг по другу с контактом по линии, совпадающей с мгновенной винтовой осью. Проскальзывание возможно только вдоль линии контакта, но не перпендикулярно ей. Поэтому вектор  $\overline{v_{21}}$  скорости скольжения аксоида 2 относительно аксоида 1 направлен вдоль линии контакта. Исходя из плана скоростей для точки  $O$  (рис. 5.7, а), можно определить соотношение

$$v_1 \cos \delta_1 = v_2 \cos \delta_2, \quad (5.6)$$

в котором  $v_1 = \omega_1 r_1$  и  $v_2 = \omega_2 r_2$  – скорости точки  $O$ , принадлежащей соответственно аксоиду 1 и аксоиду 2. Отсюда следует, что

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2 \cos \delta_2}{r_1 \cos \delta_1} = -\frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Рис. 5.7, а отражает так называемое внешнее сцепление аксоидов. При внутреннем же сцеплении аксоидов возникает ситуация, показанная на рис. 5.7, б. В этом случае имеют место соотношения

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\omega_2 \sin \delta}{\omega_2 \cos \delta - \omega_1}, \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\omega_1 \sin \delta}{\omega_2 - \omega_1 \cos \delta},$$

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \delta_2}{r_1 \cos \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Если  $\delta_2 = \pi/2$  (рис. 5.7, в), то согласно (5.6)  $v_1 = 0$ , и при  $\omega_1 \neq 0$  будет иметь место равенство  $r_1 = 0$ . При этом  $\delta_1 = \pi/2 - \delta$ ,  $v_2 = v_{21}$  и  $\omega_2 = \omega_1 \cos \delta$ , откуда

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\sin \delta.$$

На рис. 5.7, г отражены еще в большей степени частные случаи передачи-преобразования вращательного движения, когда оси  $O_1$  и  $O_2$  пересекаются ( $r_1 = r_2 = 0$ ).

## 5.5 О конфигурации аксоидов

Сосредоточим теперь более пристальное внимание на аксоиде, поверхность которого является однополостным гиперболоидом вращения (рис. 5.8, а). В ортогональной декартовой системе координат  $xyz$  однополостный гиперболоид вращения описывается уравнением

$$\frac{x^2}{r_{W1}^2} + \frac{y^2}{r_{W1}^2} - \frac{z^2}{c_{W1}^2} = 1. \quad (5.7)$$

Поверхность (5.7) может быть получена вращением гиперболы

$$\frac{x^2}{r_{W1}^2} - \frac{z^2}{c_{W1}^2} = 1$$

вокруг ее мнимой оси  $z$ . Например, воспроизвести отраженную на рис. 5.8, а поверхность можно вращением вокруг оси  $OO$  одной из ветвей ( $\Gamma_1$  или  $\Gamma_2$ ) соответствующей гиперболы с асимптотами  $A_1$  и  $A_2$ , рис. 5.8, б. Но такой же результат будет иметь место и при вращении вокруг оси  $OO$  некоторых прямых  $\Pi p_1$  или  $\Pi p_2$ , рис. 5.8, в (здесь  $r = r' = r_W$ ).

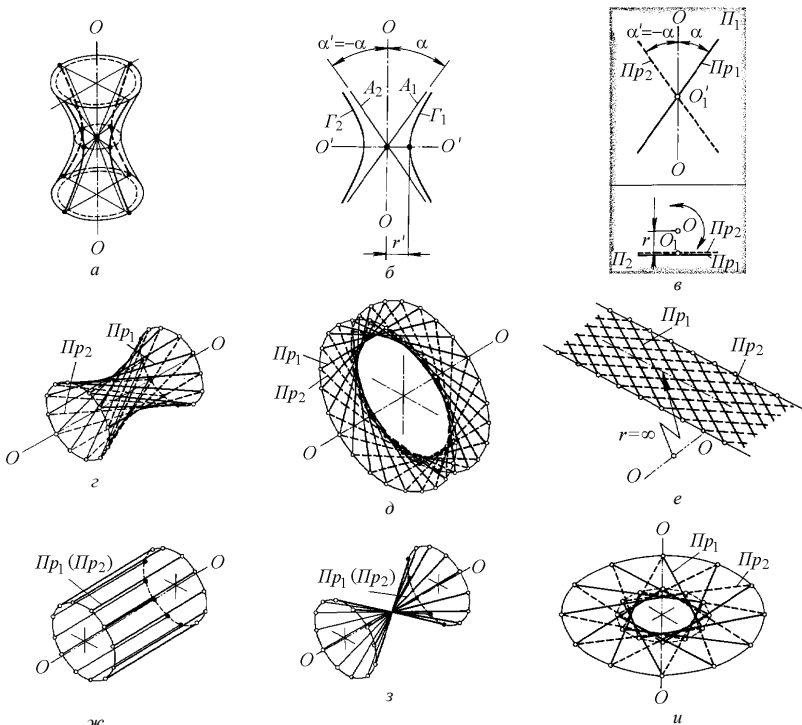


РИСУНОК 5.8 Общий принцип формирования образующих поверхностей.

Любую прямую, располагающуюся на гиперboloиде (5.7), определяет система уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{x}{r_{W1}} + \frac{z}{c_{W1}} &= k \left( 1 + \frac{y}{r_{W1}} \right) \\ \frac{x}{r_{W1}} - \frac{z}{c_{W1}} &= \frac{1}{k} \left( 1 - \frac{y}{r_{W1}} \right) \end{aligned} \right\};$$

еще одно семейство прямых на гиперboloиде определяют уравнения

$$\left. \begin{aligned} \frac{x}{r_{W1}} + \frac{z}{c_{W1}} &= l \left( 1 - \frac{y}{r_{W1}} \right) \\ \frac{x}{r_{W1}} - \frac{z}{c_{W1}} &= \frac{1}{l} \left( 1 + \frac{y}{r_{W1}} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (5.8)$$

Здесь  $k, l$  – действительные числа.

Изменяя значения параметров  $\alpha$  и  $r$  (определяющих расположение прямых  $Pr_1$  и  $Pr_2$  относительно оси вращения  $OO$ , см. рис. 5.8, *в*), можно построить самые разнообразные аксоидообразующие поверхности (рис. 5.8, *г, ..., и*). Эти поверхности с полным основанием можно трактовать как частные случаи однополостного гиперboloида. Но тогда к одному и тому же классу гиперboloидных имеет смысл отнести представленные на рис. 5.9 сопряжения аксоидов, которые являются моделями многих реально используемых механических передач ( $a_w$  – межосевое расстояние). Можно говорить, что гиперboloидные аксоиды  $1, 2$  как звенья передаточного механизма сцепляются друг с другом вдоль прямых линий (см. отрезки прямых  $AA$  на рис. 5.9). Такое сцепление принципиально отличается, скажем, от винтового, которое является точечным с направляющими винтовыми линиями  $A$  и  $B$  (рис. 5.10;  $Pl$  и  $Pr$  – касательные плоскость и прямая).

Гиперboloидное сцепление обладает еще одной важной особенностью. На рис. 5.11 отражен принцип формирования передаточных механизмов, который опирается на понятие гиперboloидного сцепления аксоидов-звеньев. При одном и том же передаточном отношении звенья механизма могут иметь различные конфигурации и размеры, будучи различными участками одного и того же гиперboloидного сцепления аксоидов.

Цилиндрическому и коническому внешним сопряжениям звеньев  $1, 2$  (см. рис. 5.9, *б* и *д*) можно противопоставить аналогичные внутренние сопряжения, рис. 5.12. Следовательно, чтобы сохранить статус общности за гиперboloидным сопряжением в целом, целесообразно отраженному на рис. 5.9, *а* внешнему сопряжению противопоставить аналогичное по основным признакам внутреннее сопряжение.

Обратимся снова к гиперboloиду (5.7). В некоторой новой системе координат  $XYZ$ , получаемой из исходной  $xuz$  путем поворота осей  $y$  и  $z$  на один и тот же угол  $\alpha$  в плоскости, ортогональной оси  $z$  и смещением на величину  $a_w$  начала координат вдоль оси  $x$  в точку  $O$ , будут иметь соотно-

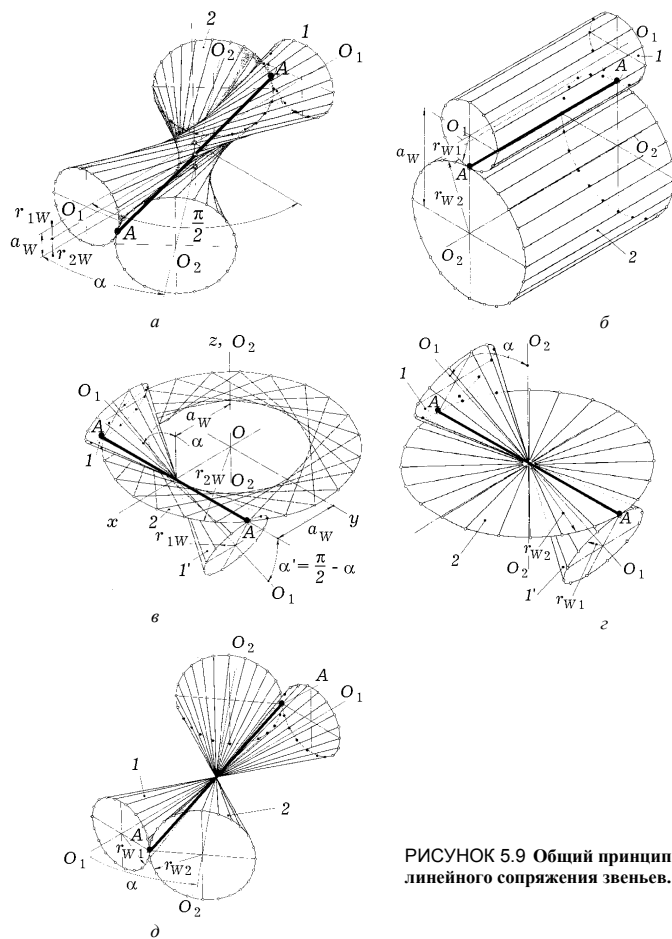


РИСУНОК 5.9 Общий принцип линейного сопряжения звеньев.

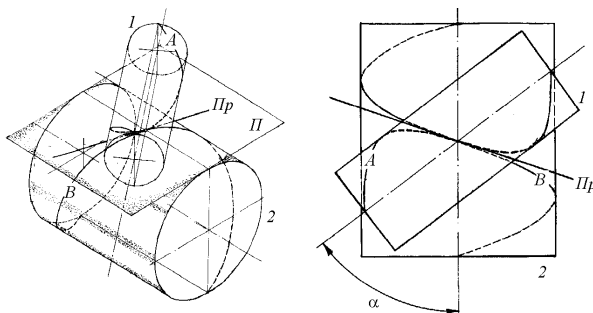


РИСУНОК 5.10 Винтовое сопряжение звеньев (справа приводится проекция сопряжения на касательную плоскость  $\Pi$ ).

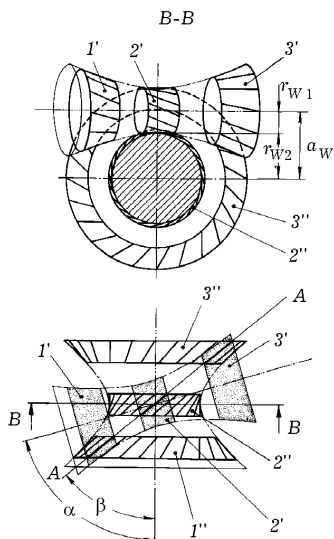


РИСУНОК 5.11 Формирование звеньев передаточного механизма:  $\alpha$  – угол между проекциями осей гиперboloидов;  $\beta$  – угол, определяющий положение линии сцепления  $AA$ ;  $1' (1'')$  и  $3' (3'')$  – проекции периферийных участков гиперboloидов;  $2' (2'')$  – проекции центральных участков гиперboloидов.

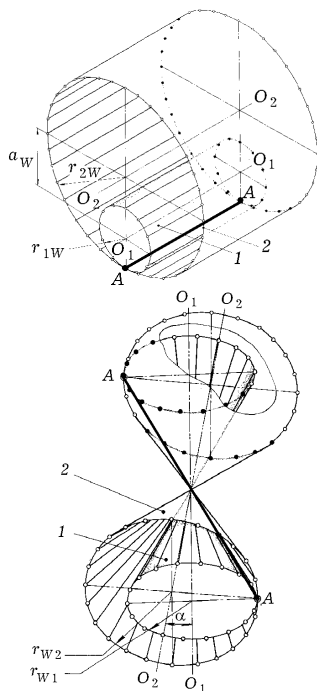


РИСУНОК 5.12 Внутреннее сцепление цилиндрических и конических аксoidов-звеньев.

шения  $x = X + a_W$ ,  $y = Y \cos \alpha - Z \sin \alpha$ ,  $z = Y \sin \alpha + Z \cos \alpha$ . Тогда гиперboloид (5.7) будет отражать уравнение

$$\frac{(X + a_W)^2 + (Y \cos \alpha - Z \sin \alpha)^2}{r_{W1}^2} - \frac{(Y \sin \alpha + Z \cos \alpha)^2}{c_{W1}^2} = 1, \quad (5.9)$$

а прямую (5.8) – уравнения

$$\left. \begin{aligned} \frac{X + a_W}{r_{W1}} + \frac{Y \sin \alpha + Z \cos \alpha}{c_{W1}} &= l \left[ 1 - \frac{Y \cos \alpha - Z \sin \alpha}{r_{W1}} \right] \\ \frac{X + a_W}{r_{W1}} - \frac{Y \sin \alpha + Z \cos \alpha}{c_{W1}} &= \frac{1}{l} \left[ 1 + \frac{Y \cos \alpha - Z \sin \alpha}{r_{W1}} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (5.10)$$

При  $l = -1$ , например, уравнение (5.10) определяют некоторую прямую  $AA$  (рис. 5.13), для которой

$$X = -r_{W2} = \text{const}, \quad Y = \frac{r_{W1} \cos \alpha + \sin \alpha}{c_{W1}} Z. \quad (5.11)$$

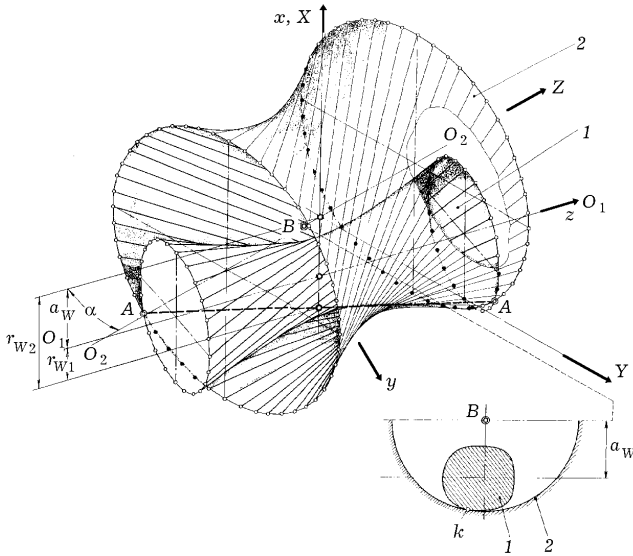


РИСУНОК 5.13 Внутреннее сцепление аксоидов-звеньев в общем случае

Построим теперь гиперболоид вращения 2 (рис. 5.13), описываемый уравнением

$$\frac{X^2}{r_{W2}^2} + \frac{Y^2}{r_{W2}^2} - \frac{Z^2}{c_{W2}^2} = 1. \quad (5.12)$$

При этом будем требовать, чтобы прямая  $AA$ , соответствующая уравнению (5.8), принадлежала также и гиперболоиду 2. Эта прямая описывается в данном случае уравнениями

$$\left. \begin{aligned} \frac{X}{r_{W2}} + \frac{Z}{c_{W2}} &= l' \left( 1 - \frac{Y}{r_{W2}} \right) \\ \frac{X}{r_{W2}} - \frac{Z}{c_{W2}} &= \frac{1}{l'} \left( 1 + \frac{Y}{r_{W2}} \right) \end{aligned} \right\}$$

при  $l' = l = -1$ , или

$$X = -r_{W2}, \quad Y = \frac{r_{W2}}{c_{W2}} Z. \quad (5.13)$$

Отсюда

$$\frac{r_{W1}}{c_{W1}} = \frac{\frac{r_{W2}}{c_{W2}} \cos \alpha - \sin \alpha}{\frac{r_{W2}}{c_{W2}} \sin \alpha + \cos \alpha}. \quad (5.14)$$

Внутреннее сопряжение гиперboloидов состоятельно как модель передаточного механизма только в том случае, если исключено взаимное пересечение их поверхностей. В частности, при любом  $Z$  точка  $k$  сцепления гиперболических аксоидов (см. рис. 5.13) должна обладать свойством точки касания (ведь взаимопроникновение аксоидов не допускается). Формальным признаком непересекаемости гиперboloидов (5.9) и (5.10) на прямой (5.11, 5.13) их сцепления является простое равенство

$$c_{W1} = c_{W2} = c_W,$$

которое определяет совместно с (5.14) систему ограничений, необходимо налагаемых на параметры сопрягаемых гиперboloидов.

### 5.6 Альтернативность-эквивалентность простых механических передач

Практически каждой механической передаче можно противопоставить определенную альтернативу. Для примера на рис. 5.14 схемами альтернативно противопоставлены конические и цилиндрические передачи сравнительно простой структуры. В частности, любую коническую передачу составляют сопряжения конусов двух типов, рис. 5.15.

Альтернативность в смысле противопоставления в данном случае выглядит довольно убедительной. Но она же сразу становится призрачной, если вспомнить, что и коническая, и цилиндрическая передачи являются отличающимися лишь параметрически результатами синтеза механизмов на основе одного и того же принципа “сопряжения гиперболических аксоидов”. В целом нетривиальные альтернативы можно с одинаковым основанием как “противопоставлять”, так и “ставить в соответствие” друг другу.

С другой стороны, две передачи настолько альтернативны, насколько не эквивалентны (и, естественно, настолько эквивалентны, насколько не альтернативны). В частности, если признать коническую и цилиндрическую передачи однотипными, то степень их эквивалентности с точностью до значений конструктивных и кинематических параметров становится очень высокой. В этом случае идентификация каких-либо преимуществ или недостатков конических передач по сравнению с цилиндрическими (и наоборот) безотносительно к совершенству систем, элементами которых они являются, теряет всякий смысл.

Рис. 5.16 иллюстрирует весьма удачное применение конических планетарных зубчатых механизмов (зубья, правда, – спиральные) в разработанной к 1965 году гидромеханической передаче микролитражных (Остин Мини, Моррис Мини) и малолитражных (Остин 1100, Моррис 1100) автомобилей серийного производства. Планетарный редуктор смонтирован под колесчатым валом в поддоне двигателя внутреннего сгорания; двигатель и трансмиссия имеют общую систему обеспечения маслом. С использованием только восьми шестерен удалось создать легкую и компактную четырехступенчатую передачу с автоматическим или ручным их переключением. В данном случае все доводы в пользу планетарных редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами вряд ли окажутся к месту.

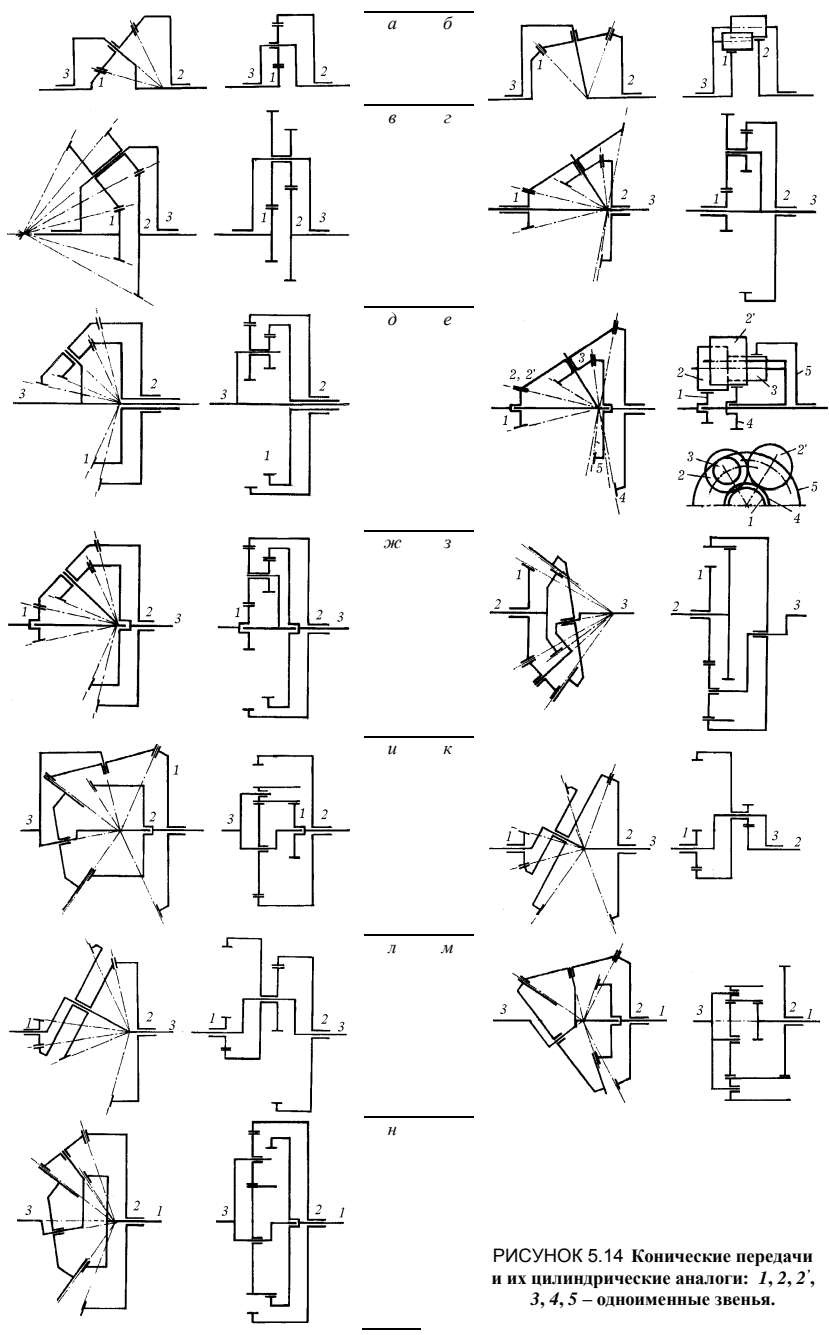


РИСУНОК 5.14 Конические передачи и их цилиндрические аналоги: 1, 2, 2', 3, 4, 5 – одноименные звенья.



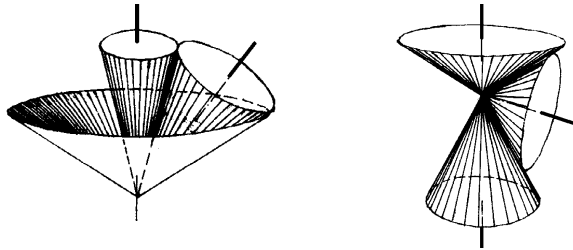


РИСУНОК 5.15 Два типа сопряжения конусов.

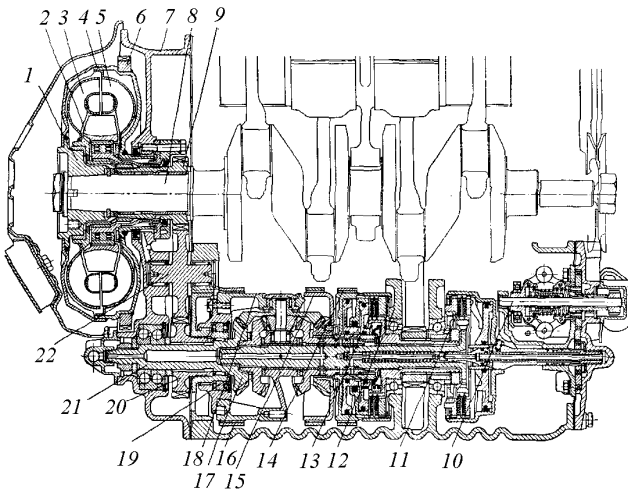


РИСУНОК 5.16 Гидромеханическая передача: 1 – втулка кожуха турбинного колеса гидротрансформатора; 2 – реакторное колесо; 3 – турбинное колесо; 4 – корпус гидротрансформатора; 5 – насосное колесо; 6 – зубчатый венец стартера; 7 – картер гидротрансформатора; 8 – коленчатый вал двигателя; 9 – ведущая шестерня промежуточной передачи; 10 – вал привода центробежного регулятора; 11 – фрикцион передач переднего хода; 12 – картер планетарного редуктора; 13 – фрикцион прямой передачи и передачи заднего хода; 14, 15 – ленточные тормоза; 16 – ленточный тормоз заднего хода; 17 – ведущая шестерня; 18 – водило; 19 – муфта свободного хода; 20 – ведомая шестерня промежуточной передачи; 21 – первичный вал планетарного редуктора; 22 – промежуточная шестерня промежуточной передачи.

Рассмотрим следующий пример планетарного зубчатого механизма (рис. 5.17, а). Вращающееся вокруг неподвижной оси зубчатое коническое колесо 1 входит в зацепление с сателлитом 2, жестко связанным с сателлитом 3. Сателлит 3 входит в зацепление с вращающимся вокруг неподвижной оси зубчатым коническим колесом 4. Сателлиты 2 и 3 входят во вращательную пару с водилом 5. Между скоростями вращения  $\omega_1$ ,  $\omega_4$ ,  $\omega_5$  зубчатых звеньев 1, 4, 5 существует связь

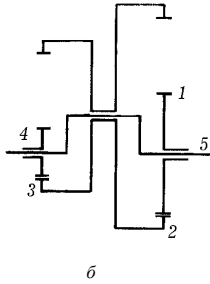
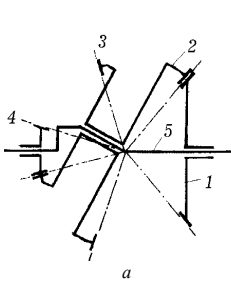


РИСУНОК 5.17 Планетарный механизм со  
двоинным сателлитом.

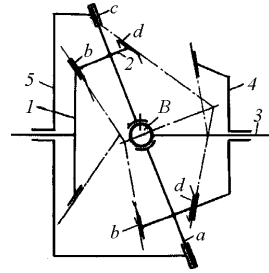


РИСУНОК 5.18 Версия планетарного  
механизма с качающейся шайбой.

$$\frac{\omega_4 - \omega_5}{\omega_1 - \omega_5} = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}, \quad (5.15)$$

где  $z_1, z_2, z_3, z_4$  – числа зубьев колес 1, 2, 3, 4.

Этот механизм известен в таком исполнении, когда зубчатые венцы сателлитов 2 и 3 представляют собой круговые зубчатые рейки. Его же можно трансформировать и в планетарный механизм с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 5.17, б). При этом соотношение (5.15) останется в силе, что в данном случае можно признать как формальный признак эквивалентности механизмов с коническими, реечными и цилиндрическими зубчатыми зацеплениями.

Принципиально другого типа механизмы представлены схемами на рис. 5.18, 5.19. Зубчатые колеса 1 и 4 (см. рис. 5.18) входят в зацепление с зубчатыми венцами  $b$  и  $d$  сателлита 2 на качающейся шайбе, скользящей по поверхности  $a$  по скошенному торцу  $c$  водила 5. Сателлит 2 при этом входит в сферическую пару  $B$  с неподвижным звеном 3. Механизм известен в таком исполнении, когда венцы  $b$  и  $d$  одинаковы и скорости вращения  $\omega_1, \omega_4$  и  $\omega_5$  зубчатых колес 1, 4 и водила 5 связаны условием

$$\frac{\omega_4 - \omega_5}{\omega_1 - \omega_5} = \frac{z_1}{z_4}. \quad (5.16)$$

Схемы на рис. 5.19 отражают планетарные механизмы с сателлитами, инцидентными входному или выходному (осевым) элементам передачи (инцидентность обеспечивается дополнительными карданными механизмами). Для этих механизмов соблюдается кинематическое соотношение

$$\frac{\omega_2 - \omega_h}{\omega_1 - \omega_h} = \mp \frac{z_1}{z_3} \quad (5.17)$$

(знак “-” соответствует левой схеме, а знак “+” – правой).

Соотношения (5.15), (5.16) и (5.17) практически одинаковы по структуре. Тем не менее по конструктивным соображениям признать приведенные на рис. 5.17, 5.18 и 5.19 схемы передаточных механизмов эквивалентными довольно сложно. Следовательно, идентичность лишь формальных кинематических соотношений в общем случае не может служить признаком эквивалентности передач.

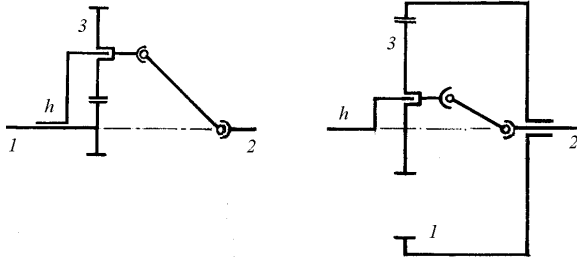


РИСУНОК 5.19 Планетарные механизмы с спутниками, инцидентными осевым звеньям 2.

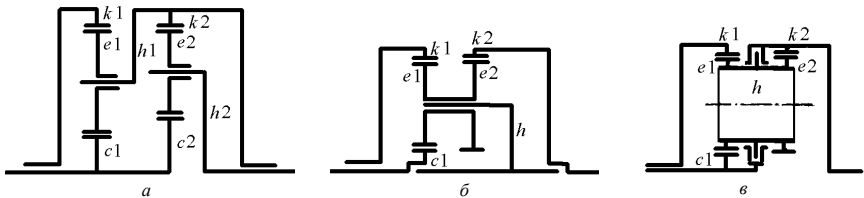


РИСУНОК 5.20 Примеры планетарных передач, состоящих из двух элементарных дифференциалов.

Элементарный дифференциальный механизм (см. рис. 5.4) является составной частью многих механических передач различного назначения. Этот механизм реализует линейные кинематические связи (см. (5.2), (5.4))

$$z_c \omega_c + z_e \omega_e - (z_c + z_e) \omega_h = 0, \quad z_c \omega_c + z_k \omega_k - (z_c + z_k) \omega_h = 0 \quad (5.18)$$

(здесь  $c, k$  – соответственно солнечное и коронное зубчатые колеса,  $h$  – водило,  $e$  – спутлит).

В составной механической передаче отдельные звенья одних дифференциалов жестко связаны со звеньями других дифференциалов. Формально этот факт отражают условия инцидентности

$$\omega_i = \omega_j \quad (5.19)$$

Например, для механизма из двух дифференциалов, схема которого приведена на рис. 5.20, *а*, попарно жестко связанными являются солнечные колеса  $c_1$  с  $c_2$  и водило  $h_1$  с коронным колесом  $k_2$ , так что

$$\omega_{c1} = \omega_{c2}; \quad \omega_{h1} = \omega_{k2}.$$

В механизмах с “внутренним” водилом (рис. 5.20, *б*) и “плавающим” спутлитом (рис. 5.20, *в*) инцидентности звеньев идентичны – жестко связанными являются спутлиты двух дифференциалов, в связи с чем

$$\omega_{e1} = \omega_{e2}; \quad \omega_{h1} = \omega_{h2}. \quad (5.20)$$

Некоторые другие виды инцидентности звеньев в планетарной передаче приведены на рис. 5.21. Все они описываются аналогично.

В общем случае соотношения типа (5.20) можно свести к системе равенств

$$\alpha \omega_{ci} + \beta \omega_{cj} = 0, \quad \omega_{hi} = \omega_{hj}. \quad (5.21)$$

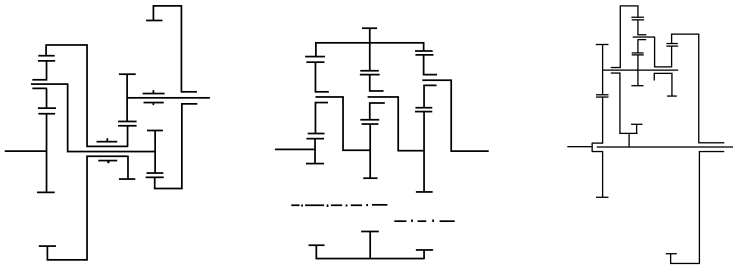


РИСУНОК 5.21 Примеры инцидентности звеньев в планетарных передачах.

Спаренные же путем зубчатого зацепления сателлиты  $e'$ ,  $e''$  обуславливают кинематическую связь еще более общего вида:

$$z_{e'}\omega_{e'} + z_{e''}\omega_{e''} - (z_{e'} + z_{e''})\omega_h = 0. \quad (5.22)$$

Соотношения (5.18)...(5.22) образуют систему линейных однородных уравнений. Ее можно привести к системе аналогичных же уравнений

$$c_i\omega_{ci} + k_i\omega_{ki} + h_i\omega_{hi} = 0,$$

в которых не фигурируют переменные  $\omega_{ei}$ , определяющие скорости вращения сателлитов – “внутренних” элементов передачи.

В целом проблема анализа и синтеза механических передач – многоаспектна (см. например, [1, 2, 4, 5, 6]). Часто она рассматривается обособленно – в специальной технической литературе.

### 5.7 Понятие ряда передаточных отношений

Передаточные отношения в ступенчатой трансмиссии, обеспечивающие автомобилю приемлемый уровень эффективности, образуют ряд, члены которого определенным образом взаимообусловлены. Однако поиск закономерностей образования оптимальных рядов очень сложная задача, не имеющая однозначного решения. Поэтому часто ряд передаточных отношений формируют путем малых вариаций членов той или иной фундаментальной числовой последовательности, которая никакого прямого отношения к законам оптимального функционирования автомобиля не имеет. Обычно предпочитают фундаментальные числовые последовательности с очень простыми алгоритмами их построения.

Пусть имеются два набора положительных чисел

$$\{u\} = \{u_1, u_2, \dots, u_n\}, \quad \{\delta\} = \{\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n\}, \quad (5.23)$$

при чем  $\sum_{i=1}^n \delta_i = 1$ . К набору  $\{u\}$  можно присовокупить еще одно число

$$u_{n+1} = u_{t,\delta} = \left( \sum_{i=1}^n \delta_i u_i^t \right)^{\frac{1}{t}} \quad (5.24)$$

( $t$  – любое действительное число). Величину  $u_{t,\delta}$  называют средним порядком  $t$  значений  $\{u\}$  с весами  $\{\delta\}$ . Набор  $\{u_1, u_2, \dots, u_{n+1}\}$  можно трактовать как набор передаточных отношений в трансмиссии, а формулу (5.24) – как алгоритм расширения исходного набора  $\{u\}$ .

Определяемые по формуле (5.24) средние порядков  $-1, 1, 2, \dots$  известны как соответственно гармоническое, арифметическое, квадратическое, ... средние. С помощью правила Лопиталья можно установить, что

$$u_{0,\delta} = \lim_{t \rightarrow 0} u_{t,\delta} = \lim_{t \rightarrow 0} \exp\left(\frac{1}{t} \ln \sum_{i=1}^n \delta_i u_i^t\right) = \\ = \exp\left(\lim_{t \rightarrow 0} \frac{\frac{\partial}{\partial t} \ln \sum_{i=1}^n \delta_i u_i^t}{\frac{\partial}{\partial t} t}\right) = \exp\left(\lim_{t \rightarrow 0} \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i u_i^t \ln u_i}{\sum_{i=1}^n \delta_i u_i^t}\right) = \prod_{i=1}^n u_i^{\delta_i}. \quad (5.25)$$

Величина (5.25) называется геометрическим средним. Можно установить также, что

$$\frac{\partial u_{t,\delta}}{\partial t} \geq 0; \quad (5.26)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} u_{t,\delta} = \max\{u\}; \quad (5.27)$$

$$\lim_{t \rightarrow -\infty} u_{t,\delta} = \min\{u\}, \quad (5.28)$$

где  $\max\{u\}$ ,  $\min\{u\}$  – максимальный и минимальный элементы из набора  $\{u\}$ . Равенство в выражении (5.26) может иметь место только тогда, когда все элементы  $u_i$  равны между собой. В противном случае имеет место строгое неравенство

$$\frac{\partial u_{t,\delta}}{\partial t} > 0. \quad (5.29)$$

Чаще всего приходится оперировать арифметическими или геометрическими средними. В простейшем случае для двух положительных чисел  $u_1$  и  $u_2$  средним арифметическим называют число  $u_a = (u_1 + u_2)/2$ , а средним геометрическим – число  $u_{гм} = \sqrt{u_1 \cdot u_2}$ . Но если бы, например, пришлось вычислять среднюю скорость  $u_{ср}$  автомобиля, проехавшего первую половину заданного расстояния со скоростью  $u_1$ , а вторую половину этого расстояния – со скоростью  $u_2$ , то, в сущности, довелось бы вычислить так называемое среднее гармоническое:  $u_{ср} = u_{гп} = 2 u_1 u_2 / (u_1 + u_2)$ .

Считающиеся классическими арифметическое, геометрическое и гармоническое средние для любых положительных  $u_1$  и  $u_2$  удовлетворяют соотношению

$$\frac{2u_1u_2}{u_1+u_2} \leq \sqrt{u_1 \cdot u_2} \leq \frac{u_1+u_2}{2} \quad (5.30)$$

(строгие равенства возникают только при  $u_1=u_2$ ). Это соотношение весьма широко используется в математическом анализе.

Подчеркнем фундаментальность арифметического среднего. Для этого рассмотрим сначала следующую задачу. Пусть заданы два положительных числа  $u_1$  и  $u_2$ ,  $u_1 < u_2$ . Вычислив гармоническое и арифметическое средние этих чисел, соответственно получим новые числа  $\alpha_1$  и  $\beta_1$ . Затем вычислим эти же средние для чисел  $\alpha_1$  и  $\beta_1$  – получим числа  $\alpha_2$  и  $\beta_2$ . С числами  $\alpha_2$  и  $\beta_2$  снова повторим указанную операцию, получив числа  $\alpha_3$  и  $\beta_3$  и т. д.

В итоге построим две последовательности  $\{\alpha\}$  и  $\{\beta\}$ , члены которой определяются соотношениями

$$\alpha_{i+1} = \frac{2\alpha_i \cdot \beta_i}{\alpha_i + \beta_i}, \quad \beta_{i+1} = \frac{\alpha_i + \beta_i}{2} \quad (i = \overline{1, n}). \quad (5.31)$$

Из неравенства (5.30) следует, что

$$u_1 < \dots < \alpha_i < \alpha_{i+1} < \dots < \alpha_n < \beta_n < \dots < \beta_{i+1} < \beta_i < \dots < u_2,$$

т. е. оказывается, что последовательность  $\{\alpha\}$  возрастает, а последовательность  $\{\beta\}$  убывает навстречу друг другу. Это свидетельствует о том, что обе последовательности имеют пределы. Из равенств (5.31) определяем

$$\alpha_n \beta_n = \dots = \alpha_{i+1} \beta_{i+1} = \alpha_i \beta_i = \dots = u_1 u_2.$$

Поэтому можно показать, что последовательности  $\{\alpha\}$  и  $\{\beta\}$  имеют общий предел при  $n \rightarrow \infty$ , которой равен  $\sqrt{u_1 \cdot u_2}$ . Таким образом среднее геометрическое можно трактовать как предел смешанных арифметико-гармонических средних.

Легко заметить, что

$$\frac{1}{u_{\text{ГР}}} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{u_1} + \frac{1}{u_2} \right).$$

Иначе говоря, величина  $u_{\text{ГР}}$  есть среднее гармоническое величин  $u_1$  и  $u_2$ , если обратная величина  $1/u_{\text{ГР}}$  есть среднее арифметическое соответствующих обратных величин  $1/u_1$  и  $1/u_2$ .

Итак понятие среднего арифметического является как бы определяющим для понятий гармонического и геометрического средних.

Неравенство (5.29) свидетельствует о монотонно возрастающем характере изменения величины  $u_{t,\delta}$  с ростом величины  $t$ , а равенства (5.27)

и (5.28) описывают две горизонтальные асимптоты графика  $u_{t,\delta} = u_{t,\delta}(t)$ .

Отсюда следует, что при любых наперед заданных наборах (5.23) значение  $t$  ( $-\infty \leq t \leq \infty$ ) однозначно определяет конкретное значение  $u_{t,\delta}$

( $\min\{u\} \leq u_{t,\delta} \leq \max\{u\}$ ).

На основе понятия о среднем порядка  $t$  можно синтезировать очень большое количество разнообразных алгоритмов построения передаточных отношений. Например, можно предложить следующий алгоритм.

Пусть каждые три смежных передаточных отношения ряда будут связаны равенством

$$u_i = \left( \delta_{i-1} u_{i-1}^t + \delta_{i+1} u_{i+1}^t \right)^{\frac{1}{t}}. \quad (5.32)$$

Тогда при заданных максимальном  $u_1$  и минимальном  $u_n$  передаточных отношениях можно однозначно воспроизвести весь ряд  $u_1, u_2, \dots, u_{n-1}, u_n$  ( $u_1 > u_2 > \dots > u_{n-1} > u_n$ ).

Считая все  $\delta_i$  ( $i = \overline{1, n}$ ) равными  $1/2$ , на основании алгоритма (5.32) при  $t = -1, 0, 1/2, 1, 2$  соответственно получим

$$u_i = \left( \frac{1}{2u_{i-1}} + \frac{1}{2u_{i+1}} \right)^{-1} = \frac{2u_{i-1}u_{i+1}}{u_{i-1} + u_{i+1}}; \quad (5.33)$$

$$u_i = \left( u_{i-1}u_{i+1} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (5.34)$$

$$u_i = \frac{1}{4} \left( u_{i-1}^2 + u_{i+1}^2 \right)^2; \quad (5.35)$$

$$u_i = \frac{u_{i-1} + u_{i+1}}{2}; \quad (5.36)$$

$$u_i = \left( \frac{u_{i-1}^2 + u_{i+1}^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (5.37)$$

Уравнение (5.36) позволяет построить ряд по закону обычной арифметической прогрессии, когда  $u_{i-1} - u_i = u_i - u_{i+1}$  при любом  $i > 1$ . Это так называемый ряд равномерной плотности (любое  $u_i$  равноудалено от смежных  $u_{i-1}$  и  $u_{i+1}$ ). Очевидно, что при  $\delta_{i-1} = \delta_i = \delta_{i+1} = 1/2$  и любом  $t > 1$  уравнение (5.32) будет определять ряд, плотность которого возрастает в направлении низшей передачи. Если  $t < 1$  при тех же  $\delta_{i-1} = \delta_i = \delta_{i+1} = 1/2$ , то, наоборот, плотность растет в направлении высшей передачи. Таким образом условие (5.37) определяет ряд с плотностью, возрастающей в направлении низшей передачи, а условие (5.33), ..., (5.35) – ряды с плотностями, возрастающими в направлении высшей передачи.

На гиперболе  $y = 1/x$  выделим точки  $A$  и  $B$  с некоторыми заданными ординатами  $y = y^+$  и  $y = y^-$  (рис. 5.22, *a*). Этим ординатам соответствуют абсциссы  $x = x^-$  и  $x = x^+$ . Разделим отрезок  $[x^-, x^+]$  точками с абсциссами  $x_2, \dots, x_{n-1}$  на некоторое заданное количество  $n-1$  одинаковых частей (для определенности примем  $n=7$ ). Точки гиперболы с абсциссами  $x = x_1 = x^-, x_2, \dots,$

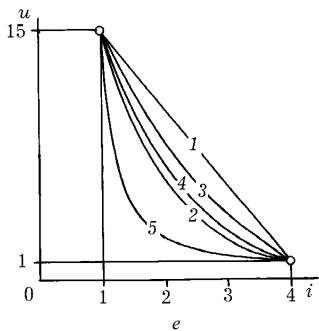
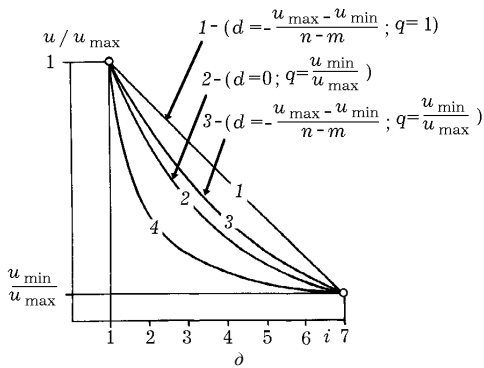
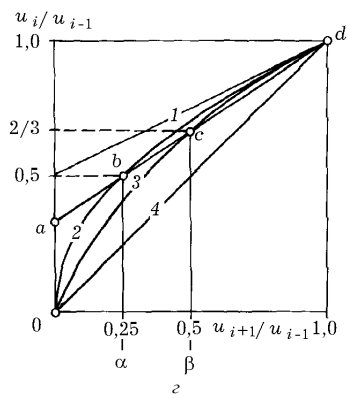
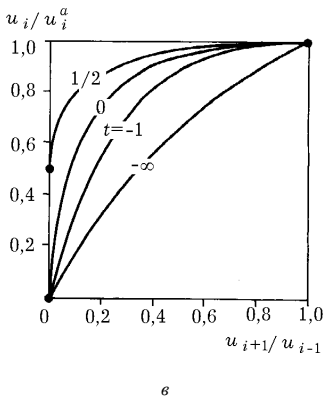
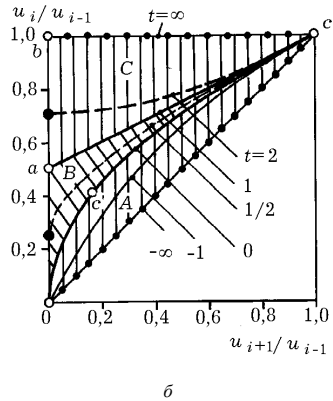
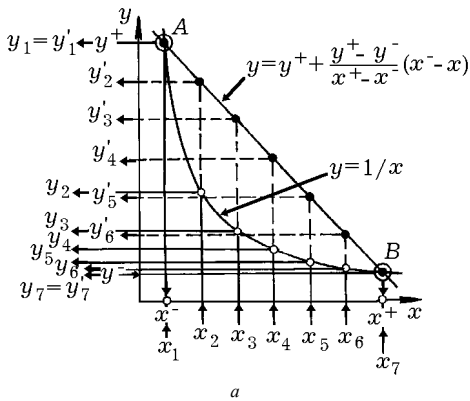


РИСУНОК 5.22 Характеристики фундаментальных рядов передаточных отношений.



$x_{n-1}, x_n = x^+$  имеют соответственно ординаты  $y = y_1 = y^+, y_2, \dots, y_{n-1}, y_n$ . Проведем также прямую  $y = y^+ + (y^+ - y^-)(x^- - x)/(x^+ - x^-)$  через точки  $A$  и  $B$ . Точкам этой прямой, имеющим абсциссы  $x_1, \dots, x_n$ , будут соответствовать ординаты  $y = y'_1 = y_1 = y^+, y'_2 = y_2, \dots, y'_n = y_n = y^-$ .

Суть этих графических построений состоит в том, что равномерно распределенная числовая последовательность  $x_1, \dots, x_n$  в одном случае (гиперболически) преобразуется в неравномерно распределенную  $y_1, \dots, y_n$ , а во втором (линейно) – в равномерно же распределенную  $y'_1, \dots, y'_n$  последовательности. При этом  $\max\{y_1, \dots, y_n\} = \max\{y'_1, \dots, y'_n\} = y_1 = y^+, \min\{y_1, \dots, y_n\} = \min\{y'_1, \dots, y'_n\} = y_n = y^-, y_n < \dots < y_1, y'_n < \dots < y'_1$ . Сопоставление указанных последовательностей эквивалентно сопоставлению рядов передаточных отношений, построенных по гармоническому закону и закону арифметической прогрессии.

В рассматриваемой примере (рис. 5.22, а)  $y_2 \approx y'_5$  и  $y_3 \approx y'_6$ . Следовательно можно отметить, что двум первым числам ( $y_1, y_2$ ) гармонического ряда противопоставляется сразу пять чисел ( $y'_1 = y_1, y'_2, y'_3, y'_4, y'_5$ ) арифметического ряда, и наоборот, пяти последним числам ( $y_3, y_4, y_5, y_6, y_7$ ) гармонического ряда соответствует только два числа ( $y'_6, y'_7 = y_7$ ) арифметического. Таким образом имеет место существенное «разрежение» числовой последовательности при  $y \rightarrow y^+$  и «уплотнение» ее при  $y \rightarrow y^-$ .

Итак, процесс синтеза рядов передаточных отношений в трансмиссии автомобиля можно трактовать и как функциональное преобразование числовых последовательностей. В частности, гармонический ряд – есть результат гиперболического преобразования равномерной числовой последовательности, в связи с чем его можно было бы назвать гиперболическим. В общем случае гиперболическое преобразование выражается формулой  $y = (ax + b)^{-1}$ , в которой  $a, b = \text{const}$ . Аналогично, нелинейное преобразование  $y = e^{(-ax+b)}$  ( $a, b = \text{const}$ ) приводит к ряду, удовлетворяющему закону геометрической прогрессии.

Рассмотрим треугольную область  $OabcO$  (рис. 5.22, б), заданную в системе координат  $\left(\frac{u_{i+1}}{u_{i-1}}\right) O \left(\frac{u_i}{u_{i-1}}\right)$ . Для любой точки из этой области даже при конкретных  $\delta_{i-1} = \delta_i = \delta_{i+1} = 1/2$  всегда можно найти такое  $t$ , при котором обязательно будет соблюдаться условие (5.32). И наоборот, при любом допустимом  $t$  условие (5.32) непременно выделяет довольно широкое множество точек, обязательно принадлежащих области  $OabcO$ . Так, уравнению (5.32) при  $t = \infty$  и  $t = -\infty$  соответствуют прямые  $bc$  и  $Oc$ , а уравнению (5.36) – прямая  $ac$ .

Для того, чтобы при разгоне автомобиля с механической ступенчатой трансмиссией двигатель на каждой передаче разгонялся в одном и том же диапазоне частот вращения его вала, необходимо обеспечить изменение

передаточных отношений в соответствии с законом геометрической прогрессии [3, 7]. Этот закон описывается уравнением (5.34), которое можно представить также и в виде

$$\frac{u_{i-1}}{u_i} = \frac{u_i}{u_{i+1}} = \frac{n_e^+}{n_e^-} \quad (1 < i < n),$$

где  $n_e^+$ ,  $n_e^-$  – верхняя и нижняя границы изменения частоты  $n_e$  вращения вала двигателя при разгоне автомобиля. Все сказанное справедливо, однако, при условии мгновенного переключения передач. Технически же мгновенное переключение неосуществимо. Поэтому заранее намеченный диапазон  $n_e^- \dots n_e^+$  изменения величины  $n_e$  вынужденно расширяется в тем большей степени, чем более высокая передача включается (это расширение особенно заметно в случае разрыва потока мощности при переключении ступеней в трансмиссии, когда автомобиль вынужден двигаться по инерции, теряя при этом скорость). Для предотвращения расширения диапазона  $n_e^- \dots n_e^+$  ряд передаточных чисел как то необходимо изменить. Вполне определенно можно сказать, что должно соблюдаться условие

$$\dots < \frac{u_{i-1}}{u_i} < \frac{u_i}{u_{i+1}} < \dots \quad (5.38)$$

Прямая  $ac$  и кривая  $Oc's$  (см. рис. 5.22, б), описываемые соответственно уравнениями (5.36) и (5.34), делят треугольную область  $OabcO$  на подобласти  $A$ ,  $B$ ,  $C$ . Именно в первой из них можно найти точки, соответствующие условию (5.34). Таковыми, в частности, являются точки кривой, описываемой уравнением (5.33) гармонического среднего ( $t=-1$ ). В подобластях  $B$  и  $C$  размещаются кривые, описываемые соответственно уравнениями (5.35) ( $t=1/2$ ) и (5.37) ( $t=2$ ). Опыт показывает, что практически нет оснований предпочитать такие соотношения между передаточными отношениями трех соседних ступеней, которым можно было бы поставить в соответствие точки из подобласти  $C$ . Наоборот, имеет смысл стремиться к сближению высших передач с тем, чтобы иметь возможность более рационально нагружать двигатель при высоких скоростях движения на участках дорог с малым сопротивлением движению, которые заведомо являются преобладающими. Подобласть  $B$  соответствует очень редким, а область  $A$  – наиболее распространенным предпочтениям.

Необходимо подчеркнуть, что степень уплотнения высших передач при  $\delta_{i-1}=\delta_i=\delta_{i+1}=1/2$  и  $t < 1$  возрастает по мере уменьшения величины  $u_{i+1}/u_{i-1}$ . Это наглядно иллюстрирует рис. 5.22, в ( $u_i/u_{ia}$  – отношение передаточного числа на промежуточной  $i$ -й ступени при  $t=1/2$ ; 0;  $-1$ ;  $-\infty$  к среднеарифметическому значений  $u_{i-1}$  и  $u_{i+1}$ , которому соответствует параметр  $t=1$ ).

## 5.8 Анализ и идентификация рядов передаточных отношений

Рассмотрим теперь ряды (их два) передаточных отношений, реализуемых в коробке передач с одинаковыми планетарными рядами, схема которой приведена на рис. 5.23, а. Состояние тормозов  $T$  и фрикциона  $\Phi$  на различных передачах показано на рис. 5.23, б. В данном случае передаточным отношением коробки передач на  $i$ -й ступени будем считать величину

$$u_i = \left| \frac{\omega_0}{\omega_{bi}} \right| = \frac{c}{b} \sum_{k=0}^{n-i} \left( -\frac{a}{b} \right)^k > 0,$$

где  $a, b, c$  – постоянные параметры.

Легко проверить, что

$$\frac{u_{i-1} - u_i}{u_i - u_{i+1}} = -\frac{a}{b}.$$

То есть оказывается, что значение  $u_i$  является средним арифметическим значений  $u_{i-1}$  и  $u_{i+1}$  с весами  $\delta_{i-1} = 1/(1-a/b)$  и  $\delta_{i+1} = (-a/b)/(1-a/b)$ :

$$u_i = \frac{u_{i-1} + (-a/b)u_{i+1}}{1 + (-a/b)}. \quad (5.39)$$

Однако формула (5.39) вовсе не определяет ряд равномерной плотности (в отличие от формулы (5.36)). В этом легко удостовериться на примере ряда, каждый член которого определяется по более конкретной формуле, справедливо для коробки передач, схему которой иллюстрирует рис. 5.23, в.

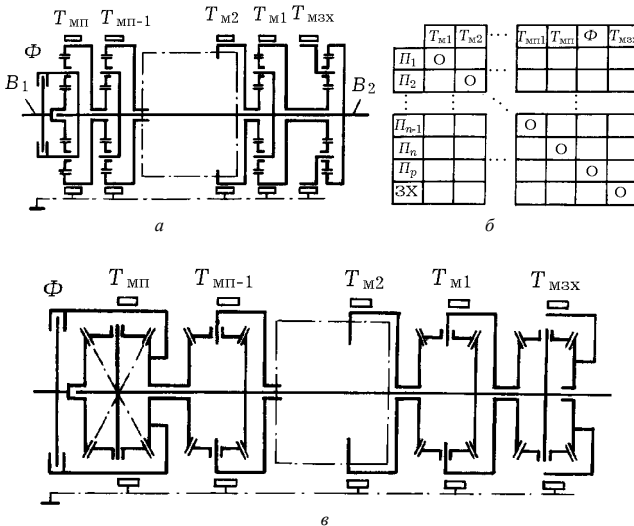


РИСУНОК 5.23 Схемы механических ступенчатых коробок передач с идентичными элементами.

Подразумевая под  $i$ -м передаточным числом положительную величину  $u_i = \sum_{k=0}^{n-i} 2^k$ , составим уравнение

$$\frac{u_{i-1} - u_i}{u_i - u_{i+1}} = 2,$$

из которого следует, что

$$\frac{u_i}{u_{i-1}} = \frac{1 + 2u_{i+1}/u_{i-1}}{3} \quad (5.40)$$

(здесь  $\delta_{i-1}=1/3$  и  $\delta_{i+1}=2/3$ ).

Сопоставим прямую  $abcd$  (рис. 5.22,  $\varepsilon$ ), графически отражающую зависимость (5.40), с линиями 1, 2, 3 и 4, которым соответствуют равенства (5.36), (5.34), (5.33) и (5.32) при  $t=-\infty$ . Очевидно, что в отличие от обычной арифметической прогрессии, определяющей ряд равномерной плотности, соотношение (5.40) справедливо для ряда с переменной плотностью, увеличивающейся в направлении высших передач. Причем степень сближения высших  $i$ -й и  $(i+1)$ -й ступеней при любом  $u_{i+1}/u_{i-1} > \alpha = 0,25$  оказывается большей, чем в случае геометрической прогрессии, а при  $u_{i+1}/u_{i-1} > \beta = \sqrt{\alpha} = 0,5$  – даже большей, чем в случае гармонического ряда.

Соотношением

$$u_{i+1} = qu_i + d \quad (i = \overline{1, n}), \quad (5.41)$$

в котором  $q$  и  $d$  – постоянные параметры, зададим числовую последовательность, явно обладающую признаками как арифметической, так и геометрической прогрессий. При  $q=1$  она вырождается в арифметическую, а при  $d=0$  – в геометрическую прогрессии, задаваемые соотношениями

$$u_{i+1} = u_i + d, \quad u_{i+1} = qu_i.$$

Для такой арифметико-геометрической прогрессии справедливы равенства

$$\frac{u_{i+1} - u_i}{u_i - u_{i-1}} = q, \quad \frac{u_i^2 - u_{i-1}u_{i+1}}{u_i - u_{i-1}} = \alpha, \quad u_i = \frac{u_{i+1} - qu_{i-1}}{q + 1}. \quad (5.42)$$

При этом последовательность  $\{\alpha\}$ , в которой  $\alpha_i = u_{i+1} - u_i$ , является геометрической прогрессией со знаменателем  $q$ . То есть

$$|u_{i+1} - u_i| = \sqrt{|u_i - u_{i-1}| \cdot |u_{i+2} - u_{i+1}|}.$$

Интересно также и то, что если последовательность частичных сумм

$$S_1 = u_1, S_2 = u_1 + u_2, \dots, S_i = u_1 + \dots + u_i, S_{i+1} = S_i + u_{i+1}, \dots$$

членов некоторой последовательности  $\{u\}$  является арифметико-геометрической прогрессией, то сама последовательность  $\{u\}$  является обычной геометрической прогрессией.

Выражение (5.42) вытекает из выражения (5.32) при  $t=1$ ,  $\delta_{i-1}=q/(q+1)$ ,  $\delta_{i+1}=1/(q+1)$ . Следовательно член  $u_i$  арифметико-геометрической прогрессии является не чем иным, как средним арифметическим смежных членов  $u_{i-1}$ ,  $u_{i+1}$  с весами  $\delta_{i-1}=q/(q+1)$ ,  $\delta_{i+1}=1/(q+1)$ .

Как уже отмечалось, если последовательность  $\{u\}$  является арифметико-геометрической прогрессией со знаменателем  $q$ , то последовательность  $\{\alpha\}$ , в которой  $\alpha_i = u_{i+1} - u_i$ , представляет собой геометрическую прогрессию с тем же знаменателем  $q$ . Кроме того известно, что к геометрической прогрессии  $\{\alpha\}$  можно придти путем нелинейного преобразования  $\alpha = e^{(-ax+b)}$  равномерной числовой последовательности  $\{x\}$ . Принимая во внимание (5.41), приходим к выводу, что арифметико-геометрическая прогрессия  $\{u\}$  может быть получена из обычной арифметической  $\{x\}$  путем нелинейного функционального преобразования

$$u = \frac{\exp(-ax + b) - d}{q - 1}. \quad (5.43)$$

Пусть передаточные отношения некоторых  $m$ -й,  $(m+1)$ -й, ...,  $n$ -й передач при заданных  $u_m = u_{\max}$  и  $u_n = u_{\min}$  удовлетворяют условиям арифметико-геометрической прогрессии. В этом случае уравнение (5.43) нелинейного преобразования можно записать в виде

$$u = (u_{\max} + k) \left( \frac{u_{\min} + k}{u_{\max} + k} \right)^{\frac{i-m}{n-m}} - k, \quad m \leq i \leq n, \quad (5.44)$$

где  $k = d/(q-1)$ ;  $i$  – новая переменная, натуральные значения  $i = m, m+1, \dots, n$  которой соответствуют номерам рассматриваемых передач. При  $d=0$  (5.44) превращается в выражение

$$u = u_{\max} \left( \frac{u_{\min}}{u_{\max}} \right)^{\frac{i-m}{n-m}}, \quad (5.45)$$

соответствующее геометрической прогрессии, а при  $q=1$  – в выражение

$$u = u_{\max} - \frac{i-m}{n-m} (u_{\max} - u_{\min}), \quad (5.46)$$

соответствующее арифметической прогрессии. Если же принять  $d = (u_{\min} - u_{\max})/(n-m)$  в соответствии с арифметической прогрессией, а  $q = u_{\min}/u_{\max}$  – в соответствии с геометрической прогрессией, то выражение (5.44) примет вид

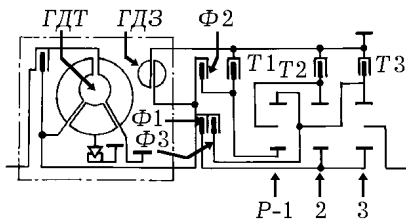
$$u = \frac{u_{\max}}{n-m} (n-m+1) \left( \frac{\frac{u_{\min}}{u_{\max}} (n-m) + 1}{n-m+1} \right)^{\frac{i-m}{n-m}} - \frac{u_{\max}}{n-m}. \quad (5.47)$$

На рис. 5.22, *д* сопоставлены графики 1, 2, 3 соответственно функций (5.46), (5.45), (5.47) при  $m=1$ ,  $n=7$  и график 4, отражающий гармонический ряд передаточных отношений. В этом примере степень сближения высших передач наибольшая в случае гармонического ряда, арифметико-геометрический ряд (кривая 3) занимает промежуточное положение между арифметическим (кривая 1) и геометрическим (кривая 2) рядами. На рис. 5.22, *е* графики 1, 2, 3 функций (5.46), (5.45), (5.47), задаваемых при  $u_{\max}=15$ ,  $u_{\min}=1$ ,  $m=1$ ,  $n=4$ , сопоставлены с графиком 4, соответствующим ряду (5.40). При указанных значениях параметров  $u_{\max}$ ,  $u_{\min}$ ,  $m$ ,  $n$  ряд передаточных отношений (5.40) оказывается весьма близким к геометрической прогрессии (и весьма далеким от гармонического ряда, отражаемого графиком 5).

Кривая 4 (рис. 5.22, *е*) при заданном  $m=1$  и любом  $n$ , оказывается, будет всегда размещена между кривой 2 и прямой 1. Причем, чем больше  $n$ , тем в большей степени при всяком  $i \neq m$ ,  $n$  ординаты графика 4 будут отличаться от ординат графиков 2 и 5. Из рис. 5.22, *з*, однако, следует, что в принципе имеется возможность существенного приближения ряда, удовлетворяющему условию (5.40), к гармоническому ряду, для которого соблюдается условие (5.33) (прямая  $acd$  и кривая  $Ocd$ , описываемые уравнениями (5.40) и (5.33), имеют точку пересечения  $c$ ). Но для того, чтобы такое приближение имело место, отношение  $u_{\min}/u_{\max}$  должно быть достаточно большим. При  $m=1$  это требование не соблюдается. Если же при заданной разности  $n-m$  (заданном количестве передач) увеличить значение  $m$ , то неприемлемо большой становится величина  $u_{\max}$ . Таким образом потенциальные возможности реализации того или иного ряда передаточных отношений могут оказаться существенно ограниченными дополнительными условиями технической целесообразности.

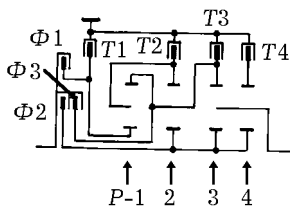
На рис. 5.24 для примера приведены схемы ступенчатых планетарных коробок передач фирм Zahnradfabrik и Allison (в сопровождающих схемы таблицах указаны передачи  $\Pi$  переднего (1, 2, ...) и заднего (ЗХ) ходов, передаточные отношения  $u$  и нагружаемые на каждой из передач планетарные ряды  $P$ ; кроме того, отмечены включенные состояния фрикционных  $\Phi$  и тормозов  $T$  при реализации той или иной передачи; ГДТ – гидродинамический трансформатор, ГДЗ – гидродинамический замедлитель). В данном случае эти коробки интересны тем, что, во-первых, воплощают в себе многолетний опыт создания высокоэффективных автомобильных трансмиссий, во-вторых, отражают присущие планетарным передачам схемно-конструктивные ограничения, и в-третьих, учитывают технологическую целесообразность использования идентичных узлов и деталей; формируемые в них ряды передаточных отношений являются итогом разрешения довольно сложного, многогранного компромисса между взаимопроверяющимися требованиями.

Насколько реальная упорядоченность передаточных отношений соответствует какой-либо теоретической, легко определить с помощью диаграммы, представленной на рис. 5.25 (кроме точек, определяющих конкретный ряд передаточных отношений, здесь воссозданы зависимости с рис. 5.22, *з*). Легко видеть, что ряд передаточных отношений в коробке пе-



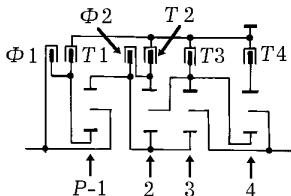
П	u	Φ1	Φ2	Φ3	T1	T2	T3	P
1	2,81	⊗					⊗	3
2	1,84	⊗				⊗		2,3
3	1,36	⊗			⊗			1,2,3
4	1,00		⊗	⊗				Пр
5	0,80			⊗	⊗			1,2,3
3X	3,97		⊗				⊗	1,2,3

a



П	u	Φ1	Φ2	Φ3	T1	T2	T3	T4	P
1	5,78	⊗						⊗	4
2	3,43	⊗					⊗		3
3	2,01	⊗				⊗			2,3
4	1,42	⊗			⊗				1,2,3
5	1,00		⊗	⊗					Пр
6	0,83			⊗	⊗				1,2,3
3X	4,84		⊗				⊗		1,2,3

б



П	u	Φ1	Φ2	T1	T2	T3	T4	P
1	4,00	⊗				⊗		3
2	2,68			⊗		⊗		1,3
3	2,00	⊗			⊗			2,3
4	1,34			⊗	⊗			1,2,3
5	1,00	⊗	⊗					Пр
6	0,67		⊗	⊗				1
3X <sub>1</sub>	5,12	⊗					⊗	3,4
3X <sub>2</sub>	3,43			⊗			⊗	1,3,4

в

РИСУНОК 5.24 Схемы механических ступенчатых коробок передач ZF-Ekomat 5HP 500 (a), 6HP 500 (б), CL BT 6061 (в).

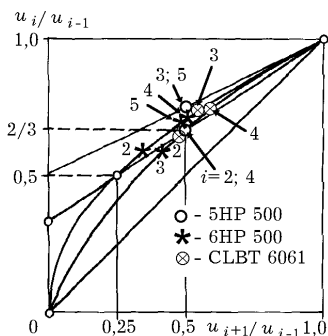


РИСУНОК 5.25 Характеристики рядов передаточных отношений коробок передач ZF-Ekomat 5HP 500 (a), 6HP 500 (б), CL BT 6061 (в).

редач 5HP 500 скорее всего является гармоническим (точки  $i=2; 4$ ). Однако передаточное отношение на третьей передаче практически полностью удовлетворяет критерию геометричности (точка  $i=3$ ). В то же время этот ряд является довольно близким к арифметическому, описываемому, например, уравнением (5.40). Коробка передач 6HP 500, наоборот, в большей степени реализует геометрический ряд передаточных отношений (точки  $i=2; 4; 5$ ) и в меньшей – гармонический (точка  $i=3$ ). Передаточные отношения наиболее интересно, пожалуй, упорядочены в коробке передач CL VT 6061: точки  $i=3; 5$  соответствуют простейшему арифметическому (5.36), а точки  $i=2; 4$  – обобщенному арифметическому (5.39) рядам; одновременно точки  $i=2; 4$  принадлежат и кривой, отражающей гармоническую упорядоченность. Итак, ряды передаточных отношений реальных коробок передач могут сочетать в себе одновременно различные типы упорядоченностей (например, геометрическую и гармоническую; линейную простейшую, линейную обобщенную и гармоническую).

Проведенное исследование далеко не исчерпывает всей проблемы структурного анализа-синтеза рядов передаточных отношений в ступенчатых автомобильных трансмиссиях. Но даже и на этой стадии можно сделать весьма важные, содержательно полные выводы.

Многие ряды передаточных отношений, которыми оперируют в теории автомобиля, являются частным случаем ряда, который строится по принципу  $t$ -среднего. Так, например, гармонический ряд состоит из членов, которые являются средними порядка  $t=1$ , а геометрический ряд – из членов, которые представляют собой средние порядка  $t=0$ . Чем меньше порядок  $-\infty \leq t \leq \infty$  среднего, тем большего сближения высших передач можно добиться (это следует из условия (5.29)).

Фундаментальным является все же арифметическое среднее. Например, геометрическое среднее можно всегда получить последовательностью операций вычисления арифметических средних, а гармоническое среднее некоторых величин является арифметическим средним обратных величин (иначе говоря, гармонический ряд величин и есть арифметический ряд обратных величин  $1/u$ ).

Ряды передаточных отношений можно трактовать как результат функционального преобразования равномерно распределенной числовой последовательности. Арифметический, гармонический, геометрический ряды, например, с точки зрения вида функционального преобразования, являются соответственно линейным, гиперболическим, экспоненциальным рядами.

В общем случае ряды, построенные по закону арифметического среднего (с неодинаковыми весами), не являются равноплотными. В некоторых случаях они обеспечивают степень сближения высших передач, даже большую, чем у геометрического и гармонического рядов. Оказывается, что арифметико-геометрическая прогрессия в общем случае является не чем иным, как средним арифметическим с неодинаковыми весами. Более того, ее можно получить путем общего экспоненциального функционально-го преобразования равноплотной числовой последовательности.



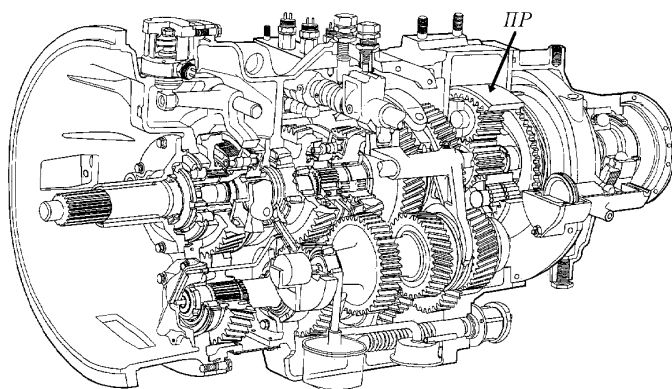
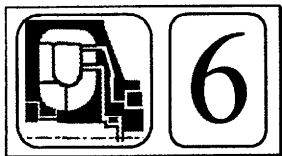


РИСУНОК 5.26 Пример сочетания в механической коробке передач вального и планетарного механизмов.

Коробки передач с идентичными деталями и узлами обеспечивают ряды передаточных отношений, удовлетворяющие закону обобщенного арифметического среднего (обобщенного экспоненциального функционального преобразования). Но при этом остается возможность весьма существенного сближения этих рядов с рядом любого другого типа (гармоническим, геометрическим, ...). Следовательно, эти коробки, будучи весьма выгодными с точки зрения технологии изготовления, могут оказаться перспективными и с точки зрения своих эксплуатационных свойств. Но в то же время существует предостаточно примеров коробок передач, при конструировании которых принцип идентичности деталей и узлов всецело проигнорирован. В отраженной на рис. 5.26 коробке передач, например, в одно целое сочетаются даже вальный и планетарный (ПП) шестеренчатые передаточные механизмы.

В реальных трансмиссиях ряды передаточных отношений часто формируются (возможно и без полного осознания разработчиками конструкций) по смешанным законам упорядочения. Например, часть передаточных отношений упорядочивают по закону геометрической прогрессии, а часть – по закону гармонического среднего; существуют ряды, формируемые одновременно по законам гармонического и арифметического средних. В многоступенчатых трансмиссиях с избирательным переключением передач такой принцип упорядочения передаточных отношений позволяет, в принципе, в одних условиях реализовать ряд одного типа, а в других – другого типа. Смешанный принцип упорядочивания – это своеобразный ответ на противоречивые требования эксплуатационного совершенства, технологичности изготовления, схемно-структурной целесообразности, с которыми сталкиваются в процессе разработки трансмиссий.



## ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

### 6.1 Структура гидравлических передач

Гидравлическая передача представляет собой устройство, позволяющее передавать механическую мощность через промежуточную рабочую среду – жидкость. Одна только гидropередача чаще всего не в состоянии выполнять все разнообразие функций, обычно возлагаемых на трансмиссию автомобиля. Поэтому, если в общем случае связь между  $n$  двигателями  $D_{г1}, \dots, D_{гn}$  и  $m$  движителями  $D_{ж1}, \dots, D_{жm}$  (рис. 6.1, а) осуществляется с использованием гидropередачи  $ГП$ , то одновременно непременно должна использоваться и некоторая другая передача  $П$ , представляющая собой, в свою очередь, систему элементарных передач различного типа, среди которых обязательно присутствуют механические. Следовательно, любая трансмиссия  $Тр$  автомобиля, в состав которой входят гидropередача  $ГП$  и дополняющая ее передача  $П$ , всегда является гидромеханической.

В гидropередаче мощность от механических элементов трансмиссии передается рабочей жидкости гидронасосом  $Г$ , а отнимается от нее и снова возвращается в трансмиссию гидромотором  $М$  (рис. 6.1, б–з). От насоса  $Н$  к мотору  $М$  жидкость подается напорной магистралью  $НМ$ , а возвращается она от мотора к насосу либо через промежуточный резервуар  $РЖ$  посредством сливной магистрали  $СМ$  мотора и всасывающей магистрали  $ВМ$  насоса (рис. 6.1, б), либо магистралью  $ВСМ$ , напрямую соединяющей мотор и насос (рис. 6.1, в). В первом случае гидropередача называется открытой (разомкнутой), а во втором – закрытой (замкнутой).

В резервуаре  $РЖ$  жидкость обычно контактирует с воздухом окружающей среды. Воздух проникает внутрь жидкости, образуя с ней гидровоздушную смесь и частично растворяясь в ней. Интенсивность и степень насыщения жидкости воздухом тем выше, чем больше площадь и беспорядочность движения свободной поверхности жидкости в резервуаре. Нерастворенный воздух может существенно изменить сжимаемость рабочей среды, порождая неконтролируемую ее эластичность. При снижении давления и повышении температуры возрастает склонность жидкости к вспениванию (выделению воздуха в виде пузырьков). Колебания давлений порождают образование воздушных (паровоздушных) пузырьков с последующим их быстрым разрушением и возникновением локальных гидравлических микрорударов.

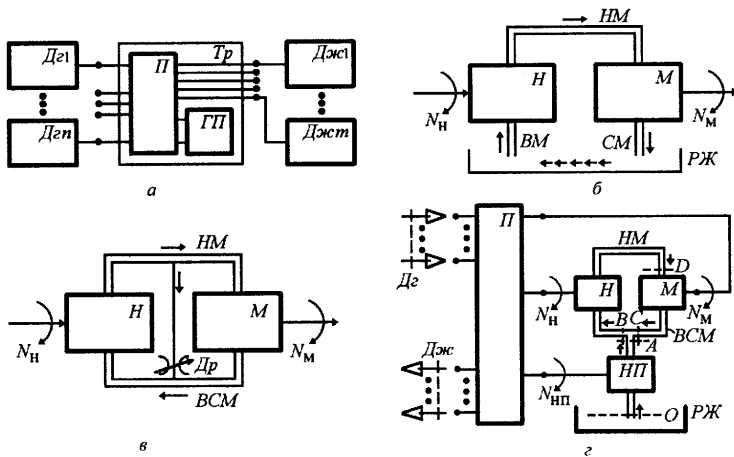


РИСУНОК 6.1 Структурные схемы трансмиссии и гидропередач автомобиля

Этот процесс, называемый кавитацией, сопровождается дополнительными шумами и вибрациями, микроразрушениями (эрозией) соприкасающихся с жидкостью стенок полостей гидропривода, интенсификацией необратимых химических превращений в жидкости (ее старением). С ростом насыщения жидкости воздухом вероятность и интенсивность кавитационных эффектов возрастает.

Очевидно, что все это определяет гидропередачу открытого типа как менее совершенную по сравнению с закрытой передачей. Однако существуют причины, вынуждающие ограничиться лишь частичной замкнутостью гидропередачи.

Абсолютно несжимаемой (и то с определенной степенью условности) можно считать лишь идеально чистую, вообще не содержащую воздуха и других газов, жидкость, каковой не является технологически более дешевая реально используемая рабочая жидкость. В связи с сжимаемостью высокопотенциальной (несущей значительные мощности) рабочей жидкости занимаемый ею объем уменьшается. Одновременно увеличивается объем напорных полостей и магистралей гидропередачи, ограничиваемых относительно податливыми стенками, которые деформируются под воздействием высокопотенциальной жидкости. В результате этого возрастает объем, который может занимать низкопотенциальная жидкость, перемещающаяся от гидромотора к гидронасосу. С увеличением объема падает давление и создаются предпосылки для возникновения в низкопотенциальной части жидкости кавитационных эффектов.

Избежать этих нежелательных эффектов можно, уменьшая перепад потенциалов жидкости в магистральных  $HM$  и  $BСM$  (см. рис. 6.1, в) путем перепуска части жидкости через регулируемый или автоматически управляемый дроссель  $Др$ . Можно также повышать извне потенциал жидкости в магистральной  $BСM$  с помощью дополнительного насоса подпитки  $НП$  (рис. 6.1, г). В последнем случае появляется возможность компенсации неизбежных утечек рабочей жидкости из замкнутого контура.

С использованием дополнительного насоса *НП* малой производительности гидропередача снова превращается в открытую. Однако в этом случае весьма небольшое количество жидкости в единицу времени имеет возможность попадать из резервуара *РЖ* в магистраль *ВСМ*. Такие передачи предпочитают называть замкнутыми с подпиткой (либо передачами с замкнутой циркуляцией жидкости и подпиткой). Они получили преобладающее распространение в трансмиссиях автомобилей.

## 6.2 Коэффициент полезного действия гидравлических передач

Полезные свойства гидропередач определяются как их энергетической эффективностью, так и конструкцией. В частности, необходимость подпитки – есть проявление и энергетического, и конструктивного несовершенства передач.

Одним из наиболее важных измерителей эффективности любой передачи является КПД. Для гидропередач без подпитки (см. рис. 6.1, б, в) на установившихся тяговых режимах их работы КПД – есть отношение мощности  $N_M$ , снимаемой с вала гидромотора, к мощности  $N_H$ , подводимой к валу гидронасоса:

$$\eta_0 = \frac{N_M}{N_H} \quad (6.1)$$

(предполагается, что уровень жидкости в резервуаре *РЖ* не изменяется). КПД гидропередачи с подпиткой (см. рис. 6.1, г) при тех же условиях определяется по формуле

$$\eta = \frac{N_M}{N_H + N_{НП}} \quad (6.2)$$

в которой  $N_{НП}$  – мощность, подводимая к валу насоса подпитки *НП*.

Выделим секущими поверхностями *O, A, B, C, D* (рис. 6.1, г) основную насосную (содержащую насос *H*), дополнительную насосную (содержащую насос *НП*) и моторную (содержащую мотор *M*) части гидропередачи. Если  $N_O, N_A, N_B, N_C, N_D$  – мощности, которыми обладает жидкость, пересекая поверхности *O, A, B, C, D* ( $N_B = N_A + N_C$ ), то величины

$$\eta_H = \frac{N_D - N_B}{N_H}, \quad \eta_{НП} = \frac{N_A - N_O}{N_{НП}}, \quad \eta_M = \frac{N_M}{N_D + N_C} \quad (6.3)$$

будут определять КПД основной и дополнительной насосных, а также моторной частей гидропередачи.

Считая, что свободная поверхность жидкости в резервуаре не перемещается, положим  $N_O = 0$ . Тогда исключив из соотношений (6.3) внутренние мощности  $N_A, N_B, N_C, N_D$ , получим равенство

$$\frac{N_M}{\eta_M} - \eta_{НП} N_{НП} = \eta_H N_H \quad (6.4)$$

Из (6.1), (6.2), (6.4) следует, что

$$\eta = \frac{\eta_0 \eta_M \eta_{\text{HП}}}{\eta_0 + \eta_M (\eta_{\text{HП}} - \eta_{\text{H}})}.$$

При  $\eta_{\text{HП}} = \eta_{\text{H}}$  КПД гидropередачи однозначно определяется значениями КПД насоса и мотора:  $\eta = \eta_{\text{H}} \eta_M$  (точно так же, как и при отсутствии насоса подпитки).

Среди большого разнообразия возможных конструкций гидropередач можно выделить два обширных класса – передачи с фиксированными характеристиками (нерегулируемые, неуправляемые) и передачи управляемые (вручную или автоматически). Первый класс охватывает передачи, конструктивно более простые, но проявляющие меньшую эффективность в трансмиссии автомобиля из-за ограниченных возможностей управления совмещением режимов работы двигателя внутреннего сгорания, гидropередачи и остальной части трансмиссии (управление совмещением позволяет повысить среднереализуемый КПД автомобиля в целом).

### 6.3 Регулирование и управление

Наиболее простым способом управления гидropередачей является дросселирование рабочей жидкости. Управляемый дроссель может быть установлен либо в напорной магистрали на выходе насоса  $H$  перед распределителем  $Pc$  (дроссель  $Dp_1$  на входе в мотор  $M$ , рис. 6.2,  $a$ ), либо после распределителя на входе в насос (дроссель  $Dp_2$  на выходе из мотора), либо параллельно насосу (дроссель  $Dp_3$ ). Возможно и согласованное совместное использование дросселей параллельно насосу, до и после него. Распределитель  $Pc$  имеет три рабочих положения: нейтральное (именно это положение отражено на рис. 6.2,  $a$ ), при котором насос и мотор изолированы друг от друга и гидropередача работает вхолостую; прямое рабочее, при котором обеспечивается движение автомобиля вперед; обратное рабочее, позволяющее при нереверсируемом насосе  $H$  изменить направление вращения вала реверсируемого мотора  $M$ . Функции дросселирования и распределения рабочей жидкости можно возложить на один только дросселирующий распределитель  $Pcd$ , имеющий в отличие от простого распределителя бесконечное число рабочих положений, при каждом из которых обеспечивается различная степень дросселирования в напорной и всасывающей магистралях, а также между ними.

Дросселирование представляет собой гидравлическое управление вне насоса и мотора, которое направлено на снижение работоспособности рабочей жидкости путем преобразования в тепло определенного количества энергии, приобретенной жидкостью в насосе. Поэтому оно энергетически крайне расточительно в отличие от так называемого машинного управле-

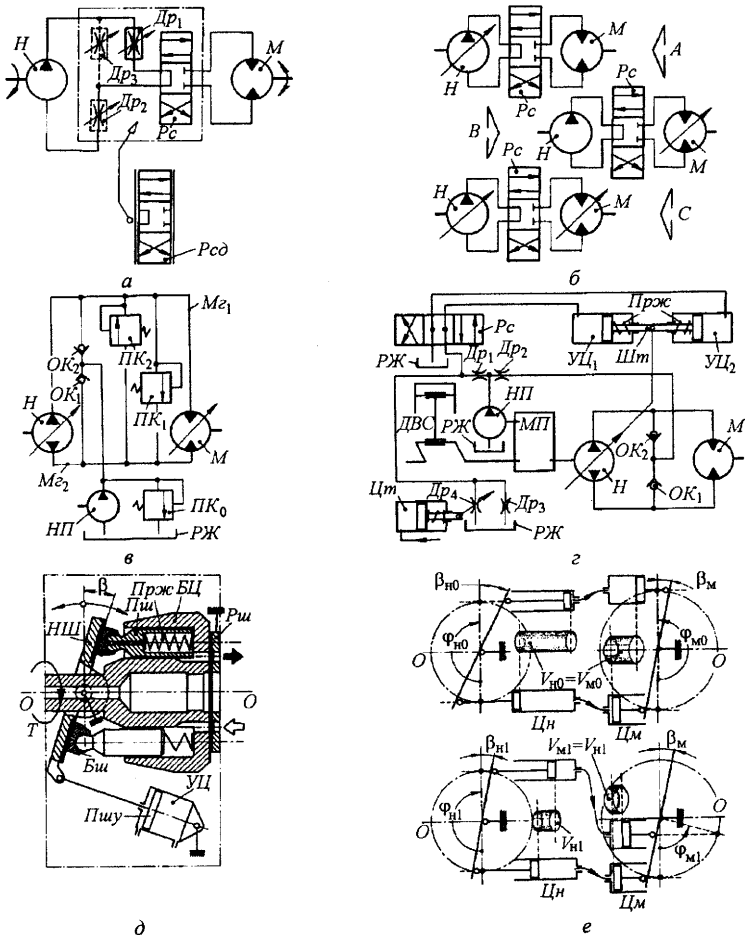


РИСУНОК 6.2 Схемы управления гидропередачами

ния, при котором изменяются конфигурация или рабочий объем полостей внутри насоса (регулируемый насос) и/или внутри мотора (регулируемый мотор). В гидропередаче можно использовать либо регулируемый насос  $H$  (схема  $A$ , рис. 6.2, б), либо регулируемый мотор  $M$  (схема  $B$ ), либо одновременно регулируемые и насос, и мотор (схема  $C$ ).

Зачастую машинное управление гидропередачей позволяет изменять и направление потоков жидкости, в связи с чем отпадает необходимость в использовании распределителей  $P_c$ , в каналах которых жидкость неизбежно теряет некоторую часть мощности. Схема гидропередачи без распределителя представлена на рис. 6.2, в ( $H$  – регулируемый насос, позволяющий изменять направление потока рабочей жидкости;  $M$  – регулируемый реверсивный мотор;  $НП$  – насос подпитки;  $ПК_0$  – перепускной

клапан, ограничивающий давление подпитки;  $ПК_1$ ,  $ПК_2$  – предохранительные клапаны, ограничивающие давление нагнетания и предотвращающие перегрузку гидролиний и гидромотора;  $ОК$  – обратные клапаны, через которые гидропередача пополняется жидкостью от насоса подпитки;  $РЖ$  – резервуар с рабочей жидкостью; если напорной является магистраль  $Мг_1$ , то подпитка осуществляется через клапан  $ОК_1$ , а ограничивает давление нагнетания клапан  $ПК_1$ ; если напорной становится магистраль  $Мг_2$ , то работают клапаны  $ОК_2$  и  $ПК_2$ ).

С одной стороны, дросселирующие и распределительные устройства упрощают организацию управления гидропередачей, но с другой, порождают значительные энергетические потери. Устранить возникающее противоречие можно, организовав в гидропередаче отдельно силовые контуры и контуры управления. В силовых контурах, которые несут основную долю мощности, дроссели и распределители должны отсутствовать. Схема гидропередачи, в которой реализован принцип разделения контуров, представлена на рис. 6.2, з. Согласно этой схеме мощность от двигателя внутреннего сгорания  $ДВС$  через механическую передачу  $МП$  подводится одновременно к основному насосу  $Н$  и насосу подпитки  $НП$ . Мощность  $N_{ен}$ , воспринятая насосом  $Н$ , передается рабочей жидкости, находящейся в силовом контуре «мотор  $М$  – насос  $Н$  – мотор  $М$ ». Насос подпитки  $НП$  компенсирует через клапаны  $ОК_1$ ,  $ОК_2$  утечки жидкости из силового контура и одновременно сообщает мощность жидкости, находящейся в управляющем контуре. Дроссели  $Др_1$ , ...,  $Др_4$  распределяют поток жидкости из насоса  $НП$  в трех направлениях: в управляющий контур к распределителю  $Рс$ ; в контур подпитки к клапанам  $ОК_1$ ,  $ОК_2$ ; на слив в резервуар  $РЖ$ . Управляющие цилиндры  $УЦ_1$ ,  $УЦ_2$  через общий шток  $Шт$  своих поршней осуществляют машинное регулирование насоса  $Н$ . При нейтральном положении распределителя  $Рс$  практически вся поступающая к нему через дроссель  $Др_1$  жидкость сливается в резервуар  $РЖ$ ; пружины  $Прж$  устанавливают шток  $Шт$  в нейтральное положение, при котором насос  $Н$  должен иметь нулевую подачу (так реализуется холостой режим работы гидропередачи). При двух других положениях распределителя  $Рс$  жидкость от насоса  $НП$  подается либо в цилиндр  $УЦ_1$ , либо в цилиндр  $УЦ_2$ , а соответствующее перемещение штока  $Шт$  обеспечивает подачу жидкости в силовом контуре и вращение вала мотора  $М$  либо в одном направлении, либо в другом. Величина перемещения штока относительно его нейтрального положения определяется режимом работы двигателя  $ДВС$ , характеристиками дросселей  $Др_1$ ,  $Др_2$ ,  $Др_3$  и цилиндров  $УЦ_1$ ,  $УЦ_2$  (совместно с пружинами  $Прж$ ), состоянием и характеристикой регулируемого дросселя  $Др_4$ . Состояние

дросселя  $Др_4$ , в свою очередь, определяется положением поршня цилиндра  $Цт$ , одна из полостей которого включена в силовой контур основной тормозной системы автомобиля, имеющей гидро- или пневмопривод. При срабатывании привода колесных тормозов автомобиля дроссель  $Др_4$  открывается и рабочая жидкость, прошедшая дроссель  $Др_1$ , имеет возможность попасть в резервуар  $РЖ$ ; давления в рабочих полостях цилиндров  $УЦ_1$ ,  $УЦ_2$  уравниваются и шток  $Шт$  перемещается в нейтральное положение, уменьшая к нулю подачу насоса  $Н$ . Таким образом, при торможении автомобиля гидропередача автоматически переводится в холостой режим.

Итак, отсутствие дросселей и распределителей в силовом контуре способствует повышению энергетической эффективности гидропередачи, а введение их в контур подпитки «силовой контур – резервуар  $РЖ$  (утечки) – насос  $НП$  – дроссель  $Др_2$  – силовой контур» и в контуры управления «резервуар  $РЖ$  – насос  $НП$  – дроссель  $Др_1$  – дроссели  $Др_3$ ,  $Др_4$  – резервуар  $РЖ$ », «резервуар  $РЖ$  – насос  $НП$  – дроссель  $Др_1$  – распределитель  $Рс$  – цилиндр  $УЦ_1$  ( $УЦ_2$ ) – шток  $Шт$  – цилиндр  $УЦ_2$  ( $УЦ_1$ ) – распределитель  $Рс$  – резервуар  $РЖ$ » позволяет весьма простыми средствами обеспечить рациональное управление гидропередачей, согласованное, к тому же, с работой тормозной системы автомобиля.

Пример конструкции регулируемого насоса без некоторых подробностей иллюстрирует схема на рис. 6.2,  $д$ . Основными элементами насоса являются блок цилиндров  $БЦ$ , поршни  $Пи$ , наклонный диск  $НД$ , распределительная шайба  $РШ$ , управляющий цилиндр  $УЦ$ . Блок цилиндров вращается вокруг оси  $О-О$  под воздействием крутящего момента  $М$ . Вместе с цилиндрами вращаются и поршни  $Пи$ . Однако при заданном угле  $\beta \neq 0$  наклона диска  $НД$  опирающиеся на него через башмаки  $Би$  поршни вынуждены совершать еще и возвратно поступательные движения параллельно образуемому цилиндрами. Для того, чтобы уменьшить сопротивление скольжению башмаков относительно наклонного диска, предусматриваются специальные каналы, подводящие к поверхностям трения через штоки поршней и башмаки рабочую жидкость из цилиндров насоса (рабочая жидкость выполняет одновременно функции смазывающей). Наклонный диск  $НД$  имеет возможность вращаться вокруг оси, пересекающей ось  $О-О$  перпендикулярно плоскости рисунка (опоры диска размещены в неподвижном корпусе насоса и непосредственно с блоком цилиндров никак не связаны). Пружины  $Прж$  одновременно обеспечивают надежное прижатие башмаков к диску и блока цилиндров к неподвижной шайбе  $РШ$ , через каналы которой рабочая жидкость в определенном порядке распределяется между полостями гидромотора. Наибольшее перемещение (ход) поршня  $Пи$  определяется углом  $\beta$  наклона диска  $НД$ , величину которого определяет положение поршня  $Пи$  управляющего цилиндра  $УЦ$  двухстороннего действия.



Обычно в гидропередачу объединяют насос и мотор аналогичных конструкций. Поэтому принцип работы регулируемого насоса, устройство которого отражено схемой на рис. 6.2, *д*, можно объяснить с помощью рис. 6.2, *е*.

Рассматривая один из цилиндров  $C_n$  насоса, будем считать, что он в заданный период времени обменивается рабочей жидкостью только с одним цилиндром  $C_m$  гидромотора. Угол наклона  $\beta_m$  диска мотора фиксирован (мотор – нерегулируемый, как в схеме на рис. 6.2, *з*). Пусть в начальный момент времени оси цилиндров  $C_n$ ,  $C_m$  лежат в плоскости рис. 6.2, *е* ниже оси их вращения  $O-O$ , так что объем первого из них максимальный, а второго – минимальный. При некотором угле  $\beta_n = \beta_{n0}$  наклона диска насоса поворот цилиндра  $C_n$  вокруг оси  $O-O$  на некоторый угол  $\varphi_n = \varphi_{n0}$  (например, на угол  $\varphi_{n0} = \pi$ ) приведет к тому, что поршень, вытесняя жидкость, уменьшит объем рабочей полости цилиндра на величину  $V_{n0}$ . При отсутствии утечек вся вытесненная из цилиндра  $C_n$  жидкость попадает в цилиндр  $C_m$ , освобождая себе объем  $V_{m0} = V_{n0}$  его полости. А это возможно тогда, когда цилиндр  $C_m$  повернется вокруг оси  $O-O$  на некоторый угол  $\varphi_{m0}$ . Если  $\varphi_{n0} = \varphi_{m0}$ , то гидропередача реализует передаточное отношение  $u = \varphi_{m0}/\varphi_{n0} = 1$ . С уменьшением угла наклона диска насоса ( $\beta_n = \beta_{n1} < \beta_{n0}$ ) объем полости цилиндра  $C_n$  уменьшается на меньшую величину  $V_{n1}$ , в связи с чем на меньшую же величину  $V_{m1} = V_{n1}$  увеличивается объем полости цилиндра  $C_m$ . Цилиндр  $C_m$  мотора в итоге поворачивается на угол  $\varphi = \varphi_{m1} < \varphi_{m0}$ , так что  $u = \varphi_{m1}/\varphi_{n1} < 1$ . При  $\beta_n = 0$  передача реализует холостой режим, ибо  $V_n = 0$ .

Рис. 6.2, *д*, *е*, которые послужили для разъяснения машинного способа управления гидропередачей, одновременно отражают важнейший принцип передачи механической мощности посредством рабочей жидкости – объемный. Термин «объемный» подчеркивает одну существенную особенность передачи движения от вала насоса к валу мотора: в различные периоды времени отдельные рабочие полости насоса и мотора и соединяющие их магистрали образуют замкнутый объем, содержащий одну и ту же рабочую жидкость; при вращении валов насоса и мотора объемы рабочих полостей каждого из них изменяются (см. например, рис. 6.2, *е*), но так, что суммарный их объем сохраняется. Поскольку реальная жидкость сжимается, а стенки рабочих полостей насоса, мотора и соединяющих их магистралей податливы, то принцип сохранения объемов в действительности соблюдается лишь относительно, но настолько отчетливо, что без сомнений можно выделить конкретный тип гидропередач, которые называют гидрообъемными (или просто объемными).

Объемные гидропередачи нашли довольно широкое распространение лишь в трансмиссиях транспортных средств специального назначения. Здесь они упоминаются только затем, чтобы более контрастно выделить свойства совсем другого типа гидропередач – гидродинамических (гидрокинетических), преобладающих в трансмиссиях автомобилей. В этих гидропередачах реализованы совсем другие принципы образования рабочих полостей и взаимодействия механических элементов с рабочей жидкостью.

#### 6.4 Гидродинамические передачи

Основными элементами гидродинамических машин являются лопастные решетки, которые могут выполнять различные функции. В насосе (рис. 6.3, *a*) решетка  $H$ , вращаясь с угловой скоростью  $\omega$ , передает подводимую к ней мощность  $N$  находящейся в межлопаточных каналах рабочей жидкости. При этом совпадают направление вращения решетки и направление действия крутящего момента  $M$  ( $N = M\omega > 0$ ). Однако, форму лопаток  $L_n$  можно изменить так, чтобы при заданных расходе  $Q$  жидкости и направлении вращения решетки, а также заданном направлении движения жидкости (от центра решетки к периферии, как показано на рис. 6.3, *a*, или наоборот) величина  $\omega$  была постоянной при некотором постоянном крутящем моменте  $M$ , направление действия которого обратное направлению вращения решетки ( $N < 0$ ). В этом случае мощность передается от жидкости решетке и машина выполняет функции гидродинамического мотора.

Гидравлические параметры потока рабочей жидкости на выходе решетки, от которой он воспринимает мощность, в значительной степени определяют энергетические потери в безлопаточных каналах, куда подается жидкость. Аналогично, параметры потока на входе решетки, воспринимающей мощность, существенно влияют на энергетическую эффективность взаимодействия решетки и потока. Для того, чтобы рационально упорядочить потоки, снижая энергетические потери и повышая эффективность взаимодействия их с решетками, в подводящих и отводящих каналах предусматривают лопатки, образующие неподвижные решетки (например, лопатки  $L_p$  образуют неподвижную решетку  $P$ , рис. 6.3, *a*).

Решетка, сообщающая мощность потоку жидкости, называется насосной (насосом), решетка, перенимающая мощность от жидкости, – турбинной (турбиной), а неподвижная решетка – реакторной (реактором). Кроме того, решетка называется центробежной, если в ее межлопаточных каналах жидкость движется от центра к периферии, центростремительной при противоположном движении жидкости и осевой, если вход и выход межлопаточных каналов мало отклоняются друг от друга в радиальном направлении.

Гидродинамическая передача должна содержать в себе, по крайней мере, одну насосную и одну турбинную решетки, чтобы сначала можно было передать механическую мощность потоку жидкости, а затем отнять ее от него. Принципиально важную роль в формировании свойств передачи играет и неподвижная реакторная решетка. Схема простейшей гидродинамической передачи, включающей в себя решетки всех трех типов – насосную  $H$ , реакторную  $P$  и турбинную  $T$ , представлена на рис. 6.3, *б* (в данном случае

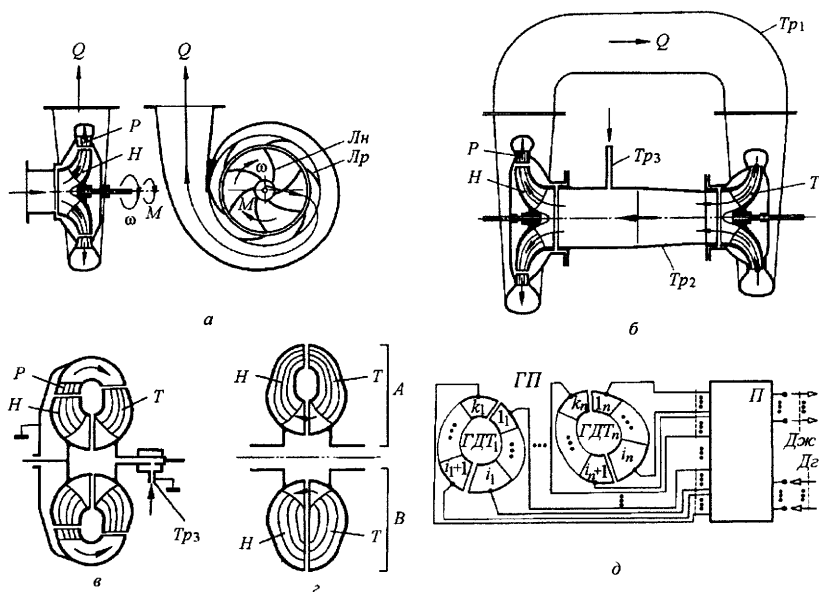


РИСУНОК 6.3 Схемы гидродинамических передач

решетки  $H$  и  $P$  – центробежные, а решетка  $T$  – центростремительная). Поток жидкости оказывается замкнутым посредством трубопроводов  $Tr_1$ ,  $Tr_2$  (через трубопровод  $Tr_3$  компенсируются утечки рабочей жидкости из основного потока, см. рис. 6.1,  $z$  и рис. 6.3,  $в$ ).

Основным видом энергии, содержащейся в потоке жидкости, является кинетическая (энергия движения, динамики). Именно это и подчеркивает термин «гидродинамическая передача». Но сопутствующие такому способу передачи мощности большие скорости движения жидкости порождают и значительные эффекты сопротивления. Чтобы уменьшить энергетические потери, не прибегая к специальным методам трансформации кинетической энергии в потенциальную, и тем самым, в полной мере сохраняя гидродинамический принцип передачи мощности, необходимо предельно сблизить турбину, насос и реактор. В идеале трубопроводы  $Tr_1$  и  $Tr_2$  как таковые должны исчезнуть (рис. 6.3,  $в$ ). Эту идею раньше других высказал Г. Феттингер в 1902 г., а впервые гидродинамическая передача по его патенту была использована в 1907 г. на морском судне.

Гидродинамическая передача Г. Феттингера, схема которой приведена на рис. 6.3,  $в$ , получила название гидродинамического трансформатора. Она позволяет реализовывать на валу турбинной решетки  $T$  крутящие моменты, большие по сравнению с крутящими моментами, подводимыми к насосной решетке  $H$ . Способность трансформировать крутящий момент обусловлена реакторной решеткой. Ее устранение преобразовывает гидродинамический трансформатор в гидродинамическую муфту (рис. 3,  $z$ : с внутренним тором – вариант  $A$ , и без него – вариант  $B$ ).

Итак, гидродинамическая муфта представляет собой частное, простейшее конструктивное воплощение гидродинамического трансформатора. В свою очередь, любой гидродинамический трансформатор – есть частная реализация некоторого обобщенного гидродинамического трансформатора, состоящего из  $k$  решеток, взаимодействующих друг с другом через рабочую

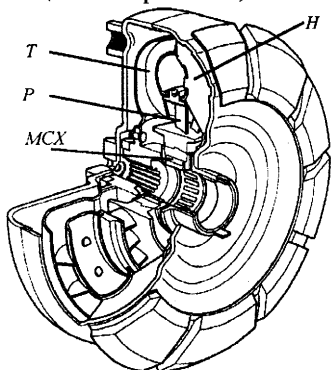


РИСУНОК 6.4 Трехколесный гидродинамический трансформатор

жидкость и обобщенную передачу  $\Pi$  (рис. 6.3, д). Через эту же передачу  $\Pi$  осуществляется взаимодействие трансформатора ГДТ с двигателями  $D_г$  и движителями  $D_ж$  автомобиля (а возможно и с другими трансформаторами такого же типа).

Общее устройство трехколесного гидродинамического трансформатора отражает рис. 6.4 ( $H$  – насос;  $T$  – турбина;  $P$  – реактор;  $МСХ$  – муфта свободного хода). Представление же о конструкции гидропередачи автомобиля с гидродинамическим трансформатором дает в целом рис. 6.5.

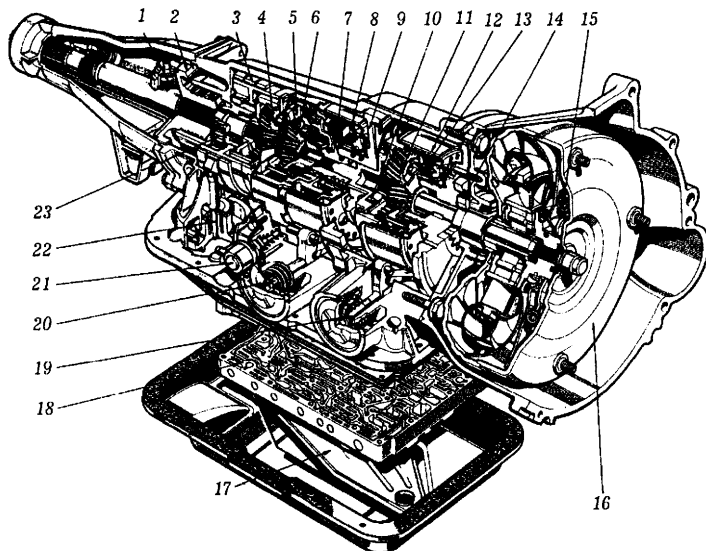


РИСУНОК 6.5 Автомобильная гидромеханическая передача с гидравлической системой автоматического управления: 1 – центробежный регулятор; 2 – хвостовик; 3 – ленточный тормоз передачи заднего хода; 4 – третий планетарный ряд; 5 – фрикцион переднего хода; 6 – второй планетарный ряд; 7 – фрикцион высшей передачи; 8 – ленточный тормоз промежуточной передачи; 9 – центральная опора; 10 – муфта свободного хода повышающей передачи; 11 – планетарный ряд повышающей передачи (первый); 12 – ленточный тормоз повышающей передачи; 13 – фрикцион повышающей передачи; 14 – масляный насос; 15 – сцепление блокировки гидротрансформатора; 16 – гидродинамический трансформатор; 17 – масляный поддон; 18 – гидрораспределительное устройство; 19 – привод включения повышающей передачи; 20 – привод включения промежуточной передачи; 21 – диафрагма; 22 – привод включения передачи заднего хода; 23 – муфта свободного хода передачи заднего хода

## 6.5 О классификации гидравлических передач

Цепь классификационных признаков определяющих тип гидропередачи, всегда должна быть конечной, ибо в противном случае название гидропередачи окажется соизмеримым по длине с описанием ее конструкции, принципов функционирования, свойств, особенностей характеристик и т. д. Обычно оперируют только отрезками цепи возможных классификационных признаков. Один из таких отрезков приведен на рис. 6.6. Все включенные в него классификационные признаки упоминались выше при выделении основных типов гидропередач: признаки 1, отражающие принцип передачи движения (динамический или объемный), признаки 2, отражающие способ формирования гидравлического контура (разомкнутый или замкнутый), и признаки 3, отражающие способ формирования характеристик и свойств (активный – управляемый, пассивный – неуправляемый), являются основными определяющими; признаки 3.1, отражающие способ управления (вручную или автоматически) являются доопределяющими, уточняющими основной определяющий признак «управляемая»; признаки 3.1.1, отражающие способ воздействия на гидропередачу при управлении ею (дросселированием жидкости или машинный), в свою очередь доопределяют, уточняют признаки 3.1.

Некоторые признаки, будучи в общем случае определяющими, теряют свое значение в том или ином конкретном случае. Например, класси-

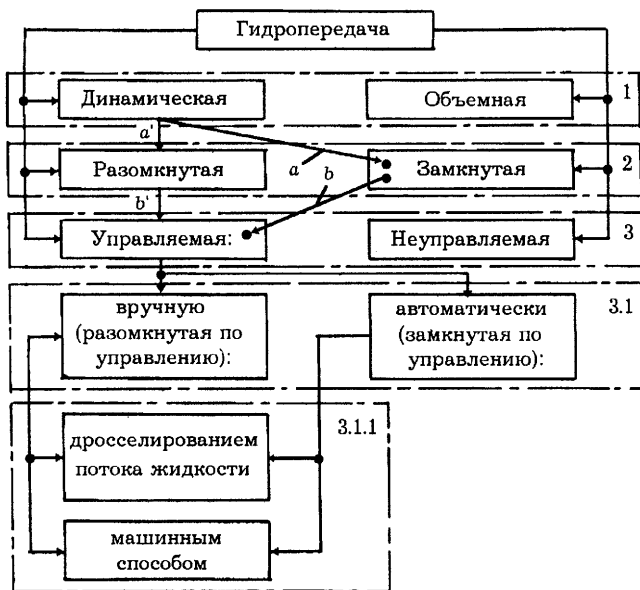


РИСУНОК 6.6 Основные классификационные признаки

фикационное определение  $a'-b'$  (рис. 6.6) гидropередачи лишено смысла, поскольку разомкнутой динамической гидropередаче практически всегда предпочитают замкнутую (определение  $a-b$ ). Следовательно признаки 2 теряют смысл определяющих.

Заметим, что замкнутая по управлению (автоматически управляемая) гидropередача внешне воспринимается как неуправляемая, ибо интуитивно управляемой воспринимается также гидropередача, контур управления которой замыкается через человека. Поэтому термин “управляемая автоматически” особо подчеркивает более сложное внутреннее устройство гидropередачи, которое внешне обязательно должно проявиться существенным улучшением ее свойств по сравнению с неуправляемой.

Каждый отрезок классификационной цепи позволяет составить определенную систему вариантов гидropередач, способствуя более целенаправленному поиску наилучших конструктивных решений. Например, очень широко используются гидродинамические передачи с тремя решетками – насосной  $H$ , реакторной  $P$ , турбинной  $T$  (рис. 6.7). Эти передачи представляют собой простейшие гидродинамические трансформаторы (еще более простые передачи – с двумя решетками, являются муфтами, но не трансформаторами).

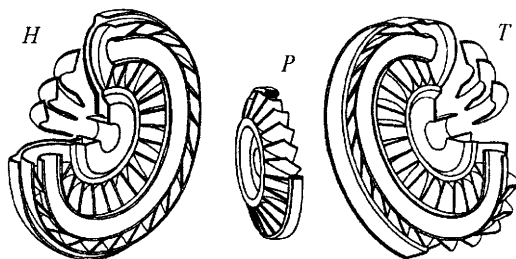


РИСУНОК 6.7 Рабочие колеса простейшего гидродинамического трансформатора

На рис. 6.8, *a* составлена система девяти вариантов гидродинамического трансформатора (*ЦБ*, *О*, *ЦС* – центробежная, осевая, центростремительная решетки). Она является полной, если принимать во внимание классификационные признаки, определяющие количество решеток (три) и направление потока рабочей жидкости через насосную и турбинную решетки относительно оси вращения трансформатора (центростремительное, осевое, центробежное). Легко заметить, однако, что во всех девяти вариантах реакторная решетка *P* размещена в потоке жидкости после насосной перед турбинной. Очевидно, что взаимное расположение решеток можно изменить, в результате чего возникнет ряд новых вариантов трансформатора. В частности, трансформатор «насос–реактор–турбина–насос», схема которого приведена на рис. 6.8, *б*, представляет собой дополнительный вариант трансформатора с центробежной насосной и центростремительной турбинной решетками (см. рис. 6.8, *a*). Схеме, приведенной на рис. 6.8, *б*, в то же время можно противопоставить схемы, приведенные на следующих рис. 6.8, *в*, *г*, особо подчеркивая то, что и реакторная решетка может быть осе-

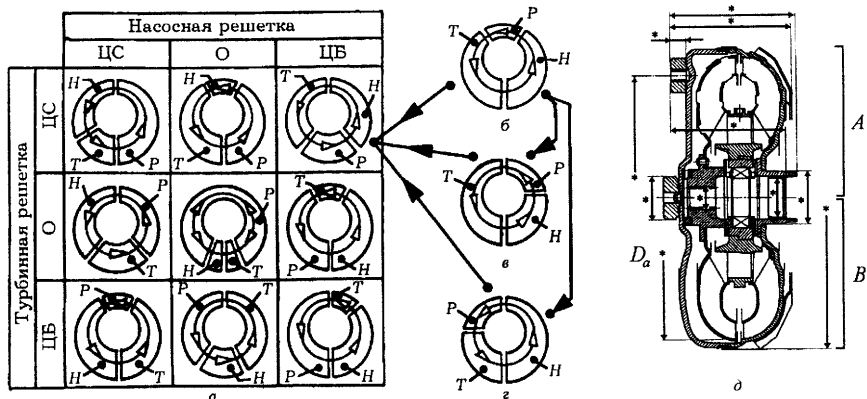


РИСУНОК 6.8 Классификация простейших гидродинамических трансформаторов по размещению колес в круге циркуляции

вой, центробежной или центростремительной. В итоге, доопределяя порядок размещения решеток в потоке жидкости и тип реакторной решетки, каждому из приведенных на рис. 6.8, а вариантов схем можно формально противопоставить пять дополнительных, доводя общее число вариантов до 54 и составляя тем самым новую полную их систему. Типичным же представителем трехколесных является гидротрансформатор с центробежной насосной и центростремительной турбинной решетками (рис. 6.8,  $\delta$ : \* – характерные размеры, среди которых  $D_a$  – активный диаметр; A – вариант со штампованными колесами, B – вариант с литыми колесами).

При рассмотрении различных конструкций гидropередач и анализе их характеристик часто приходится использовать еще целый ряд дополнительных классификационных признаков. Наиболее трудно подвести под определенную систему классификационных признаков особенности конструкции лопаточной системы. Исключение составляют лишь отдельные частные случаи.

Рассмотрим, например, гидродинамическую муфту с простым круговым тором, насос и турбина которой имеют плоские лопатки, рис. 6.9. Наиболее естественным является радиальное размещение лопаток (рис. 6.9, а: H – насос; T – турбина; ПР – рабочий поток жидкости;  $\omega_n$ ,  $\omega_t$  – скорости вращения насоса, турбины; УП – упрощенное представление, схема муфты). Характерные сечения одной из рабочих решеток приведены на рис. 6.9, б ( $L'$ ,  $L''$  – соответствующие проекции лопатки; L – “выкройка” лопатки; nT – полутора). Однако плоские лопатки могут с поверхностью полутора образовывать угол, отличный от прямого, и к тому иметь смещение  $\epsilon$  относительно радиальной плоскости, рис. 6.9, в (этот же рисунок отражает алгоритм построения проекций  $L'$ ,  $L''$ ,  $L'''$  и “выкроек” L лопаток;  $R_a$  – активный радиус решетки, r – радиус полутора,  $R_x$  – радиус проецируемой точки). В данном случае система классификационных признаков должна, кроме прочего, отражать в себе и довольно примитивную по содержанию информацию о наклоне и смещении лопаток.

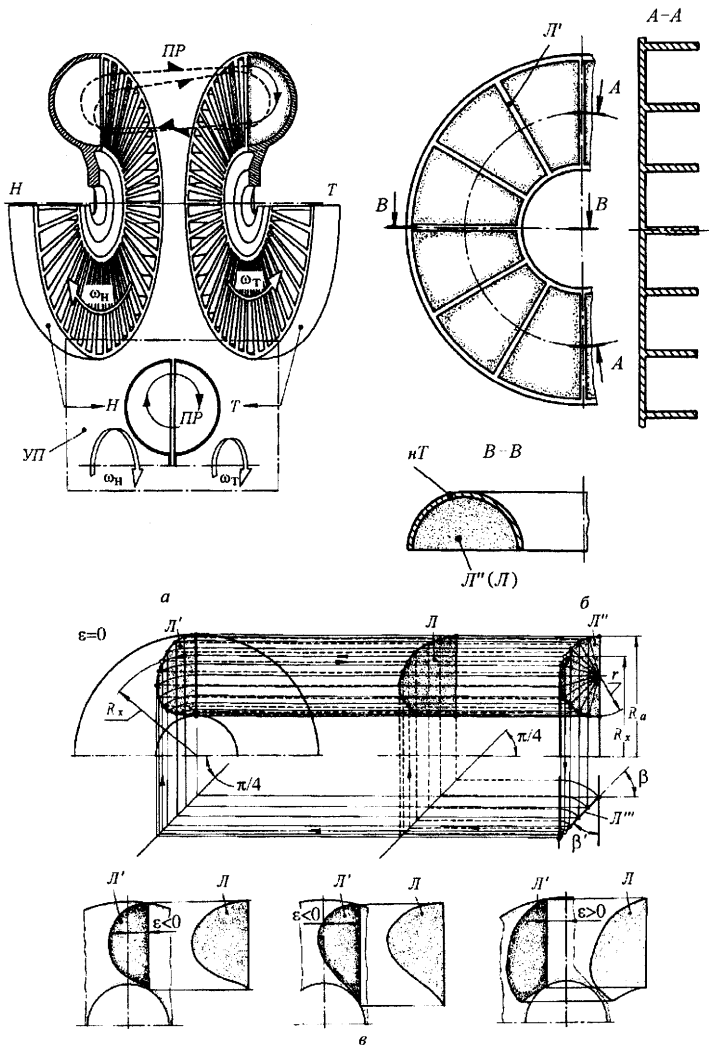


РИСУНОК 6.9 Схемы простых лопаточных систем гидродинамической муфты

Одним из наиболее важных классификационных признаков является так называемая прозрачность (характер и степень прозрачности) гидродинамического трансформатора механической мощности. Прозрачность, характеризующую нагружающие свойства передачи, обычно связывают с особенностями протекания нагрузочной характеристики  $\lambda = \lambda(u)$ , где  $\lambda$  – коэффициент первичного момента, а  $u$  – передаточное отношение. На рис. 6.10 последовательно отражены схемы и нагрузочные характеристики



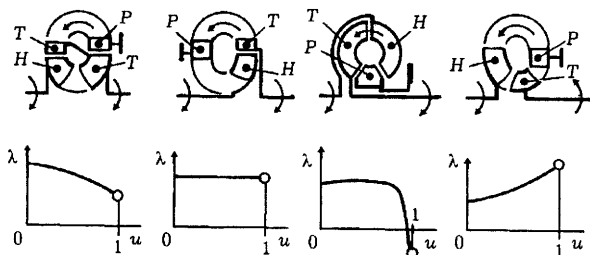


РИСУНОК 6.10 Схемы и характеристики гидротрансформаторов с различным характером прозрачности

трансформаторов: с ярко выраженной прямой прозрачностью (характеристика  $\lambda = \lambda(u)$  является монотонно падающей); непрозрачный ( $\lambda$  не зависит от  $u$ ); со смешанной прозрачностью (зависимость  $\lambda = \lambda(u)$  имеет участки возрастания и падения); с обратной прозрачностью ( $\lambda = \lambda(u)$  – монотонно возрастающая). Заметим, что характер прозрачности трансформатора тесно связан с расположением рабочих колес в круге циркуляции (см. также рис. 6.8).

## 6.6 Внешняя характеристика гидродинамической передачи

Из всех внешних характеристик наиболее удобными с точки зрения идентификации и анализа свойств гидродинамических передач являются так называемые канонические. Именно канонические характеристики сравнительно просто поддаются аппроксимации.

При аппроксимации внешних характеристик гидротрансформаторов наряду с общей количественной адекватностью важно абсолютно точно отразить в аналитических зависимостях те непосредственно отражаемые действительной характеристикой параметры, которые являются оценочными, регламентируемыми при подборе гидротрансформаторов для конкретной машины и которыми руководствуются при проектировании новых и совершенствовании созданных гидротрансформаторов. Такими параметрами являются максимальный коэффициент полезного действия, максимальный коэффициент трансформации, коэффициент прозрачности и т. п.

Коэффициент полезного действия  $\eta$  комплексного гидротрансформатора (рис. 6.11) характеризуется следующими основными параметрами: максимумом ( $\eta_m$ ); передаточным отношением, соответствующим максимуму ( $u_\eta$ ); передаточным отношением, соответствующим переходу на режим гидромукты ( $u_m$ ). В число величин, устанавливаемых в технических требованиях, входит также коэффициент трансформации  $k_p$ , соответствующий определенному наперед заданному значению КПД  $\eta = \eta_p$ . Величина  $\eta_p$  определяет минимально допустимый КПД на преобладающих режимах работы колесной машины (обычно  $\eta_p = 80\%$ ). Кроме того, аналитическая аппроксимирующая зависимость  $\eta = \eta(u)$  должна удовлетворять условию

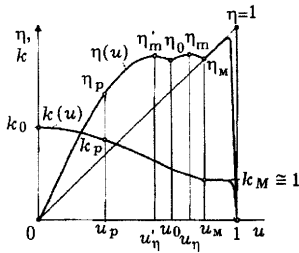


РИСУНОК 6.11 Каноническая характеристика гидротрансформатора.

(в том числе через начало координат  $(0, 0)$  и точку  $(u_\eta, \eta_m)$ ) при соблюдении условия (6.5) и условия

$$\frac{d\eta(u)}{du} = 0 \text{ при } u = u_\eta, \quad (6.6)$$

можно провести параболу  $(n+2)$ -й степени. Наиболее целесообразный компромисс между точностью аппроксимации и простотой аппроксимирующей зависимости имеет место при  $n \leq 2$ .

Для многоколесных трансформаторов оправдано на первом участке гладкости функции  $\eta = \eta(u)$  принимать  $n=2$ , а на всех остальных –  $n < 2$ . Для четырехколесного комплексного гидродинамического трансформатора (см. рис. 6.11) существенным является требование прохождения аппроксимирующей зависимости  $\eta = \eta(u)$  через точки  $(0, 0)$ ,  $(u'_\eta, \eta'_m)$ ,  $(u_{m\eta}, \eta_m)$ ,  $(u_\eta, \eta_{mm})$ ,  $(1; 0)$  при соблюдении условий (6.5) – (6.6). На первом участке гладкости функции  $\eta = \eta(u)$  ( $0 \leq u \leq u_0$ ) аппроксимирующая зависимость будет иметь вид

$$\eta = k_0 u - \frac{2k_0 u'_\eta - 3\eta'_m}{(u'_\eta)^2} u^2 + \frac{k_0 u'_\eta + 2\eta'_m}{(u'_\eta)^3} u^3;$$

на втором участке

$$\eta = 2 \frac{\eta_m}{u_\eta} u - \frac{\eta_m}{u_\eta^2} u^2.$$

На режимах гидромукты (чистого скольжения) допустима линейная аппроксимация:

$$\eta = 2 \frac{\eta_m}{u_{m\eta}} u, \quad u_m \leq u \leq u_{m\eta}; \quad \eta = \frac{\eta_{mm}}{1 - u_{m\eta}} (1 - u), \quad u_{m\eta} \leq u \leq 1.$$

Используя приведенные формулы, зависимость КПД, например, гидротрансформатора ЛГ 370-43А от его передаточного отношения можно представить зависимостями:

– на режимах трансформации

$$\eta = 2,80u - 3,00u^2 + 0,74u^3, \quad 0 \leq u \leq 0,60;$$

$$\eta = 2,22u - 1,59u^2, \quad 0,60 \leq u \leq 0,82;$$

– на режимах гидромурфты

$$\begin{aligned} \eta &= 0,92u, & 0,82 \leq u \leq 0,97; \\ \eta &= 29,75(1-u), & 0,97 \leq u \leq 1. \end{aligned}$$

Для аппроксимации характеристики гидротрансформатора, например, автобуса ЛАЗ–4202 можно использовать следующие данные:  $k_0=2,8$ ;  $\eta_m=78\%$  – контрольные точки характеристики, снимаемые при проверке качества изготовляемых передач.

Нагрузочная характеристика гидротрансформатора аппроксимируется аналогично. Для трансформатора автобуса ЛАЗ–4202, например, она описывается уравнениями ( $\lambda$  – в Н мин<sup>2</sup>)

$$\begin{aligned} \lambda &= (15,61 + 7,93u - 13,22u^2) \cdot 10^{-5}, & 0 \leq u \leq 0,60; \\ \lambda &= (-21,65 + 124,21u - 103,51u^2) \cdot 10^{-5}, & 0,60 \leq u \leq 0,82; \\ \lambda &= (-160,61 + 428,29u - 267,68u^2) \cdot 10^{-5}, & 0,82 \leq u \leq 1. \end{aligned}$$

В общетеоретических исследованиях большое значение приобретает и качественная сторона адекватного отражения характеристик гидродинамического трансформатора. В работе [3] гидродинамическому трансформатору противопоставлен простейший его механический аналог, представляющий собой трехзвенный дифференциальный зубчатый механизм, управление которым осуществляется фрикционом и тормозом. Если наделить этот аналог свойствами внутреннего автоматизма, то нагружающие его свойства будут определять характеристика

$$\lambda = \lambda_0' + \lambda_1 u + \lambda_2 u^2, \quad \lambda_0', \lambda_1, \lambda_2 = \text{const}, \quad (6.7)$$

(зависимость  $\lambda(u)$  коэффициента  $\lambda$  первичного момента от передаточного отношения  $u$ ). Именно уравнение такой структуры было использовано выше для аппроксимации нагрузочных характеристик автомобильных гидротрансформаторов. В то же время механический аналог "подсказывает" и принципиально другую структуру уравнения для аппроксимации характеристики преобразующих свойств гидродинамического трансформатора:

$$k = (1 + \gamma_0 + \gamma_1 u + \gamma_2 u^2) / \lambda(u), \quad (6.8)$$

где  $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2$  – постоянные коэффициенты. Принципиально важной в теоретическом плане особенностью аппроксимирующих зависимостей (6.7) и (6.8) является то, что они формально довольно точно отражают реально существующую взаимообусловленность нагружающих и преобразующих свойств трансформатора:  $\lambda(k-1) = \gamma_0 + \gamma_1 u + \gamma_2 u^2$ . Сам процесс аппроксимации удобнее всего, как оказалось, начинать с экспериментального построения условной характеристики  $\gamma = \gamma(u) = \lambda(u)[k(u)-1]$  и определения известными методами постоянных коэффициентов  $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2$ .

Описанная методология применима и для аппроксимации характеристик гидродинамической муфты. Заметим, однако, что несмотря на относительную простоту характеристики муфты как объекта аппроксимации, ее аналитическое описание представляют весьма по-разному. Например, в противовес формуле (6.7) для описания нагрузочной характеристики муфты в работе [7] предложены уравнения

$$\begin{aligned} \lambda &= (a - bu), & 0 \leq u \leq 0,525; \\ \lambda &= c \left( 1 - e^{-d(1-u)} \right), & 0,525 < u \leq 1. \end{aligned}$$

В известной степени аналогами гидромуфты можно считать фрикционное сцепление и вязкостную муфту. Соответствующим формированием закона управления усилием прижатия фрикционных рабочих поверхностей в сцеплении можно синтезировать такую его характеристику, которая по многим существенным признакам окажется аналогичной характеристике гидродинамической муфты. Гидромуфтой же воспроизвести произвольный реализуемый сцеплением закон передачи механической энергии практически не возможно. Следовательно, гидромуфта обладает более узкими функциональными возможностями, чем фрикционное сцепление.

Вязкостная муфта (рис. 6.12; цифры 1, ..., 11 обозначают основные ее детали) обеспечивает передачу крутящего момента за счет возникновения напряжений сдвига в среде вязкой жидкости (силиконового масла, например, или же “магнитной” жидкости). Крутящий момент зависит от относительной скорости вращения дисков 3 и 4, температуры вязкой среды, степени наполнения рабочей жидкостью полости муфты и внутреннего давления в ней (в некоторых конструкциях предусмотрено регулирование давления с помощью дополнительного поршневого устройства), степени фрикционного взаимодействия дисков. Опять же: тот факт, что крутящий момент в вязкостной муфте определяюще зависит от разности  $\Delta\omega$  скоростей вращения входного и выходного валов, а не от передаточного отношения  $i$ , принципиально ее отличает от гидродинамической муфты.

Однако ничто не мешает технически обусловить фрикционное или вязкостное взаимодействие решеток гидродинамической передачи за пределами круга циркуляции основной рабочей среды с сохранением или без сохранения автомодельности всех режимов при одинаковом  $i$ . Примеры таких технических решений приведены на рис. 6.13 ( $H$  – насос;  $T$  – турбина;  $P$  – реактор;  $MCX$  – муфта свободного хода;  $K$  – корпус трансформатора;  $Дп$  – демпфер крутильных колебаний;  $ФрН$  – фрикционная накладка;  $П$  – поршень фрикционного узла – сцепления блокировки трансформатора;  $ВМ$  – вязкостная муфта;  $ФрВ$  – выходное звено фрикционного узла;  $ВТ$  – выходное звено турбины; в трансформаторе, отраженном на рис. 6.13,  $z$ , предусмотрено разветвление потока мощности). Все они относятся к трехколесным гидродинамическим трансформаторам, реакторы которых установлены на муфты свободного хода.

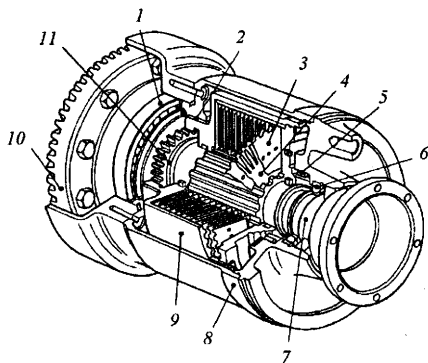


РИСУНОК 6.12 Пример конструкции вязкостной муфты

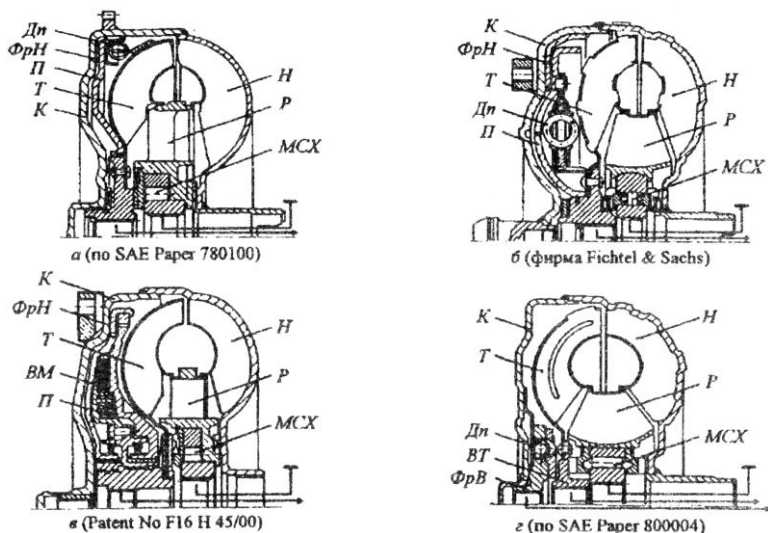


РИСУНОК 6.13 Гидродинамические трансформаторы с фрикционными связями.

На рис. 6.14 представлена схема гидродинамического трансформатора с центробежным фрикционным сцеплением [5]:  $H$  – насос;  $T$  – турбина;  $P$  – реактор;  $МСХ$  – муфта свободного хода;  $\Gamma$  – центробежные грузы;  $НК$  – несущее грузы кольцо;  $Фр$  – фрикционные поверхности;  $Пц$  – направляющий палец. Взаимодействие центробежных грузов  $\Gamma$  с направляющими пальцами  $Пц$  способствует усилению эффекта взаимного притяжения фрикционных поверхностей при одном направлении крутящего момента и ослаблению этого эффекта при другом направлении момента (рис. 6.15:  $F_r$ ,  $F_o$  – радиальная и окружная составляющие силы взаимодействия груза и пальца; направления крутящих моментов обозначены знаками “+” и “-”). Совместное проявление центробежного и усилительного эффектов отражает представленная на рис. 6.16 характеристика ( $M$  – крутящий момент;  $n$  – частота вращения грузов;  $O$  – зависимость  $M = M(n)$  при отсутствии усиления или ослабления центробежного эффекта).

Центробежное сцепление существенно корректирует внешнюю характеристику гидродинамического трансформатора, рис. 6.17:  $n_n$  и  $n_t$  – частоты вращения насосной и турбинной решеток;  $M_n$  и  $M_t$  – крутящие моменты, передаваемые насосом и турбиной;  $\eta$  – КПД гидротрансформатора; штриховые линии при  $n_t < n_t^*$  являются общими для гидротрансформаторов с центробежным сцеплением и без него; при  $n_t > n_t^*$  характеристику трансформатора с центробежным сцеплением отражают сплошные линии, а без него – штриховые. Заштрихованная область на рис. 6.16 справа подчеркивает степень увеличения КПД трансформатора (при  $n_t > 2000 \text{ мин}^{-1}$ ) за счет использования центробежного сцепления.

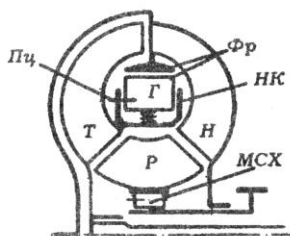


РИСУНОК 6.14 Схема гидродинамического трансформатора с центробежным сцеплением.

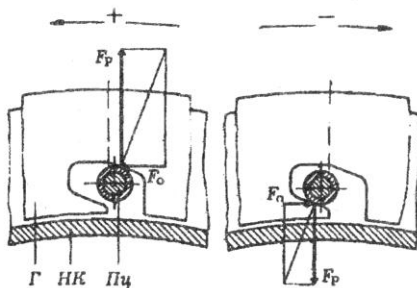


РИСУНОК 6.15 Схема усиления-ослабления центробежного эффекта.

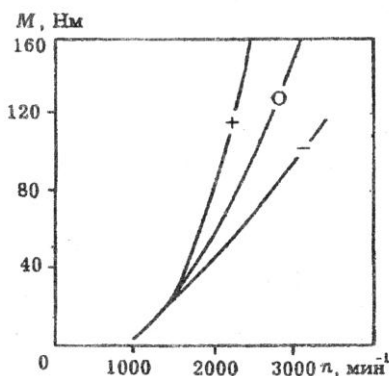


РИСУНОК 6.16 Характеристика центробежного сцепления.

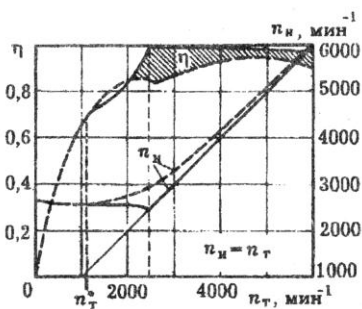
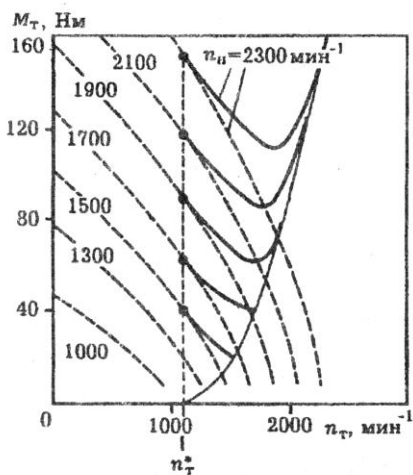


РИСУНОК 6.17 Характеристика гидродинамического трансформатора с центробежным сцеплением.

Обычно лопасти гидротрансформаторов имеют сложную конфигурацию; при этом размещаются они чаще всего между двумя торообразными тарелками (см. рис. 6.7). Однако, существуют и трансформаторы принципиально другого типа. В основу их конструкции положена идея формирования рабочего пространства без внутреннего тора и с плоскими лопатками (по аналогии с гидромuftами, см. рис. 6.9). Проектируются и изготавливаются такие трансформаторы несравнимо проще.

Примером безторового трансформатора, рабочие колеса которого имеют абсолютно плоские или ломаные плоские лопатки, является изготовленный в 1960 году трехколесный симметричный трансформатор, схема которого приведена на рис. 6.18 (трансформатор объединен с механической передачей ПР;  $T_p$  – внешний тор;  $\beta$  – углы наклона лопаток, в частности  $\beta_{P2}$  – угол наклона лопатки реактора на выходе;  $u$ ,  $c_m$  – направления переносной и меридиональной составляющих скорости потока рабочей жидкости; при  $\beta_{P2}=56$  и  $70$  град коэффициент трансформации на столовом режиме составляет соответственно  $k_0=1,40$  и  $1,24$ ). Указанная передача “трансформатор - планетарный ряд” (которую назвали “New type hydrodynamic unit”) использовалась в автомобильном приводе Hydramatik (США).

Достаточно полное представление о свойствах гидротрансформаторов с плоскими лопатками дает сравнительная внешняя характеристика, рис. 6.19 [6]: оцениваемый гидротрансформатор-прототип (ГДТн, активный диаметр – 200 мм), схема которого приводится тут же, сравнивается с обычным (ГДТо, Borg Warner с активным диаметром 241,3 мм) и гидромuftой (ГМ). По уровню значений КПД гидротрансформатор с плоскими лопатками превосходит, естественно, гидромuftу, но уступает обычному трансформатору. В то же время по энергоемкости (уровню значений коэффициента нагружения  $\lambda=M/(D^5 \omega^2)$ ;  $M$ ,  $\omega$  – крутящий момент на насосной решетке и скорость ее вращения;  $D$  – активный диаметр) он сопоставим с муфтой и превосходит обычный трансформатор.

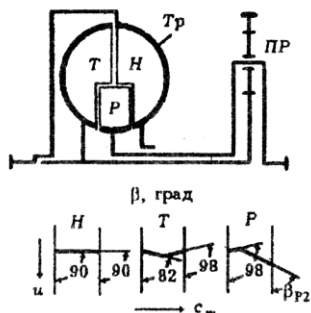


РИСУНОК 6.18 Передача “New type hydrodynamic unit”.

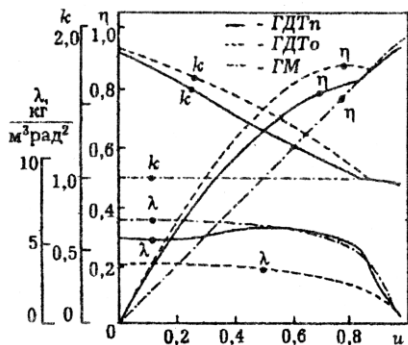
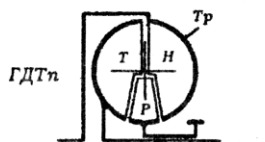


РИСУНОК 6.19 Сравнительные внешние характеристики гидромашин.

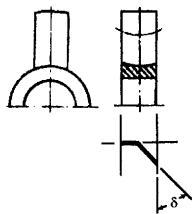


РИСУНОК 6.20 Форма лопатки реактора

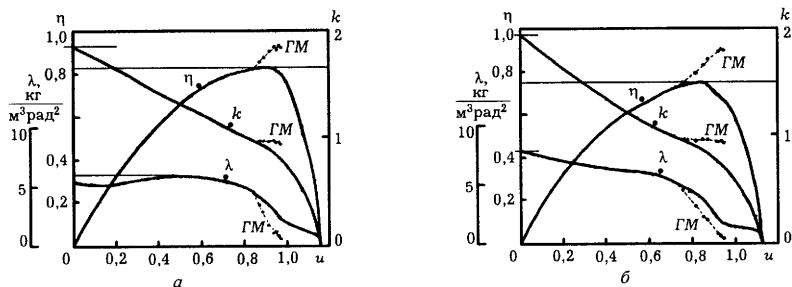


РИСУНОК 6.21 Внешние характеристики гидротрансформатора с плоскими лопатками

Параметры даже плоских лопаток весьма существенно влияют на преобразующие и нагружающие свойства гидротрансформаторов. Чтобы в этом удостовериться, достаточно сопоставить внешние характеристики трансформатора для легко сопоставимых вариантов лопаточных систем.

Пусть, например, лопатки насоса и турбины являются абсолютно плоскими, а лопатки реактора имеют ломаную плоскую форму, отраженную на рис. 6.20 (наклон реакторной лопатки на входе решетки отсутствует). Рассмотрим лишь два варианта лопаточных систем [6]: первый из них определяют параметры  $\beta_n=15$  (угол наклона лопатки насоса),  $\beta_r=30$  (угол наклона лопатки турбины),  $\beta_{p2}=\delta=25$  (угол наклона лопатки реактора на выходе) град, а второй – параметры  $\beta_n=0$ ,  $\beta_r=45$ ,  $\delta=30$  град. Лопаточные системы, в принципе, отличаются существенно. Поэтому имеются основания ожидать существенных различий в проявлении их свойств. Эти ожидания в полной мере подтверждают приведенные на рис. 6.21 внешние характеристики (*а* и *б* – соответственно первый и второй варианты лопаточной системы; *ГМ* – режим гидромурфы).

Первый вариант лопаточной системы обеспечивает гидротрансформатору более высокие значения КПД. Исключением является примерно область значений передаточных отношений  $u < 0,2$ , в которой второй вариант лопаточной системы обеспечивает трансформатору более высокие значения коэффициента трансформации. В первом случае трансформатору свойственна как прямая, так и обратная прозрачности, а втором – только прямая. Таким образом, сопоставляемые характеристики существенно отличаются друг от друга как в качественном отношении, так и по количественным признакам.



## 6.7 Понятие "идеального" гидротрансформатора. Элементы струйной теории

Формально трансформатор любого типа можно определить как систему

$$\bar{f}_1 = m_r(\bar{y})\bar{f}_2 ; m_n(\bar{y})\bar{v}_1 = \bar{v}_2 , \quad (6.9)$$

где  $\bar{f}$  и  $\bar{v}$  – усилие и поток;  $m_r(\bar{y})$  и  $m_n(\bar{y})$  коэффициент трансформации и передаточное отношение;  $(\bar{y})$  – управление, позволяющее изменять на режимы работы трансформатора; 1, 2 – индексы, обозначающие вход и выход трансформатора. Одновременно рассмотрим систему

$$\bar{f}_1 = m_{12}(\bar{y})\bar{v}_2 , \bar{f}_2 = m_{21}(\bar{y})\bar{v}_1 . \quad (6.10)$$

Если

$$m_r(\bar{y}) \equiv m_{11}(\bar{y}) , m_{12}(\bar{y}) \equiv m_{21}(\bar{y}) . \quad (6.11)$$

то обе системы передают мощность без потерь и в этом смысле являются идеальными.

Системы (6.9) и (6.10), удовлетворяющие условиям (6.11) и, следовательно, условию

$$\bar{f}_1 \bar{v}_1 = \bar{f}_2 \bar{v}_2 , \quad (6.12)$$

являются основополагающими понятиями в теории графов связей и обозначаются терминами "модулированный трансформатор" и "модулированный гиратор". Терминами "трансформатор" и "гиратор" удобно обозначить произвольные системы (6.9), (6.10), которые не обязательно удовлетворяют условиям (6.11) или условию (6.12). Термином "поток" обозначим угловую скорость  $\bar{\omega}$  и расход жидкости в единицу времени  $\bar{Q}$ , а термином "усилие" – крутящий момент  $\bar{M}$  и гидравлический напор  $\bar{H}$ .

Конструктивно гидродинамический трансформатор состоит из гидродинамических решеток. Решетка, движущаяся во взаимодействии с идеальной жидкостью, на установившихся режимах представляет собой идеальный гидродинамический гиратор, для которого уравнение (6.12) имеет вид  $\bar{M} \bar{\omega} = \bar{Q} \bar{H}$ . Поэтому можно говорить, что гипотеза об идеальности рабочей жидкости определяет гидродинамическую решетку как идеальный гиратор.

Интуитивно можно ожидать, что система, состоящая из идеальных элементов, является идеальной в целом. В данном случае предположительно система идеальных гираторов должна представлять собой идеальный трансформатор. Но, как показывают теоретические исследования, справедливость такого предположения фактически недоказуема. Скорее, существование идеального трансформатора в указанном смысле необходимо отрицать в принципе. Одновременно, очевидно, придется отрицать возможность использования идеальной жидкости в качестве рабочей в гидродинамическом трансформаторе.

Принципиально важным является понятие безударного течения идеальной жидкости через решетки гидротрансформатора. Постулат о безударном течении позволяет в теоретических выкладках исключить всякую возможность диссипации энергии на определенных режимах работы трансформатора. Однако справедливость такого постулата оказывается проблематичной. Тот факт, что трансформатор ни на одном из тривиальных режимов, ни при каких параметрах решеток не может удовлетворять условию (6.12) сохранения мощности в [2] трактуется как теоретически непреодолимый парадокс. Тем самым утверждается внутренняя противоречивость модели Эйлера гидродинамических машин.

Теоретически функции носителя кинетической энергии, содержащейся в движущейся рабочей жидкости, можно возложить на так называемые средние струйки. Средние струйки имеют конечные сечения и длины. Но на отдельных режимах движения решеток трансформатора, они могут вырождаться в бесконечно длинные струйки, имеющие бесконечно малую площадь живого сечения. Осевая линия струйки, под которой подразумевается линия, соединяющая центры инерции ее ортогональных сечений, должна образовывать в пространстве замкнутую кривую  $L$  (рис. 6.22). В противном случае струйка будет иметь начало и конец,

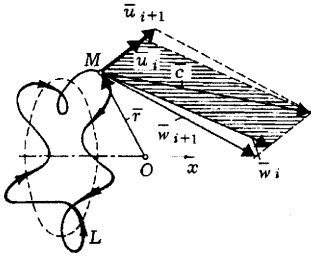


РИСУНОК 6.22 Элементарная струйка рабочей жидкости.

Всякое скачкообразное изменение модуля или направления (или того и другого одновременно) вектора скорости движения элементов струйки, обладающих ненулевой плотностью, может быть только результатом ударного воздействия на них. Если абсолютная скорость точки  $M \in L$  при переходе струйки из некоторой  $i$ -й решетки в смежную  $(i+1)$ -ю не изменяется скачкообразно, то должно соблюдаться равенство

$$\bar{w}_i - \bar{w}_{i+1} = \bar{\omega}_{i+1} \times \bar{r} - \bar{\omega}_i \times \bar{r}, \quad (6.13)$$

где  $\bar{w}_i$  и  $\bar{w}_{i+1}$  – скорости точки  $M$  относительно точек  $i$ -й и  $(i+1)$ -й решеток;  $\bar{\omega}_i$  и  $\bar{\omega}_{i+1}$  – скорости вращения  $i$ -й и  $(i+1)$ -й решеток.

Скорости  $\bar{u}_i = \bar{\omega}_i \times \bar{r}$ ,  $\bar{u}_{i+1} = \bar{\omega}_{i+1} \times \bar{r}$  (см. (6.13)) являются переносными, их направление ортогонально плоскости, содержащей ось  $Ox$  и радиус-вектор  $\bar{r}$  (см. рис. 6.22). При несинхронном вращении решеток ( $\bar{\omega}_i \neq \bar{\omega}_{i+1}$ ) элементы струйки в переносном движении вынуждены скачкообразно изменить скорость ( $u_i \neq u_{i+1}$ ) при переходе из решетки в решетку. Поэтому при безударном абсолютном движении ( $\bar{c}_i = \bar{c}_{i+1}$ ) скорости относительного движения оказываются неодинаковыми ( $\bar{w}_i \neq \bar{w}_{i+1}$ ).

Взаимодействие боковых стенок канала решетки с протекающей в ней жидкостью – в принципе безударное. Чтобы в этом удостовериться, рассмотрим проекции векторов  $\bar{c}$  и  $\bar{u}$  на плоскость, перпендикулярную оси канала решетки:

$$\bar{v}^c = \bar{c} - \frac{\bar{w}}{w} \left( \bar{c} \cdot \frac{\bar{w}}{w} \right), \quad \bar{v}^u = \bar{u} - \frac{\bar{w}}{w} \left( \bar{u} \cdot \frac{\bar{w}}{w} \right).$$

Здесь  $\bar{w}/w$  представляет собой единичную нормаль к плоскости проецирования ( $\bar{w}$  – вектор относительной скорости, а  $w$  – его модуль). Скорость встречного движения стенок канала и жидкости определяется как разность  $\bar{v} = \bar{v}^u - \bar{v}^c$ : если  $\bar{v} < 0$ , то жидкость стремится оторваться от стенки канала, если же  $\bar{v} > 0$ , то стенка канала набегаёт на жидкость с ударом. В данном случае (в силу того, что  $\bar{c} = \bar{c} + \bar{w}$ ) непосредственно следует:  $\bar{v} \equiv 0$ . Таким образом, модель гидродинамической решетки изначально исключает всякую возможность ударного воздействия стенок каналов на жидкость.

Модуль  $c_m$  меридиональной составляющей абсолютной скорости при переходе струйки из одной решетки в другую должен удовлетворять условию неразрывности

$$\frac{c_{mi}}{c_{m(i+1)}} = \frac{Q/F_{mi}}{F_{m(i+1)}} = \frac{F_{m(i+1)}}{F_{mi}}, \quad (6.14)$$

где  $Q$  – расход жидкости через решетки;  $F_{mi}$  и  $F_{m(i+1)}$  – площади живых сечений выхода  $i$ -й и входа  $(i+1)$ -й решеток. Поскольку  $\bar{c}_i = \bar{c}_{i+1}$ , то и  $c_{mi} = c_{m(i+1)}$ . Следовательно, согласно (6.14) безударное (в абсолютном движении) перетекание струйки из решетки в решетку возможно только при  $F_{m(i+1)}$ .

Таким образом, несинхронное вращение решеток гидродинамического трансформатора и при идеальной жидкости всегда сопровождается ударными взаимодействиями – либо в абсолютном движении, либо в относительном. На том, что работа гидротрансформатора даже теоретически не возможна без ударных взаимодействий акцентируется внимание в работе [2], исходя из анализа преобразования энергии в гидромуфте. Необходимо иметь в виду и то, что даже при потенциальном абсолютном движении жидкости ее относительное движение может оказаться в общем случае вихревым, и практически невозможно устранить обычными средствами скачкообразное изменение режимов вихревого относительного движения потока жидкости при ее перетекании из одной решетки в другую.

Таким образом, можно утверждать, что система идеальных гираторов (6.10), (6.11) не является идеальным трансформатором (6.9), (6.11) по существу. Тот гидродинамический трансформатор, который в принципе можно построить на основе идеальных гидродинамических гираторов, следует считать лишь условно идеальным.

Из того, что взаимодействие решеток и идеальной жидкости в гидродинамическом трансформаторе является ударным, однако, вовсе не следует неизбежность потерь гидравлического напора. Вполне естественно предположить для струйки идеальной жидкости абсолютно полное преобразование скачкообразного изменения момента импульса на входе в  $i$ -ю решетку в крутящий момент

$$M_{y_{i1}} = \rho Q (\bar{r}(t_c + 0) \times \bar{c}(t_c + 0) - \bar{r}(t_c - 0) \times \bar{c}(t_c - 0)),$$

где  $t_c$  – момент времени, когда элемент струйки попадает на вход  $i$ -й решетки, то есть момент, когда происходит скачек скорости (траектории же движения частиц жидкости неразрывны и поэтому  $\bar{r}(t_c + 0) = \bar{r}(t_c - 0)$ ). Тогда никаких ударных потерь энергии быть не должно – как при абсолютно упругом ударном взаимодействии твердых тел. Если скачкообразное изменение скоростей сопровождается ударными потерями энергии, то потери энергии можно было бы наблюдать и при достаточно быстрых, но плавных изменениях скоростей. А так как для идеальной жидкости потери энергии при плавных изменениях скоростей ее частиц не мыслимы, то и трудно оправдать наличие потерь при течениях идеальной жидкости, трагуемых как ударные течения.

Другими словами, нельзя оправдывать потери энергии в условно идеальном трансформаторе ударными взаимодействиями решеток и жидкости. Поэтому необходимо признать, что механизм рассеивания энергии идеальной жидкостью, взаимодействующей с идеальными решетками, не может быть раскрыт в рамках существующей струйной теории гидродинамических преобразователей энергии.

Статические характеристики гидродинамической решетки подчинены условиям подобия Эйлера: в геометрически подобных решетках течения идеальной жидкости при наблюдении динамического и кинематического подобия режимов также подобны; и при равенстве определенных независимых безразмерных величин равными оказываются и зависимые безразмерные величины, определяемые через независимые посредством именно статических характеристик.

В качестве независимой безразмерной величины для решетки может быть принят параметр

$$\varphi = \frac{1}{D_a^3} \frac{Q}{\omega}, \quad (6.15)$$

где  $D_a$  – активный диаметр решетки. Тогда статические характеристики (6.10) идеальной решетки, для которой справедливо второе из соотношений (6.11), можно представить уравнениями:

$$M = \lambda(\varphi) \rho \omega^2 D_a^2, \quad H = \frac{1}{\varphi^3} \rho Q^2 \frac{1}{D_a^4}, \quad (6.16)$$

где:

$$m_p = m_{12} = m_{21} = \frac{\lambda(\varphi)}{\varphi^2} \rho Q \frac{1}{D_a}. \quad (6.17)$$

Система уравнений (6.15)-(6.17) описывает гидродинамическую решетку как идеальный гиратор, в котором все входящие в правую часть (6.17) величины можно считать управлениями:  $\bar{y} = \{y_1, y_2, y_3, y_4\}$ ;  $y_1 = \varphi$ ;  $y_2 = \rho$ ;  $y_3 = D_a$ ;  $y_4 = Q$ . Наряду с математическим описанием (6.16), которое следует считать эмпирическим, идеальной решетке соответствует теоретическое описание

$$M = \frac{\rho}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1)Q, \quad H = \frac{\rho}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1)\omega, \quad (6.18)$$

согласно которому

$$m_{12} = m_{21} = m_p = \frac{\rho}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1), \quad (6.19)$$

где  $\Gamma_1$  и  $\Gamma_2$  – циркуляции скорости жидкости перед решеткой и за ней [1].

Направление векторов скоростей относительного движения элементов жидкости в решетке в первую очередь предопределяется конструкцией лопаточной системы. Исходя, например, из гипотезы о бесконечном числе лопаток в решетке (это предположение одновременно означает бесконечно малую толщину лопаток при конечных размерах решетки в целом), можно прийти к заключению, что направление векторов относительных скоростей в рамках струйной теории полностью предопределено и не зависит ни от расхода жидкости через решетку, ни от скорости вращения решетки. Примем гипотезу об инвариантности направлений векторов относительных скоростей движения жидкости, не вдаваясь в тонкости ее физического содержания.

Допустим, что заданы векторы  $\bar{w}_1$  и  $\bar{w}_2$  относительных скоростей частиц жидкости на входе и выходе решетки, рис. 6.23, а. Поскольку проекции  $w_x$ ,  $w_y$ ,  $w_z$  векторов  $\bar{w}$  не характеризуют инвариантность направлений последних, введем подвижные системы координат  $O_1x_1y_1z_1$ ,  $O_2x_2y_2z_2$  (рис. 6.23, б), вращающиеся с постоянной угловой скоростью  $\omega$  относительно оси  $Ox$  в неподвижной системе координат  $Oxyz$ . Именно углы  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  характеризующие направления вектора  $\bar{w}$  в подвижной системе координат, и являются инвариантными.

Построим вектор окружной скорости  $\bar{c}_u$ , рис. 6.24, который является проекцией вектора  $\bar{c}$  абсолютной скорости на направление вектора  $\bar{u}$  переносной скорости. Из рис. 6.23, б и 6.24 следует:

$$\bar{c}_u = \bar{u} + \bar{w}_u, \quad c_u = u + w \cos \gamma = \frac{\omega D}{2} + w \cos \gamma, \quad (6.20)$$

где  $\bar{w}_u$  – окружная составляющая вектора  $\bar{w}$  относительной скорости.

Согласно струйной теории

$$\Delta\Gamma_2 = \Gamma_2 - \Gamma_1 = \pi(D_2 c_{u2} - D_1 c_{u1}). \quad (6.21)$$

Здесь  $D_1$  и  $D_2$  необходимо трактовать как средние диаметры входа и выхода решетки, а  $c_{u1}$  и  $c_{u2}$  – как средние окружные скорости на входе и выходе.

Пусть  $F_1$  и  $F_2$  – площади проекций эффективных сечений входа и выхода решетки на плоскость, ортогональную к оси вращения решетки. Тогда из уравнения расхода  $w \cos \beta F = = Q = \text{const}$  и равенства (6.20) вытекает:

$$\Delta\Gamma_2 = \Gamma_2 - \Gamma_1 = \frac{\pi}{2} \omega (D_2^2 - D_1^2) + \pi Q \left( \frac{D_2 \cos \gamma_2}{F_2 \cos \beta_2} - \frac{D_1 \cos \gamma_1}{F_1 \cos \beta_1} \right) = 2\pi(a\omega + bQ).$$

Равенства (6.18)-(6.19) в таком случае приобретают вид:

$$M = \rho Q(a\omega + bQ), \quad H = \rho \alpha(a\omega + bQ); \quad (6.22)$$

$$m_p = \rho(a\omega + bQ), \quad (6.23)$$

где  $a$  и  $b$  – постоянные параметры.

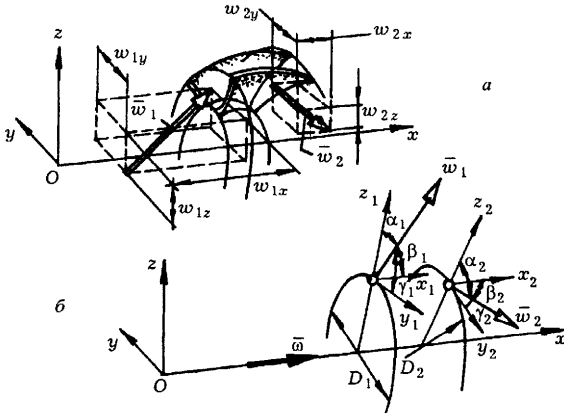


РИСУНОК 6.23 Параметры, характеризующие направления векторов относительных скоростей на входе и выходе решетки.

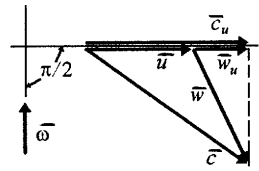


РИСУНОК 6.24 Треугольники скоростей.

К уравнениям (6.22)–(6.23) можно прийти и другими путями. Рассмотрим, например, уравнение связи для циркуляции скорости

$$\Gamma_2 - \Gamma_1 = (1 - k_p) \left( i_p Q + \frac{\pi}{2} D_a^2 \omega - \Gamma_1 \right) \quad (6.24)$$

( $k_p$  – коэффициент густоты решетки;  $i_p$  – параметр, характеризующий безциркуляционное обтекание решетки жидкостью), которое привлекается для исследования свойств даже реальных решеток, когда не сильно нарушаются условия безотрывности обтекания. Предполагая существование полиномиальной зависимости  $\Gamma_1 = a_0 + a_{10}\omega + a_{01}Q + a_{11}\omega Q + a_{20}\omega^2 + a_{02}Q^2 + \dots$  ( $a_0, a_{10}, a_{01}, a_{11}, a_{20}, a_{02} \dots$  не зависят от параметра  $\varphi$ ), подставим (6.24) в (6.19), а результат сопоставим с (6.17):

$$\frac{2\pi\lambda(\varphi)}{D_a \varphi^2} = \left( i_p + \frac{\pi}{2} \frac{1}{D_a} \frac{1}{\varphi} - \frac{a_0}{Q} - a_{10} \frac{\omega}{Q} - a_{01} - a_{11}\omega - a_{20} \frac{\omega^2}{Q} - a_{02}Q - \dots \right) (1 - k_p).$$

Отсюда следует: для того, чтобы не нарушалось подобие режимов, должны соблюдаться условия  $a_{ji} = 0$  при  $ji = 10, 01$ . Это и подтверждают равенства (6.22)–(6.23). Зависимость  $\lambda = \lambda(\varphi)$  оказывается либо линейной, либо квадратичной, т.е. такой, которая может быть построена на основе одной из функций  $y=x, y=-x, y=x^2, y=-x^2$  путем плоско-параллельного переноса системы координат  $Ox$  с совмещением точки  $O$  начала отсчета с определенной точкой одной из прямых или парабол и с соответствующим изменением масштабов.

Равенства (6.22) отражают эффект взаимодействия решеток и той массы жидкости, которая в данный момент времени находится в межлопаточных каналах. Но при несинхронном вращении решёток движение жидкости возможно только при скачкообразном изменении скоростей, т.е. при скачкообразном изменении момента импульса. Следовательно, решетка должна испытывать дополнительное силовое воздействие со стороны набегающего потока жидкости.

Согласно выражениям (6.18), (6.21) поток находящейся в пределах  $i$ -й решетки жидкости создает крутящий момент

$$M_{il} = \frac{\rho Q}{2} (D_{2i} c_{u2i} - D_{1i} c_{u1i}).$$

Крутящий момент, создаваемый набегающим потоком жидкости, можно определить по формуле:

$$\bar{M}_{i2} = \rho Q \bar{r}(t_c + 0) \times \bar{v}(t_c + 0) - \bar{r}(t_c - 0) \times \bar{v}(t_c - 0), \quad (6.25)$$

где  $t_c$  – момент времени, когда набегающий поток попадает на вход решетки.

Из неразрывности траекторий движения частиц жидкости следует очевидное равенство  $\vec{r}(t_c + 0) = \vec{r}(t_c - 0)$ . Отметим также, что параметры  $D_{li}$ ,  $D_{2(i-1)}$  для смежных  $i$ -й и  $(i-1)$ -й решеток являются математическими параметрами, а не конструктивными. Они вводятся в математические выражения в связи с заменой потока жидкости условной средней струйкой. Если принять, что выход  $(i-1)$ -й решетки непосредственно примыкает к входу  $i$ -й решетки, то можно положить  $D_{2(i-1)} = D_{li}$ . Это равенство будет характеризовать лишь неразрывность средней струйки, но несколько не будет определять конструктивные особенности решеток. Поэтому в скалярной форме выражение (6.25) имеет вид

$$M_{i2} = \frac{\rho Q}{2} (c_{u1i} - c_{u2(i-1)}) D_{li}.$$

Крутящий момент, развиваемый  $i$ -й решеткой гидродинамического трансформатора, есть сумма

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} = \frac{\rho Q}{2} (D_{2i} c_{u2i} - D_{li} c_{u2(i-1)}).$$

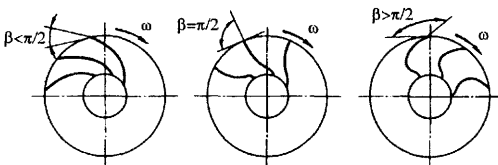


РИСУНОК 6.25 Схемы центробежных насосов с различными углами выхода лопаток.

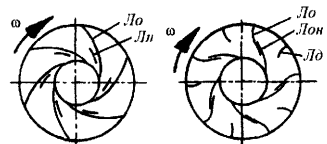


РИСУНОК 6.26 Схемы центробежных насосов со специальной конструкцией лопаточной системы.

Струйной теорией руководствуются при идентификации потенциальных характеристик проектируемых гидромашин лишь в первом приближении. Рассмотрим, например, центробежный насос.

На выходе из насоса лопатки могут быть по направлению вращения изогнуты назад ( $\beta < \pi/2$ ), оканчиваться радиально ( $\beta = \pi/2$ ), изогнуты вперед ( $\beta > \pi/2$ ), рис. 6.25. Согласно уравнению напора из струйной теории (при бесконечном числе лопаток) с увеличением  $\beta$  напор колеса возрастает, что можно считать желательным эффектом. Однако в действительности соотношение  $\beta > \pi/2$  порождает неприемлемые потери напора внутри и вне решетки, никак непосредственно не обусловленные теорией. При этом напор  $H$  с увеличением подачи  $Q$  возрастает при  $\beta > \pi/2$ , не изменяется при  $\beta = \pi/2$ , падает при  $\beta < \pi/2$ . Падающая зависимость  $H = H(Q)$  более предпочтительна с точки зрения обеспечения устойчивости работы насоса.

Тем не менее стремление к увеличению эффективности насоса вынуждает изыскивать конструктивные решения, позволяющие увеличить угол выхода лопаток  $\beta$  и тем самым напорность решеток, рис. 6.26: направляющие лопатки  $L_n$ , размещаемые вблизи основных  $L_0$ , упорядочивают пограничные течения жидкости; аналогично, шелевое упорядочение потока внутри решетки обеспечивают лопатки  $L_0$  и  $L_{0n}$ , а на выходе из нее – дополнительные лопатки  $L_d$ . Однако, струйная теория не различает конструктивных особенностей лопаточных систем, отраженных на рис. 6.26, по отношению к лопаточным системам, отраженным на рис. 6.25.

## 6.8 Понятие "идеального" гидротрансформатора в рамках теории сплошной среды

Выполняя функции рабочего тела, жидкость в гидропередаче одновременно является смазывающим и охлаждающим веществом. Во многом она способствует и снижению коррозии деталей передачи. Но особое место среди широкого разнообразия свойств рабочей жидкости занимают те, что определяют энергетическую эффективность гидропередачи. В значительной степени энергетические потери обусловлены проявлением внутреннего трения в жидкости, ее вязкостью, которая вынуждает необратимый перенос импульса сил из мест с большей в места с меньшей скоростью движения жидких частиц.

Измерение вязкости основано на постулате о линейной зависимости напряжений  $\tau$  сдвига между соседними слоями жидкости бесконечно малой толщины  $y$  и градиентом скорости  $u$  сдвига перпендикулярно к направлению движения жидкости:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}.$$

Коэффициент пропорциональности  $\mu$  называют коэффициентом динамической (абсолютной) вязкости. Он или же относительная величина  $\nu = \mu/\rho$  ( $\rho$  – плотность рабочей жидкости), называемая коэффициентом кинематической вязкости, служат измерителями текучести жидкости. При температуре  $t = 20^\circ\text{C}$  величины  $\rho$  и  $\nu$  составляют, например:

Воздух ( $\text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2$ , сухой при давлении $p = 0,102$ МПа)	$\rho = 1,205$ кг/м <sup>3</sup>	$\nu \cdot 10^6 = 14,9$ м <sup>2</sup> /с
Вода ( $\text{H}_2\text{O}$ )	998,2	1,003
Этиловый спирт ( $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ )	789,4	1,520
Ртуть ( $\text{Hg}$ )	13546	0,114
Глицерин ( $\text{C}_3\text{H}_8\text{O}_3$ – кристаллически-аморфное вещество)	1260	1182,5
Рабочие жидкости на нефтяной основе, или синтетические	840...940	7...49

(С – углерод; О – кислород; Н – водород; N – азот).

Параметром, определяющим динамическую энергоёмкость рабочей жидкости, является ее плотность  $\rho$  (чем больше  $\rho$ , тем большее количество кинетической энергии может содержать в себе заданное количество жидкости при заданном поле скоростей ее движения). Из всех перечисленных веществ в качестве наиболее энергоёмкого рабочего тела для гидродинамической передачи может служить ртуть. Практически ничтожной по сравнению с жидкими веществами энергоёмкостью обладает воздух. Тем не менее, если быть строгим, то следует считать, что воздух используется в качестве рабочего тела в гидродинамических передачах с частичным заполнением рабочей жидкостью.

На рис. 6.27 для примера представлены схемы гидромукфы с частичным заполнением жидкостью при синхронном вращении насоса  $H$  и турбины  $T$  с некоторой скоростью  $\omega = \omega_H = \omega_T$  ( $u = \omega_T/\omega_H = 1$ ) и при взаимном скольжении насоса и турбины, когда  $\omega_H > \omega_T$  ( $u = \omega_T/\omega_H < 1$ ). Если  $u(t) \equiv 1$ , то жидкость  $Ж$  и воздух  $В$  вращаются заодно с решетками  $H$  и  $T$ . Если же  $u(t) < 1$ , то возникают несколько контуров движения жидкости и воздуха относительно решеток, в каждом из которых передается от насоса к турбине определенное количество мощности. Но вклад воздуха в энергетический поток настолько мал, что им обычно пренебрегают, считая рабочим телом в гидромукфе только жидкость. Причем передача мощности воздухом сопровождается относительно высокими потерями из-за относительно большого значения коэффициента кинематической вязкости  $\nu$  (по сравнению с водой, спиртом, ртутью, некоторыми нефтяными жидкостями).

Примером явно неподходящего для гидродинамических передач рабочего тела служит глицерин, который отличается неприемлемо высокой вязкостью. Определенно указать необходимый уровень вязкости рабочего тела трудно, ибо приходится учитывать, по крайней мере, два противоречивые требования: с точки зрения уменьшения утечек из рабочих контуров предпочтение следовало бы отдавать более вязким жидкостям, но повышенная вязкость обуславливает значительные потери мощности внутри гидропередачи.

К рабочим жидкостям предъявляются также и другие требования, которым не могут удовлетворить в полной мере очень многие вещества. Так, рабочая жидкость гидросистем должна обладать: смазывающими свойствами; способностью сохранять приемлемую текучесть при достаточно низкой температуре; высокими теплоемкостью и теплопроводностью; малой склонностью к тепловому расширению; химической нейтральностью к материалам, с которыми соприкасается в гидропередаче; как можно меньшей склонностью к поглощению воздуха; устойчивостью к механической, тепловой и химической малой

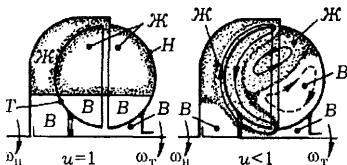


РИСУНОК 6.27 Схема движения рабочей жидкости в гидродинамической муфте при частичном заполнении.

степень сжимаемости; слабой зависимостью вязкости от температуры в некотором рабочем диапазоне ее значений; отсутствием способности к токсическому воздействию на организм человека и т.д.

Высокая температура замерзания воды и токсичность ртути - главные препятствия в использовании этих веществ в качестве рабочих тел гидродинамических передач транспортных машин. Многим перечисленным требованиям не удовлетворяют спирты. И вообще, практически любое чистое или почти чистое вещество не может обладать всеми желаемыми свойствами рабочего тела. Поэтому в гидропередачах используются специально создаваемые сложные по химическому составу рабочие жидкости.

При разработке оптимальных трансмиссий автомобилей непременно ориентируются на так называемые потенциальные свойства гидропередачи, отражающие определенный достаточно высокий уровень ее совершенства. Эти свойства становятся более конкретными, если технически оптимальному рабочему телу (оптимальность свойств которого зачастую неопределенна) противопоставляется теоретически идеальное рабочее тело с заведомо определенными свойствами. Исходя из интуитивных соображений идеальным можно считать рабочее тело, обладающее, в первую очередь, абсолютной текучестью ( $\mu = 0$ ).

В математических моделях гидромеханических систем рабочее тело (жидкость) обычно отождествляется с легкодеформируемой сплошной средой, движение которой подчинено законам ньютоновой механики. Только в отдельных случаях при синтезе моделей обращаются к теории межмолекулярных взаимодействий, рассматривая жидкость как химическое вещество. Замена конкретного жидкого вещества теоретически идеальной сплошной средой позволяет частично доопределить его свойства в форме так называемых фундаментальных законов гидромеханики.

Состояние жидкости как сплошной среды определяют векторное

$$\vec{c} = \vec{c}(\vec{r}, t) \quad (6.26)$$

и скалярное

$$\rho = \rho(\vec{r}, t) \quad (6.27)$$

поля. Вектор  $\vec{c}(\vec{r}, t)$  отражает скорость точки, принадлежащей жидкости и в момент времени  $t$  совпадающей с некоторой точкой  $M$  пространства (рис. 6.28: положение точки  $M$  относительно принятой за начало отсчета фиксированной в пространстве точки  $O$  определяет радиус-вектор  $\vec{r}(M)$ ;  $\Omega$  - некоторый объем жидкости;  $\Sigma$  - замкнутая двусторонняя поверхность, охватывающая объем  $\Omega$  вместе с точкой  $M$ ;  $\vec{n} = \cos\alpha\vec{i} + \cos\beta\vec{j} + \cos\gamma\vec{k}$  - единичный вектор внешней нормали к поверхности  $\Sigma$  в некоторой ее точке  $P$ ;  $\alpha, \beta, \gamma$  - углы, определяющие ориентацию нормали относительно ортов  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$  ортогональной системы координат  $Oxyz$ ; очевидно, что  $\cos\alpha = \vec{n} \cdot \vec{i}$ ,  $\cos\beta = \vec{n} \cdot \vec{j}$ ,  $\cos\gamma = \vec{n} \cdot \vec{k}$ ; ( $\varphi$  - угол между нормалью и вектором скорости жидкости в точке  $P$ ). Скалярная величина  $\rho(\vec{r}, t)$  представляет собой плотность жидкости в той же точке  $M$ .

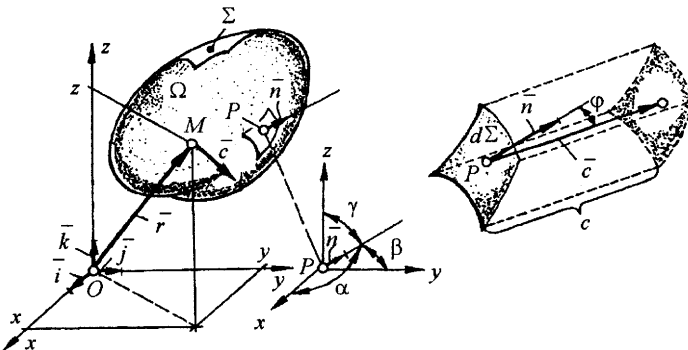


РИСУНОК 6.28 Параметры, характеризующие положение и скорость точки жидкости.



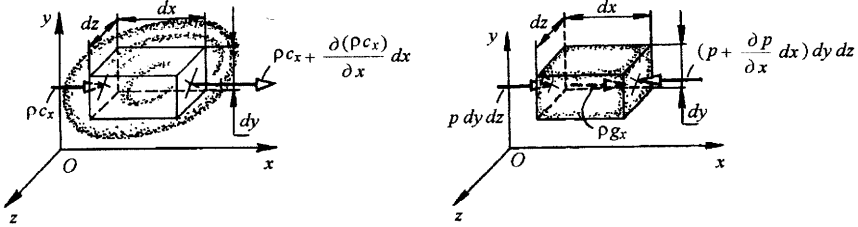


РИСУНОК 6.29 Элементарный "жидкий" объем.

Векторы  $\vec{v}$  и  $\vec{c}$  можно однозначно определить через взаимно ортогональные единичные векторы (орты)  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$ ,  $\vec{k}$ , которые составляют базис декартовой системы координат  $Oxyz$  (см. рис. 6.28):

$$\vec{v} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}, \quad \vec{c} = c_x\vec{i} + c_y\vec{j} + c_z\vec{k},$$

где  $x$ ,  $y$ ,  $z$  - проекции вектора  $\vec{v}(M)$  на оси координат  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  (координаты точки  $M$ );  $c_x$ ,  $c_y$ ,  $c_z$  - аналогичные проекции вектора  $\vec{c}$ . Поэтому, задав систему координат  $Oxyz$ , выражения (6.26), (6.27) можно записать в эквивалентной скалярной форме

$$c_x = c_x(x, y, z, t), \quad c_y = c_y(x, y, z, t), \quad c_z = c_z(x, y, z, t), \quad \rho = \rho(x, y, z, t). \quad (6.28)$$

Выделим некоторый элементарный объем пространства (рис. 6.29, а), который в течение периода времени  $dt$ , начиная с момента  $t$ , заполнен движущейся жидкостью. За промежуток времени  $dt$ , благодаря составляющей  $c_x$  скорости жидкости, в указанный объем параллельно оси  $Ox$  декартовой системы координат  $Oxyz$  втекает масса жидкости  $\rho c_x dy dz dt$  ( $\rho$  - масса единицы объема;  $\rho c_x$  - масса жидкости, втекающей за единицу времени через единицу площади поверхности, охватывающей указанный элементарный объем). Вдоль оси  $Ox$  величина  $\rho c_x$  получает некоторое приращение  $\frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} dx$ , и следовательно, из объема

за период  $dt$  вытечет масса жидкости  $\left(\rho c_x + \frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} dx\right) dy dz dt$ . В итоге, к массе жидкости, заполнявшей объем в момент  $t$ , за время  $dt$  прибавится масса

$$\rho c_x dy dz dt - \left(\rho c_x + \frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} dx\right) dy dz dt = -\frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} dx dy dz dt.$$

Аналогично, рассматривая течение жидкости через стенки объема вдоль осей  $Oy$  и  $Oz$ , придем к выводу, что общее приращение массы составит

$$-\left(\frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho c_z)}{\partial z}\right) dx dy dz dt$$

Но с другой стороны, наблюдая за изменением плотности жидкости внутри элементарного объема, дополнительно накопившуюся массу можно вычислить по формуле

$$\left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial t} dt\right) dx dy dz - \rho dx dy dz = \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz dt.$$

Оба способа определения прироста массы жидкости в выделенном объеме пространства дают одинаковый результат только тогда, когда

$$\frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho c_z)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0.$$

Полученное равенство выражает закон сохранения массы (количества) жидкости. Его также называют уравнением неразрывности или сплошности потока.

Выделим теперь бесконечно малый элемент жидкости (рис. 6.29, б), перемещающийся в пространстве под воздействием внешних объемных и поверхностных сил (внутренние силы, естественно, уравниваются). Рассредоточенными по объему элемента являются силы  $\vec{g}(x, y, z, t)$  тяготения единичных масс жидкости, а поверхностными – силы, с которыми воздействуют на выделенный элемент другие элементы жидкости или же твердые тела. При отсутствии вязкости на границах взаимодействующих элементов жидкости касательные силы возникать не могут. Следовательно, на поверхность, ограничивающую рассматриваемый элемент жидкости, воздействуют только нормальные к ней силы давления  $\vec{p}(x, y, z, t)$ .

Силы  $\vec{g}$  и  $\vec{p}$  обуславливают движение элемента жидкости с ускорением, определяемым вторым законом динамики. Уравнение этого закона, записываемое через проекции векторов  $\vec{c}$ ,  $\vec{g}$ ,  $\vec{p}$  на ось  $Ox$  декартовой системы координат (см. рис. 6.29, б), имеет вид

$$\rho(dx dy dz) \frac{dc_x}{dt} = p dy dz - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz + \rho g_x dx dy dz ,$$

где

$$\frac{dc_x(x, y, z, t)}{dt} = c_x \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_z \frac{\partial c_x}{\partial z} + \frac{\partial c_x}{\partial t} ; \quad c_x = \frac{dx}{dt} , \quad c_y = \frac{dy}{dt} , \quad c_z = \frac{dz}{dt} .$$

Аналогичные уравнения можно составить и в проекциях на оси  $Oy$  и  $Oz$ . В итоге, после преобразований будут получены уравнения динамики

$$\frac{dc_x}{dt} = c_x \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_z \frac{\partial c_x}{\partial z} + \frac{\partial c_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g_x ,$$

$$\frac{dc_y}{dt} = c_x \frac{\partial c_y}{\partial x} + c_y \frac{\partial c_y}{\partial y} + c_z \frac{\partial c_y}{\partial z} + \frac{\partial c_y}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g_y ,$$

$$\frac{dc_z}{dt} = c_x \frac{\partial c_z}{\partial x} + c_y \frac{\partial c_z}{\partial y} + c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} + \frac{\partial c_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + g_z . \quad (6.30)$$

В четырех уравнениях (6.29) и (6.30) фигурируют пять неизвестных переменных  $\rho$ ,  $c_x$ ,  $c_y$ ,  $c_z$ ,  $p$  (величины  $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$  являются заданными). Следовательно, для однозначного описания свойств идеальной жидкости необходима дополнительная информация.

Правомерным, например, можно считать предположение о том, что идеальная жидкость несжимаема: во-первых, почти таковыми являются реальные жидкости (в гидросистемах; сжимаемость рабочих жидкостей становится заметной лишь при давлениях, превышающих 10...15 МПа); во-вторых, сохраняется смысл идеальности как свойства не рассеивать механическую мощность в окружающее пространство. Тогда в равенствах (6.29) и (6.30) можно положить, что  $\rho$  не зависит от  $x, y, z, t$ , переписав первое из них в виде (см. также (6.28))

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} = 0 . \quad (6.31)$$

Очень компактной формой записи уравнений (6.30), (6.31) является векторная:

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = \text{grad} \frac{c^2}{2} + \text{rot} \vec{c} \times \vec{c} = \vec{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p ; \quad (6.32)$$

$$\text{div} \vec{c} = 0 , \quad (6.33)$$

где

$$\text{grad}(\dots) = \frac{\partial(\dots)}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial(\dots)}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial(\dots)}{\partial z} \vec{k} = \frac{\partial(\dots)}{\partial n} \vec{n} ,$$

$$\operatorname{rot}(\bar{\dots}) = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \\ (\dots)_x & (\dots)_y & (\dots)_z \end{vmatrix} = \bar{i} \left[ \frac{\partial(\dots)_z}{\partial y} - \frac{\partial(\dots)_y}{\partial z} \right] + \bar{j} \left[ \frac{\partial(\dots)_x}{\partial z} - \frac{\partial(\dots)_z}{\partial x} \right] + \bar{k} \left[ \frac{\partial(\dots)_y}{\partial x} - \frac{\partial(\dots)_x}{\partial y} \right],$$

$$\operatorname{div}(\bar{\dots}) = \frac{\partial(\dots)_x}{\partial x} + \frac{\partial(\dots)_y}{\partial y} + \frac{\partial(\dots)_z}{\partial z},$$

grad – градиент; rot – ротор, вихрь; div – дивергенция, расхождение;  $\bar{i}$ ,  $\bar{j}$ ,  $\bar{k}$  – единичные векторы, определяющие направления осей декартовой системы координат (см. рис. 6.28);  $(\dots)_x$ ,  $(\dots)_y$ ,  $(\dots)_z$  – проекции некоторого вектора  $(\dots)$  на оси координатной системы  $Oxyz$ ;  $\bar{n}$  – единичный вектор нормали к поверхности фиксированного значения величины  $(\dots)$ , то есть к поверхности  $(\dots) = \text{const}$ ;  $\partial(\dots)/\partial n$  – производная по направлению нормали.

Зачастую возникает необходимость использования цилиндрической системы координат, в которой уравнения (6.30), (6.31) имеют вид

$$\frac{dc_r}{dt} = \frac{\partial c_r}{\partial t} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_\varepsilon}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \varepsilon} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_\varepsilon^2}{r} = g_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r},$$

$$\frac{dc_\varepsilon}{dt} = \frac{\partial c_\varepsilon}{\partial t} + c_r \frac{\partial c_\varepsilon}{\partial r} + \frac{c_\varepsilon}{r} \frac{\partial c_\varepsilon}{\partial \varepsilon} + c_z \frac{\partial c_\varepsilon}{\partial z} + \frac{c_r c_\varepsilon}{r} = g_\varepsilon - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varepsilon},$$

$$\frac{dc_z}{dt} = \frac{\partial c_z}{\partial t} + c_r \frac{\partial c_z}{\partial r} + \frac{c_\varepsilon}{r} \frac{\partial c_z}{\partial \varepsilon} + c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} = g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}; \quad (6.34)$$

$$\operatorname{div} \bar{c} = \frac{\partial c_z}{\partial z} + \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_\varepsilon}{\partial \varepsilon} + \frac{c_r}{r} = 0, \quad (6.35)$$

где  $r$ ,  $\varepsilon$ ,  $z$  – цилиндрические координаты и индексы, обозначающие соответствующие проекции векторов  $c$  и  $g$  на оси координат.

Если в каждой точке жидкости соблюдается условие

$$\operatorname{rot} \bar{c} = 0, \quad (6.36)$$

то говорят, что движение – безвихревое. Равенство (6.36) выражает необходимое и достаточное условие того, что

$$\bar{c} = \operatorname{grad} \varphi, \quad (6.37)$$

где  $\varphi = \varphi(x, y, z, t)$  – некоторая функция, называемая потенциалом скорости, в связи с чем безвихревое движение жидкости называют еще потенциальным.

В отдельных простейших случаях движение жидкости отождествимо с движением твердого тела. Например: в трубе постоянного сечения  $F$  можно выделить столб жидкости длиной  $l$  и массой  $\rho Fl$  (рис. 6.30); пусть известны средние по сечению давления  $p_0$  и  $p_1$  на входе и выходе трубы; считая, что конфигурация столба жидкости в процессе ее движения остается неизменной, уравнение динамики  $\rho Fl \cdot d(Q/F)/dt = F(p_0 - p_1)$  можно записать в виде

$$\frac{\rho l}{F} \frac{dQ}{dt} = p_0 - p_1, \quad (6.38)$$

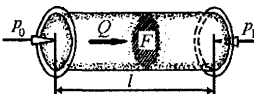


РИСУНОК 6.30 Элементарный столб жидкости.

где  $Q/F$  – скорость движения жидкости в трубе;  $Q$  – объемный расход жидкости в единицу времени;  $\rho l/F$  – величина, отражающая инерцию жидкости в тех случаях, когда скорость потока определяет величина  $Q$ , а силовой эффект – давление. Заметим, что инерция жидкости в трубах с малым поперечным сечением оказывается большей, чем в трубах с большим проходным сечением (при одном и том же объеме  $V$  труб, вмещающих одинаковое количество  $\rho V$  жидкости, величина  $\rho l/F$  становится обратно пропорциональной квадрату площади поперечного сечения потока:  $\rho l/F = \rho V/F^2$ ).

Однако, если только сечение трубы вдоль ее оси оказывается переменным, то уравнение (6.38) становится абсолютно несостоятельным и в качественном, и количественном отношениях. Значительно более универсальным является потенциальное движение (6.37).

При изучении свойств гидромеханических систем, не сводимых к системам твердых тел, удобно использовать интегральные соотношения:

уравнение импульса сил

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \bar{c} d\omega = \int_{\Omega} \rho \bar{g} d\omega + \int_{\Sigma} \bar{p} d\sigma; \quad (6.39)$$

уравнение момента импульса

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \bar{r} \times \rho \bar{c} d\omega = \int_{\Omega} \bar{r} \times \rho \bar{g} d\omega + \int_{\Sigma} \bar{r} \times \bar{p} d\sigma; \quad (6.40)$$

уравнение баланса механической мощности

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \frac{1}{2} \rho c^2 d\omega = \int_{\Omega} \rho \bar{g} \cdot \bar{c} d\omega + N_{\text{вжк}} + N_{\text{вжк}}, \quad (6.41)$$

где  $N_{\text{вжк}}$  – внешняя мощность, подводимая к жидкости;  $N_{\text{вжк}}$  – мощность внутренних сил в жидкости.

Подводимая к жидкости извне мощность определяется по формуле

$$N_{\text{вжк}} = \int_{\Sigma} \bar{p} \cdot \bar{c} d\sigma. \quad (6.41)$$

Если  $K(t)$  – величина, определяемая интегралом

$$K = \int_{\Omega} k d\omega, \quad (6.39)$$

взятым от функции  $k(x, y, z, t)$  по перемещающемуся объему  $\Omega(t)$ , то

$$\frac{dK}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\Omega} k d\omega = \int_{\Omega} \left[ \frac{\partial k}{\partial t} + \text{div}(k\bar{c}) \right] d\omega = \int_{\Omega} \left( \frac{dk}{dt} + k \text{div}\bar{c} \right) d\omega = \int_{\Omega} \frac{\partial k}{\partial t} d\omega + \int_{\Sigma} k\bar{n} \cdot \bar{c} d\sigma. \quad (6.44)$$

Аналогичное равенство имеет место и тогда, когда функция (6.43) векторная:

$$\frac{d\bar{K}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\Omega} \bar{k} d\omega = \int_{\Omega} \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} d\omega + \int_{\Sigma} \bar{k}(\bar{c} \cdot \bar{n}) d\sigma. \quad (6.45)$$

Равенства (6.44), (6.45) выражают правила дифференцирования интегралов по переменной  $t$ . Применяя эти правила к уравнениям (6.39)–(6.41), получим

$$\int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{c}) d\omega + \int_{\Sigma} \rho \bar{c}(\bar{c} \cdot \bar{n}) d\sigma = \int_{\Omega} \rho \bar{g} d\omega + \int_{\Sigma} \bar{p} d\sigma; \quad (6.46)$$

$$\int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{r} \times \rho \bar{c}) d\omega + \int_{\Sigma} (\bar{r} \times \rho \bar{c})(\bar{c} \cdot \bar{n}) d\sigma = \int_{\Omega} \bar{r} \times \rho \bar{g} d\omega + \int_{\Sigma} \bar{r} \times \bar{p} d\sigma; \quad (6.47)$$

$$\int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) d\omega + \int_{\Sigma} \frac{\rho c^2}{2} \bar{n} \cdot \bar{c} d\sigma = \int_{\Omega} \rho \bar{g} \cdot \bar{c} d\omega + N_{\text{вжк}} + N_{\text{вжк}}. \quad (6.48)$$

Уравнения (6.46)–(6.48) описывают динамику сплошной среды в весьма общем случае и являются пригодными для самых разнообразных приложений.

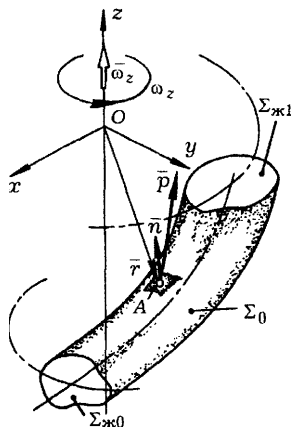


РИСУНОК 6.31 Схема рабочего канала гидродинамической решетки.

Пусть жидкость перемещается в некотором канале, образованном жесткой поверхностью  $\Sigma_0$  (рис. 6.31). В любой, принадлежащей этой поверхности точке  $A$ , положение которой относительно декартовой системы координат  $Oxyz$  определяется радиус-вектором  $r$ , действует сила  $\vec{p}'$ .

Канал в целом будет испытывать действие силы

$$\vec{P}_O = \int_{\Sigma_0} \vec{p}' d\sigma = - \int_{\Sigma_0} \vec{p} d\sigma \quad (6.49)$$

(здесь учтено, что сила  $\vec{p}'$ , с которой жидкость воздействует на стенку канала, связана с силой  $\vec{p}$  воздействия стенки на жидкость простым соотношением  $\vec{p}' = -\vec{p}$ , выражающим закон "действие равно противодействию"). Относительно точки  $O$  силы  $\vec{p}'$  создают момент

$$\vec{M}_O = \int_{\Sigma_0} \vec{r} \times \vec{p}' d\sigma = - \int_{\Sigma_0} \vec{r} \times \vec{p} d\sigma. \quad (6.50)$$

Обозначим:  $\Sigma_{ж0}$ ,  $\Sigma_{ж1}$  – поверхности, через которые жидкость соответственно проникает в канал и покидает его;  $\Sigma_{ж}$  – поверхность, проницаемая для жидкости и состоящая из  $\Sigma_{ж0}$  и  $\Sigma_{ж1}$ ;  $\Sigma$  – замкнутая поверхность, которую составляют поверхности  $\Sigma_{ж0}$ ,  $\Sigma_{ж1}$ ,  $\Sigma_0$  и которая охватывает в пространстве определенный объем  $\Omega$ . Тогда равенства (6.49), (6.50) можно представить в виде

$$\vec{P}_O = - \int_{\Sigma} \vec{p} d\sigma + \int_{\Sigma_{ж}} \vec{p} d\sigma, \quad (6.51)$$

$$\vec{M}_O = - \int_{\Sigma} \vec{r} \times \vec{p} d\sigma + \int_{\Sigma_{ж}} \vec{r} \times \vec{p} d\sigma, \quad (6.52)$$

В случае идеальной жидкости  $\vec{p} = -p\vec{n}$ , где  $\vec{n}$  – нормаль к поверхности  $\Sigma$ , направленная вне объема  $\Omega$  (см. рис. 6.28). Тогда преобразовывая выражения (6.51) и (6.52), с помощью формул Остроградского можно получить соотношения

$$\vec{P}_O = - \int_{\Sigma} p\vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma_{ж}} p\vec{n} d\sigma = \int_{\Omega} \text{grad} p d\omega - \int_{\Sigma_{ж}} p\vec{n} d\sigma; \quad (6.51)$$

$$\begin{aligned} \vec{M}_O &= - \int_{\Sigma} \vec{r} \times (p\vec{n}) d\sigma - \int_{\Sigma_{ж}} \vec{r} \times (p\vec{n}) d\sigma = - \int_{\Sigma} \vec{n} \times (p\vec{r}) d\sigma - \int_{\Sigma_{ж}} \vec{r} \times (p\vec{n}) d\sigma = \\ &= - \int_{\Omega} \text{rot}(p\vec{r}) d\omega - \int_{\Sigma_{ж}} \vec{r} \times (p\vec{n}) d\sigma = \int_{\Omega} \vec{r} \times \text{grad} p d\omega - \int_{\Sigma} \vec{r} \times (p\vec{n}) d\sigma. \end{aligned} \quad (6.54)$$

Используя известные соотношения из векторного анализа, выражение (6.42) для определения подводящей к жидкости извне мощности при  $\vec{p} = -p\vec{n}$  можно записать в виде

$$N_{\text{вжк}} = - \int_{\Sigma} \vec{n} \times (p \cdot \vec{c}) d\sigma = \int_{\Omega} \text{div}(p\vec{c}) d\omega = - \int_{\Omega} (p \text{div} \vec{c} + \vec{c} \cdot \text{grad} p) d\omega.$$

Далее, прибегая к соотношениям (6.32) и (6.33), и учитывая, что  $\vec{c} \cdot (\text{rot} \vec{c} \times \vec{c}) = \text{rot} \vec{c} \cdot (\vec{c} \times \vec{c}) = 0$ , получим

$$N_{\text{вжк}} = - \int_{\Omega} \vec{c} \cdot \text{grad} p d\omega = \int_{\Omega} \left[ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) + \vec{c} \cdot \text{grad} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) - \rho \vec{g} \cdot \vec{c} \right] d\omega. \quad (6.55)$$

И наконец, подставляя (6.55) в (6.48) и принимая во внимание соотношение

$$\int_{\Sigma} \frac{\rho c^2}{2} (\bar{n} \cdot \bar{c}) d\sigma = \int_{\Omega} \operatorname{div} \left( \frac{\rho c^2}{2} \bar{c} \right) d\omega = \int_{\Omega} \frac{\rho c^2}{2} \operatorname{div} \bar{c} d\omega + \int_{\Omega} \bar{c} \cdot \operatorname{grad} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) d\omega$$

(подчёркнутый интеграл равен нулю в силу того, что  $\operatorname{div} \bar{c} = 0$ ), приходим к выводу, что внутренняя содержащаяся в жидкости мощность равна нулю ( $N_{\text{вж}} = 0$ ).

Пусть система координат, в которой рассматривается движение жидкости, неподвижна или перемещается прямолинейно с постоянной скоростью. Это означает, что среди объемных сил, действующих на жидкость, нет таких, которые обусловлены нестационарным движением системы координат. Исходя из этого, вектор  $\bar{g}$  будем трактовать только как ускорение свободного падения в гравитационном поле. Причем, гравитационное поле будем считать таким, что  $g_x = \text{const}$ ,  $g_y = \text{const}$ ,  $g_z = \text{const}$  ( $g_x$ ,  $g_y$ ,  $g_z$  – проекции вектора  $\bar{g}$  на оси координат  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ , соответственно). Тогда выражение (6.55) можно представить в следующих формах:

$$N_{\text{вж}} = \int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) d\omega + \int_{\Omega} \bar{c} \cdot \operatorname{grad} \left( \frac{\rho c^2}{2} - \rho \bar{g} \cdot \bar{r} \right) d\omega; \quad (6.56)$$

$$N_{\text{вж}} = \int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) d\omega + \int_{\Omega} \operatorname{div} \left[ \left( \frac{\rho c^2}{2} - \rho \bar{g} \cdot \bar{r} \right) \bar{c} \right] d\omega; \quad (6.57)$$

$$N_{\text{вж}} = \int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho c^2}{2} \right) d\omega + \int_{\Sigma} \rho \left( \frac{c^2}{2} - \bar{g} \cdot \bar{r} \right) (\bar{n} \cdot \bar{c}) d\sigma; \quad (6.58)$$

$$N_{\text{вж}} = \frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \left( \frac{c^2}{2} - \bar{g} \cdot \bar{r} \right) d\omega. \quad (6.59)$$

Из соотношений (6.51), (6.52) в случае идеальной жидкости следует, что

$$\bar{P}_O = - \int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{c}) d\omega + m \bar{g} - \int_{\Sigma_{\text{ж}}} p \bar{n} d\sigma - \int_{\Sigma} \rho \bar{c} (\bar{c} \cdot \bar{n}) d\sigma, \quad (6.60)$$

$$\bar{M}_O = - \int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{r} \times \rho \bar{c}) d\omega + \bar{M}_{mO} - \int_{\Sigma_{\text{ж}}} \bar{r} \times p \bar{n} d\sigma - \int_{\Sigma} (\bar{r} \times \rho \bar{c}) (\bar{c} \cdot \bar{n}) d\sigma, \quad (6.61)$$

или

$$\bar{P}_O = m \bar{g} - \int_{\Sigma_{\text{ж}}} p \bar{n} d\sigma - \frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \bar{c} d\omega; \quad (6.62)$$

$$\bar{M}_O = \bar{M}_{mO} - \int_{\Sigma_{\text{ж}}} \bar{r} \times p \bar{n} d\sigma - \frac{d}{dt} \int_{\Omega} \bar{r} \times \rho \bar{c} d\omega, \quad (6.63)$$

где величины

$$m = \rho \int_{\Omega} d\omega, \quad \bar{M}_{mO} = \int_{\Omega} \bar{r} \times \rho \bar{g} d\omega = \bar{r}_m \times m \bar{g}, \quad (6.64)$$

представляют собой массу находящейся в канале жидкости и создаваемый ею в поле тяготения момент; в свою очередь,  $m \bar{g}$  – сила тяжести,  $\bar{r}_m$  – радиус-вектор центра масс жидкости в канале.

Уравнения (6.60), (или (6.53), или (6.62)), (6.61) (или (6.54), или (6.63)), (6.64) совместно с одним из уравнений (6.56)–(6.59) позволяют описать взаимодействие идеальной рабочей жидкости с любой реальной механической системой, в частности – с решетками реального гидродинамического трансформатора. Каждый канал в гидродинамической решетке совершает вращательное движение вокруг фиксированной в пространстве оси, скажем – вокруг оси  $Oz$  с некоторой угловой скоростью  $\omega_z$  (см. рис. 6.31). Поверхности  $\Sigma_{\text{ж}0}$ ,  $\Sigma_{\text{ж}1}$ , в этом

случае являются поверхностями вращения, и каждой их точке соответствуют векторы  $\vec{r}, \vec{n}$ , которые лежат в той же плоскости, что и ось  $Oz$ . Поэтому

$$\vec{k} \cdot \int_{\Sigma_{ж}} \vec{r} \times p \vec{n} d\sigma = 0. \quad (6.65)$$

(В случае вращательных движений механических элементов системы очень часто целесообразным оказывается использование цилиндрической системы координат, в которой уравнения (6.32), (6.33) движения жидкости имеют вид (6.34), (6.35)).

Допустим, что движение рабочей жидкости – установившееся. Тогда первые интегралы в правых частях равенств (6.56)–(6.58), (6.60), (6.61) становятся равными нулю в силу того, что соответствующие подынтегральные выражения для каждой точки потока жидкости не изменяются с течением времени. В частности, выражение (6.58) примет вид

$$N_{еж} = \int_{\Sigma} \rho \left( \frac{c^2}{2} - \vec{g} \cdot \vec{r} \right) (\vec{n} \cdot \vec{c}) d\sigma,$$

а из (6.61) и (6.65) следует, что проекция вектора  $\vec{M}_O$  на ось  $Oz$  определяется равенством

$$M_z = \vec{k} \cdot \vec{M}_O = \vec{M}_{mz} - \vec{k} \cdot \int_{\Sigma} (\vec{r} \times \rho \cdot \vec{c}) (\vec{c} \cdot \vec{n}) d\sigma.$$

где  $M_{mz} = \vec{k} \cdot \vec{M}_{mO}$ .

В гидромеханической системе рабочая жидкость заключена в замкнутую твердую непроницаемую оболочку с полностью смачиваемой внутренней поверхностью  $\Sigma_0$ . Воздействуя на жидкость некоторым участком  $\Sigma_{0i}$  своей поверхности  $\Sigma_0$ , оболочка создает результирующую силу  $\vec{R}_i$ , уравновешиваемую рассредоточенными гидродинамическими силами  $\vec{p}$ , возникающими на  $\Sigma_{0i}$ :

$$\vec{R}_i = \int_{\Sigma_{0i}} \vec{p} d\sigma.$$

Момент сил  $\vec{p}$  относительно начала заданной декартовой системы координат определяется по формуле

$$\vec{M}_i = \int_{\Sigma_{0i}} (\vec{r}_0 \times \vec{p}) d\sigma,$$

где  $\vec{r}_0$  – радиус-вектор, выделяющий на поверхности  $\Sigma_0$  ту или иную точку.

Непроницаемость и смачиваемость поверхности  $\Sigma_0$  означает в данном случае безотрывное и безударное течение жидкости в окрестности каждой точки этой поверхности. Формально непроницаемость-смачиваемость можно отразить условием

$$\vec{c} \cdot \vec{n}_0 - \vec{c}_0 \cdot \vec{n}_0 = 0, \quad (6.66)$$

где  $\vec{n}_0$  – вектор внешней нормали к поверхности  $\Sigma_0$  в некоторой ее точке, движущейся со скоростью  $\vec{c}_0$  (предполагается, что жидкость в этой точке присутствует и обладает скоростью  $\vec{c}$ ). Условие (6.66) указывает на то, что нормальные составляющие скоростей жидкости и поверхности должны быть одинаковыми.

Допустим, что поверхность  $\Sigma_0$  задана уравнением

$$F(x, y, z, t) = 0. \quad (6.67)$$

Поставим ей в соответствие вектор-градиент

$$\text{grad} F = \frac{\partial F}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial F}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial F}{\partial z} \vec{k}. \quad (6.68)$$

Особенностью вектора  $\text{grad} F$  является то, что он ортогонален к любой поверхности  $F(x, y, z, t) = \text{const}$ , а значит, и к поверхности (6.67).

Поэтому направляющие косинусы нормали  $\vec{n}_0$  в ортогональной системе координат можно записать в виде

$$|\cos\alpha| = |\vec{n}_0 \cdot \vec{i}| = \frac{\left| \frac{\partial F}{\partial x} \right|}{|\text{grad}F|}, \quad |\cos\beta| = |\vec{n}_0 \cdot \vec{j}| = \frac{\left| \frac{\partial F}{\partial y} \right|}{|\text{grad}F|}, \quad |\cos\gamma| = \frac{\left| \frac{\partial F}{\partial z} \right|}{|\text{grad}F|}.$$

Очевидно, что

$$|\text{grad}F| = \sqrt{\text{grad}F \cdot \text{grad}F} = \sqrt{\left( \frac{\partial F}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial z} \right)^2}.$$

С помощью вектора (6.68), в частности, можно определить

$$\vec{c}_o \cdot \vec{n}_o = - \frac{\frac{\partial F}{\partial t}}{|\text{grad}F|},$$

а соотношение (6.66) – представить в виде

$$c_x \frac{\partial F}{\partial x} + c_y \frac{\partial F}{\partial y} + c_z \frac{\partial F}{\partial z} + \frac{\partial F}{\partial t} = 0.$$

Теория сплошной среды является весьма плодотворной при фундаментальных исследованиях свойств гидромеханических систем. В прикладных же изысканиях обычно предпочитают более простые модели, опирающиеся в значительной степени на эмпиризм.

## 6.9 Оптимизация и энергетические аспекты автоматизации управления трансмиссиями автомобиля

В сколь-нибудь обозримом будущем система "водитель-автомобиль-среда" несомненно останется эргатической, хотя, конечно, имели место в прошлом и будут осуществляться в дальнейшем приносящие в отдельных случаях значительную пользу попытки исключить водителя из этой системы, превращая ее в автоматическую. (Эргатической называется любая целенаправленная система, "содержащая" в качестве элемента человека [4].) Оставаясь эргатической, система "водитель-автомобиль-среда", тем не менее, по уровню организации должна все время приближаться к автоматической. Именно это позволит предельно интенсифицировать транспортные процессы, обеспечивая одновременно приемлемые уровни безопасности, энергетической эффективности, комфортабельности и т.д. Особенно легко заметить положительные перспективы автоматизации контуров управления трансмиссией и двигателем автомобиля.

Ни в один из периодов развития автомобилестроения не удалось устранить альтернатив на пути поиска средств совершенствования трансмиссий машин. Как результат – весьма острое проявление альтернативности в решении вопроса, целесообразно или нет (а если целесообразно, то в какой степени) автоматизировать трансмиссию транспортной или подъемно-транспортной машины? Можно выделить две полярные точки зрения на этот счет и те объекты, в отношении которых их справедливость вызывала меньше всего сомнений:

– Первая точка зрения: из экономических соображений автоматизация трансмиссии не целесообразна. Она в той или иной степени может считаться транспортной или подъемно-транспортной машины. Можно выделить две полярные точки зрения на этот счет и те объекты, в отношении которых их справедливость вызывала меньше всего сомнений:

– Вторая точка зрения: автоматизация в любом случае необходима. Эта точка зрения справедлива в отношении тех машин, режимы нагружения и движения которых сильно переменны, а условия работы отличаются большим многообразием (карьерные автомобили, автопогрузчики, городские автобусы, массового производства легковые автомобили, используемые преимущественно в черте города).



Относительно каждой из двух групп машин высказывались и противоположные точки зрения. Но обычно они имели более шаткое обоснование.

Различные трактовки целесообразности автоматизации находят и абсолютно непохожие конструктивные воплощения. Например, для магистральных автотягачей (первая группа машин) оказались весьма эффективными так называемые диапазонные (типа WSK) гидротрансформации, включающие в себя классическое сцепление, гидродинамический трансформатор, многоступенчатую механическую передачу.

Основным мотивом использования трансмиссий типа WSK является необходимость улучшения топливно-скоростных свойств машины за счет оптимального приспособления режимов работы двигателя и других агрегатов к реальным условиям движения путем соответствующего выбора передаточного отношения. Но поскольку условия и режимы движения не очень быстро изменяются во времени и количество переключений передач на единицу пути невелико, то не возникает острой потребности в автоматизации процессов переключения и даже представляется возможным количество передач существенно увеличить. Отсутствие потребности в автоматизации можно подчеркнуть и еще одним обстоятельством: в составе передач WSK гидротрансформатор используется не более 1...2 % времени движения машины. Но ведь гидротрансформатор, благодаря своим свойствам приспособляемости к изменениям скоростных режимов и нагрузке, является автоматическим элементом трансмиссии машины, и, следовательно, если потребность в нем (измеряемая временем его использования) мала, то и мала, в сущности, потребность в автоматизации как таковой.

На фоне изложенного более четко вырисовывается потребность в автоматизации трансмиссий машин второй группы. В трансмиссиях этих машин гидротрансформатор неизбежно используется значительную долю времени движения машины. Отсюда, в частности, и следует явное признание потребности в автоматизации трансмиссии.

Гидродинамический трансформатор привносит в трансмиссию машины очень много полезных свойств. Проведенные еще в 1958 году фирмой Allison сравнительные испытания карьерных автомобилей грузоподъемностью 20...30 т показали, что введение в трансмиссию гидродинамического трансформатора увеличивает долговечность двигателя на 47 %, главной передачи на 93 %. У водителей, управляющих автомобилями с механической передачей, по сравнению с водителями, управляющими автомобилями с гидромеханической передачей (ГМП), уменьшается содержание кислорода в крови при увеличении общего объема вдыхаемого воздуха и частоты пульса, что свидетельствует о значительном различии в условиях труда. Уже эти примеры указывают на то, что если частичная автоматизация за счет использования гидротрансформатора улучшает какие-либо свойства машин второй группы, то в значительной степени. Если же за счет частичной реализации определенного мероприятия достигается большой эффект, то в дальнейшем по мере возрастания полноты реализации этого мероприятия приращение эффекта будет все меньше и меньше. Этот факт наглядно можно показать посредством рис. 6.32.

Процесс изменения эффекта  $\mathcal{E}$  во времени и в зависимости от полноты  $M$  реализации мероприятия представлен непрерывной гладкой кривой: величины  $\mathcal{E}_0$ ,  $\mathcal{E}_c$ ,  $\mathcal{E}_\infty$  соответствуют значениям эффекта, соответственно, в начальный момент  $t=t_0$  времени при нулевой ( $M=0$ ) реализации мероприятия (объект не подвергался совершенствованию), частичной ( $M=M_c$ ) реализации, осуществляемой к моменту времени  $t=t_c$  и, наконец, полной реализации ( $M=M_n$ ), которая обычно не может быть осуществлена за конечный промежуток времени ( $t \rightarrow \infty$ ). Особенностью процесса является то, что он монотонен и асимптотичен.

Легко видеть, что если при частичном воплощении мероприятия эффект  $\mathcal{E}_c$  значительно больше начального ( $\mathcal{E}_c \gg \mathcal{E}_0$ ), то он мало отличается от предельного ( $\mathcal{E}_c \approx \mathcal{E}_\infty$ ). Это означает, что идеальный процесс 0-1-3 использования эффекта мало отличается от процесса 0-1-2, соответствующего частичному его использованию. А поскольку по мере возрастания эффективности затраты на воплощение возрастают тем больше, чем ближе эффективность к мыслимой предельной, то всегда можно оправдать частичную реализацию того или иного мероприятия, по крайней мере до некоторого момента  $t_{кр}$ , когда потребность в повышении эффективности по какой-либо причине не станет снова насущной.

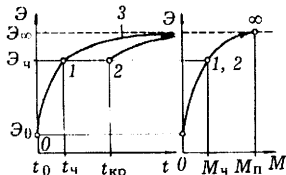


РИСУНОК 6.32 Оценка эффективности внедрения мероприятий

Таким образом, целесообразность частичной автоматизации опирается на сопоставление получаемого эффекта и затрат на ее реализацию. В 50-е годы общее мнение склонялось к тому, что широкое использование автоматических трансмиссий для всех машин, кроме разве легковых автомобилей высшего класса, является дорогим излишеством. Даже в 60-х годах на машинах европейского производства предпочтение, по большей части, отдавалось полуавтоматической трансмиссии, состоящей из гидротрансформатора и обычной ступенчатой коробки передач, хотя в то время достоинства автоматических передач уже были признаны. В пользу полуавтоматической трансмиссии было лишь то, что ее стоимость примерно в 1,3...1,5 раза ниже стоимости автоматической. Необходимо, однако, подчеркнуть, что экономическая конъюнктура всегда неустойчива. Например, экономические соображения исключали в свое время целесообразность использования полуавтоматических трансмиссий. Но оказалось, что предельное расширение производства ГМП в США свело их стоимость без автоматики до уровня стоимости механических передач.

Из изложенного следует, что в обосновании целесообразности автоматизации трансмиссий нельзя выйти за рамки частичной автоматизации, основываясь только на анализе полезных свойств, присущих уже гидродинамическому трансформатору. Оправдать стремление к полной автоматизации можно тогда, когда принимается во внимание и отрицательные последствия использования гидротрансформатора.

Очевидным недостатком гидротрансформатора является его низкий КПД, в результате которого снижаются скоростные и топливно-экономические показатели эффективности автомобиля. Поскольку экологическая проблема в настоящее время является важнейшей, то, очевидно, потребность в устранении указанного недостатка трансмиссий с гидродинамическим трансформатором переходит в разряд первостепенных. Уменьшить диссипацию энергии в окружающее пространство можно или отказавшись от использования ГМП, или оптимизируя протекание рабочих процессов в системе "двигатель-ГМП". Если же имеются основания считать, что альтернативные типы передач, способные конкурировать с ГМП во всех отношениях, все еще не разработаны, то непременно остается второе – оптимизация рабочих процессов, которую можно осуществить посредством полной автоматизации.

В научно-технической литературе имеется предостаточно исследований, подтверждающих целесообразность и необходимость автоматизации гидромеханической трансмиссии. А для исследований последнего периода характерна абсолютная единственность мнений. Общее мнение можно привести в следующей формулировке: если нет возможности отказаться от гидродинамического трансформатора, то необходимо признать целесообразность автоматизации трансмиссий, содержащих его; противоположное мнение, основанное на стремлении удешевить конструкцию машины, является чересчур узкоутилитарным. Человек (водитель, оператор), управляя двигателем и трансмиссией, организывает их совместную работу, оценивая по тем или иным критериям степень соответствия реализуемых режимов поставленной цели и сложившейся ситуации, реагируя на изменение каких-либо параметров внешней среды. Хотя человек, как принято считать [4], является "элементом" с бесконечным числом входов, его способности, например, различать и воспринимать информацию в большом темпе крайне ограничены. Кроме того, выработка определенного действия в ответ на поступившую информацию существенно ограничена по скорости. Малая скорость обработки, низкая точность "измерения" уровня отдельных информационных сигналов и другие факторы требуют исключения "человека" из большинства контуров управления автомобилем.

Выбирая критерий оптимальности можно синтезировать определенный алгоритм управления, которым должен был бы руководствоваться либо водитель, либо автомат. В этом случае можно было бы говорить о приемлемой или низкой точности воспроизведения алгоритма водителем по сравнению с автоматом. Однако единого абсолютно объективного критерия оптимальности не существует. Критерий отражает возможности человека-исследователя, предлагающего его, и научные достижения в данной области. У каждого человека (и исследователя, и водителя) обязательно остается возможность для навязывания сугубо личных пожеланий (понимание ценностей одним человеком может соответствовать или не соответствовать идеалам другого человека). И конечно же, лучшим был бы тот критерий, который отражал бы цель многих людей, в лучшем случае – общества, а в идеале – человечества. Но увы, цель-то человечества, общества и даже отдельной группы единомышленников сформулировать однозначно и абсолютно конкретно не возможно. Она изменяется, уточняется в процессе углубления человеческого познания.

В экономическом отношении наиболее содержательным критерием оптимальности для отдельного общества, можно, в принципе, считать народнохозяйственные затраты, отнесенные к объему ценного продукта, полученного в результате осуществления данного полезного процесса (в частности, для транспортного процесса таким критерием можно считать приведенные затраты на перевозку). Но приведенные затраты – это всего лишь аппроксимация с определенной точностью действительного вклада человека в транспортный процесс, соотношенного с количеством полезного продукта, приобретшего новое качество (новое качество в данном случае – это доступность полезного продукта потребителю, реальная полезность, а не потенциальная). Они, если и учитывают, то весьма упрощенно социальные и культурные аспекты эффективности. Низкая аппроксимационная точность такого критерия обусловлена существенным влиянием конъюнктуры и субъективизма в планировании, нормировании и ценообразовании. Разве можно считать закономерным, что технически совершенный объект вдруг, в силу изменения, например, цен на внутреннем рынке, станет несовершенным? На практике куда более закономерным воспринимается то, что прогресс "не хочет признавать" государственных или просто территориальных границ. Не логично, чтобы явно экзогенные (внешние по отношению к изучаемому явлению) факторы – например, военные, политические и т.п. – могли определить одну и ту же машину и как совершенную, и как несовершенную в весьма близкие моменты времени, разделенные каким-либо существенным событием в жизни общества.

Кроме того, столь сложный критерий, каким являются приведенные затраты, трудно контролировать в рамках системы "водитель-автомобиль-среда". Да и водитель вправе сам по себе руководствоваться более понятными и выгодными ему критериями, игнорируя частично или полностью внешне навязываемые. Закономерно, что водитель в экстремальных ситуациях руководствуется в управлении алгоритмами быстрого действия, а в обычных условиях – алгоритмами комфортабельности, в которых сочетаются соображения комфортабельности как таковой и выгод от труда (в том числе чисто материальных), создающих жизненный комфорт вне рабочего места в автомобиле.

В критерии "приведенные затраты" так или иначе фигурируют показатели производительности, топливной экономичности, начальной стоимости автомобиля, которые зачастую сами играют роль критериев. Но наиболее важным является то, что все эти три показателя взаимно определяют еще и экологическую проблемность автомобилизации. Принято считать, что требования повышения производительности, топливной экономичности и снижения отрицательного воздействия на окружающую среду противоречивы в своей основе. И хотя, проводимые более тщательно исследования не раз показывали, что повышение топливной экономичности благоприятствует снижению токсичности, тем не менее мнение о противоречивости указанных требований довольно распространено.

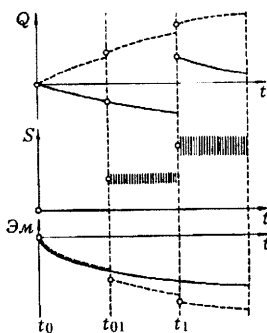


РИСУНОК 6.33 Взаимобусловленность расхода топлива и эмиссии токсичных веществ

На рис. 6.33 представлены графики изменения топливной экономичности  $Q$  и начальной стоимости  $S$  автомобилей при постоянно возрастающих требованиях снижения токсичности. Согласно графикам (сплошные линии) возрастание требований к снижению эмиссии  $Эм$  токсичных веществ должно повлечь за собой принципиальные изменения в конструкции машин в моменты  $t_0$  и  $t_1$ , что вызывает, естественно, изменение их начальной стоимости  $S$ . Причем, топливная экономичность при снижении эмиссии тоже снижается; она может скачкообразно возрасти только при внедрении принципиально новых конструктивных решений (момент  $t_1$ ). Таким образом требования к топливной экономичности в данном случае трактуется как противоречащие требованиям относительно токсичности.

Долгое время, в связи с применением нейтрализаторов и дожигателей отработавших газов, практика подтверждала изложенную концепцию. Рассмотрим, однако, проблему повышения топливной экономичности и снижения эмиссии вредных веществ с несколько иных позиций.

Нейтрализация – это, в сущности, трансформация экологической активности отдельных компонентов отработавших газов в тепловую энергию с последующей диссипацией ее в окружающее пространство, т.е. трансформация химического загрязнения в тепловое. Использование нейтрализаторов и дожигателей снижает экономично-мощностные показатели двигателя, ибо возрастают давление и температура на выходе системы выхлопа.

Чем выше индикаторные показатели двигателя, тем меньшей экологической активности можно ожидать от продуктов сгорания. И, наоборот, при использовании средств нейтрализации и дожигания часть тепла продуцируется вне двигателя вместо того, чтобы продуцироваться в нем самом и преобразовываться в механическую работу. Следовательно химическое и тепловое загрязнения суть разные проявления несовершенства машины.

Согласно основному закону термодинамики (закону Г. И. Гесса) суммарный тепловой эффект от сгорания топливно-воздушной смеси зависит только от вида и состояния исходных веществ и продуктов сгорания, но не зависит от пути химических переходов. Поэтому, если нейтрализация и дожигание сопровождаются положительными тепловыми эффектами, то, без сомнения, потенциальная эксергия, заключенная в единице массы топлива, используется нерационально. Правомерны следующие утверждения:

- использование нейтрализаторов и дожигателей является тенденцией, которую следует считать результатом неоправданно малых усилий, направленных на совершенствование рабочих процессов в цилиндрах двигателя;

- требования повышения топливной экономичности не входят в противоречие с требованиями снижения химического загрязнения окружающего пространства (см. рис. 6.33: штриховые линии);

- актуальной является проблема повышения топливной экономичности, а проблема токсичности является производной; решение задач снижения токсичности может идти в разрез с задачами повышения топливной экономичности только в исключительных случаях на стадии слабой разработки проблемы экономичности.

Увеличение эксергетической отдачи топлива при всех прочих равных условиях способствует повышению реализуемой двигателем мощности, а, следовательно, и повышению производительности машины. Кроме того, исследования рабочих циклов транспортных и подъемно-транспортных машин показали, что с ростом интенсивности разгона машины при заданных длине  $L$  плеча транспортировки и отводимого на реализацию рабочего цикла времени  $T$  уменьшается количество энергии, затрачиваемой на преодоление противодействия среды. Но уменьшение количества расходуемой на преодоление сил сопротивления среды энергии при интенсификации процессов разгона означает не что иное, как экономию топлива, не требующую уменьшения производительности. Таким образом, не существует глубоких противоречий между требованиями к производительности и топливной экономичности в том понимании, что повышение эксергетической эффективности топлива благоприятствует одновременному повышению топливной экономичности и производительности машины.

В целом можно сделать вывод, что любые мероприятия, которые снижают топливную экономичность заданной машины, должны быть временным явлением или исключаться вообще. Возвращаясь к гидромеханическим передачам, например, этот вывод сформулируем в более практическом виде. Введение гидродинамического трансформатора в трансмиссию автомобиля снижает его топливную экономичность и динамичность, повышает токсичность. Но поскольку благодаря трансформатору машина приобретает полезные свойства, то за как можно более короткий срок необходимо разработать дополнительные мероприятия, возвращающие топливную экономичность хотя бы на прежний уровень. Если такие мероприятия не разработаны, то введение трансформатора в трансмиссию машины следует считать неподготовленным; если же они вообще не предусматриваются, то использование ГМП лишено всяких перспектив.

С экологической точки зрения не выдерживает критики и еще один аргумент, приводимый в пользу полуавтоматических трансмиссий, – низкая начальная стоимость машины. Воспроизводство каждого автомобиля связано с затратами энергии, сопутствующими отходами, дополнительным расходом материалов (довольно большим, несмотря на то, что часть материалов регенерируется). Чтобы уменьшить отрицательное влияние на среду, необходимо

стремиться к расширению периода воспроизводства, т.е. к увеличению срока службы автомобиля. Необходимость бережного расходования полезных ископаемых и отсутствие безотходных технологий предопределяют новую тенденцию в производстве, согласно которой определяющими для назначения рационального срока службы машины являются экологические факторы, а не моральное старение.

Но для того, чтобы при большом сроке службы автотранспортного средства (целесообразными являются также многократные ремонты по необходимости) последствия морального старения сказались в малой степени, можно предложить два решения:

- постоянно в процессе эксплуатации машины (например при капитальных ремонтах) производить ее модернизацию;

- с самого начала проектировать и производить заведомо совершенные машины.

В обоих случаях стоимость машины предполагается большей, чем тогда, когда критерием выбора срока службы выступал бы уровень морального старения.

Таким образом требования повышения топливной экономичности автомобилей позволяют считать целесообразным автоматизацию их ГМП. При этом начальная стоимость не является ограничением в разумных границах для внедрения средств автоматизации, если они позволяют эффективно достичь цели. Целесообразность автоматизации вытекает также и из других соображений общего характера.

Всякая тенденция предусматривает обязательно этап постепенного развития. В частности, если сделана "ставка" на использование гидромеханических передач в трансмиссиях автомобилей, то в процессе развития последних не должен предусматриваться переход к использованию других типов передач до тех пор, пока не будут исчерпаны возможности применяемых. Это замечание не излишне в силу того, что в связи с энергетическим кризисом 70-х годов конструкторов все больше и больше стали привлекать свойства механических трансмиссий, и возможно, что в обозримом будущем механические трансмиссии полностью "вытеснят" гидромеханические, как в свое время гидропередачи "потеснили" механические.

Таким образом, если ориентироваться на гидромеханические передачи, включающие в себя в качестве основного элемента гидродинамический трансформатор, то возникает проблема поиска направлений и перспектив, возможностей и средств их совершенствования. Можно выделить следующие, не сводящиеся друг к другу, направления совершенствования: доводка рабочих процессов, протекающих в гидропередаче; оптимизация параметров, характеристик гидродинамического трансформатора и механической части трансмиссии при их подборе для конкретного автомобиля; автоматизация управления передачей, или всей трансмиссией, или даже в целом системой "двигатель–трансмиссия".

Доводочные работы, направленные на улучшение лопаточных систем трансформаторов и технологии изготовления трансмиссий в настоящее время не решают принципиально важных задач совершенствования. Дело в том, что существенного улучшения показателей работы силового агрегата "двигатель–трансформатор" за счет совершенствования только самих трансформаторов, невозможно достигнуть, поскольку в настоящее время резервы совершенствования практически исчерпаны, и необходимость даже небольшого повышения показателей свойств трансформатора порождает значительные затраты (например, тонкая обработка рабочих поверхностей круга циркуляции трансформатора позволяет повысить его КПД примерно на 0,7...1,1 %). Имеются даже изыскания, направленные на упрощение лопаточной системы и технологии изготовления рабочих колес (указывающие, в частности, на возможность применения не просто штампованных, а даже плоских лопаток вместо лопаток сложной обтекаемой конфигурации, или указывающие на нецелесообразность сложных технологически совершенных способов обработки поверхностей, образующих круг циркуляции).

Поэтому большого эффекта ожидают от оптимизации структуры, параметров и характеристик трансмиссий. Особое значение приобретают передачи с переменной структурой. Схема одной из таких простейших передач приведена на рис. 6.34 (передача с внутренним разветвлением потока мощности;  $H$  – насос;  $T$  – турбины;  $P$  – реактор;  $1, 2$  – муфты свободного хода). Типичным представителем передач с переменной структурой является также и гидромеханическая передача, состоящая из двухступенчатого гидродинамического трансформатора, планетарного механизма и элементов управления (муфт свободного хода  $1, 2, 3$  и центрального сцепления  $C_u$ ), рис. 6.35.

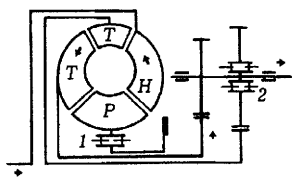


РИСУНОК 6.34 Схема гидромеханической передачи с внутренним разветвлением потока мощности

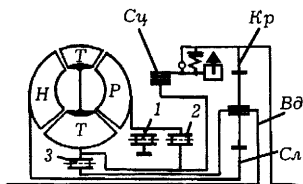


РИСУНОК 6.35 Схема гидромеханической передачи с центробежным сцеплением

Сцепление  $C_c$  (см. рис. 6.35) выключено при трогании автомобиля с места и малых скоростях его движения; одна часть мощности передается от двигателя через коронное колесо  $K_p$ , а вторая – через солнечное колесо  $C_l$  в гидротрансформатор и затем на водило  $B_d$  планетарного механизма. В этом случае имеет место циркуляция мощности. При увеличении скорости движения машины включается центробежное фрикционное сцепление, освобождая муфту свободного хода  $3$ ; мощность передается через гидротрансформатор и механическую часть, но передача становится бесциркуляционной. В зависимости от скорости машины и сил сопротивления движению благодаря муфтам  $1$  и  $2$  свободного хода гидротрансформатор может обращаться в гидромуфту.

При оптимизации структуры трансмиссии, однако, приходится принимать во внимание возможности автоматизации (в передачах, схемы которых приведены на рис. 6.34 и 6.35, переменность структуры обеспечена за счет внутреннего автоматизма, обеспечивающего предельно простые алгоритмы управления). В самом деле, свойства автомобилей можно существенно улучшить при организации параллельных потоков мощности, при использовании многоколесных (в частности – многотурбинных) трансформаторов, при использовании трансформаторов с вращающимся по определенному наперед заданному оптимальному закону направляющим аппаратом, при использовании систем переменного наполнения круга циркуляции и рабочих колес с поворотными лопатками и т.д. Однако, все мероприятия, связанные с усложнением структуры трансмиссии неизбежно сталкиваются с возможностями управления: чем сложнее трансмиссия по структуре, тем больше функций необходимо возложить на автоматическую систему. Задачи же оптимизации параметров и характеристик трансмиссий не могут в полной мере определять тенденции развития конструкций. Например, оптимальные значения передаточных чисел трансмиссии, оптимальные нагрузочные и преобразующие характеристики определяются обычно по отношению к существующей конструкции машины или ее прототипу, и редко предполагают принципиальные изменения в конструкции трансмиссии. Другими словами, оптимизация параметров и характеристик – это реализация малых вариаций свойств автомобиля.

Таким образом остается заключить, что определяющим в развитии и совершенствовании конструкций трансмиссий автомобиля фактором является автоматизация. Если же принять противоположную точку зрения, то придется одновременно признать отсутствие перспектив развития ГМП. Кроме того, отказ от автоматизации при все возрастающих требованиях топливной экономичности и сохранения окружающей среды приведет, например, к необходимости отказаться и от гидротрансформатора.

Успешное решение задач автоматизации системы "двигатель–гидропередача" имеет большое значение для далекой перспективы развития трансмиссий. Разработка совершенных систем автоматического управления создает предпосылки на качественно более высоком уровне снова обратиться к механическим трансмиссиям. Несомненно полностью автоматизированные системы "двигатель–механическая передача" содержат в себе наибольшие потенциальные возможности для приемлемого решения экологической проблемы. Особо необходимо подчеркнуть, что современные концепции предполагают, в первую очередь, автоматизацию не как средство улучшения условий труда водителей-операторов и повышения комфортабельности, а как средство доведения до совершенства процессов функционирования систем "оператор–машина–среда" с точки зрения оптимального использования потенциальной эксергии, заключенной в топливе.

При разработке направлений развития трансмиссий автомобилей иногда обращаются к прогрессивному опыту – в частности к зарубежному. Такой подход к прогнозированию и разработке средств совершенствования трансмиссий необходимо признать неправильным. Обращение к чужому опыту, даже прогрессивному, это всегда перенос облика чужого вчерашнего дня на собственный сегодняшний. Процесс разработки новых конструкций идет с опережением процесса внедрения, измеряемым в среднем десятилетием. И это естественно, поскольку разработка абсолютно новой конструкции, экспериментальная ее доводка, внедрение в производство (технологическая разработка), доводка в процессе эксплуатации опытной партии – довольно трудоемкие процессы. Следовательно, ориентация на уже продуцируемые лучшие конструкции предопределяет значительное отставание в разработке перспективных собственных проектов, препятствует накоплению собственного опыта.

Многие аспекты автоматизации, рассмотренные применительно к гидромеханической трансмиссии, в равной степени относятся и к другим типам трансмиссий (в частности, к классическим ступенчатым механическим трансмиссиям или трансмиссиям с бесступенчатыми вариаторами), а также к автомобилю в целом. Особенно это касается вопроса о противоречивости различных требований.

Поиск концепций, в которых системно обоснованно устраняется противоречивость в восприятии свойств автомобиля, позволяет предпочесть строго определяемое энергетическое совершенство совершенству в смысле минимума экономических затрат. В этом отношении большие надежды следует связывать с развитием понятия "интеллектуальная энергия" и поиском аргументированного эквивалента между ней и, если можно так сказать, "материальной" энергией. В идеале можно было бы ожидать, что зачастую наиболее простые алгоритмы предельного быстродействия, будут наиболее оптимальными в смысле реализации энергетического совершенства автомобиля. Эти алгоритмы обязывают составить программу действий на пределе энергетических возможностей систем автомобиля или на уровне, который определяют ограничения внешней среды. Но и здесь возникают затруднения: сравнительно просто управляя двигателем, обеспечивая в каждый момент времени максимальную подачу топлива в цилиндры, тем не менее довольно сложно каждый раз точно предугадывать, например, моменты переключения передач в трансмиссии в процессе интенсивного разгона автомобиля. Таким образом трудно требовать от эргатической системы прямого действия строгой оптимальности функционирования даже в столь простом ее понимании как предельное быстродействие. Поэтому уже на этом уровне требований возникает необходимость в промежуточных элементах, контролирующих правильность и корректирующих отдельные управляющие воздействия со стороны водителя (например, на промежуточные элементы можно возложить функции управления синхронизацией частот вращения деталей переключающих устройств в трансмиссии автомобиля при переключении передач, стабилизацией частоты вращения вала двигателя или скорости движения автомобиля, пробуксовки сцепления при трогании автомобиля с места и т. п.). Значение промежуточных элементов, естественно, возрастает по мере усложнения алгоритмов оптимального управления.

В то же время основные функциональные управления, исходящие от водителя, не должны корректироваться промежуточными элементами. Так, выбор режима движения должен всецело находиться в ведении водителя. Это требование, в частности, и обуславливает эргатичность системы "водитель–автомобиль–среда", на каком бы уровне развития она не находилась. Кроме того, система промежуточных элементов никак не должна "возразить" водителю в сложной, близкой к аварийной ситуации (если, конечно, не предусмотрены специальные промежуточные элементы, которым под силу определить степень аварийности ситуации и решить задачу выхода из нее лучше человека).

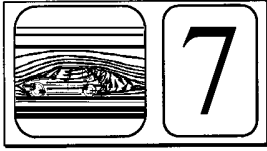
Средством существенного повышения энергетической эффективности эргатической системы является также и оптимальный выбор ее параметров и характеристик, благодаря которому не только улучшаются свойства системы, но и повышается эффективность всех управляющих действий водителя. Именно в том и состоит смысл подбора, например, оптимальных мощности двигателя, передаточных чисел в трансмиссии и т. п., чтобы при общем улучшении свойств автомобиля без автоматических средств обусловить действия водителя в соответствии с алгоритмами, как можно более близкими к оптимальным, чтобы восприятие комфорта

самим водителем как можно больше совпадало с объективным общественно осознанным пониманием предельной эффективности эргатической системы. Таким образом, даже при оптимизации характеристик и параметров автомобиля, когда об автоматизации и речи нет, желательно обладать информацией об оптимальных законах и алгоритмах управления.

Особый класс эргатических систем "водитель-автомобиль-среда" образуют такие, в которых заложены принципы рациональных взаимоотношений водителя и специальных автоматических элементов, которые сами непосредственно не формируют управляющие воздействия, но предлагают водителю обработанную информацию в форме предложений-рекомендаций относительно выбора управляющих действий. В этом случае водитель реализует некоторый алгоритм управления не самостоятельно, а в результате "общения" с точными информационными автоматами. Но эти автоматы инициируют команды, исходя именно из оптимальных алгоритмов функционирования эргатической системы. Так что и здесь оптимальные законы управления представляют большую ценность.

Итак, совершенствование эргатических автомобильных систем предполагает необходимость изучения оптимальных законов их функционирования, независимо от того, как замыкаются контуры управления: исключительно через водителя; через водителя и автоматизированные исполнительные устройства; через индицирующие командные устройства и водителя (без автоматизированных исполнительных устройств или с ними); через отдельные полностью автоматизированные каналы.





### 7.1 Ретроспектива автомобиля

Изобретенный в 1876 году Николаем-Августом Отто (1832...1891) четырехтактный газовый двигатель сделал то, чего не смог сделать построенный в 1860 году двухтактный газовый двигатель Этьена Лемуара (1822...1900), – положил начало эры практического использования двигателей внутреннего сгорания. Разработанное в 1884 году тем же Отто электрическое зажигание обеспечило возможность вместо газового использовать жидкое топливо. 1885 год ознаменован тем, что Карл-Фридрих Бенц (1844...1929) предложил современникам конструкцию своего четырехтактного бензинового двигателя с одним горизонтально расположенным цилиндром, развивающим мощность в одну л. с. Более того, этот двигатель он установил на трехколесной тележке, создав самопередвигающийся экипаж, именуемый теперь автомобилем. Независимо от Бенца конструировал свой двигатель и Готтлиб Даймлер (1834...1900): к 1883 году он создал достаточно легкий и малогабаритный высокоскоростной бензиновый двигатель с воспламенением рабочей смеси от калильной трубки, который в результате различных усовершенствований к 1885 году трансформировался в двигатель истинно автомобильного типа. Как и К. Бенц, Г. Даймлер в 1885 году построил самопередвигающуюся повозку. Конструкции первых, по существу, автомобилей были отражены в германских патентах на экипаж с газовым двигателем (К. Бенц, 1886 г), одноколейный и четырехколесный экипажи (Г. Даймер, соответственно 1885 и 1886 гг.). Поэтому создание автомобиля как такового приписывают одновременно и К. Бенцу, и Г. Даймеру, а его летоисчисление начинают с 1886 года. Революционной была и разработка собственного двигателя Рудольфом Дизелем (1858...1913): в период с 1893 по 1897 год он, пытаясь реализовать принцип изотермического сгорания горючего в цилиндрах, сконструировал весьма рациональный двигатель внутреннего сгорания нового типа.

От дрезины (беговой машины, 1816 год) Карла Фридриха Драйза и велосипеда Мишо, убедивших, что существуют не требующие посторонней живой тяговой силы значительно более удобные и быстрые способы перемещения по суше Земли, чем передвижение пешком, до современного автомобиля, которому немисливо найти какую-нибудь равноценную альтернативу, несмотря на порожденные им проблемы, лежит путь через двигатель внутреннего сгорания Отто-Дизеля, пневматическую шину Уильяма Томсона (1845 год) или Джона Денлопа (1888 год) – очень длинный, если измерять его потраченными усилиями и интеллектуальной энергией, и в то же время очень короткий, если соотнести его с периодом созидательной деятельности человечества. В своем развитии автомобиль пережил и период заимствований всех наилучших теоретических и практических достижений, имевших место в эволюции других типов транспортных средств, и период относительно самостоятельного становления.

Но в каком направлении в будущем должен развиваться автомобиль, чтобы непременно сохранялись высокие темпы роста качества жизни людей? Если заглянуть в будущее слишком далеко, то ничего конкретного можно и не увидеть, ведь совершенство в абсолюте не познаваемо. Не заглядывать же в него вообще означает довольствоваться тем, что имеем (ситуация была бы плачевной, если бы современные потребности удовлетворялись автомобилями, скажем, начала 19-го столетия). Прогноз – это построение определенного практически полезного идеала автомобиля, содержательной концепции его совершенства. Именно в этом – смысл изучения реальных и потенциальных свойств автомобильного транспортного средства, суть оптимизационных усилий.

Не однажды в качестве альтернативы двигателю внутреннего сгорания, который является неотъемлемой частью автомобиля, предлагались различные другие типы двигателей. Но каждый раз эти предложения признавались либо непрактичными, либо неэкономичными. Особую роль в этом сыграло также то обстоятельство, что современный автомобильный двигатель далеко не исчерпал возможностей своего совершенствования. Не корректируют заметно ситуацию и успешные исследования новых источников энергии – водорода, сжиженных газов, спиртов, получаемых в результате переработки растительного сырья и пищевых отходов и т.д.

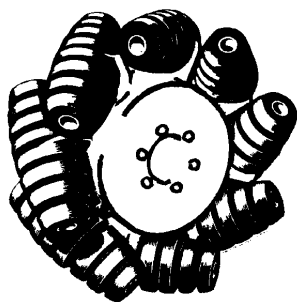


РИСУНОК 7.1 Колесный движитель с периферийными катками.

Особенно прочно выглядят, пожалуй, позиции только колесного движителя. Правда, вариации конструкции колесного движителя всегда существовали.

Например, в Швеции разработано колесо без шины, обод которого образуют восемь равномерно рассредоточенных с некоторым перекрытием по периферийной окружности бочкообразных резиновых катков, рис. 7.1. Каждый каток состоит из двух конических половин, посаженных на ось. Ось каждого катка опирается на свою спицу и ориентируется под определенным углом к плоскости колеса. Колеса устанавливаются попарно симметрично относительно продольной плоскости машины, так чтобы в период контакта с опорной поверхностью катки передних колес своими передними концами были обращены внутрь машины (навстречу друг другу), а контактирующие с опорной поверхностью катки задних колес опять же передними своими концами – наружу.

Привод каждого колеса осуществляется от отдельного реверсируемого гидромотора. Гидромоторы снабжаются рабочей жидкостью от общего гидронасоса, приводимого дизельным двигателем машины. Система управления гидромоторами позволяет задавать направление и скорость вращения каждого из колес, независимо от режима движения других. Это в сочетании с особой конструкцией колесных движителей позволяет обеспечить любое направление движения машины даже без изменения ориентации управляемых колес, если таковые имеются. В частности автопогрузчик фирмы Braderna Lundbergs после установки рассматриваемой колесной системы приобрел возможность: несравнимо легко изменять направление своего движения; перемещаться в боковом направлении под любым углом к своей продольной плоскости так же просто, как вперед или назад; поворачиваться на месте вокруг вертикальной оси. Все это обеспечивается реализацией соответствующих движительных режимов: если ко всем вращающимся в одну и ту же сторону колесам подводятся одинаковые мощности, то машина перемещается прямолинейно вперед или назад; если мощности, подводимые к переднему правому и заднему левому колесам, в одинаковой степени уменьшаются, то машина начинает перемещаться прямолинейно вправо под некоторым углом к своей продольной плоскости; при уменьшении мощности, подводимой к левым колесам, машина начинает перемещаться по криволинейной траектории влево; при подводе ко всем колесам одинаковой мощности, но вращении правых и левых колес в противоположных направлениях, машина перемещается перпендикулярно своей продольной плоскости (крабовый ход); при реализации на всех колесам одинаковой мощности и вращении в противоположных направлениях передних и задних колес машина может вращаться на месте вокруг вертикальной оси и т. п. Область применения таких движителей – погрузчики, машины для очистки дорог, средства для перевозки контейнеров, аэродромные тягачи...

Можно с большой степенью уверенности утверждать, что колесный движитель и двигатель внутреннего сгорания – несомненно элементы автомобиля весьма далекого будущего. Куда менее определенными выглядят направления совершенствования других элементов автомобиля. В частности, на автомобиле было опробовано очень большое число типов трансформаторов механической мощности, каждый из которых обладал определенными преимуществами и недостатками. Однако до конца не выяснено, чем обусловлены эти недостатки: то ли они внутренне свойственны конструкции, то ли являются результатом примитивности воплощения идеи.

Например, до сих пор не установлено, что же собой представляет идеальный гидродинамический трансформатор мощности (в рамках той или иной теории можно описать, в принципе, идеальную гидродинамическую решетку; однако, оказывается, что система идеальных гидродинамических решеток вовсе не является идеальным трансформатором). Довольно поверхностное изучение потенциальных свойств различных типов трансмиссий автомобиля (даже ступенчатой механической, для которой однозначно не установлены принципы и законы оптимального управления, не определены минимальные неизбежные потери энергии, обусловленные необходимостью переключения ступеней) не создало каких-либо веских предположений для постановки вопроса о целесообразности поиска абсолютно новых средств трансформации мощности (а ведь, в принципе, передачу мощности от двигателя к кузову автомобиля можно осуществлять и вообще без трансмиссии).

Подвеска автомобиля чересчур долго рассматривалась как средство повышения комфортабельности езды, обеспечения сохранности грузов, снижения динамических нагрузок в узлах автомобиля с повышением их долговечности. На самом же деле – это особый вид трансформатора силовых факторов: крутящий момент, продуцируемый двигателем, через трансмиссию передается к колесным движителям; в результате взаимодействия движителей с опорной поверхностью он трансформируется в определенную систему сил; далее происходит преобразование сил в подвеске автомобиля с накоплением и рассеиванием энергии; так формируется новая система сил, воздействующих на кузов автомобиля и через его элементы непосредственно на тела членов экипажа и/или перевозимый груз и определяющих желаемые и нежелательные их перемещения. Поэтому подвеску необходимо рассматривать неотъемлемо в системе "двигатель–трансмиссия–двигатели–подвеска–кузов–среда" и непременно с одних и тех же позиций и на основе одних и тех критериев совершенства (подразумевается, что управляемые колеса – это своего рода пассивные движители, формирующие систему сил, предопределяющих заданное направление движения автомобиля). Исходя из таких позиций, можно утверждать, что подвеска автомобиля самым прямым образом определяет энергетическую эффективность автомобиля. В этом аспекте уровень и глубина проведенных фундаментальных исследований не удовлетворяют даже запросам сегодняшнего дня; прогрессивные разработки активных подвесок, например, таких, которые, кроме прочего, могут регулировать положение кузова, снижая аэродинамические сопротивления, – это скорее всего итог планомерных, но очень дорогостоящих экспериментальных изысканий.

Важнейшим элементом, определяющим совершенство автомобиля и его энергетическую эффективность, является кузов. Кузов по представлениям первых изобретателей автомобиля был не что иное, как кузов повозки конного экипажа. Это, в частности, иллюстрирует рис. 7.2, а, где представлена зарисовка автомобиля Эдуарда Деламаре-Дебютвиле. Примечательно, что этот автомобиль построен в наши дни, но по патентному чертежу изобретателя, относящемуся к 1883 году.

Автомобиль Г. Даймлера тоже представлял собой моторизованную четырехколесную конную повозку. А вот машина К. Бенца заимствовала три колеса уже у велосипеда, как и, впрочем, устройство кузова – трубчатое рамное с простейшим диванчиком в качестве сидения для двух человек, и в определенном смысле ее можно считать более оригинальной.

Если бы удалось заполучить веские доказательства того, что Деламаре-Дебютвиле создал действующую конструкцию, то автомобиль заимел бы французское летоисчисление с 1884 года. Отметим однако, что связывать такие изобретения, как двигатель внутреннего сгорания и автомобиль, с конкретными именами – очень неблагоприятная задача. Известно, например, что Н.-А. Отто начал создавать свой двигатель после того, как заимел возможность разобрать и собрать двигатель Э. Ленуара. Так с чего же все началось?.. Ведь именно Ленуар перешел самый сложный барьер – от паровой машины – двигателя внешнего сгорания, к истинно двигателю внутреннего сгорания. Или, может быть, наиболее сложным следует считать осмысление необходимости предварительного сжатия рабочей смеси внутри цилиндра (практически одновременно с экспериментами Отто в 1862 году последовало теоретическое обоснование четырехтактного рабочего цикла теплового двигателя в брошюре Л. Бо-де-Роша; кстати, такой цикл, но при сжатии смеси вне основного, рабочего цилиндра, был реализован неким Лебоном еще в 1801 году)?..

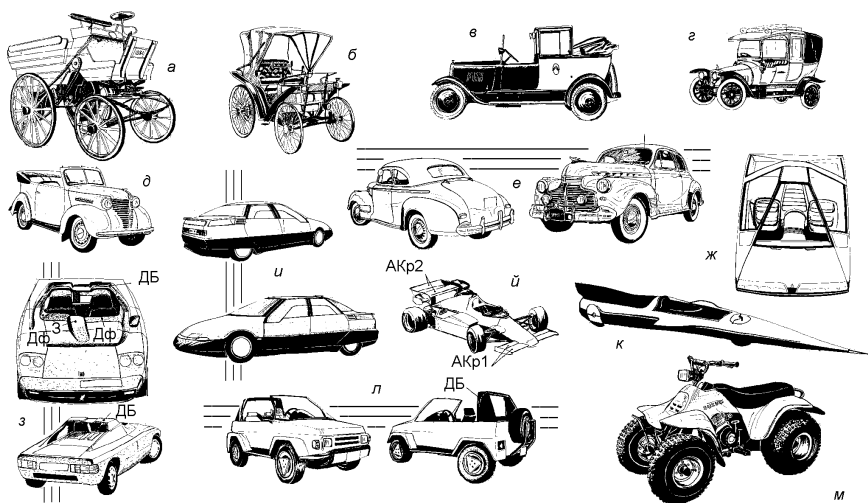


РИСУНОК 7.2 Ретроспектива формообразования кузова автомобиля.

Важно подчеркнуть также, что практически никто не пытается противопоставить какого-либо изобретателя двигателя прямо Э. Ленуару, создавшему, к тому же, в 1862 году и свой автомобиль. Так обычно бывает, когда речь заходит об очень сложном и слабо подготовленном предшественниками шаге в познании и созидании (претендентов на тяжелую работу обычно меньше). Наверное правильное считать, что в становлении автомобиля необходимо было сделать такой вклад, который заведомо непосилен одному человеку. И каждая доля такого вклада непременно должна была быть внесена до истечения последней четверти XIX столетия.

Тенденции, заложенные К. Бенцом и Г. Даймлером во многом сохранялись вплоть до начала XIX столетия. Например, моторизованная повозка Пежо (рис. 7.2, б) относится к 1894 году. На ней был установлен двухцилиндровый двигатель, развивающий на номинальном режиме мощность 2,5 л. с. при частоте вращения вала  $400 \text{ мин}^{-1}$  (диаметр цилиндра составлял 80 мм, а рабочий ход – 120 мм, литраж двигателя -  $1206 \text{ см}^3$ ; охлаждение – водяное). Привод повозки – на задние колеса через сцепление, четырехступенчатую коробку передач, дифференциал. В конструкции использовались стальные трубы, что позволило обеспечить сравнительно невысокую массу автомобиля – 400 кг. Шины – из литой резины, скорость – до 18 км/ч, стоимость равноценна тогдашней стоимости 2 кг золота. Эта машина воплощала в себе уже в то время классические конструктивные решения и олицетворяла собой межнациональное сотрудничество, ибо двигатель изготавливался по лицензии Даймлера в Италии, а все остальное во Франции.

Можно считать, что автомобиль приобрел "свой облик" лишь в 20-е годы. Достаточно типичным представителем машин этих лет является, например, Ситроен Модель В-14 с кузовом такси-ландо (рис. 7.2, в; год выпуска – 1926). Ситроен Модель В-14 воплощает в себе развитие кузовов типа ландо 10-х годов (рис. 7.2, г) в направлении исчезновения в их облике явных признаков кареты. Полностью они исчезли, пожалуй, лишь в силуэтах автомобилей 30..40-х годов (рис. 7.2, д, е). Важное место в формообразовании кузовов того времени (и весьма долго в будущем) занимает специально выделяемый объем – моторный отсек (отделение). Он стал атрибутом автомобильного кузова уже в самом начале века.

Автомобиль Шевроле Спешиал 41 (рис. 7.2, е: Chevrolet Special Coupe de Luxe – 1941 год; двигатель – рядный, шестицилиндровый с диаметром цилиндра  $D = 89 \text{ мм}$  и ходом поршня  $S = 95,25 \text{ мм}$ , развивающий номинальную мощность  $N_e = 67 \text{ кВт}$  при частоте вращения его вала

$n_{eV} = 3300 \text{ мин}^{-1}$ ) олицетворял стиль 30...40-х годов. Его конструкция выражала истинно американский подход к автомобилю в соответствии со старым высказыванием "Европеец садится в автомобиль, чтобы ехать, а американец – чтобы отдохнуть" (использовались трехступенчатая коробка передач с синхронизированными второй и третьей передачами, мягкая пружинная подвеска передних колес, тормоза с гидравлическим приводом; обладая массой 1450 кг, автомобиль мог двигаться со скоростью 125 км/ч; расход топлива – 14 л/100 км). Многие конструктивные решения и элементы кузова, впервые получившие применение на этом автомобиле, затем "перекочевали" на модели послевоенного периода. Кузов отличается плавными обводами и переходами от одного своего элемента к другому и образует замкнутую жесткую оболочку, которая воспринимается как аэродинамически совершенная. В то время в США уже существовало понятие "дизайн". Более того, дизайн уже воспринимался как своего рода полезный труд, хотя определяющего влияния на формообразование кузова еще не имел.

Кратко охарактеризовать специфику автомобильных кузовов 50...60-х годов очень сложно. С одной стороны, моду стал диктовать монополю дизайн, продуцируя различные стили, в которых зачастую очень существенно игнорировалась функциональная целесообразность; с другой, расширение познаний в области практической аэродинамики обусловило тенденции к реализации аэродинамически совершенных форм. Конечно же, были и попытки совмещения весьма неопределенных, интуитивных законов красоты с более строгими законами технического совершенства. И наконец, были и явно консервативные течения. Тем не менее в этот период накапливались систематические глубокие знания о всех сторонах проявления автомобиля, что непременно должно было отразиться на тенденциях его развития.

Экспериментальное купе Карина (рис. 7.2, ж) – оригинальная версия стилистов Ситроена, отражающая в себе определенный взгляд из 70-х годов XX столетия на формообразование и интерьер кузова 2000-го года. Эта версия не обременена явно идеями "аэродинамического" совершенства. А вот рассчитанный на отдельных заказчиков автомобиль Исдера Спидер 033i (рис. 7.2, з) воплощает в себе весьма специфическую идею аэродинамического совершенства: в целом кузов имеет плавные обтекаемые формы в этом усматриваются современные тенденции; размещенный в отсеке между сиденьями и задним ведущим мостом четырехцилиндровый двигатель мощностью 103 кВт способен автомобиль, оснащенный пятиступенчатой коробкой передач и имеющему массу 695 кг, обеспечить разгон с места до скорости 100 км/ч за 8,1 с; максимальная скорость – 202 км/ч; в то же время отсутствуют крыша, и даже вместо лобового стекла предусмотрены лишь непрозрачные дефлекторы Дф, которые являются окантовкой верхней части каждой из двух дверей (тенденции, заимствованные, скорее, от первых автомобилей; внутренний объем кузова замыкает набегающий на дефлекторы Дф и сходящийся над дугой безопасности ДБ поток воздуха; качество такой воздушной оболочки зависит от скорости движения автомобиля, она слабо предохраняет экипаж от насекомых и пыли); двери автомобиля формируют значительную по площади часть кузова автомобиля и сходятся почти к середине передка, где размещено смещенное несколько вправо от водителя обтекаемое зеркало З заднего вида.

На Парижском салоне 1984 года была выставлена экспериментальная модель Аполлон дорожного автомобиля (рис. 7.2, и), предложенная как прототип автомобиля ближайших десятилетий. Эта модель, построенная на основе шасси серийной машины Рено II Турбо, "настаивает" на необходимости уже в ближайшем будущем тщательного формообразования кузовов автомобилей с позиций предельного повышения их аэродинамического совершенства, что, в свою очередь, предопределяет очень высокую энергетическую эффективность автомобилей в целом. Модель Аполлон, как утверждается, обладает такими аэродинамическими показателями, по которым с нею не сравним ни один из перспективных экспериментальных прототипов, не говоря уже о серийных машинах (коэффициент сопротивления воздуха составляет  $c_x=0,13$ , а фактор обтекаемости равен  $c_x F = 0,248 \text{ м}^2$ ;  $F$  – площадь лобового сопротивления, миделево сечение). Для того, чтобы достичь такого уникального результата требуется, вообще говоря, немало. Поверхность кузова должна быть плавнообтекаемой без каких-либо выступающих элементов (стекла автомобиля, представляющего собой четырехдверный седан, примыкают друг к другу с минимально возможными зазорами, образуя прозрачный пояс, внутри которого оказываются даже стойки кузова, с внешней стороны автомобиля этот пояс воспринимается как часть абсолютно гладкой поверхности кузова; отсутствие зеркал заднего вида компенсирует специальное навигационное устройство, которое с помощью видеокамер воспринимает

пространство сзади автомобиля и воспроизводит его без привычных для обычного автомобиля "слепых" зон на размещенном в консоли между передними сиденьями экране; двери без каких-либо внешних ручек и щелей могут открываться только на расстоянии с помощью ультразвукового ключа). Упорядочивают поток набегающего воздуха передок кузова очень обтекаемой формы, сильно наклоненное лобовое стекло, довольно высокий задок с выделяющимся аэродинамическим обтекателем под ним, гладкое днище, переходящее в специальные пороги, которые уменьшают завихрение воздуха в зоне вращающихся колес. Уделено внимание также и внутренней аэродинамике автомобиля: в полу кузова предусмотрен канал, которым к задней части автомобиля отводится воздух от радиатора системы охлаждения двигателя. При скорости движения автомобиля свыше 120 км/ч специальное электронно управляемое устройство уменьшает дорожный просвет на 70 мм. Форма днища кузова подобрана таким образом, что при малом дорожном просвете под автомобилем уменьшается давление из-за увеличения скорости протекания под ним воздуха. В итоге возникает эффект прижатия автомобиля к дороге (эффект Вентури), способствующий повышению устойчивости движения и управляемости автомобиля.

В этой же модели нашли воплощение и многие современные достижения в области эстетического оформления интерьера и безопасности автомобиля. В частности, с целью повышения безопасности автомобиля предусмотрена радарная система предотвращения столкновений. За такими или подобными им системами – будущее, причем не очень далекое. Ведь дистанционная система предотвращения столкновений – это своего рода "бамперное" устройство, выходящее далеко за пределы габаритов автомобиля и использующее активные средства поглощения энергии (например, тормоза автомобиля). Ее повсеместное внедрение, размышающее в некоторой степени границу между средствами активной и пассивной безопасности, непременно повлияет на принципы проектирования кузовов автомобилей. Можно ожидать, например, что устранение некоторых механических средств повышения безопасности, позволит снизить массу автомобиля. А это – очевидный путь к повышению энергетической эффективности транспортных средств .

Как следует из вышеизложенного, аэродинамическое совершенство кузова предопределяет улучшение и других свойств автомобиля – устойчивости движения, управляемости, и, что очень важно, – повышение его энергетической эффективности. Однако, необходимо подчеркнуть, что именно аэродинамическое совершенство кузова не всегда трактуется одинаково. Для примера на рис. 7.2, *й*, *к* приведены зарисовки соответственно гоночного автомобиля Мак Ларен МР4/2 (McLaren МР 4/2) Формулы 1 и рекордного электромобиля ХАДИ-13Э, разработанного в студенческом проектно-конструкторском бюро ХАДИ (теперь ХГАДТУ). Первый предназначен для скоростного движения по извилистой трассе при конкуренции за место на ней с другими аналогичными автомобилями, а второй – для рекордного заезда на свободной прямой трассе заданной длины. Для обеих машин важны надежный контакт колесных движителей с опорной поверхностью, обеспечивающий реализацию необходимых тяговых усилий, а также формирование силовых факторов, гарантирующих устойчивость движения. Этим требованиям удалось удовлетворить, избрав для рекордного электромобиля кузов в форме крылатой ракеты. Что же касается автомобиля Формулы 1, то в силу переменности курса движения он должен удовлетворять габаритным ограничениям и обладать гарантированной управляемостью при вынужденных зачастую изменениях скорости движения. Поэтому перед разработчиками кузовов этих типов гоночных автомобилей стоят более сложные задачи. С целью прижатия автомобиля к дороге используют, например, так называемые антикрылья Акр1, Акр2 (см. рис. 7.2, *и*), которые представляют собой самостоятельные элементы автомобиля. Однако при этом весьма существенным становится отношение суммарной площади поверхностей деталей, узлов, частей автомобиля, контактирующих с набегающим потоком воздуха, к вытесняемому ими объему в воздушном пространстве. А это обуславливает при прочих равных условиях некоторое увеличение суммарного эффекта сил поверхностного трения. Кроме того, играя положительную роль при движении автомобиля на виражах, антикрылья на прямых участках трассы при необходимости реализации больших тяговых усилий на колесах порождают одновременно ощутимое сопротивление воздуха.

Чтобы избавиться от антикрыльев, или, по крайней мере, ослабить их значение в формировании силового взаимодействия автомобиля с окружающей средой, прибегают опять же к упоминавшемуся выше эффекту Вентури. Для этого используют специальную юбку, связанную системой тяг и тросов с подвесками колес так, чтобы имел место постоянный контакт эластичных кромок юбки с дорожным полотном без существенных усилий. Юбка образует боковые "стенки" трубы Вентури; другими ее "стенками" являются дорожное полотно и днище кузова-монокока. Эти мероприятия и специальная конструкция шин позволяет контролировать движение автомобиля при нагрузках, вызывающих боковые ускорения, примерно равные  $2,5g$  ( $g = 9,81$  м/с).

Проблема формирования аэродинамически оптимального взаимодействия автомобиля с окружающим пространством многими воспринимается как одна из наиболее важных. Ее пытаются решить, исходя из различных позиций, реализуя различные подходы. Особое место среди средств, повышающих эффективность автомобиля, занимает эффект Вентури. Весьма эффективный способ формирования этого эффекта позволяет реализовать активная подвеска колес автомобиля. Такая подвеска при увеличении скорости движения автомобиля автоматически изменяет положение кузова относительно поверхности дорожного полотна, уменьшая дорожный просвет и изменяя характер протекания воздуха под днищем автомобиля.

В то же время, в отдельных случаях эта проблема не является определяющей. Так японский экспериментальный автомобиль Тойота ТАС-3 (рис. 7.2, л) во многом "выражает", в сущности, ту же версию конструкторов, что и автомобиль Исдера Спидер 033i (см. рис. 7.2, э), но значительно более простыми средствами. Ради точности, необходимо отметить, что он задуман как малый прогулочный автомобиль, предназначенный в основном для молодых любителей автотуризма. В кузове предусмотрены три сидения в два ряда (в первом ряду посередине кузова размещено только сидение водителя, имеющее возможность поворачиваться вокруг вертикальной оси на 45 град и вправо, и влево). В соответствии с назначением автомобиля в его приводе используются рядный двигатель с относительно малой мощностью (55 кВт), трехступенчатая автоматическая коробка передач; подвеска всех четырех колес – независимая типа "свеча".

Примером крайнего отклонения от очерченных выше концепций совершенства является машина Сузуки LT 125 (рис. 7.2, м) – своеобразное воплощение мотоциклетной техники. "Четырехколесный мотоцикл" – машина 80-ых годов, как и Тойота ТАС-3. В его конструкции использованы мотоциклетный одноцилиндровый двигатель мощностью 6,1 кВт, пятиступенчатая коробка передач с задним ходом; широкие шины определяют ее как внедорожную транспортную машину.

Такая версия пассажирского транспортного средства нашла своих последователей. Примером тому экспериментальная прогулочная открытая переднеприводная машина Италдизайн – Макимото, построенная в 1986 году на основе агрегатов и узлов серийного автомобиля Фольксваген-Гольф GTI. Она рассчитана на шесть человек, развивает максимальную скорость 180 км/ч; четырехцилиндровый двигатель мощностью 102 кВт и пятиступенчатая коробка передач позволяет разогнать ее до скорости 100 км/ч примерно за 8 с. Будучи чем-то средним между автомобилем и мотоциклом она все же значительно ближе к первому, чем Сузуки LT 125. Еще два примера: Volkswagen Scooter трехколесный двухместный автомобиль (переднеприводной; двигатель с принудительным зажиганием, карбюраторный мощностью 29 кВт или с впрыском топлива мощностью 66 кВт; коробка передач – полностью синхронизированная четырехступенчатая механическая; снаряженная масса – 550 кг; максимальная скорость при двигателе с мощностью 29 (66) кВт – 160 (220) км/ч; аналогично время разгона в диапазоне скоростей 0...100 км/ч – 14,8 (8,5) с; расход топлива при скоростях 90; 120 км/ч и в городском цикле ЕНК – 3,9 – 5,0 – 6,7 (4,4 – 5,6 – 8,2) л/100 км); Oemil (Oekomobil) W18K5 – одноколейная двухместная машина, созданная на основе узлов и агрегатов мотоцикла BMW K100 (двигатель – четырехцилиндровый BMW с электронно управляемой системой впрыска Bosch LE-Jetronic, развивающий при частоте вращения вала  $n_c = 8000$  мин<sup>-1</sup> мощность 66 кВт; привод на заднее колесо через сцепление и четырехступенчатую механическую коробку передач с задним ходом; колеса – два несущие мотоциклетные BMW и два боковые малого диаметра, удерживающие машину в вертикальном положении при малых скоростях и на стоянке и убирающиеся при скоростях, превышающих 3 км/ч; максимально возможная скорость – 240 км/ч, ограничиваемая – 180 км/ч; время разгона в диапазонах скоростей 0...100 и 0...200 км/ч – соответственно до 8 и 25 с;

расход топлива, установленный в результате испытательного пробега на 50000 км, – 5,04 л/100км). Особенностью машин VW Scooter и Oemil является то, что они воплощают в себе попытку сгладить признаки отличия мотоцикла и автомобиля, совмещая рационализм первого с комфортом второго, причем – с помощью кузова, представляющего собой полностью замкнутую оболочку. Автомобиль VW Scooter, в частности, имеет очень малую площадь миделевого сечения –  $F = 1,44 \text{ м}^2$ , а обтекаемый кузов позволяет существенно снизить сопротивление воздуха, обеспечивая  $c_x = 0,25$  (так что низкое значение  $c_x F = 0,36 \text{ м}^2$  характеризует машину как весьма энергетически совершенную). Получается, что 80-е годы озаменованы "новым пересмотром" потенциальных возможностей упоминавшихся выше одноколейной Даймлера и трехколесной Бенца повозок.

## 7.2 Идентификация аэродинамического совершенства кузова

Облик современного автомобиля является итогом сбалансированного воплощения определенных принципов эстетического и аэродинамического совершенства. Эстетические воззрения почти не формализуемы. Об аэродинамическом совершенстве можно говорить более конкретно и точно, но далеко не с полной определенностью.

Обычно исходят из того, что взаимодействие автомобиля с окружающим воздухом порождает силовые факторы (собственно силы и моменты сил), значения которых пропорциональны квадрату модуля  $v_\infty^2$  вектора скорости  $\vec{v}_\infty$  относительного перемещения автомобиля и масс воздуха. Так аэродинамическую силу, действующую на автомобиль в плоскости, параллельной опорной поверхности, можно определить как вектор

$$\vec{P}_{w\infty} = -\frac{\rho}{2} c_{w\infty}(\delta) F v_\infty \vec{v}_\infty,$$

где  $\rho$  – плотность воздуха (часто принимают  $\rho = 1,22 \text{ кг/м}^3$ ),  $c_{w\infty}$  – коэффициент аэродинамического взаимодействия,  $F$  – так называемая площадь лобового сопротивления автомобиля (площадь его миделевого сечения),  $\vec{v}_\infty = \vec{v} + \vec{v}_w$ ;  $\vec{v}$ ,  $\vec{v}_w$  – скорости автомобиля и масс воздуха относительно опорной поверхности;  $\delta$  – угол между векторами  $\vec{v}$  и  $\vec{v}_\infty$ . Составляющая  $\vec{P}_w$  вектора  $\vec{P}_{w\infty}$  линия действия которой совпадает с линией вектора  $\vec{v}$  скорости автомобиля, называется силой аэродинамического сопротивления. Модуль вектора  $\vec{P}_w$  определяется по формуле

$$P_w = \frac{\rho}{2} c_w(\delta) F v_\infty^2,$$

где  $c_w = c_{w\infty} \cos \delta$  – так называемый коэффициент аэродинамического сопротивления.

В США аэродинамическую силу сопротивления движению оценивают по рекомендациям D OT/SAE при скорости движения автомобиля  $v = 55$  миль/ч (90 км/ч) и скорости бокового ветра  $v_w = 9,5$  миль/ч (15 км/ч) (угол  $\gamma$  между векторами  $\vec{v}_w$  и  $\vec{v}$  составляет  $\pi/2$ , а угол  $\delta$  между векторами  $\vec{v}_\infty$  и  $\vec{v}$  равен  $\delta = \arcsin v_w/v \approx 9,95$  град). Предлагают ее также оценивать [5, 7] некоторой средней при заданном отношении  $v_w/v$  величиной коэффициента аэродинамического сопротивления:

$$c_{wcp} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi c_w(\delta) \left[ 1 + \left( \frac{v_w}{v} \right)^2 + 2 \frac{v_w}{v} \cos \gamma \right] d\gamma.$$

Но все же чаще всего идут по наиболее простому пути, определяя всего лишь величину  $c_x = c_w$  ( $\delta = 0$ ) при некоторой наперед заданной скорости движения автомобиля и считая, что чем меньше  $c_x$ , тем аэродинамически совершеннее машина.

Однако понятие аэродинамического совершенства значительно глубже по содержанию и сложнее по определению, чем это отражают используемые измерители. Аэродинамические свойства автомобиля в значительной степени определяют управляемость и устойчивость его движения, уровень акустических излучений (шумов) и т.д. Но самое главное, что эти свойства



однозначно практически не прогнозируемы (невозможно, например, сколь-нибудь строго определить их связь с формой кузова). Неопределенность как таковая возникает, в первую очередь, в силу отсутствия методов синтеза аэродинамического идеала, на фоне которого и можно было бы судить об уровне совершенства того или иного дизайнерского или конструкторского решения. Более того, не разработаны даже приемлемо адекватные модели взаимодействия автомобиля с воздушным пространством (настолько сложным объектом исследования является автомобиль). В связи с этим проблемным оказывается анализ аэродинамических свойств, а без умения проводить его о синтезе и говорить не приходится. Поэтому многие методы синтеза оптимальных аэродинамических форм (см. например, [3]) не применимы к автомобилю.

Отсутствию возможности изыскивать и обсуждать концепции совершенствования на строгой научной основе с применением точных математических методов, тем не менее, была найдена оригинальная и эффективная альтернатива – полемика идей (концепт-полемика, если можно так сказать; ее отголоски можно найти в весьма обширной литературе). Наиболее ценной частью этой полемики является, противопоставление идей-версий в форме натурального их воплощения в конструкциях экспериментальных автомобилей. Помимо упоминавшихся выше, на рис. 7.3, 7.4 приведены зарисовки еще некоторых экспериментальных машин.

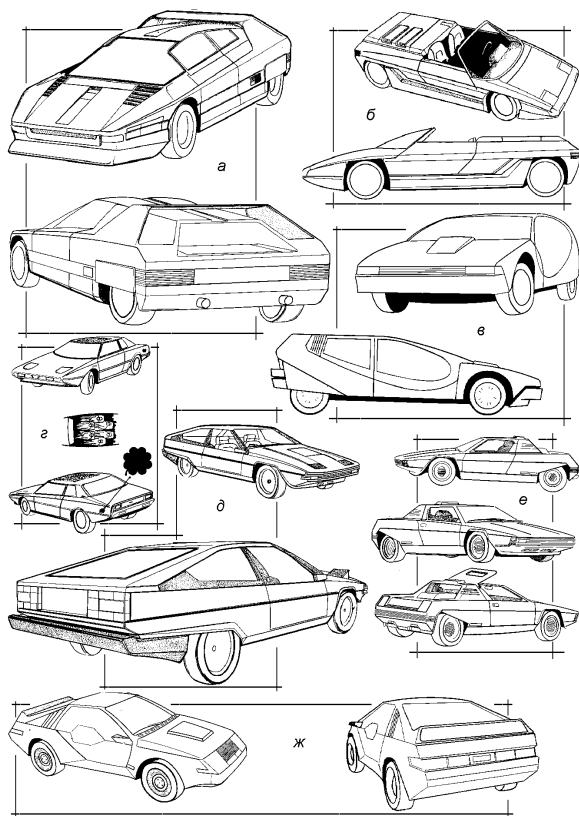


РИСУНОК 7.3 Клинообразное формообразование кузова легкового автомобиля.

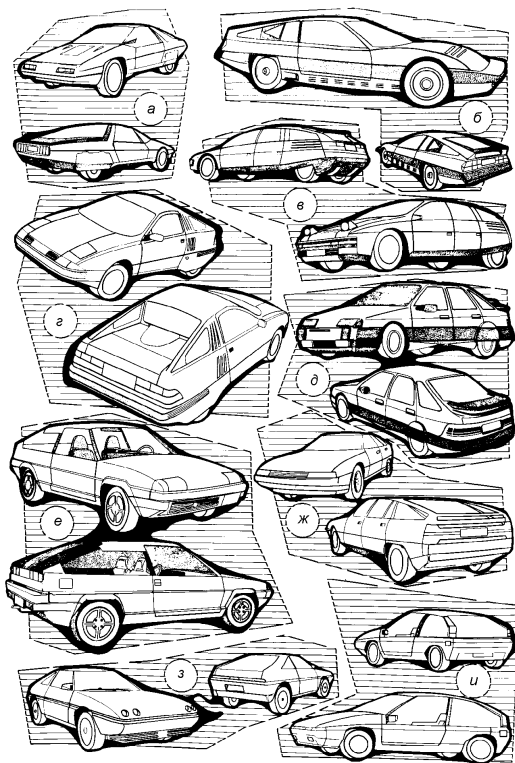


РИСУНОК 7.4 Тенденции рационального формообразования кузова автомобиля.

Весьма обширный класс составляют экспериментальные автомобили, кузова которых обладают ярко выраженной клинообразной формой, рис. 7.3. Одним из наиболее оригинальных представителей этого класса является созданное в 1976 году на шасси Alfa Romeo T33 спортивное купе Navajo (рис. 7.3, а). В его конструкции впервые был использован передний спойлер, положение которого в пространстве могло изменяться либо вручную, либо автоматически в зависимости от скорости движения машины. Фары в светлое время суток скрывались в специальных боковых нишах (при необходимости они выдвигались в стороны в пределах габаритной ширины автомобиля, тогда как чаще всего предпочтение отдавалось фарам, выдвигаемым вверх над поверхностью капота). По бокам задних колес, которые являются ведущими, предусмотрены специальные щитки, при раскрывании которых возникал эффект аэродинамического торможения автомобиля. В боковых гранях кузова перед этими щитками размещены отверстия, через которые осуществлялся забор воздуха для охлаждения задних колесных тормозов и питания размещенного перед ведущими колесами двигателя. Крыша кабины сзади автомобиля переходит в вентиляционный туннель, которым отводится воздух от двигателя и коробки передач (туннель от салона отделен стеклянкой перегородкой, выполняющей естественные функции заднего окна). Радиатор жидкостной системы охлаждения двигателя размещен спереди автомобиля. Поэтому для подвода воздуха к нему и к передним тормозным механизмам в носовой части кузова предусмотрено еще одно отверстие; отвод же воздуха осуществляется через отверстия с направляющими ребрами, размещенные ближе к бокам автомобиля непосредственно перед лобовым стеклом. Над задней частью автомобиля замыкается антикрыло, способствующее при больших скоростях движения автомобиля прижатию ведущих колес к дороге. Большая ширина боковых

плоскостей антикрыла к тому же способствует значительному смещению центра бокового аэродинамического давления ближе к задним колесам, что благоприятно сказывается на устойчивости и управляемости движения при боковом ветре (этот центр давления сам по себе смещен весьма значительно к ведущим колесам, благодаря клинообразной форме кузова). Аэродинамические и формообразующие особенности кузова обусловили необходимость использования задних ведущих колес большого диаметра и передних управляемых колес малого диаметра.

Итак, многие решения, определяющие внешний облик купе Navajo, продиктованы стремлением конструктивно обусловить вполне определенное силовое взаимодействие автомобиля с окружающим воздухом, так чтобы автомобиль при прочих равных условиях (например, при заданных мощностях возможностях силового привода) мог двигаться с как можно большими скоростями с соблюдением основных требований безопасности. Такой подход, вообще говоря, не противоречит основополагающим принципам энергетического совершенства автомобиля. Но с эстетической точки зрения форма кузова с ее особыми пропорциями, почти плоскими поверхностями, переходящими одна в другую через четко выраженные грани, у многих, не искусственных в сути воплощенных конструкторских и дизайнерских решений, может и не вызывать благосклонного отношения.

Однако, прежде чем оценивать, необходимо проникнуть в полезность. Чисто же внешняя, поверхностная оценка сложного по существу почти всегда неблагоприятна. Куда более благосклонного отношения можно ожидать, например, при эстетическом восприятии формообразования открытого двухместного высокоскоростного автомобиля Athon на шасси Lamborghini (1980 год, рис. 7.3, б): при реализации тех же стилистических принципов в форме кузова Athon воплощена большая функциональная простота, чем в форме кузова Navajo (кстати оба кузова созданы в одной и той же студии дизайна, принадлежащей кузовостроительной фирме Bertone).

Трехобъемное купе Triple TTS (Ten Twenty Special; рис. 7.3, в) создано в 1977 году английским стилистом Крисом Намвастоуном по заказу фирмы Triplex Safety Glass Company Limited (шасси автомобиля Alfasud с использованием четырехцилиндрового двигателя Alfa Romeo, развивающего мощность 97 кВт при частоте вращения его вала 6400 мин<sup>-1</sup>; максимальная скорость – 200 км/ч; время разгона в диапазоне скоростей 0...100 км/ч – 10 с). Проект купе был призван обратить внимание на полезные возможности нового по тем временам тонкого слоистого так называемого триплекс-стекла, способствующего повышению уровня пассивной безопасности автомобиля. Поэтому многие принятые решения подчинены именно этой цели (лобовое стекло с вмонтированной радиоантенной; обтекаемое заднее стекло, съёмная прозрачная часть крыши кузова из тонированного стекла, просматриваемые с места водителя каналы, начинающиеся от прозрачной задней стенки салона и заканчивающиеся застекленными вырезами на боках автомобиля в форме стилизованного четырехлистника – цветка, которые помогают ориентироваться водителю при парковании автомобиля в весьма стесненных условиях). Но главной же особенностью автомобиля является рациональное использование объема салона кузова, благодаря оригинальному размещению шести складывающихся индивидуальных сидений в трех рядах.

Несколько по-другому трактуется клинообразная форма кузова в проекте семейного четырехдверного четырех-пятиместного автомобиля Ford Megastar (рис. 7.3, з). Он создан к 1977 году студией дизайна Ghia Operation (Турин, Италия) на базе автомобиля Ford Granada Ghia. Кузов весьма обтекаем, сочетает в себе, по существу, два объема – передок и собственно салон (багажное отделение начинается сразу за спинками задних сидений), около 80 % площади поверхности передних дверей и 60 % площади поверхности задних дверей застеклены.

Весьма лаконичными средствами выражена клинообразная форма кузова 2+2-местного купе (а точнее – комби-купе) Ascot, созданного фирмой Bertone на шасси Jaguar XJ/S (рис. 7.3, д). Эти средства были уже апробированы фирмой в 1976 году в процессе создания на шасси Ferrari двухместного купе Rainbow (рис. 7.3, е). Лаконизм формы, однако, может и исчезнуть, если стремиться существенно снизить коэффициент аэродинамического сопротивления движению автомобиля. Свидетельством тому форма кузова Ghia спортивного двухместного автомобиля Ford Mustang RSX (Rallye Sport Experimental), зарисовка которого приведена на рис. 7.3, ж. Стилистической особенностью кузова машины RSX является нижняя половина дверей, облицованная плексигласом, который по цвету гармонирует с тонированными боковыми стеклами и создает иллюзию полностью стеклянных дверей. Аэродинамичность кузова достигается уменьшением площади миделевого сечения, созданием специального обтекаемого перехода между передними и задними вырезами в кузове под колеса, использованием заднего спойлера, который представляет собой неотделимую часть задних застекленных дверей.

В то же время и строго клинообразная форма кузова может обладать весьма высоким уровнем аэродинамического совершенства, как, например, кузов автомобиля Ford Probe I (рис. 7.4, *а*); величина коэффициента аэродинамического сопротивления составляет  $c_x = 0,22$ . Но для этого, безусловно, потребовалось существенно сгладить грани кузова. Сглаженность граней в большей или меньшей степени характерна для всех иллюстрируемых на рис. 7.4 кузовов (если сопоставлять их с кузовами, зарисовки которых приведены на рис. 7.3).

Среди предложений, отраженных на рис. 7.4, одни ратуют за более радикальные решения в формообразовании кузовов (версии: американской студии дизайна Форд, рис. 7.4, *а*; студии дизайна Пининфарина, рис. 7.4, *б*; европейской студии дизайна Чиа Форд, рис. 7.4, *в*, *г*; американской студии дизайна Форд, рис. 7.4, *д* – автомобиль Ford Probe III, подытоживающий определенный этап успешных работ по аэродинамическому совершенствованию кузова достижением очень низкого значения коэффициента аэродинамического сопротивления  $c_x = 0,22$ ), другие – за меньшие отклонения от классического направления (рис. 7.4, *е* – фирма Бертоне; рис. 7.4, *ж* – фирма Италдизайн, рис. 7.4, *з* – студия Пининфарина, рис. 7.4, *и* – фирма Бертоне). И действительно, автомобиль Ford Probe I (рис. 7.4, *а*), например, воплощал в себе по тому времени (1979 год) весьма авангардистские решения, тогда как созданный в том же 1979 году на узлах и агрегатах шасси Volvo 343 автомобиль Bertone Tundra с открывающимся вверх безрамным задним окном (рис. 7.4, *е*) воспринимался как оригинальная версия автомобиля ближайшего будущего.

Представленные на рис. 7.2, *ж*, *и*; 7.3 и 7.4 зарисовки автомобилей отражают уровень полемики идей на рубеже 70...80 годов XX-го столетия. Именно тогда аэродинамическое совершенство автомобиля стало неотъемлемым атрибутом получивших признание дизайнерских решений. С течением времени уровень полемики все возрастал, привлекались новые идеи и средства их реализации (в частности, большое внимание было уделено так называемым однообъемным кузовам), были найдены аргументы, ставящие под сомнение состоятельность бытовавшего мнения, что аэродинамическая оптимальность кузова противоречит требованиям потребительского совершенства автомобиля. Тем не менее, к настоящему моменту акценты полемики оказались в целом заметно смещенными в области навигационно-информационного аспекта совершенства, комфортабельности, безопасности.

### 7.3 Перспективы аэродинамического совершенствования

Основные тенденции в аэродинамическом совершенствовании, например, легкового автомобиля можно проследить с помощью приведенных на рис. 7.5 диаграмм изменения значений коэффициента аэродинамического сопротивления  $c_x$  с течением времени. На одной из диаграмм (рис. 7.5, *а*) проиллюстрированы темпы планомерного улучшения обтекаемости кузова автомобиля на основе концепций, развиваемых французской фирмой Рено: исходя из аэродинамических свойств серийно производимых автомобилей Renault 5, 9, 10, 11, 14, 20, 21, 25, Fuego (сокращенно R5, R9, ..., R Fuego), запрашивается прогноз, что к 2000 году величина  $c_x$  достигнет значений 0,24...0,28; экспериментальные автомобили Renault VESTA, VESTA+, VESTA2, изготовленные в рамках одноименной программы (Vehicule Econome de Systemes et Technologies Avances), образуют ряд, на основании которого можно предполагать реальность достижения значения  $c_x=0,15$ ; еще один прогноз – достижимость значения  $c_x=0,10$  – следует из проектов Renault EVE, EVE Plus, Aero Plus, Super EVE, Orphee. К последнему прогнозу можно придти также, исходя из анализа достижений фирмы Ford в рамках экспериментальной программы Probe: автомобили Ford Probe I, II, ..., V (сокращенно FP I, II, ..., V) образуют ряд, в соответствии которому можно поставить некоторый "размытый" график  $c_x=c_x(T)$  ( $T$  – год создания автомобиля) с горизонтальной асимптотой  $c_x(T)=0,1=0$ , рис. 7.5, *б*.

В целом же, независимо от отдельных программ, проследить перспективы аэродинамического совершенствования автомобилей значительно сложнее. Так "размытый" график  $c_x=c_x(T)$ , рис. 7.5, *в*, отражает характер изменения по годам значений  $c_x$  для серийно производимых автомобилей лишь приближенно; причем степень точности информации тем меньшая, чем более ранний период развития автомобиля рассматривается (в прошлом аэродинамические свойства автомобиля не принадлежали к числу наиболее важных и поэтому не контролировались; теперь, чтобы получить недостающую информацию, приходится часто проводить исследования музейных экспонатов отдельных автомобилей).

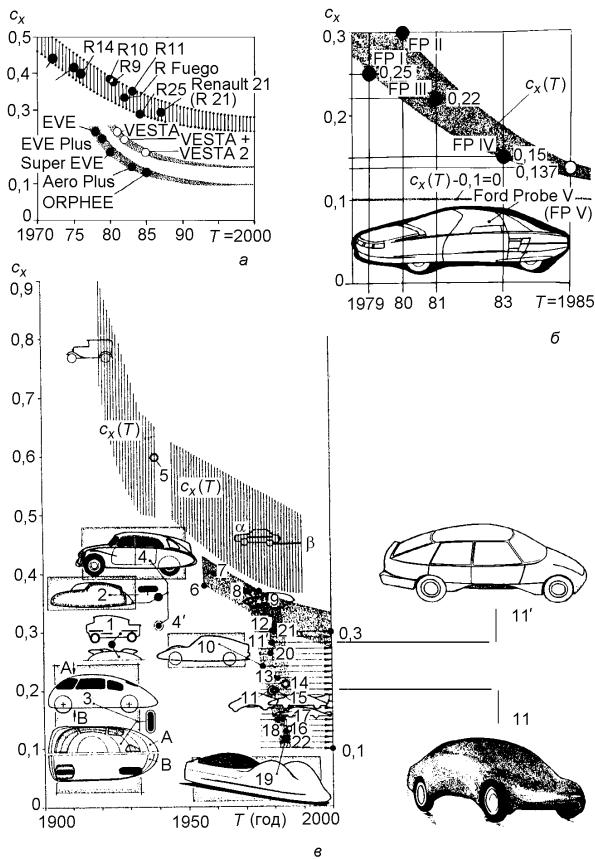


РИСУНОК 7.5 Тенденции и перспективы аэродинамического совершенствования легкового автомобиля.

Автомобили 1920...1935-х годов в целом особо не отличались обтекаемостью форм ( $c_x \approx 0,90 \dots 0,55$ ), хотя перспективы ее существенного улучшения, в принципе, были известны (даже при отсутствии аэродинамических труб имелась возможность оценить существенное снижение  $c_x$  для отдельных версий автомобиля, например, методом выбега). Так, автомобиль немецкого авиаконструктора Эдмунда Румплера начала 20-х годов (см., например, [1]) был весьма обтекаем даже по теперешним меркам: проведенные в 1979 году в аэродинамической трубе Volkswagen исследования музейного оригинала этого автомобиля, показали, что  $c_x=0,28$  (точка 1 на рис. 7.5, в) и  $c_x F=0,28 \cdot 2,57=0,72 \text{ м}^2$ . При этом необходимо иметь в виду, что колеса автомобиля Румплера выступали за габариты кузова, а это, как осознавалось уже тогда [1], могло способствовать увеличению  $c_x$  более чем на 50 %. Поэтому можно предполагать, что в 20-е годы были реальные шансы зафиксировать значение  $c_x=0,19$ .

И в дальнейшем, до 1940 года прогресс в аэродинамическом совершенствовании автомобиля, хотя и был в целом ощутимым, но осуществлялся на фоне весомых нереализованных возможностей. Свидетельствуют об этом, например, проведенные в 1934...1939-х годах исследования В. Камма (Германия). Аэродинамические исследования 1979 года в трубе Volkswagen автомобиля Kamm-Wagen производства 1939 года позволили зафиксировать  $c_x=0,37$  (рис. 7.5, в: метка 2) и  $c_x F=0,37 \cdot 2,17=0,80 \text{ м}^2$ .

В 1937 году на основании результатов опытов, проведенных в Геттингенском институте аэродинамических исследований (AVA), был создан экспериментальный автомобиль, для которого в зависимости от некоторых параметров его кузова величина  $c_x$  может составлять [1] 0,135...0,160 (метка 3 на рис. 7.5, в; там же показаны профиль автомобиля, вид А сверху и вид В снизу с линиями взаимного пересечения поверхности кузова и ряда горизонтальных плоскостей). Проведенные исследования такого Schlör-Wagen (автомобиля Шлера) с заданным сочетанием параметров его кузова показали весьма высокий результат:  $c_x=0,185$  (но в силу большой ширины автомобиля –  $L=2100$  мм, сравнительно большой оказалась и площадь миделевого сечения –  $F=2,54$  м<sup>2</sup>, откуда  $c_xF=0,47$  м<sup>2</sup>; большая ширина автомобиля обусловлена желанием скрыть в пределах габаритов кузова передние управляемые колеса при сохранении заданной их колеи и малых радиусов поворота машины).

В результате испытаний в аэродинамической трубе Volkswagen музейного оригинала автомобиля Татра-87 зафиксировано значение  $c_x=0,36$  (точка 4); но расчеты, проводимые на основании номинальных значений мощности двигателя и максимальной скорости движения автомобиля, показывают, что величина  $c_x$  должна была бы составлять 0,31 (точка 4'); более того, вполне реальным можно было бы считать равенство  $c_x=0,25$ , если бы для доводки кузова использовались средства из арсенала более позднего периода. На рис. 7.5, в силуэт автомобиля Татра-87 сопоставлен с силуэтом автомобиля Камма, откуда следует, что принципиально различные формы кузова обуславливают примерно одинаковое удельное аэродинамическое противодавление среды в процессе движения автомобиля ( $c_x=0,36...0,37$ ).

Форма кузова Фольксвагена, из-за которой его называют "жуком", оценивается значением  $c_x=0,6$  (точка 5). Но будучи своеобразным "мостом" через военные годы застоя в развитии автомобилестроения, Фольксваген имел возможность впоследствии совершенствоваться еще долго, пока величина  $c_x$  не стала меньше 0,5. Аналогично совершенствовался и автомобиль вообще: в 70-е годы, в отношении которых имеется большая по объему и вполне достоверная информация, аэродинамическое совершенство автомобилей соответствует по совокупности выпущенных автомобилей определенному  $\alpha$ -уровню, для которого  $c_x=0,46$ . Этот уровень определяется без учета явно неудачных решений, которые могут тиражироваться в весьма больших количествах мощными, но слабо развитыми в качественном отношении автомобильными промышленностями отдельных стран.

Исходя из принципов постепенности развития автомобилей, можно было бы прогнозировать на 80-е годы  $\beta$ -уровень аэродинамического совершенства, для которого  $c_x \approx 0,45$ . Однако энергетический кризис 70-х годов и обусловленная им интенсификация поиска более эффективных конструкторских и дизайнерских решений отразились именно в 80-х годах появлением большого количества аэродинамически более совершенных автомобилей. Впрочем, этот прогресс был подготовлен в моделях автомобилей более раннего периода, которые по значениям  $c_x$  "выпадали" из общих тенденций. На рис. 7.5, в этот факт отражен точками 6, ..., 9, каждой из которых можно поставить в соответствие информацию "марка автомобиля/год выпуска/значение  $c_x$ /значение  $F$ , м<sup>2</sup>/значение  $c_xF$ , м<sup>2</sup>": 6 – Citroen ID19/1956/0,38/2,14/0,81; 7 – Porsche 356B/1959/0,40/1,61/0,64; 8 – Citroen GS/1971/0,37/1,77/0,655; 9 – Porsche 924/1976/0,37/1,75/0,648. На этом рисунке нанесены также точки 10, ..., 22, каждой из которой поставлено в соответствие информацию "марка автомобиля/год выпуска/значение  $c_x$ ": 10 – Rovomobil (ГДР, ФРГ)/1976/0,229; 11 – Pininfarina (модель)/1977/0,20; 12 – Citroen GSAX3/1980/0,317; 13 – Ford Probe III/1981/0,22; 14 – Citroen ECO2000/1984/0,21; 15 – Mercedes Benz C111/1978/0,20; 16 – Ford Probe IV/1983/0,15; 17 – AR Volkswagen/1981/0,15; 18 – Apollon/1984/0,13; 19 – Ford UFO2/1984/0,113; 20 – Ford Probe I/1979/0,25; 21 – Ford Probe II/1980/0,30; 22 – Ford Probe V (см. рис. А.2, б)/1985/0,137. В число автомобилей, отражающих достигнутый уровень аэродинамического совершенства их кузовов, включены также рекордные.

Автомобиль Ford UFO2, например, – представитель рекордных автомобилей по уровню топливной экономичности (UFO – Ultimate Fuel Optimiser). Это обусловило своеобразность формы кузова, а также особенности конструкции автомобиля в целом: кузов, представляющий собой обтекаемую оболочку, рассчитан на одного только водителя, рабочее положение которого – лежащее на уровне около 35 мм от поверхности дороги; при трехколесной "формуле" шасси

диаметр двух передних колес, по существу, определил высоту автомобиля, см. зарисовку 19 на рис. 7.5, в; масса автомобиля – всего лишь 20 кг. При полной массе  $M=20+44$  кг Ford UFO2 способен двигаться со скоростью 24 км/ч с затратами мощности всего лишь в 35 Вт. В рекордном заезде длиной 10 миль (16093,4 м) автомобиль Ford UFO2 при средней скорости около 25 км/ч показал расход топлива 0,074 л/100 км. Этот результат обусловлен не только параметрами, характеристиками и устройством автомобиля, но и специальным алгоритмом управления скоростью движения: автомобиль разгоняется сначала до скорости 35 км/ч, что соответствует максимальной скорости вращения вала двигателя (4500 мин<sup>-1</sup>); затем он движется по инерции, пока скорость не снизится до 20 км/ч; в дальнейшем все время воспроизводится импульсное движение разгон–накат в диапазоне скоростей 20...35 км/ч, обеспечивающее среднюю скорость 24...25 км/ч.

В четырехместном купе Rovomobil реализован так называемый принцип "негативного" формообразования кузова [4], см. зарисовку 10 на рис. 7.5, в. Оказалось, что далекая от строго выпуклой форма кузова при весьма большом угле наклона лобового стекла к опорной плоскости (40 град, тогда как, скажем, у автомобиля Ford Probe III этот угол составляет 29 град) и при условии, что поперечное сечение кузова с наибольшей шириной размещено на расстоянии в 2/3 длины автомобиля от его передка, обеспечивает хорошие аэродинамические свойства ( $c_x=0,229$ ;  $c_x F=0,38$  м<sup>2</sup>).

Таким образом, лучшие конструкции серийных легковых автомобилей предопределяют перспективу аэродинамического совершенствования (см. выделенную на рис. 7.5, в полосу с точками 6, ..., 9, 12), позволяющую надеяться, что будут найдены достаточно простые средства, обеспечивающие весьма низкие значения коэффициента аэродинамического сопротивления:  $c_x=0,27...0,33$ . При меньших усилиях конструкторов и дизайнеров, как следует из тенденций развития автомобилей массового производства (см. "размытый" график  $c_x=c_x(T)$ ), такого прогресса, естественно, ожидать не приходится. В то же время изыскания в рамках упоминавшейся выше "полемики идей", в которой в качестве аргументов выступают лишь экспериментальные образцы автомобилей (из-за отсутствия надежных фундаментальных теоретических основ), позволили настолько интенсифицировать процесс аэродинамического совершенствования автомобильного кузова (см. резко ниспадающую полосу на рис. 7.5, в с точками 10, 11, 11', ..., 22), что за сравнительно короткое время вполне достижимым оказалось значение  $c_x=0,13$ .

Процесс изучения потенциальных свойств автомобиля значительно быстротечнее процесса их реализации. И все же воплощенные в экспериментальных машинах оригинальные идеи и средства аэродинамического совершенствования воспринимаются как вполне пригодные к серийному и массовому воспроизведению в условиях начала следующего тысячелетия. Следовательно, ожидаемые темпы улучшения свойств автомобилей уже в ближайшее время должны быть очень высокими (из отраженных на рис. 7.5, а, ..., в данных следует, высокоэффективным, возможно, придется считать тот автомобиль, для которого  $c_x=0,1...0,3$ ).

Любое общество заинтересовано и обязано формировать потребности своих членов, исходя только из истинных ценностей, не искажаемых какими-либо конъюнктурными выгодами. В частности, аэродинамическое совершенство автомобиля – это один из наиболее важных аспектов его энергетической эффективности, повышение которой в значительной степени способствует решению и экологической проблемы. Кроме того, к аэродинамическому совершенству можно прийти не иначе как: "подавляя" источники аэродинамического шумообразования и тем самым повышая комфортабельность автомобиля; обеспечивая надежное сцепление колес с дорогой и тем самым повышая безопасность движения и т.д. Непредвзятые доведенные к сведению общества изысканные потенциальные возможности улучшения свойств автомобиля обязательно трансформируются в потребность (новая осознанная возможность воспринимается как потребность). Это в свою очередь, непременно обусловит соответствующее предложение, сбалансированное, конечно, с платежеспособностью общества (платежеспособность не обязательно трактовать буквально; желание удовлетворить возникшую потребность вынуждает человека принести дополнительную пользу обществу в сфере своей деятельности; этим, собственно говоря, и обусловлен прогресс). Таким образом, как бы не сложились условия в области создания энергоустройств, показанные выше возможности существенного улучшения аэродинамических свойств автомобиля будут в сравнительно короткие сроки непременно реализованы.

## 7.4 Аэродинамичность кузовов простой конфигурации

Переоценить полезность в целом рассмотренного выше прогноза возможностей аэродинамического совершенствования автомобиля очень трудно. Однако, для построения теории потенциальных свойств подобная прогнозическая информация чересчур неконкретная. Ведь цель теории – определить абсолютную шкалу совершенства, а это означает необходимость установления абсолютной "точки отсчета", определение абсолютного идеала.

Еще менее определенно можно говорить об аэродинамическом идеале грузового автомобиля или автопоезда. Основным признаком грузового автомобиля будущего, естественно, является аэродинамически совершенный кузов-оболочка, конфигурация которого не может быть элементарной, воспроизводящей просто конфигурацию груза и рабочего пространства водителя. Известны весьма неординарные версии формообразования аэродинамичных кузовов. Но в то же время весьма близкие к классическим и даже явно "неаэродинамичные" конфигурации кузовов (рис. 7.6) оказываются весьма рациональными именно в аэродинамическом отношении.

На основании анализа воплощенных в экспериментальные машины конструкторских решений можно, в принципе, утверждать достижимость значений  $c_x=0,4...0,3$  (например, у построенного еще в 1985 году автомобиля Fuso MT-90X японской компанией Мицубиси, рис. 7.6, а, величина  $c_x$  составляла 0,38) против значений  $c_x=0,9...0,7$ , характерных для существующих автомобилей аналогичного типа, но определить сколь-нибудь достоверно, как далек такой уровень аэродинамичности от идеала практически не возможно. Экспериментальный автомобиль MAN X90 (ФРГ; рис. 7.6, б: *PO* и *CO* – рабочий и спальный отсеки кабины; *ПП* – полуприцеп; *МБ* – моторный блок с автоматическим сцепным устройством, позволяющим увеличивать на поворотах расстояние между кабиной и полуприцепом), отличается абсолютно "неаэродинамичными" формами; тем не менее его аэродинамичность оказывается весьма высокой –  $c_x=0,4$ . Отличающийся высокой степенью функциональности автопоезд Штайнвинтер-Суперкарго-20.40 (рис. 7.6, в) имеет аналогичную конфигурацию кузова и сопоставимую аэродинамичность. К тому же, вовлечение в холостые пробеги самого лишь тягача (а не автопоезда в целом) способствует повышению средней эксплуатационной аэродинамичности машины, тогда как другие типы автомобилей такой возможности принципиально не имеют.

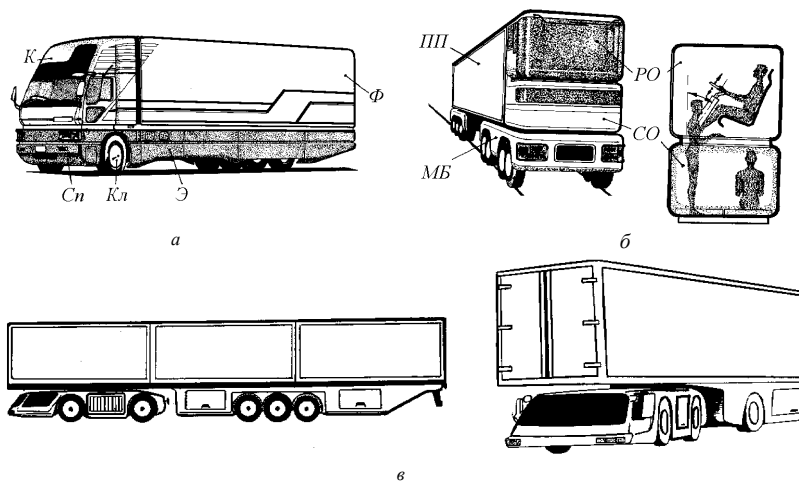


РИСУНОК 7.6 Версии кузовов грузовых автомобилей (автопоездов).



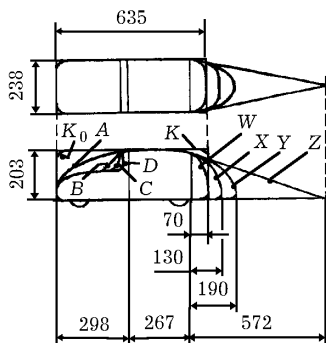


РИСУНОК 7.7 Конфигурация и обтекаемость моделей Лэй.

$c_x$	$W$	$X$	$Y$	$Z$
A	0,30	0,24	0,20	0,12
B	0,30	0,23	0,21	0,12
C	0,32	0,26	0,25	0,17
D	0,35	0,35	0,32	0,24

$c_x, \%$	$W$	$X$	$Y$	$Z$
A	86	69	63	50
B	86	66	66	50
C	91	74	78	71
D	100	100	100	100

$c_x, \%$	$W$	$X$	$Y$	$Z$
A	100	80	67	40
B	100	77	70	40
C	100	81	78	53
D	100	100	91	69

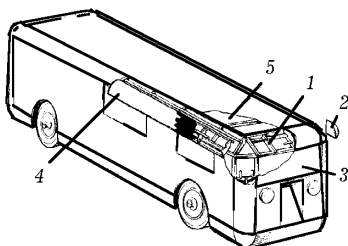


РИСУНОК 7.8 Короб Лэй: 1 – деревянный каркас; 2 – угловой элемент; 3 – оконная панель; 4 – угловая окантовка; 5 – фанерная панель.

Особое отношение к аэродинамическим свойствам тел, мало отличающихся от примитивных за конфигурацией, наблюдается давно. В 1933 году Лэй (Lay W. E.) в аэродинамической трубе (США) подверг продувке упрощенную модель со сменными секциями ее передней и задней частей. Сменные секции позволили существенно изменять конфигурацию и обтекаемость модели, рис. 7.7. Лэй в частности показал, что “правильная” в рамках превалировавших в 30-е годы представлений об аэродинамическом идеале, хвостовая часть Z автомобиля не играет существенной роли, если соответствующим образом не оформлена его передняя часть.

При продувке простой коробчатой модели K был получен посредственный результат  $c_x=0,86$ . Но постепенное скругление углов коробки позволило довести значение  $c_x$  до 0,46. Оказалось в итоге, что коробчатая модель  $K_0$  со скругленными углами обладает большей обтекаемостью, чем седаны выпуска 1933 года. Таким образом, было доказано, что незначительные изменения примитивных аэродинамических форм позволяют, в принципе, существенно повысить их обтекаемость. Акцентируя свое внимание на этом результате, Лэй построил в натуральную величину деревянный короб-кузов (рис. 7.8) с целью исследовать его аэродинамичность на шасси автомобиля Chevrolet. Автомобиль-короб Лэй, как показали исследования Меллера, обладал почти такой же обтекаемостью, как и микроавтобус Volkswagen с кузовом сходной конфигурации. С учетом изложенного аэродинамические свойства автомобилей MAN Х90 и Штайнвинтер-Суперкарго-20.40 (см. рис. 7.6, б и в) воспринимаются как вполне закономерные.

Роль кузова в формировании аэродинамичности автомобиля весьма неоднозначна. Чтобы подчеркнуть это, обратимся снова к модели автомобиля Pininfarina CNR, конфигурация кузова которого отражена на рис. 7.5 отдельными зарисовками II и II' (CNR – итальянский исследовательский клуб, который в качестве материальной поддержки работ дизайнера П. Фарина – основателя одноименной фирмы – заказал разработку и изготовление прототипа аэродинамичного кузова четырехместного автомобиля среднего класса, пригодного для массового производства).

С самого начала была предпринята попытка изыскать форму оболочки, имитирующей кузов автомобиля (без колес) и имеющей вблизи плоской поверхности-экрана как можно меньшее значение  $c_x$ ; при этом взаимодействие оболочки с набегающим воздухом не должно было сопровождаться возникновением вертикальных результирующих сил. Результатом этих

изысканий оказалась оболочка с немислимо малым коэффициентом аэродинамического сопротивления  $c_x=0,049$ . Однако, присоединение к этой оболочке невращающихся колес, опирающихся на неподвижный экран (макет в натуральную величину), привело к увеличению  $c_x$  до значения 0,16 (более, чем в три раза). Придание макету внешних признаков реальной машины (зарисовка 11' на рис. 7.5) приводит к еще большему ухудшению его обтекаемости:  $c_x$  достигает значений 0,23...0,27. Для автомобиля Pininfarina CNR скорость воздуха в аэродинамической трубе, при которой аэродинамическое сопротивление равно сопротивлению качению колес, составляет 80...90 км/ч, тогда как для обычного легкового автомобиля эта величина равна 60...70 км/ч.

Таким образом оказывается, что существенно улучшить аэродинамичность машины за счет совершенствования ее кузова можно только тогда, когда он изначально плохо обтекаем. При достаточно же обтекаемом кузове дальнейшее аэродинамическое совершенствование автомобиля возможно за счет оптимизации его устройства в целом.

## 7.5 Роль кузова в формировании силового взаимодействия автомобиля с окружающей средой

Как уже указывалось, автомобильный кузов принимает самое непосредственное участие в формировании силовых факторов, определяющих движение автомобиля и непременно отражающихся на его энергетической эффективности. Кроме того, кузов замыкает в пространстве некоторое предоставляемое экипажу пространство, которому он же своей конструкцией должен обеспечить относительную недеформируемость. Так форма и архитектура кузова оказываются взаимосвязанными.

Особое значение средства формирования силового воздействия среды приобретают для спортивного автомобиля, двигатель которого обычно обладает сравнительно большой мощностью. Здесь, помимо снижения сопротивления движению, необходимо обеспечить также возможность реализации достаточно больших сил в контакте колесных движителей с дорогой с тем, чтобы гарантировать строго управляемое движение автомобиля с большими скоростями на криволинейных в плане участках трассы, высокую динамику разгона и торможения. Частично это достигается увеличением коэффициента сцепления колес с дорогой за счет оптимизации свойств покрышек колес (важную роль при этом играют форма и размеры покрышек колес, устройство шины и рисунок протектора, обеспечиваемая площадь контакта шины с опорной поверхностью, используемые материалы и технология изготовления и т.д.). А существенный эффект достигается путем увеличения степени прижатия колес к дорожному полотну, но только не за счет роста массы автомобиля. Чаще всего прибегают к использованию так называемых обтекателей (спойлеров), формирующих эффект антикрыла, то есть создающих аэродинамическую силу прижатия, обратную аэродинамической подъемной силе обычного крыла.

Однако, аэродинамический эффект обтекателей существует лишь при больших скоростях движения автомобиля, чем можно воспользоваться при прохождении крутых поворотов на трассе, но не для увеличения сцепления колес с дорогой в периоды разгона и торможения. Более универсальным средством, способствующим реализации движителями достаточно больших сил практически на всех режимах движения автомобиля, являются специальные вентиляторные устройства (устанавливаемые в свое время на гоночных автомобилях Формулы 1 – Chaparral и Brabham). Они ценою нескольких десятков киловатт отбираемой от двигателя мощности создают силы прижатия автомобиля к дороге за счет отсасывания воздуха из пространства под кузовом, изолированного от окружающей среды с помощью эластичных фартуков.

Всякий обтекатель представляет собой дополнительный формообразующий элемент кузова, который определенным образом упорядочивает взаимодействие автомобиля с окружающим его воздухом. Он – либо разомкнутая поверхность, либо оболочка, охватывающая в пространстве некоторый объем. Скажем, антикрылья Акp1, Акp2 гоночного автомобиля (см. рис. 7.2, *й*) являются обтекателями-оболочками. В свою очередь, лопасти вентиляторных устройств представляют собой антикрылья, которые совершают одновременно и поступательное вместе с автомобилем, и вращательное относительно его кузова движения.

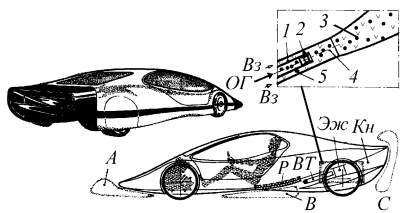


РИСУНОК 7.9 Функциональная трактовка совершенства кузова.

(лопасти вентиляторов) зачастую воспринимаются как нечто искажающее, "обезображивающее" концепцию автомобиля как такового. Основной причиной такого отрицательного восприятия является, очевидно, то, что вращающиеся антикрылья не выполняют одновременно каких-либо "чисто автомобильных" функций в классическом их понимании (так и хочется назвать автомобиль такой конструкции самодвижущимся устройством, бесполезно выполняющим функции пылесоса).

Более терпимо относятся к поступательно перемещающимся обтекателям и антикрыльям, хотя их функциональные возможности не шире, а энергетические затраты на создание аналогичного эффекта, в принципе, выше (скажем, при скорости движения автомобиля в 300 км/ч антикрылья, создающие силу прижатия автомобиля к дороге в 2 кН, порождают дополнительное сопротивление движению, для преодоления которого требуется около 20...25 кВт мощности двигателя). Подкупает в данном случае простота устройства.

Обтекатель или поступательно перемещающееся антикрыло перестают быть объектом критики, если они вообще исчезают как обособленные дополнительные элементы кузова автомобиля, но эффект их наличия при этом как бы остается. С осмысления этой идеи и началась, пожалуй, эра автомобилей-крыльев (wind-cars, англ.), у которых сам кузов совмещает в себе функции обтекателя-антикрыла. Одна из возможных версий автомобиля-крыла, для примера, приведена на рис. 7.9. В данном случае кузов автомобиля представляет собой, по существу, единую оболочку, профиль которой – есть антикрыло. Нижняя кромка антикрыла является стенкой канала  $K_n$ , в котором размещены радиатор  $P$  системы охлаждения двигателя, выхлопная труба  $ВТ$  и специальный эжектор  $Эж$ .

При движении автомобиля сзади него в некотором объеме  $C$  (рис. 7.9) создается разрежение, благодаря которому увеличивается скорость перетекания воздуха из объема  $A$  спереди автомобиля в объем  $B$  под ним и затем через канал  $K_n$  – в объем  $C$ . Но там, где больше скорость перемещения сплошной среды, меньшими становятся давления. Так упрощенно можно объяснить возникновение избыточного давления сверху кузова автомобиля по отношению к его днищу, а вместе с тем – и возникновение эффекта прижатия автомобиля к дорожному полотну.

Отрицательное отношение к какому-либо техническому решению не уместно, если не доказана его неэффективность или не предложена состоятельная альтернатива. Такой альтернативой вращающимся антикрыльям, например, можно считать эжекционную систему отсасывания воздуха из-под днища автомобиля (см. рис. 7.9). Эжекционная система позволяет полезно использовать энергию отработавших газов. При этом одновременно появляется возможность организовать охлаждение двигателя и самих отработавших газов, отсос воздуха из пространства под кузовом автомобиля и глушение шума выхлопа без сложных устройств. Отработавшие газы  $ОГ$  из выпускного коллектора двигателя попадают в эжекционный патрубок  $1$ , заканчивающийся сужающим насадком  $2$ . Из насадки  $2$  отработавшие газы через смесительный объем  $4$  и диффузор  $3$  попадают в атмосферу. В результате в приемном объеме  $5$  создается разрежение  $\Delta p$ , благодаря чему воздух  $Вз$  из-под кузова автомобиля устремляется вслед за отработавшими газами. В процессе эжекции происходит смешение отработавших газов и воздуха с обменом энергии, в результате чего их термодинамические и скоростные параметры выравниваются.

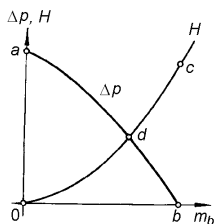


РИСУНОК 7.10 Характеристика совместной работы двигателя и эжекционной системы.

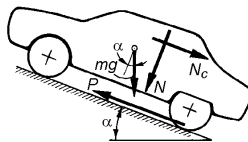


РИСУНОК 7.11 Схема действующих на автомобиль сил.

Производительность эжектора часто характеризуют так называемым коэффициентом эжекции, представляющим собой отношение массы  $m_b$  отсасываемого в единицу времени воздуха к массе  $m_0$  подводимых в единицу времени отработавших газов: В благоприятных условиях величина  $q$  может достигать значений 12...20, но на наиболее часто используемых режимах двигателя она составляет 5... 10. Оказывается, что  $q$  увеличивается с ростом частоты пульсаций потока отработавших газов и скважности импульсов их истечения. Так что, эжекционная система была бы наиболее производительной, если бы для каждого отдельного цилиндра двигателя был предусмотрен свой эжектор. Но это непомерно усложнило бы ее, и поэтому предпочтительнее использовать два эжектора с подводом отработавших газов отдельно от двух групп цилиндров.

Установившийся режим работы эжекционной системы при заданном установившемся режиме работы двигателя внутреннего сгорания можно отразить точкой  $d$  пересечения линии  $ab$  (рис. 7.10), представляющей собой характеристику эжектора  $\Delta p = \Delta p(m_b)$  (зависимость разрежения в приемном объеме  $S$ , см. рис. 7.10, от скорости истечения эжектируемого воздуха) и линии  $Oc$ , отражающей аэродинамическую характеристику  $H = H(m_b)$  воздушного тракта (зависимость аэродинамического сопротивления  $H$  воздушного тракта от  $m_b$ ). На различных режимах работы эжекционной системы достигаются, естественно, различные эффекты прижатия автомобиля к дороге. Изменение этого эффекта достигается изменением режима работы двигателя (одновременно можно ввести также независимое управление аэродинамической характеристикой воздушного тракта, скажем, с помощью дросселирующей заслонки в канале  $K_n$ , или же характеристикой эжектора путем регулирования параметров насадка 2 эжекторного патрубка  $I$ ). В итоге получается, что двигатель внутреннего сгорания продуцирует два типа силовых факторов, рис. 7.11: движущий  $P$  - через трансмиссию и движители; сцепной  $N$  - через эжекторную систему и кузов. Силовые факторы  $P$  и  $N$  взаимно перпендикулярны; при этом второй из них определяет возможность реализации первого:  $P \leq \varphi_0(N + mg \cos \alpha)$ , где  $\varphi_0$  - условный коэффициент сцепления системы движителей с дорожной поверхностью;  $m$  - масса автомобиля;  $g$  - ускорение свободного падения в гравитационном поле Земли;  $\alpha$  - угол наклона опорной поверхности. Продуцирование сцепного фактора может также породить (как в случае антикрыльев) нежелательный фактор сопротивления движению  $N_c$ .

Эффективность эжекционной системы, вообще говоря, сопоставима с эффективностью антикрыльев автомобилей Формулы 1, создающих на предельных скоростях движения прижимающее усилие  $N \approx 3$  кН. Однако, куда более важными, даже принципиально важными, являются область применения эжекционного эффекта и уровень издержек при его создании: эффект эжекции, в отличие от эффекта антикрыла, можно поддерживать не только на высоких скоростях движения автомобиля, но и при интенсивных разгонах и торможения, какими скоростями они бы не начинались и не кончались; он создается за счет эксергии отработавших газов и не порождает прямого увеличения сопротивления воздуха движению автомобиля или прямого отбора механической мощности от двигателя как при вращающихся антикрыльях.

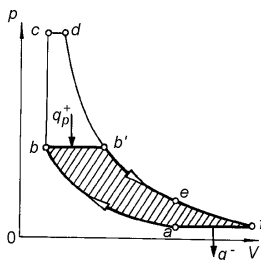


РИСУНОК 7.12 Термодинамический цикл Брайтона.

Цикл  $fbcdea$  – есть своего рода обобщение цикла Брайтона  $abbfa$  (рис. 7.12), идеализированно отображающего процессы в турбинном двигателе (и в реактивном, если не принимать во внимание, что процесс в нем принципиально разомкнут как и у двигателя внутреннего сгорания). Таким образом, полноценное использование эжектора эквивалентно тому, что двигатель за цикл производит на величину  $A_3$  больше работы при одном и том же расходе тепла  $q^+$ , который является аналогом расхода топлива в реальном двигателе. Правда, при этом необходимо иметь в виду, что существует еще одна возможность использования эжекции отработавших газов – в газовой турбине. Примером тому может служить использование газотурбинного наддува. Цикл двигателя внутреннего сгорания с газотурбинным наддувом идеализированно можно отразить той же диаграммой  $abcdea$  (см. рис. 2.19).

Итак, отработавшие газы, благодаря их высокой температуре и способности дальнейшего расширения за пределами рабочих цилиндров, всегда на любом режиме работы двигателя обладают энергией весьма высокого качества. Поэтому концептуально необходимо подразумевать, что в автомобиле, который считается идеалом совершенства, такая энергия (эжекция) непременно используется, причем, часть – для создания движущего фактора, а часть – для увеличения сцепления движителей с дорогой. Увеличение сцепного фактора должно осуществляться ровно в такой степени, чтобы можно было реализовать необходимый движущий фактор и обеспечить строго управляемое движение автомобиля (продуцирование избыточного сцепного фактора обуславливает только потери энергии). В случае реализации малых управляющих и движущих усилий на колесах автомобиля целесообразным является создание даже отрицательного сцепного фактора ( $N < 0$ ), что способствовало бы снижению сопротивления качению колес.

Решение вопроса, каким образом оптимально распоряжаться эжекцией отработавших газов, принципиально зависит от параметров и характеристик двигателя, в частности, и автомобиля, вообще. Но с другой стороны, параметры, характеристики, свойства, законы управления в идеальном автомобиле, скорее всего, взаимообусловлены. Собственно говоря, найти оптимальную взаимосвязь между ними означает то же, что и определить содержание понятия “идеальный автомобиль”.

Факторы, обуславливающие снижение степени прижатия автомобиля к дороге, одновременно способствуют и повышению аэродинамического сопротивления движению. Связано это с особым распределением скоростей движения воздуха относительно автомобиля (рис. 7.13). Вдоль поверхности верхней части автомобиля (поверхности, видимой сверху) и над ней скорости воздуха в среднем обычно выше, чем вдоль и ниже поверхности его днища. А там, где выше скорость среды, более низким оказывается давление (это обстоятельство отражено на схеме в верхней левой части рис. 7.13; знаки “+” и “-” подчеркивают то, что давление под автомобилем превышает давление над ним). Перепад давлений на поверхности кузова порождает действующую на него подъемную силу (которая для легкового автомобиля может достигать 40 % от силы аэродинамического сопротивления), а перепад давлений в окружающем кузов пространстве приводит в движение воздух из зоны с большим давлением в зону малого давления. Так возникают воздушные вихри, называемые индуцированными или концевыми. Упрощенная схема вихревого движения воздуха показана на рис. 7.13 [1] (она, в принципе, аналогична схеме индуцированных вихрей, возникающих позади несущих крыльев самолета). Но индуцированное движение масс воздуха отвлекает часть мощности подводимых к кузову автомобиля движущих факторов. А это и воспринимается как дополнительное аэродинамическое сопротивление.

Если считать, что двигатель внутреннего сгорания работает по идеальному замкнутому циклу, диаграмма которого приведена на рис. 2.16 ( $p$  – давление в цилиндре двигателя;  $V$  – объем, занимаемый рабочим телом;  $V^+$ ,  $V^-$  – максимальный и минимальный объемы цилиндра, освобождаемые поршнем;  $ab$  и  $de$  – адиабаты сжатия и расширения рабочего тела,  $bc$ ,  $ea$  – изохорные процессы;  $cd$  – изобара), то идеальный цикл системы “двигатель-эжектор” можно отразить диаграммой, представленной на рис. 2.19 ( $ef$  – адиабата расширения;  $fa$  – изобара;  $abcdea$  – цикл собственно двигателя;  $fae$  – условный цикл эжектора;  $F_e$ ,  $F_3$  – площади диаграммы, соответствующие в масштабе работам  $A_e$ ,  $A_3$ , произведенным соответственно двигателем и эжектором).

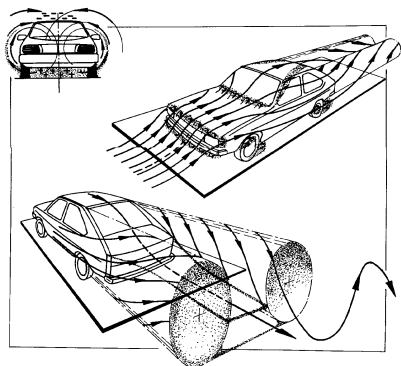


РИСУНОК 7.13 Схема вихревого движения масс воздуха.

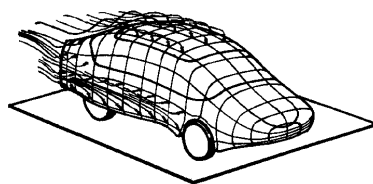


РИСУНОК 7.14 Схема гипотетического автомобиля с интерцепторами.

Очевидно, что плохо обтекаемое днище кузова способствует большему торможению воздуха под автомобилем, увеличению перепада давлений, интенсификации вихреобразного движения воздуха и, в конечном счете, росту сопротивления движению. Поэтому в аэродинамически совершенных автомобилях предпочитают гладкое днище кузова, используют носовые интерцепторы (спойлеры, с одной стороны, прикрывающие необтекаемые элементы под автомобилем, а с другой, уменьшающие поперечное сечение, а следовательно, увеличивающие скорость потока воздуха под автомобилем в области носовой его части). Применяют и автоматически изменяющие свое положение в пространстве интерцепторы, как например, в автомобиле Ford Probe IV. Роль такого интерцептора может выполнять и весь кузов, если автомобиль оборудован активной подвеской, автоматически изменяющей клиренс (с возможным увеличением угла продольного наклона кузова к опорной поверхности). Да и форма кузова в целом тоже играет важную роль в возникновении индуцированных вихрей воздуха. Осмысление этого факта подытожил еще в 1964 году А. Морелли в патенте, определяющем форму кузова, которая исключает возникновение подъемной силы. Кстати, упоминавшаяся выше машина Pininfarina CNR (см. рис. 7.5) создавалась на основе этого же принципа.

Интерцепторы, используемые на автомобилях, бесспорно приводят к положительным эффектам. Но из-за пробелов в теоретической аэродинамике автомобиля очень трудно предугадать этот эффект, не прибегая к эксперименту. Еще труднее оценить потенциальные положительные стороны нестандартных решений. Например (рис. 7.14), упорядочивать поток набегающего на автомобиль воздуха можно и с помощью большого числа интерцепторов, представляющих собой упругие волокна с конфигурацией, изменяющейся пассивно (под воздействием только потока воздуха) и/или активно по определенному закону (скажем, путем изменения давления рабочей среды внутри полого волокна); но вряд ли возможно теоретически исследовать влияние общей площади поверхностей интерцепторов на изменение сил трения, влияние характеристик интерцепторов на перераспределение давления в воздушной среде и на поверхностях автомобиля и т. п.

Трудно предугадать и потенциальные свойства кузова с эластичными элементами изменяющейся формы или кузова с варьируемой в различных точках его поверхности температурой (ведь, взаимодействие автомобиля с воздухом, строго говоря, – термодинамично по сути, чем и можно воспользоваться для того, чтобы активно влиять на характер этого взаимодействия). Да и многое другое, нередко подсказываемое даже самой живой природой, не поддается теоретическому осмыслению с точки зрения приложимости к автомобилю.

Среди “наивных” идей устранения лобового аэродинамического сопротивления особое место занимает идея энергопреобразующего экрана. Таким экраном может, например, служить прикрепленная к передку автомобиля система турбин, воспринимающая на себя набегающий на машину поток воздуха и отбирающая от него кинетическую энергию относительного движения с последующим преобразованием этой энергии в работу в силовом приводе транспортного средства. Патенты на эту тему известны с 1900 года.

Однако, относительное в перпендикулярном к миделевому сечению автомобиля движение воздушных масс возникает и сзади автомобиля. Следовательно, и там необходимо энергопреобразующее экранирование. В идеале, экранирование должно было бы привести к тому, что в абсолютной, связанной с Землей, системе координат движение автомобиля не смогло бы отразиться на движении воздуха за пределами экранированного пространства, в котором находится автомобиль (помехой этому могло бы стать разве что проявление эффектов вязкости, подлежащих, впрочем, тоже экранированию). В пределах же экранированного пространства воздух должен упорядоченно перемещаться со скоростью движения машины.

Понятно, что в настоящее время идея аэродинамического экранирования является в целом по весьма многим признакам утопической. Реальный автомобиль остается всего лишь поршнем некоторой гипотетической насосной машины, перекачивающей воздух из пространства перед автомобилем в пространство позади него. Причем, этот гипотетический насос не имеет осязаемых каналов всасывания и нагнетания и поэтому, возможно, является весьма совершенным. Для подтверждения последнего тезиса, можно, в частности, привлечь рассматриваемый ниже пример потери аэродинамичности автомобилем в туннеле.

## 7.6 Эксплуатационная аэродинамичность

При оценке потенциальных аэродинамических свойств автомобиля, необходимо также учитывать и возможную неоднозначность их проявления в эксплуатации, обусловленную, скажем, конструкцией машины. Следующая работа [6], сопоставим значения коэффициентов аэродинамического сопротивления ( $c_x$ ) для различных типов кузовов, рис. 7.15: Сд - седан Volkswagen 1300 Kafer (VW-1300, "Жук"); Кп - купе Volkswagen Karmann Ghia 1300 Kafer (VW KG-1300); Кб - кабриолет; 3, О - тент закрытый, открытый (значения  $c_x$  для кабриолетов с открытым тентом определялись при отсутствии в салоне водителя и пассажиров).

Для обеих автомобилей  $c_x$  мало зависит от того, мягкий или жесткий верх кузова (отклонение составляет всего лишь 2%; обтекаемость определяется только формой кузова). Однако, при складывании тента величина  $c_x$  может существенно возрасти. Ее значения зависят от количества пассажиров и их размещения в салоне ( $c_x \approx 0,50...0,68$  для кабриолета VW-1300 и  $c_x \approx 0,38...0,48$  для кабриолета VW KG-1300). Таким образом, обтекаемость кабриолета в эксплуатации переменна; причем уровень его аэродинамического совершенства заведомо ниже, чем у автомобилей с жестким кузовом аналогичной формы. Так же отрицательно на эксплуатационной аэродинамичности проявляется и возможность открывания окон. Не наилучшей в этом отношении является и идея убирающихся фар (при частом использовании фар, выдвигающихся за пределы поверхности кузова и тем самым создающих дополнительное сопротивление движению, может привести к тому, что фактически проявившийся в эксплуатации уровень аэродинамического совершенства автомобиля с убирающимися фарами может оказаться ниже, чем у автомобиля с обычными фарами и кузовом примерно идентичной формы).

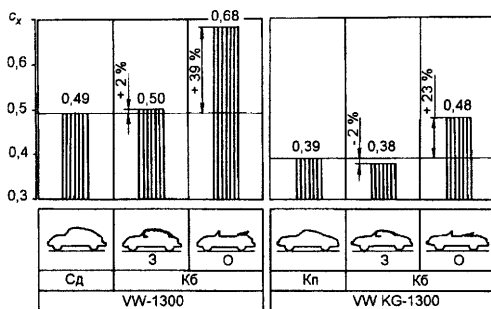


РИСУНОК 7.15 Аэродинамичность легкового автомобиля с кузовами различного типа.

Отсюда следует, что кузов аэродинамически идеального автомобиля должен представлять собой в целом замкнутую оболочку, допускающую, однако, проникновение окружающей среды к двигателю и в салон, но не по прямому желанию водителя и пассажиров, а опосредствованно – через специальные системы воздухообеспечения, вентиляции и кондиционирования, функционирующих по энергетически оптимальным законам. Использование фар не должно изменять уровень аэродинамичности кузова. А для того, чтобы при любом требуемом наклоне и сложной конфигурации рассеивателей фар луч света не искажался, в их конструкции должен быть воплощен так называемый принцип гомофокальности (простейший вариант реализации этого принципа – рассеиватель с участками малого и большого фокусного расстояния).

Аэродинамичность грузового автомобиля, так же как и легкового, в эксплуатации может проявляться неоднозначно. Обратимся, например, к рис. 7.16 [2], где приведены схемы различного размещения груза в открытом кузове и соответствующие им значения коэффициента аэродинамического сопротивления  $c_x$ . Будем считать, что схемы отражают также и количество перевозимого груза. Это позволит без привлечения дополнительной информации сделать ряд выводов, справедливых даже для более общих ситуаций.

Различное размещение одного и того же количества груза в открытом кузове при одной и той же площади  $F$  миделевого сечения (вторая, ..., четвертая схемы на рис. 7.16) может на 35 % увеличивать значение  $c_x$  в худшем случае (четвертая схема) по сравнению с лучшим (вторая схема). Уже одно это обстоятельство означает, что эксплуатационная аэродинамичность автомобиля всегда хуже потенциальной (любая возможность неудачной распорядительности чаще или реже, но непременно реализуется).

При одном и том же  $F$  увеличение количества перевозимого груза может способствовать и снижению аэродинамического сопротивления движению (сравните первую и вторую схемы;  $c_x$  при загрузке кузова уменьшается на 6 %), и его увеличению, но чаще в весьма малой степени (сравните, например, шестую и седьмую схемы: увеличение количества груза на 1/3 способствует росту  $c_x$ , но всего на 4 %). И все же более загруженный автомобиль при рациональной установке груза в кузове почти всегда можно считать и более аэродинамичным, если принять во внимание, что большая загрузка автомобиля всегда предпочтительнее с точки зрения эффективного использования его функциональных возможностей. Чтобы это оттенить, достаточно мысленно провести следующий эксперимент: перевезти груз одним автомобилем при загрузке кузова по пятой схеме, затем – двумя автомобилями при второй схеме загрузки кузова. Сразу станет очевидным, что затраты энергии на преодоление противодействия воздуха во втором случае существенно выше (на 86 %). И вообще, при заданных объеме и маршрутах перевозок использование различной степени загрузки кузовов привлеченных к работе автомобилей непременно приведет к перерасходу энергии по сравнению с тем случаем, когда автомобили всегда всегда полностью загружены.

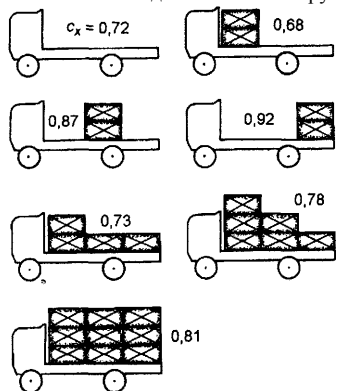


РИСУНОК 7.16 Аэродинамичность грузового автомобиля с кузовом открытого типа.

Очевидно, что уровень аэродинамичности автомобиля не будет определяться количеством и местом установки груза в кузове только тогда, когда кузов станет замкнутой оболочкой. А поскольку частичная загрузка автомобиля неизбежна, то желательно, чтобы его обтекаемость достигла хотя бы того максимального уровня, который был отмечен на рис. 7.16 второй схемой. Следовательно, конфигурация кузова-оболочки не может быть элементарной, воспроизводящей просто конфигурацию груза (ибо в противном случае  $c_x$  всегда будет примерно составлять 0,81, см. седьмую схему, тогда как при частичной загрузке открытого кузова можно достичь значения  $c_x = 0,68$ , да еще и при меньшем  $F$ , см. вторую схему). При удовлетворении такого требования кузов-оболочка был бы гарантированно аэродинамически более совершенным в эксплуатации, чем открытый кузов (заметим, что желаемого эффекта можно добиться и при менее жестком требовании).



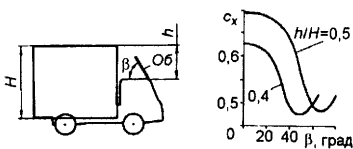
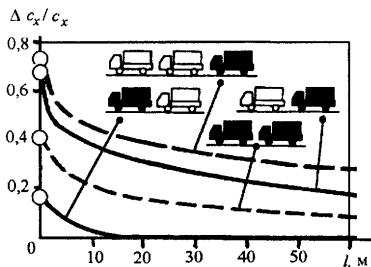


РИСУНОК 7.17 Аэродинамичность грузового автомобиля с обтекателем.

РИСУНОК 7.18 Аэродинамичность автомобилей в колонне.



Устранить в указанном выше смысле элементарность кузова-оболочки, добиваясь желаемого снижения  $c_x$ , можно зачастую простейшими средствами, например – внешними формообразующими устройствами, которые не являются естественными элементами кузова. На рис. 7.17 для примера приведены результаты испытания в аэродинамической трубе фирмы Фольксваген автомобиля с коробчатым кузовом и устанавливаемым на крыше кабины обтекателем (Об – обтекатель;  $H$  – высота кузова;  $h$  – высота кузова над кабиной;  $\beta$  – угол наклона обтекателя по отношению к крыше кабины; равенство  $\beta = 0$  соответствует случаю, когда обтекатель снят). При оптимальной установке обтекателя, как следует из этих результатов, можно добиться снижения  $c_x$  примерно на 22 %, если  $h/H = 0,4$ , и на 30 %, если  $h/H = 0,5$ .

И все же, хорошо обтекаемый автомобиль должен иметь кузов с внутренне присущей ему аэродинамичной конфигурацией, которая с помощью дополнительных аэроустройств только ухудшается. Кузов аэродинамически совершенного грузового автомобиля, точно так же, как и кузов легкового автомобиля и автобуса, должен представлять собой обтекаемую замкнутую оболочку. Тогда будут основания надеяться на достижение значений  $c_x$ , меньших, по крайней мере, 0,4.

Следя Гетцу, обратим внимание также и на эффект интерференции потоков воздуха, возбуждаемых автомобилями, движущимися в колоннах (рис. 7,18:  $\Delta c_x$  – уменьшение коэффициента аэродинамического сопротивления в результате интерференции потоков воздуха;  $l$  – интервал между автомобилями). Положительное проявление интерференции наблюдается как для автомобиля-лидера в группе, так и для автомобиля-преследователя, находящегося в "спутной струе". Если колонна, движущаяся со скоростью 80 км/ч, состоит из нескольких автомобилей, находящихся друг от друга на безопасном расстоянии (мнемонически определяемом в метрах как "половина численного в км/ч показания спидометра", то есть на расстоянии 40 м), то второй автомобиль будет испытывать на 20 % меньшее, чем вне колонны, сопротивление воздуха, а все последующие – примерно на 25...30 %. При этом "преследующий" автомобиль может без потери приобретенного в колонне аэродинамического преимущества смещаться в бок от колеи предыдущего автомобиля на половину своей ширины. В одной паре лидер приобретает дополнительную аэродинамичность в меньшей степени, чем преследователь. Но в принципе, можно говорить, что в среднем (необословленно) каждый из них становится аэродинамичнее более чем на 10 % (см. штриховую линию на рис. 7.18, помеченную двумя затемненными контурами автомобилей). Такой вывод правомерен в силу того, что один и тот же автомобиль в равной степени имеет шансы оказаться и лидером, и преследователем. При движении автомобилей в одну линию (на многополосных дорогах), наоборот, аэродинамичность каждого из них падает, и тем больше, чем ближе расположены их борта.

Аэродинамическое взаимодействие существенно сказывается на эффективности маневров высокоскоростных спортивных автомобилей в процессе соревнований. Например, автомобиль-лидер при появлении на параллельном курсе автомобиля-преследователя приобретает возможность развивать скорость, большую, чем та, с которой он способен перемещаться в условиях одиночного движения; в частности, в момент уменьшения дистанции между автомобилями до нуля возрастание скорости автомобиля-лидера за счет аэродинамического взаимодействия с автомобилем-преследователем может достигать 15...20 % (причем, эффект – тем больший, чем мощнее при прочих равных условиях соревнующиеся автомобили). Автомобиль-преследователь имеет еще более значительные преимущества (до момента выдвигания его в линию с автомобилем-лидером).

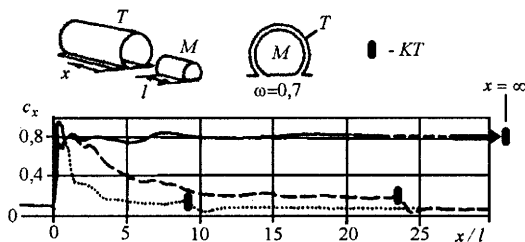


РИСУНОК 7.17 Аэродинамичность автомобилей туннеле.

Автотранспортные средства могут весьма существенно аэродинамически взаимодействовать с некоторыми инженерными сооружениями. На рис. 7.19 приведены результаты моделирования [1] изменения коэффициента аэродинамического сопротивления  $c_x$  для автобуса движущегося в туннеле ( $T$  – модель туннеля – трубчатый профиль;  $M$  – упрощенная модель машины в масштабе 1:20 – цилиндрическое тело;  $KT$  – конец туннеля;  $x$  – длина туннеля;  $l$  – длина модели автобуса;  $\omega$  – отношение площади миделевого сечения машины к площади живого сечения туннеля). Эксперименты проводились с использованием катапульты, предназначенной для испытаний автомобилей на удар. Скорость перемещения моделей достигала 70 км/ч.

Величина  $c_x$  резко возрастает в период входа машины в туннель. Именно в этот период аэродинамичность машины играет существенную роль, как и аэродинамичность входной части туннеля. В дальнейшем характер изменения  $c_x$  существенно зависит от длины туннеля, а аэродинамические свойства самой машины перестают быть определяющими. В достаточно длинном туннеле ( $x \rightarrow \infty$ ) аэродинамическое сопротивление движению машины может возрасти в восемь раз.

Из изложенного здесь и выше следует, что проблема аэродинамичности довольно подробно изучена практически во всех принципиально важных аспектах. Тем не менее всеобъемлющий синтез потенциальных свойств автомобиля – пока весьма далека от разрешения задача. Поэтому остается идти по пути воспроизведения параллельно-последовательных оптимизационных процессов (параллельность необходима для того, чтобы охватить различные аспекты совершенства, а последовательность обусловлена необходимостью обеспечить асимптотическое дискретное продвижение к неизвестному идеалу).

## 7.7 Аэродинамичность машины и эффективность ее циклического движения

Величина сил сопротивления среды (в частности, для колесной транспортной машины – величина сил сопротивления качению и сопротивления воздуха) является функцией скорости перемещения полезного груза. Поэтому, с точки зрения эффективности транспортного процесса не безразлично каким образом осуществляется управление скоростью перемещения транспортного средства. Очевидно, что существует такой цикл передвижения машины, при реализации которого затраты эксергии при заданных величинах  $S$  и  $T$  минимальны. Эти минимальные потери эксергии перемещения полезного продукта в данной среде на расстояние  $S$  за время  $T$ . Таким образом, возникает задача определения такой программы управления скоростью транспортной машины (автомобиля, автобуса, автопогрузчика), которая обеспечила бы реализацию требуемого транспортного процесса с минимальными затратами эксергии.

Состояние транспортной машины как объекта передвижения характеризуется в каждый момент времени  $t$  двумя фазовыми координатами – скоростью  $v(t)$  и пройденным расстоянием  $s(t)$ . В момент времени  $t=0$ , который считаем начальным, объект находится в фазовом состоянии  $v(t=0)=0$ ;  $s(t=0)=0$ . В некоторый заданный момент времени  $t=T$ , объект должен находиться в заданной точке ( $v(t=T)=0$ ;  $s(t=T)=S$ ) фазового пространства.

Закон движения транспортной машины, обладающей потенциальными свойствами, можно отразить системой уравнений

$$ds/dt=v(t); \quad (7.1)$$

$$j= dv/dt=m_j^{-1}(P(t)-kFv^2(t)-fG), \quad (7.2)$$

где  $m_j$  – перемещаемая инерционная масса;  $P(t)$  – активная управляющая сила, приложенная к машине (движущая сила при разгоне и равномерном движении или тормозная сила, создаваемая рекуператором при торможении);  $kF=c_s F=\text{const}$  – фактор обтекаемости;  $f=\text{const}$  – коэффициент сопротивления качению;  $G=mg$  – вес машины (будем считать вес и массу  $m$  машины, обладающей потенциальными свойствами, равными соответственно весу и массе полезного груза, так как необходимость стремления к такому равенству очевидна);  $g$  – ускорение свободного падения в поле сил тяготения.

Величина силы  $P$  ограничена по сцеплению колес транспортной машины с опорной поверхностью

$$-\varphi G \leq P \leq \varphi G, \quad (7.3)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления. Количество затраченной эксергии при преодолении машиной противодействия среды на отрезке пути  $S$  за время  $T$  определяется выражением

$$E = \int_0^T P(t)v(t)dt,$$

или, с учетом того, что  $v(t=0)=v(t=T)=0$ ,

$$E = \int_0^T (kFv^2 + fG) dt. \quad (7.4)$$

Величина (7.4) является, по существу, критерием оптимальности процесса передвижения объекта, обладающего потенциальными свойствами. Дополняя систему соотношений (7.1) – (7.3) уравнением

$$dE/dt=Pv \quad (dE/dt=(kFv^2+fG)v), \quad (7.5)$$

получим полное, в пределах поставленной задачи, описание движения транспортной машины.

Совокупность решений

$$v^*(t)=\arg \min_{v(t)} E(v(t)) \quad (7.6)$$

или

$$P^*(t)=\arg \min_{P(t)} E(P(t)), \quad (A.7)$$

представляет собой множество экстремальных решений, среди которых необходимо выбрать оптимальное  $v_{\text{опт}}(t)$  или  $P_{\text{опт}}(t)$ . Величина  $E=\text{Opt}E$ , соответствующая оптимальному изменению скорости машины во времени ( $v=v^*(t)$ ) или оптимальной программе управления  $P=P^*(t)$  (что равноценно), как раз и будет определять ту величину затрачиваемой эксергии, которую принципиально никакими средствами уменьшить невозможно.

Согласно принципу максимума для того, чтобы функционал (7.4) принимал экстремальные значения, необходимо существование ненулевой непрерывной вектор-функции  $\psi(t)=\{\psi_E(t), \psi_S(t), \psi_s(t)\}$  такой, что для всех  $t$  из фиксированного отрезка  $[0, T]$ , в которых вектор-функция  $\{P^*\}$  непрерывна, выполняется соотношение

$$H(\psi(t), v^*(t), s^*(t), P^*(t))=\sup H(\psi(t), v^*(t), s^*(t), P^*(t))=c, \\ -\varphi G \leq P \leq \varphi G$$

причем  $\psi_E(t) \leq 0$ ,  $c=\text{const}$ . Здесь

$$H=\psi_E dE/dt + \psi_S ds/dt + \psi_s dv/dt = \psi_E P v + \psi_S v + \psi_s/m_j (P - kFv^2 - fG),$$

а  $\psi(t)$  – решение системы обыкновенных дифференциальных уравнений

$$d\psi_E/dt = -\partial H/\partial E; \quad d\psi_S/dt = -\partial H/\partial S; \quad d\psi_s/dt = -\partial H/\partial v.$$

Учитывая, что  $d\psi_E/dt = d\psi_s/dt = 0$  ( $\psi_E = a_E = \text{const} \leq 0$ ;  $\psi_S = a_S = \text{const}$ ), функцию  $H$  удобно представить в виде:  $H = \psi_0 P + H'$ , где  $H' = a_S v - \psi_s/m_j (kFv^2 + fG)$  – величина, не зависящая от  $P$ , а  $\psi_0$ ,  $\psi_s$  – переменные, удовлетворяющие уравнениям

$$d\psi_s/dt = -a_E P - a_S + 2\psi_s v kF/m_j; \quad (7.8)$$

$$\psi_0 = a_E v + \psi_s/m_j. \quad (7.9)$$

Если  $\psi_0(t) \equiv 0$ , то из уравнений (7.8), (7.9), (7.2) следует равенство  $v^2 = -(a_+ + a_{\text{эф}}G)/(3a_{\text{эк}}kF) = \text{const}$ , определяющее равномерное движение транспортной машины. Если же  $\psi_0(t) > 0$  или  $\psi_0(t) < 0$ , то максимум при ограничении (7.3) имеет место соответственно тогда, когда  $P(t) = \varphi G$  или  $P(t) = -\varphi G$ . Таким образом, оптимальными в рассматриваемой задаче могут считаться только равномерное движение машины и предельно интенсивные режимы разгона и торможения. С помощью более подробного анализа можно доказать, что энергетически наиболее эффективным является простейший транспортный цикл "предельно интенсивный разгон – равномерное движение – предельно интенсивное торможение". Энергию, затрачиваемую на реализацию именно этого оптимального транспортного цикла, можно считать полезной работой:

$$A_{\text{п}} = \int_0^T P^*(t) v^*(t) dt = E_{\text{п}}(kF, f, \varphi, G, T, S, v^*(t)). \quad (7.10)$$

Очевидно, чтобы оценить эффективность реального транспортного процесса, необходимо каким-либо образом содержательно соотнести (сопоставить) полезную работу  $A_{\text{п}}$  с фактически затрачиваемой в реальной системе "оператор–транспортная машина–среда" эксергией  $A_{\text{т}}$ , которая, естественно, равна эксергии израсходованного топлива:

$$A_{\text{т}} \equiv E_{\text{т}} = k_{\text{т}} Q_{\text{т}} = k_{\text{т}} \int_0^T Q_{\text{т}} dt,$$

где  $Q_{\text{т}}$  – общий расход топлива реальной машиной в реальном цикле при заданных параметрах  $S$  и  $T$ ;  $k_{\text{т}}$  – мера эксергии топлива;  $Q_{\text{т}}$  – скорость расхода топлива.

Рациональным представляется такое сопоставление величин  $A_{\text{п}}$  и  $A_{\text{т}}$ , которое выражало бы так называемый справедливый компромисс между требованием максимизации полезной работы и требованием минимизации затрат эксергии. Справедливый компромисс выражает энергетический критерий эффективности – отношение полезной работы к израсходованной эксергии топлива:

$$\eta = A_{\text{п}}/A_{\text{т}} = E_{\text{п}}(kF, f, \varphi, G, T, S, v(t)) / (k_{\text{т}} Q_{\text{т}}). \quad (7.11)$$

В качестве критерия оптимальности может быть принята и величина

$$\eta' = \ln \eta = \ln A_{\text{п}} - \ln A_{\text{т}}, \quad (7.12)$$

которая с точки зрения результатов процесса поиска оптимальных решений тождественна величине  $\eta$ .

Прогнозируя развитие системы "машина–среда", можно предположить достижимость в будущем параметрами  $kF, f, \varphi$  некоторого уровня  $k\tilde{F} < kF$ ;  $\tilde{f} < f$ ;  $\tilde{\varphi} > \varphi$ . Поэтому, развивая дальше понятие "потенциальные свойства" системы "оператор – транспортная машина – среда", можно положить в выражении (7.10) величины  $kF, f, \varphi$  постоянными и равными, соответственно,  $k\tilde{F}, \tilde{f}, \tilde{\varphi}$ . Тогда, учитывая только варьируемые параметры и факторы, критерий эффективности (7.11) можно представить в виде равенства:

$$\eta = \frac{E_{\text{п}}^*(G, T, S, v^*(t))}{k_{\text{т}} Q_{\text{т}}(G, T, S, X)} \left( E_{\text{п}}^*(G, T, S, v^*(t)) = E(k\tilde{F}, \tilde{f}, \tilde{\varphi}, G, T, S, v^*) \right), \quad (7.13)$$

где  $X = \{X_1, \dots, X_n\}$  – вектор факторов (мощность двигателя, передаточные числа трансмиссии, законы управления подсистемами и машиной в целом, подготовка и уровень профессиональности водителя-оператора, неоднородность транспортного потока и т.д., и т.п.), которыми можно оперировать при оптимизации системы.

Выражение (7.13), как легко видеть, формально выражает тот факт, что при фиксированных  $S$  и  $T$  оптимизация эффективности транспортного процесса и машины посредством любых факторов, кроме грузоподъемности  $G$ , эквивалентна минимизации расхода топлива.

С содержательной точки зрения обращение к критерию  $\eta$  (или его аналогу (7.12)) – это сопоставление свойств реальной машины с потенциальными свойствами. Такое сопоставление позволяет выявить возможности совершенствования системы "оператор–машина–среда". поэтапная реализация этих возможностей означает планомерное повышение эффективности транспортного процесса и машины, приближение ее до некоторого, вообще говоря, недостижимого

за конечный промежуток времени, уровня. В уравнениях движения машины с потенциальными свойствами вместо массы машины фигурировала масса полезного груза, а это, по существу, означает, что реальная машина – своеобразная "упаковка груза", и чем выше ее масса, тем она менее совершенна. Предполагалась также желаемость рекуперации кинетической энергии, а это уже – "внедрение" в конструкцию машины, преследующее не только лишь экономию топлива.

При оценке эффективности и оптимизации машины посредством критерия "расход топлива" измерение величины израсходованного топлива производится путем тестирования только таких транспортных циклов, которые характеризуются наперед заданными параметрами  $S$  и  $T$ . Такое измерение принципиально отличается от измерений расхода топлива, когда тестируемые транспортные циклы выделяются только по одному параметру – средней скорости движения  $v_{cp}=S/T$ .

Как отмечалось выше (см. выражение (7.13)), вектор  $X$  факторов, влияющих на расход топлива реальной транспортной машиной, зависим и учитывает закон управления машиной в реализуемом рабочем цикле, т.е. программу изменения скорости  $v(t)$  движения машины. Действительно, ведь выражение для определения расхода топлива реальной машиной в цикле длительностью  $T$

$$Q_T = \int_0^T Q_t(t) dt \quad (7.14)$$

эквивалентно формуле

$$Q_T = \int_0^T \frac{(P_d(t) + P_n(t))v(t)}{k_T} dt$$

(где  $P_d$  – движущая сила на колесах транспортной машины;  $P_n$  – потеря движущей силы в силовой части машины, вызываемая термодинамической необратимостью протекающих в двигателе процессов, другими видами необратимости, основную долю которых составляют механические потери) или

$$Q_T = Q_T' + Q_T'', \quad Q_T' = \frac{1}{k_T} \int_0^T P_d(t)v(t) dt, \quad Q_T'' = \frac{1}{k_T} \int_0^T P_n(t)v(t) dt. \quad (7.15)$$

Величина  $Q_T'$  – характеризует затраты топлива на преодоление внешних сопротивлений движению машины, т.е. противодействия окружающей среды, а величина  $Q_T''$  – на преодоление внутренних сопротивлений. Очевидно, что в зависимости от программы движения  $v(t)$  изменяются обе составляющие расхода топлива (как  $Q_T'$ , так и  $Q_T''$ ).

В элементарных транспортных циклах тяговая сила реализуется только на режимах разгона и равномерного движения, и поэтому равенства (7.14), (7.15) равноценны равенству

$$Q_T = \frac{1}{k_T} \int_0^{t_2} P_d(t)v(t) dt + \frac{1}{k_T} \int_0^{t_2} P_n'(t)v(t) dt + \frac{1}{k_T} \int_{t_2}^T P_n''(t)v(t) dt, \quad (7.16)$$

где  $t_2$  – момент завершения процесса равномерного движения;  $P_n'(t)$  – потеря тяговой силы на режимах разгона и равномерного движения;  $P_n''(t)$  – сила, затрачиваемая на поддержание рабочего состояния силового привода при накате и торможении машины ( $P_n''/k_T = Q_{xx}$  – скорость расхода топлива при работе двигателя на холостых режимах). Если  $Q_{xx}(t) = \text{const}$ , то

$$\frac{1}{k_T} \int_{t_2}^T P_n''(t)v(t) dt = Q_{xx}(T - t_2). \quad (7.17)$$

Влияние параметров и характеристик машины на величину  $Q_T''$  (или КПД силовой установки) изучено довольно подробно. В значительно меньшей степени исследовано влияние программы  $v=v(t)$  циклического движения машины на величину составляющей  $Q_T'$  общего расхода топлива, эквивалентную затратам энергии

$$E' = \int_0^T P_d(t)v(t) dt \quad (7.18)$$

(поскольку в данном случае  $k_{\tau}=\text{const}$ ). Поэтому именно на этом аспекте проблемы экономии энергии и топлива имеет смысл сосредоточить внимание в первую очередь, противопоставляя в процессе оптимизации транспортных циклов критерию (7.17) более простой критерий (7.18).

Прямой учет цикличности процессов движения машины существенно корректирует восприятие потенциального предела ее аэродинамического совершенствования, а следовательно, и потенциальных свойств машины в целом. Снижение фактора обтекаемости при заданных  $S$  и  $T$  и всех прочих равных условиях позволяет интенсифицировать процесс разгона машины, но зато падает предельная интенсивность торможения (ибо уменьшается эффект противодействия окружающего воздуха движению машины). Это может привести к тому, что для обеспечения заданных  $S$  и  $T$  машине придется разогнаться до большей скорости. А это, как правило, сопровождается дополнительными затратами энергии в цикле. Попробуем формально доказать высказанное предположение для рассмотренного выше элементарного транспортного цикла "предельно интенсивный разгон – движение с постоянной скоростью – предельно интенсивное торможение".

Обозначим:  $j_p, j_{\tau}$  – соответствующие уравнению (7.2) ускорения машины при предельно интенсивных разгоне и торможении, соответственно;  $V$  – скорость машины в конце разгона (наибольшая скорость в цикле);

$$F(V, kF) = \int_0^V \frac{v dv}{j_p(v)} + \int_V^0 \frac{v dv}{j_{\tau}(v)} + V \left( T - \int_0^V \frac{dv}{j_p(v)} - \int_V^0 \frac{dv}{j_{\tau}(v)} \right) - S = 0;$$

$$E = \int_0^T P(t) v(t) dt = m_j \left[ j_p(V) \int_0^V \frac{v dv}{j_p(v)} - j_{\tau}(V) \left( S - \int_V^0 \frac{v dv}{j_{\tau}(v)} \right) \right] - \varphi GS;$$

$$S_y = S - \int_0^V \frac{v dv}{j_p(v)} - \int_V^0 \frac{v dv}{j_{\tau}(v)}, \quad S_p = S - \int_0^V \frac{v dv}{j_p(v)}, \quad S_{\tau} = \int_V^0 \frac{v dv}{j_{\tau}(v)}.$$

Соотношение  $F(\cdot)=0$  выражает взаимосвязь между параметрами  $T, S$  и  $V$  цикла при оптимальных программах (7.6), (7.7), а функция  $E=E(\cdot)$  удовлетворяет уравнению (7.5) и определяет затраты энергии на реализацию этих программ;  $S_y$  – расстояние, проходимое машиной с постоянной скоростью  $v(t)=V=\text{const}$ .

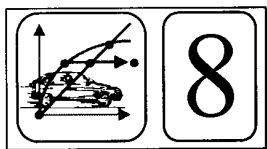
Нетрудно вычислить

$$\frac{dE}{dkF} = \frac{\partial E}{\partial kF} - \frac{\partial E}{\partial V} \frac{\partial F}{\partial F} \frac{\partial kF}{\partial V} = V^2(2S - VT) - \frac{m_j}{kF} \left[ j_p(V) \int_0^V \frac{v dv}{j_p(v)} + j_{\tau}(V) \int_V^0 \frac{v dv}{j_{\tau}(v)} \right].$$

При этом, если  $dE/dkF=0$ , то

$$\frac{d^2 E}{dkF^2} = \frac{V^2}{2kFS_y} \left[ 3(2S - VT)^2 + S_y VT \right] > 0.$$

Соотношения  $dF/dkF=0$  и  $d^2F/dkF^2>0$  свидетельствуют о том, что существует некоторое значение  $kF = \tilde{kF}$ , при котором затраты энергии  $E$  минимальны. Следовательно, любая попытка уменьшить значение фактора обтекаемости ниже значения  $\tilde{kF}$  приводит только к отрицательному эффекту, несмотря на то, что аэродинамическое противодействие среды движению машины уменьшается. Поэтому значение  $\tilde{kF}$  фактора обтекаемости "имеет право" определять аэродинамическое совершенство машины, обладающей потенциальными свойствами.



### 8.1 Неоднозначность оценки динамичности разгона

Многие конструктивные мероприятия, направленные на повышение энергетической эффективности автотранспортного средства, так или иначе проявляются на интенсивности и экономичности процессов разгона – наиболее часто реализуемых режимов движения таких машин, как автопогрузчик, городской автобус и эксплуатируемый в пределах города легковой автомобиль. Через эффективность разгона можно судить о совершенстве транспортной или подъемно-транспортной машины любого типа, но безотносительно к возможности реализации этого совершенства в фактически сформировавшихся эксплуатационных условиях. В частности, повышение аэродинамичности автомобиля при прочих равных условиях непременно приведет к возможности интенсифицировать его разгоны. Таким образом оценка эффективности разгона машины является простейшим средством тестирования ее энергетической эффективности в целом.

Динамичность разгона, как правило, оценивают экспериментально – путем фиксирования времени  $T_V$ , в течение которого машина достигает заданной конечной скорости  $V_K$  при известной начальной скорости  $V_n$ , или путем определения времени  $T_s$ , затраченного на преодоление мерного участка пути  $S$  в режиме разгона при заданной начальной скорости движения [9, 10, 16].

На рис 8.1 для примера представлены программы разгона ( $v, t$  – скорость, время) одного и того же грузового автомобиля грузоподъемностью 8000 кг с дизельным турбонаддувным двигателем (номинальная мощность 225 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин<sup>-1</sup>, максимальный крутящий момент 1125 Нм при частоте 1400 мин<sup>-1</sup>) и десятиступенчатой механической трансмиссией (пятиступенчатая коробка передач с дополнительным ускорителем, мультипликатором) – одиночного полной массой 8200 кг (кривая  $P1$ ), одиночного полной массой 16000 кг (кривая  $P2$ ), в составе прицепного автопоезда полной массой 38000 кг (кривая  $P3$ ). При этом использовались наиболее эффективные последовательности включения передач: 2У–3У–4У–5–5У (цифра обозначает номер ступени в коробке передач, а “У” – включенный ускоритель) при полной массе 8200 кг; 2–2У–3–3У–4–4У–5–5У при полных массах 16000 и 38000 кг. В данном частном случае проблем со сравнительной оценкой динамичности разгонов не возникает: вполне адекватным является критерий “время разгона до заданной скорости”. Объясняется это в первую очередь тем, что в любой момент времени более динамичному разгону соответствует большее значение более определенно идентифицирующего измерителя – ускорения автомобиля.

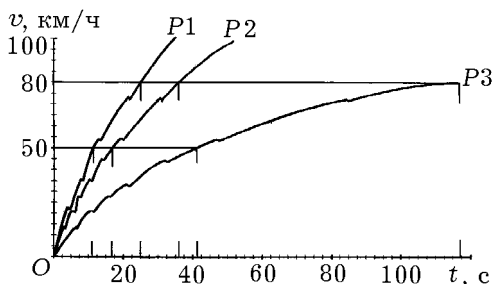


Рисунок 8.1 Программы разгона грузового автомобиля.

Допустимы и другие элементарные, аналогичные по структуре критерии оценки динамичности процесса разгона машины. Однако все они содержат одну очевидную неточность: при оценке разгона машины всегда одна из величин:  $T$ ,  $S$ ,  $V_k$  – не принимается во внимание. Так, два процесса, для которых, например, одинаковы значения величин  $T$ ,  $V_n$ ,  $V_k$ , следует считать равнодинамичными с точки зрения критерия  $T_v$ . Но при этом существенно могут различаться значения измерителя  $S$ , отрицая равнодинамичность процессов. Аналогично, при прохождении машиной заданного мерного отрезка пути в различных процессах разгона за одинаковое время могут быть достигнуты различные конечные скорости [1, 3, 14].

Пусть заданы функции  $s=s(t)$  ( $s$  – перемещение машины), которые отражают два некоторых процесса разгона машины с места (кривые 1 и 2 на рис. 8.2,  $V_n=0$ ). И пусть процессы 1, 2 завершаются при одной и той же скорости  $V_k$  (соответственно точки  $A$  и  $B$  касания прямых  $K1$ ,  $K2$  и кривых 1, 2; касательные  $K1$ ,  $K2$  образуют с осью ординат  $Os$  один и тот же угол  $\alpha$  и, следовательно, значения  $V_k$  в обоих случаях действительно одинаковы:  $V_k=dS/dT=ctg\alpha$ ). В этом примере при реализации разгона 1 машина проходит большее расстояние ( $S_1>S_2$ ), но и за большее время ( $T_1>T_2$ ). Очевидно, что возможны и другие соотношения между величинами  $S_1$  и  $S_2$ ,  $T_1$  и  $T_2$ . В связи с этим не представляется возможным как-то однозначно определиться в оценке интенсивности разгона.

Полная система способов элементарного сопоставления разгонов машины представлена на рис. 8.3: каждая из величин  $T$ ,  $S$ ,  $V_k$  может играть роль параметра  $P$ , определяющего конец разгона и измерителя  $I$  динамичности; критерий же, указывающий и способ задания конца разгона, и способ измерения динамичности, записывается в форме  $K=I_p$ . Критерии  $T_T$ ,  $S_S$ ,  $V_V$  тривиальны. Критерии  $T_S$ ,  $T_v$ ,  $S_T$ ,  $S_v$ ,  $V_T$ ,  $V_S$  не тривиальны и не имеют никаких преимуществ друг перед другом. Каждый из этих шести критериев можно выразить через ускорение автомобиля  $j=dv/dt$ , заданное в функции соответствующей переменной  $t$ ,  $s$ ,  $v$  ( $t$  – текущее время;  $v$  – скорость перемещения машины) [1].



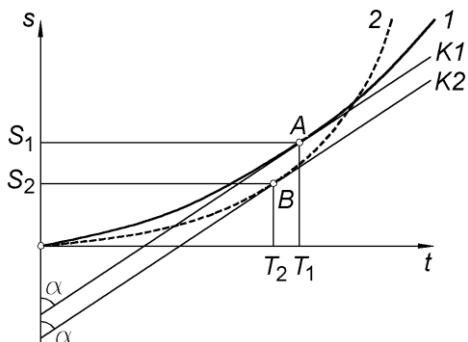


Рисунок 8.2 Пример сопоставления конкретных процессов разгона.

	$P=T$	$S$	$V$
$T$	$T_T = \int_0^T dt$	$T_S = \frac{S}{V_H} + \int_{V_H}^V \frac{S-s}{j(s)} ds$	$T_V = \int_{V_H}^V \frac{1}{j(v)} dv$
$S$	$S_T = T V_H + \int_0^T (T-t) j(t) dt$	$S_S = \int_0^S ds$	$S_V = \int_{V_H}^V \frac{v}{j(v)} dv$
$j=V$	$V_T = V_H + \int_0^T j(t) dt$	$V_S = (V_H^2 + 2 \int_0^S j(s) ds)^{1/2}$	$V_V = V_H + \int_{V_H}^V dv$

Рисунок 8.3 Система способов сопоставления процессов разгона.

Очевидно, что если для какого-либо процесса разгона величина  $j$  для каждого  $t$ ,  $s$ ,  $v$  из заданных диапазонов больше, то этот процесс несомненно динамичнее. (Такая ситуация, например, приведена на рис. 8.1.) Исходя из этого, можно определенно сориентироваться, какое значение критерия – большее или меньшее – соответствует более интенсивному разгону. Например, легко видеть, что более динамичному разгону должны соответствовать меньшие значения критериев  $T_s$ ,  $T_v$ ,  $S_v$ , большие значения критериев  $S_T$ ,  $V_T$ ,  $V_s$ .

Эффективность различных критериев динамичности можно проследить с помощью более конкретных и вместе с тем более наглядных сопоставлений.

При оценке процессов разгона машины к лучшему из сравниваемых процессов, как уже отмечалось, предъявляются различные требования в зависимости от того, какой параметр определяет конец разгона (т.е. от того, какой метод сравнения используется). Если разгон производится до некоторой наперед заданной скорости, то при сравнении лучшим следует считать тот процесс, который длился меньше время и осуществлен на участке дороги меньшей длины (т.е., если  $S_i < S_k$  и  $T_i < T_k$ , то  $i$ -ый процесс разгона – более динамичен, нежели  $k$ -ый процесс). Если же разгон осуществляется на участке дороги фиксированной длины, то  $i$ -ый процесс может быть оценен как более динамичен только при  $V_i > V_k$  и  $T_i < T_k$ . Условие  $V_i > V_k$ ,  $S_i > S_k$  характеризует большую динамичность  $i$ -ого процесса разгона, если на осуществление сравниваемых процессов отведен определенный промежуток времени. Высказанные утверждения назовем условиями определенности. В их справедливости можно наглядно удостовериться, сопоставляя два специально отобранных процесса, для одного из которых величина  $j = dv/dt$  в каждый момент времени  $t$  является заведомо большей. Из того, что  $j_i(t) > j_k(t)$  в каждый момент  $t$  из рассматриваемого отрезка  $[0, T]$ , действительно вытекает, что  $i$ -ый процесс более динамичен, чем  $k$ -ый. Однако, обратное неверно: из соблюдения условий определенности в пользу  $i$ -ого процесса вовсе не следует, что  $j_i > j_k$  для всех  $t \in [0, T]$ .

На рис. 8.4 для примера приведена диаграмма трех различных процессов разгона. Квадранты *I* и *II* используются для оценки процессов разгона, если их конец задается величиной скорости, а квадранты *II* и *III* позволяют сравнивать процессы, если разгон осуществляется на мерном участке. Для оценки же различных процессов разгона при фиксированном промежутке времени, отводимого на разгон, используются квадранты *I* и *III*.

Из диаграммы следует, что процесс разгона *I* может быть оценен только как наиболее динамичен, поскольку при любом методе сравнения и независимо от величины параметра, определяющего конец процесса, выполняются в его пользу соответственно все выше перечисленные условия определенности. Затруднения возникают при сравнении между собой менее динамичных процессов 2 и 3.

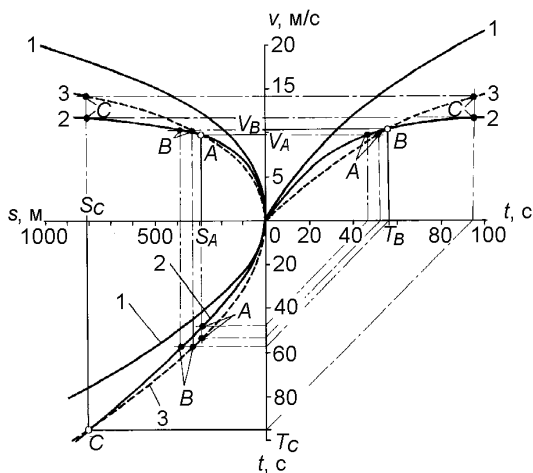


Рисунок 8.4 Анализ динамичности разгона с помощью различных измерителей.

Допустим, что процессы 2 и 3 сопоставляют при различных фиксированных значениях  $V_k$  ( $V_n=0$ ). Тогда окажется, что процесс 2: более динамичен при  $0 \leq V_k \leq V_A$ , ибо  $S_2 \leq S_3$  и  $T_2 < T_3$ ; менее динамичен при  $V_k > V_B$ , ибо  $S_2 > S_3$  и  $T_2 \geq T_3$ ; неопределенный при  $V_A < V_k < V_B$ , ибо  $T_2 < T_3$ , но  $S_2 > S_3$ . Пусть теперь задано  $S$ ; тогда процесс 2: более динамичен при  $0 \leq S \leq S_A$ , поскольку  $V_2 \geq V_3$  и  $T_2 < T_3$ ; менее динамичен при  $S \geq S_C$ , поскольку  $V_2 < V_3$  и  $T_2 \geq T_3$ ; неопределен при  $S_A < S < S_C$ , ибо  $T_2 < T_3$  но  $V_2 < V_3$ . И наконец при фиксированных  $T$  процесс 2 более динамичен, когда  $0 \leq T \leq T_B$ ; ( $V_2 > V_3$ ,  $S_2 > S_3$ ), неопределенный, когда  $T_B < T < T_C$  ( $S_2 > S_3$ , но  $V_2 < V_3$ ), менее динамичен, когда  $T \geq T_C$ . Здесь: A, B, C – точки пересечения графиков, отражающих рассматриваемые процессы разгона, соответственно в каждой из систем координат  $vOs$ ,  $vOt$ ,  $sOt$ , а также связанные с ними точки в двух других смежных системах (см. рис. 8.4).

## 8.2 Идеализированная трактовка процедуры оценки динамичности

Указанная выше неопределенность, зачастую переходящая в противоречивость, вынудила разработать другие более корректные оценочные критерии динамичности разгона. Так, в работе [11] предельную динамичность разгона автомобиля предлагается оценивать временем  $t_h$  разгона до скорости, равной половине максимально возможной. Метод основан на том, что при замене действительной тяговой характеристики автомобиля некоторой другой, обеспечивающей выполнение линейного закона изменения ускорения в функции скорости движения, параметры процесса разгона  $V_k/V_{\max}$ , и  $T$

оказываются связанными между собой зависимостью, которая инвариантна к конструкции автомобиля и его параметрам. Действительно, с учетом этого и граничных условий ( $t=0: j=j_{\max}, v=0; t=\infty: j=0, v=v_{\max}$ ) связь величин  $V_k/V_{\max}$  и  $T$  определяется тогда только значением параметра  $t_h$ :

$$V_k/V_{\max}=1-\exp(-\ln(2T/t_h))=1-2^{-T/t_h}.$$

Однако подобная инвариантность, служащая обоснованием величины  $t_h$  как критерия динамичности, достигнута в ущерб адекватности отражения реальных процессов разгона, и следовательно, критерий  $t_h$  не является все же корректным.

Затруднения возникают и при использовании в качестве критерия разгонных свойств автомобиля так называемого коэффициента ускорения [17]. Данный показатель, представляющий собой отношение максимального ускорения к максимальной мощности двигателя, не позволяет полностью оценить процесс разгона, так как судить о свойствах любого процесса в целом, зная о характере его протекания лишь в отдельный момент времени, можно только в исключительных случаях.

В работе [15] предложено оценивать реальные процессы разгона автомобиля путем соотнесения их с разгоном идеализированного автомобиля той же массы, у которого двигатель меньшей мощности постоянно работает на номинальном режиме, благодаря идеальной, исключаящей диссипацию энергии, бесступенчатой трансмиссии. Задавая параметры реального процесса разгона (например, параметры  $T$  и  $V_k$ ), можно определить необходимую мощность двигателя идеализированного автомобиля, отношение которой к фактической мощности двигателя – так называемый коэффициент использования мощности – служит критерием разгонных свойств. Определение величины "идеальной" мощности двигателя при заданных параметрах  $T, V_k, S$  упрощено, благодаря использованию специальной номограммы, разработанной Г. Ростом.

Проведенный анализ показал, однако, неэффективность этого критерия из-за неоднозначности и противоречивости. Так, для того, чтобы определить значение "идеальной мощности", достаточно задать два параметра разгона реального автомобиля. Но, задавая различные пары параметров ( $T, V_k$  или  $T, S$ ), характеризующих один и тот же процесс, получим различные значения коэффициента использования мощности. Следовательно, одному и тому же процессу могут быть даны различные оценки; более того, часто процесс разгона одновременно может быть оценен и как лучший, и как худший по сравнению с другим. Необходимо, однако, отметить, что эффективность коэффициента использования мощности как критерия динамичности во многом зависит от типа и конкретных особенностей решаемых задач. В частности, коэффициент использования мощности, оказывается весьма удобным при оценке динамичности одного и того же автомобиля с различными трансмиссиями.

### 8.3 Измеритель А. Янте

А. Янте для оценки интенсивности разгона предложил использовать отношение так называемой среднеэффективной скорости движения  $V_{cp}$  к среднеарифметической  $V_a$ , определяемое по формуле [12]

$$\sigma = \frac{V_{cp}}{V_a} = \frac{S/T}{(V_H + V_K)/2} = \frac{2S}{T(V_H + V_K)}.$$

В работе [13] для упрощения экспериментальной оценки процессов разгона автомобилей с помощью показателя  $\sigma$  предложена замена реальных процессов разгона идеальными с ускорением, изменяющимся по линейному закону  $j = j_{max} + cv$  и обеспечивающим полное тождество величин  $T$ ,  $S$  и  $V$  сравниваемого и теоретического процессов разгона. При этом, исходя из предпосылок, изложенных в работе [11], значения  $j_{max}$  и  $c$  предлагается определять по формулам

$$j_{max} = -cV_{max}, \quad c = \frac{1}{T} \ln \frac{V_{max} - V_K}{V_{max} - V_H}.$$

Вследствие этого отношение средних скоростей для такого процесса определяется как

$$\sigma = \frac{2}{\frac{V_H}{V_{max}} + \frac{V_K}{V_{max}}} \left( \frac{\frac{V_K}{V_{max}} - \frac{V_H}{V_{max}}}{\ln \frac{1 - V_K/V_{max}}{1 - V_H/V_{max}}} + 1 \right).$$

При экспериментальной оценке процессов разгона измерению подлежат значения начальной и конечной скоростей разгона ( $V_H$  и  $V_K$ ), максимальной скорости разгона  $V_{max}$ , времени разгона  $T$  в заданном интервале скоростей (отпадает необходимость измерения пройденного пути).

### 8.4 Критерий динамичности, основанный на принципе сравниваемости процессов

Критерий  $T_V$  является однозначным и непротиворечивым в том случае, если выполняется так называемое условие сравнимости процессов разгона, под которым понимается равенство фазовых координат автомобиля в начале и в конце разгона (фазовыми координатами считаются скорость движения автомобиля  $v$  и пройденный путь  $s$ ). Например, процессы разгона 1 и 2 (рис. 8.5) до скорости  $V_{ко}$  могут быть охарактеризованы как "строго сравниваемые", но те же процессы разгона до любой другой скорости  $V_{к} \neq V_{ко}$  не являются строго сравниваемыми. Таким образом, прежде чем оперировать показателем  $T_V$  в качестве критерия динамичности разгона автомобиля, необходимо уточнить принцип сравнения процессов как объектов исследования.

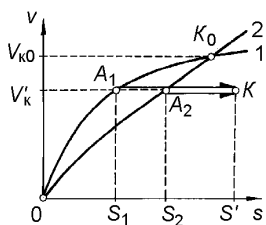


Рисунок 8.5 Процессы движения машины, удовлетворяющие условию сравнимости.

Разгон автомобиля следует трактовать как переход с одного установившегося режима движения на другой, более целесообразный в данной ситуации. Поскольку мгновенная смена установившихся режимов движения принципиально невозможна, необходимость разгона воспринимается через необходимость обеспечения другого установившегося режима движения автомобиля. Оценка интен-

сивности разгона автомобиля до некоторой заданной скорости  $V_k$  предполагает необходимость движения автомобиля в какой-то момент с установившейся скоростью  $v=V_k$ .

Чтобы сделать процессы в фазовом пространстве строго сравнимыми, достаточно искусственно продолжить их во времени – так, чтобы их конечные фазовые состояния совпадали (см. рис. 8.5). Это означает, что автомобилю, который уже достиг заданной скорости  $V_k$ , предоставлена возможность двигаться с этой скоростью. Тогда процесс движения в фазовую точку  $K$  будет включать в себя анализируемый реальный процесс разгона ( $OA_1$  и  $OA_2$ ) и искусственно дополняющий процесс движения с установившейся скоростью ( $A_1K$  и  $A_2K$ ).

Следовательно, процессы  $OA_1K$  и  $OA_2K$  сравнимы между собой, и время, затраченное на осуществление каждого из них, соответственно равно:

$$T_{OA_1K} = T_1 + \frac{S_2 - S_1}{V'_k} + \frac{S' - S_2}{V'_k},$$

где  $T_1(S_1)$ ,  $T_2(S_2)$  – время (путь) разгона автомобиля до скорости  $V'_k$  соответственно в процессах 1 и 2. Лучший процесс определяется сравнением величин  $T_{OA_1K}$  и  $T_{OA_2K}$ :

$$T_1 - S_1/V'_k > (=, <) T_2 - S_2/V'_k.$$

$$T_{OA_2K} = T_2 + \frac{S' - S_2}{V'_k},$$

В этом уравнении координата  $S'$  не фигурирует. Следовательно, сравнимости процессов можно достичь и когда точка  $K$  будет принадлежать процессу 2 при  $V'_k < V_{k0}$  или процессу 1 при  $V'_k > V_{k0}$  (линия  $OA_2K_0I$ , рис. 8.5). Таким образом, приходим к следующему выражению для критерия динамичности разгона автомобиля:

$$d = T - S/V_k. \quad (8.1)$$

С помощью этого критерия к анализу теперь привлекаются все три параметра разгона:  $T$ ,  $V_k$ ,  $S$ . Поэтому разрешающие свойства оценочного показателя  $d$  отличаются от аналогичных свойств, например, показателей  $T_V$  и  $T_S$ .

## 8.5 Сравнительный анализ эффективности различных критериев

На рис. 8.4 была представлена диаграмма, отражающая три различных процесса изменения фазовых координат машины при разгоне. Причем процесс разгона *1* является заведомо наиболее интенсивным, и следовательно, применяемый критерий динамичности может быть признан эффективным лишь в том случае, если он не противоречит этому факту.

На основании приведенной диаграммы для каждого из процессов разгона строим графики  $d=d(V)$  и  $\sigma=\sigma(V)$  (рис. 8.6). Полученные графические зависимости позволяют проанализировать качество оценки реальных процессов разгона двумя критериями –  $d$  и  $\sigma$ .

Как видно из рис. 8.6, при конечной скорости разгона  $V_k=V_A$  оба критерия оценивают процесс 2 как более интенсивный по сравнению с процессом 3 (при  $V_k=V_A$  имеют место соотношения  $d_2 < d_3$  и  $\sigma_2 > \sigma_3$ ), что не противоречит проведенному выше анализу. Однако, показатель  $\sigma$  отрицает существование такой конечной скорости разгона, при которой сравниваемые процессы 2 и 3 были бы равноценными, тогда как из приведенной на рис. 8.4 диаграммы следует, что интенсивность процесса 2 при возрастании скорости машины заметно падает по сравнению с процессом 3 и, следовательно, при некоторой конечной скорости разгона процессы будут равноценными по интенсивности. Критерий  $d$  указывает, что равноинтенсивными процессы 2 и 3 следует считать при конечной скорости разгона  $V_k=V_k''$  (рис. 8.6).

Кроме того, показатель  $\sigma$  дает совершенно неверную характеристику процесса разгона *1*. Например, из сравнения кривых  $\sigma_3(V)$  и  $\sigma_1(V)$  (кривые 3 и 1, рис. 8.6) следует, что процессы 1 и 3 почти равноинтенсивны в диапазоне скоростей  $V_k=0 \dots 10$  м/с, а при конечных скоростях разгона  $V_k > V_k'$  процесс 3 характеризуется даже как более интенсивный.

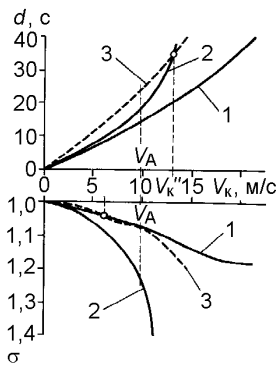


Рисунок 8.6 Оценка процессов разгона по критериям  $d$  и  $\sigma$ .

Аналогично, сравнивая кривые  $\sigma_2(V)$  и  $\sigma_1(V)$  (кривые 2 и 1), получаем, что  $\sigma_2 > \sigma_1$  во всем диапазоне возможных скоростей движения машины, то есть согласно критерию  $\sigma$  процесс 2 следует считать наиболее интенсивным из всех трех сравниваемых при любой конечной скорости разгона, тогда как в действительности наиболее интенсивным является процесс 1.

Аналогичный анализ зависимостей  $d_1(V)$ ,  $d_2(V)$ ,  $d_3(V)$  показывает, что предлагаемый для оценки интенсивности процессов разгона критерий  $d$  свободен от недостатков, свойственных показате-

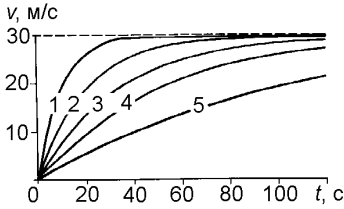


Рисунок 8.7 Процессы разгона с различными ускорениями.

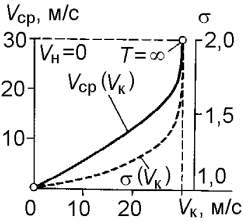


Рисунок 8.8 Пример некорректной оценки динамичности.

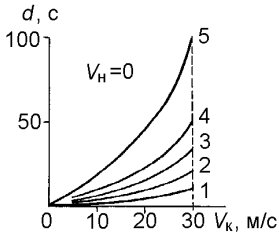


Рисунок 8.9 Пример корректной оценки динамичности.

лю динамичности  $\sigma$  и, таким образом, получаемые с его помощью оценки реальных процессов разгона являются состоятельными. Сопоставим, например, процессы 1, ..., 5 (рис. 8.7). Процесс 1 отражает разгон реального автомобиля; процессы 2, 3, 4, 5 построены на основании соотношения  $k_1 j_1(v) = k_2 j_2(v) = \dots = j(v)$ , где  $k_1, k_2, \dots$  – произвольно выбираемые множители.

Легко проверить, что с точки зрения критерия  $\sigma$  при заданных  $V_H$  и  $V_K$  эти процессы равноэффективны независимо от конечной скорости разгона автомобиля. При  $V_H=0$  и заданной  $V_K$  для всех процессов значение критерия интенсивности разгона  $\sigma$  будет одно и то же, и зависимость величины  $\sigma$  от конечной скорости  $V_K$  разгона для каждого из рассматриваемых процессов можно представить (рис. 8.8) одной и той же кривой  $\sigma = \sigma(V_K)$ . Аналогично будут оценены эти процессы и с точки зрения средней эффективной скорости разгона (кривая  $V_{cp} = V_{cp}(V_K)$ ). Однако в действительности анализируемые процессы разгона заведомо не равнодинамичны.

Критерий  $d$  лишен упомянутых выше недостатков существующих критериев динамичности. В частности с его помощью можно проранжировать по динамичности процессы 1, ..., 5, показанные на рис. 8.7. Это сделано на рис. 8.9. Из него видно, что процесс 1 наиболее динамичен независимо от конечной скорости разгона (величина  $d$  на всем рассматриваемом множестве значений  $V_K$  для процесса 1 принимает меньшие значения); анализируемые процессы (если они сравниваются по степени интенсивности протекания) можно расставить только строго по порядку.



## 8.6 Вариантность критерия динамичности

Из приведенного анализа следует, что задача корректизации критериев интенсивности разгона машины не такая уж тривиальная, как это могло вначале показаться. Очевидно, что понятие "мера динамичности разгона" не должно механически, без каких-либо уточнений, отождествляться по содержанию с существующими критериями. Термин "измеритель", таким образом, обозначает еще более общее понятие, чем термин "критерий". Например, измеритель – время  $T$  – более общий по содержанию, чем критерий время разгона до заданной скорости  $T_V$ . Поэтому, если утверждается, что тот или иной критерий не работоспособен, то это вовсе не означает неработоспособность измерителя.

Критерий динамичности  $d$  учитывает потенциальное преимущество, которое приобретает машина в результате более интенсивного разгона, а именно: при реализации более динамичного разгона машина получает возможность раньше начать движение с требуемой установившейся скоростью. Поэтому оценки процессов разгона будут идентичны оценкам, получаемым при сравнении циклов движения машины. Однако критерий  $d$  в виде зависимости (8.1) инвариантен по отношению к таким основным параметрам автомобиля, как его масса  $m$  и номинальная мощность установленного на нем двигателя  $N_{\text{емax}}$ . Поэтому он непригоден для обоснованного сравнения интенсивности разгона машин с различными параметрами.

Чтобы сделать оценку динамичности разгона вариантной по отношению к основным параметрам машины (ее массе и номинальной мощности двигателя), воспользуемся в качестве критерия отношением показателя динамичности реальной машины к показателю динамичности идеальной машины  $d_i$ :

$$D_p = d / (3d_i). \quad (8.2)$$

Для идеального автомобиля, движение которого описывается уравнением

$$dv/dt = N_{\text{емax}} / (mv)$$

(существование сил трения и противодействия среды для такой машины не допускается), параметры процесса разгона до скорости  $V$  принимают значения

$$T_i = \frac{m}{2N_{\text{емax}}} V^2, \quad S_i = \frac{m}{3N_{\text{емax}}} V^3,$$

и, следовательно,

$$d_i = T_i - S_i / V = \frac{m}{6N_{\text{емax}}} V^2.$$

Тогда на основании (8.1) и (8.2) получим безразмерный критерий

$$D_p = 2 \frac{N_{\text{емax}}}{mV^2} \left( T - \frac{S}{V} \right),$$

который инвариантен по отношению к  $m$ ,  $N_{\text{емax}}$ .

Смысл понятия "вариантность  $D_p$ " состоит в том, что с его помощью можно сравнить разгонные свойства машин с различными вариациями массы и номинальной мощности двигателя. Если движение машины задать дифференциальным уравнением

$$dv/dt=j(a_i, \varphi_k, v), \quad i=\overline{1, n}, \quad k=\overline{1, m}$$

(где  $a_i$  – конструктивные параметры, характеризующие типы и конструктивные особенности двигателя и трансмиссии;  $\varphi_k$  – уравнения функциональных связей, отражающие метод управления двигателем, моменты переключения передач и т.п.), то, поскольку

$$T = \int_0^V \frac{dv}{j(a_i, \varphi_k, v)}, \quad S = \int_0^V \frac{dv}{j(a_i, \varphi_k, v)},$$

изучение и анализ влияния различных факторов на разгонные свойства машины должны производиться с помощью критерия  $D_p$ , заданного в следующем виде:

$$D_p = \frac{2N_{e\max}}{mV^2} \left( \int_0^V \frac{dv}{j(a_i, \varphi_k, v)} - \frac{1}{V} \int_0^V \frac{v dv}{j(a_i, \varphi_k, v)} \right);$$

### 8.7 Энергетическая экономичность процессов разгона

Один и тот же процесс разгона транспортной машины воспринимается как более простой, если о нем судить с точки зрения оценки динамичности, и в то же время – как более сложный, если речь идет об оценке топливной экономичности [1].

Большая сложность процесса квантификации понятия "топливная экономичность разгона" обуславливается тем, что состояние объекта теперь отражают уже не три параметра, а четыре: помимо параметров  $T, V_k, S$ , характеризующих динамичность разгона, необходимо еще оперировать и величиной израсходованного топлива, которая может быть определена с помощью выражения

$$Q = \int_0^T Q_t dt = \int_0^{V_k} \frac{Q_t}{j} dv = \int_0^S \frac{Q_t}{v} ds,$$

где  $Q_t$  – скорость расхода топлива.

Возникает ситуация, аналогичная той, которая имеет место при оценке динамичности разгона. Для корректного с точки зрения топливной экономичности сопоставления процессов разгона необходимо сопоставить в совокупности значения трех параметров (параметров  $Q, T$  и  $S$ , если разгон осуществляется до заданной конечной скорости; параметров  $Q, V_k, T$ , когда разгон машины реализуется на мерном участке и т.д.). Поэтому сама величина  $Q$ , несмотря на свою конкретную содержательность, не может служить критерием топливной экономичности разгона, ибо задавая конец процесса разгона, можно зафиксировать только один из параметров  $V_k, T, S$ , а два других могут принимать произвольные значения.

Оценке топливной экономичности разгона машины посвящено большое число теоретических изысканий как за рубежом, так и в нашей стране. Однако вопрос о корректном критерии все же долго оставался открытым. Среди наиболее обоснованных разработок можно выделить ряд принципиально отличающихся, в которые помимо величины общего расхода топлива при разгоне колесной машины до заданной конечной скорости [2], в качестве критерия оценки топливной экономичности разгона предлагаются еще и такие измерители, как коэффициент расхода топлива  $\mu=Q/S$  [5]; расход топлива на единицу пути разгона  $Q_s=Q/l$  [8, 9]; приходящееся на единицу пути разгона количество  $Q'_s$  топлива, работоспособность которого полностью использована на преодоление сопротивления дороги, воздуха и инерции маховика двигателя [6]; "удельный" расход топлива  $q$  – отношение той части израсходованного топлива, работоспособность которого использована для преодоления инерции всех масс транспортной машины, к кинетической энергии, приобретенной в процессе разгона поступательной массой транспортной машины и ее колесами [7]; так называемые "удельные" расходы топлива на разгон  $q_j$  и на преодоление внешних сопротивлений  $q_s$  [4]; величина расхода топлива на единицу пути  $Q_{SV}$  при фиксированных значениях параметров  $V_k$  и  $S$  [8].

Недостатки критериев  $\mu$  и  $Q'_s$  достаточно детально проанализированы в литературе (см., например, [6]). Вместе с тем не лишены недостатков и все другие перечисленные выше измерители топливной экономичности разгона машины. Для большинства из них можно указать, по крайней мере, два весьма важных, и вместе с тем общих недостатка.

Во-первых, выделять посредством критерия одну из составляющих израсходованного топлива (топлива, работоспособность которого затрачена на увеличение кинетической энергии машины, или топлива, работоспособность которого затрачена на выполнение работы против сил сопротивления движению) не имеет смысла. Ведь любые мероприятия, направленные на уменьшение лишь одной из составляющих расхода топлива, всегда менее эффективны.

Во-вторых, критерий топливной экономичности должен исключать всякий явный и неявный компромиссы между чисто экономией топлива и каким-либо другим требованием. Легко видеть, что все критерии типа "удельный" (или относительный, приведенный и т.п.) расход топлива, по существу, выражают различного рода компромиссы. Именно этот факт следует считать существенным, противоречащим содержанию понятия "топливная экономичность", недостатком критериев.

Если, как и при оценке интенсивности разгона, лучший из сравниваемых процессов определять путем сопоставления значений основного измерителя (в данном случае – расхода топлива), то при одинаковых для обоих процессов значениях  $Q_l=Q_l(V_k)$  в качестве оценки топливной экономичности будет выступать, в чем легко убедиться по аналогии с ранее полученным критерием  $d$ , величина

$$\varepsilon = Q - Q_t(V_k)S/V_k, \quad (8.3)$$

где  $Q$  – расход топлива за период разгона;  $Q_t(V_k)$  – скорость расхода топлива при движении машины со скоростью  $v=V_k=\text{const}$ .

Полученный показатель позволяет оценить исследуемый процесс разгона именно с точки зрения специфики его протекания, рассматривая его как отдельный вид движения машины. В отличие от критерия  $d$ , он, однако, обладает тем недостатком, что допускает сравнение разгонов только автомобилей с абсолютно идентичными топливными характеристиками  $Q_t=Q_t(v)$  установившегося движения. Но обращаясь к рис. 8.5, можно составить следующий алгоритм сопоставления разгонов в самом общем случае: сравниваем затраты топлива на реализацию процессов  $OA_1K$ ,  $OA_2K$

$$Q_1 + Q_{t1}(V'_k) \frac{S' - S_1}{V'_k} < (=, >) Q_2 + Q_{t2}(V'_k) \frac{S' - S_2}{V'_k};$$

чтобы установившееся движение колесных машин в как можно меньшей степени отразилось в оценке разгонов, необходимо положить  $S'=\max(S_1, S_2)$  (где  $\max(S_1, S_2)$  – большее из  $S_1, S_2$ , то есть  $S'=S_1$ , если  $S_1>S_2$  или  $S'=S_2$ , если  $S_1<S_2$ ). Пусть, например,  $S_1>S_2$ ; тогда соотношение, определяющее более интенсивный процесс разгона машины, примет вид:

$$Q_1 - Q_{t2}(V'_k) \frac{S_1}{V'_k} < (=, >) Q_2 - Q_{t2}(V'_k) \frac{S_2}{V'_k}.$$

Критериям динамичности  $d$  и экономичности  $\varepsilon$  можно придать следующее физическое толкование.

Допустим, что оцениваемая машина безынерционна или же ее двигатель обладает беспредельной мощностью. Для такой машины переход с одной скорости движения на любую другую можно осуществить мгновенно, а поэтому из любого начального состояния в любое конечное, отображаемые на фазовой плоскости соответственно точками  $(V_n, S=0)$  и  $(V_k, S)$ , идеализированную машину можно перевести за время  $T_n$  с расходом топлива  $Q_n$ , равными

$$T_n = S/V_k, \quad Q_n = Q_t(V_k)S/V_k.$$

Таким образом из равенств  $d=T-T_n$  и  $\varepsilon=Q-Q_n$  следует, что критерии динамичности и топливной экономичности отражают дополнительную затрату времени и дополнительный расход топлива при перемещении реальной машины по сравнению с идеализированной.

## 8.8 Взаимообусловленность динамичности и экономичности

Для многих как-то упорядоченных процессов разгона автомобиля часто наблюдается весьма важная закономерность: более динамичные процессы обычно способствуют экономии энергии при реализации автомобилем рабочих циклов. Рассмотрим, например, четыре процесса разгона  $P1, P2, P3, P4$  автомобиля с бензиновым карбюраторным двигателем (рис. 8.10), упорядоченные в том смысле, что каждый из них реализован при заданной все время контролируемой степени дросселирования во впускном трубо-

проводе двигателя: процессу  $P1$  соответствует минимальное дросселирование (дроссельная заслонка карбюратора полностью открыта),  $P2$  – относительно малое разрежение (дроссельная заслонка открыта на  $3/4$ ),  $P3$  – постоянное разрежение  $0,050$  МПа, а  $P4$  – постоянное разрежение  $0,075$  МПа. Кривые 1, 2, 3, 4, 5 (рис. 8.10, *а*) определяют моменты расходования автомобилем соответственно  $Q_T = 10; 15; 20; 25; 30$  г топлива в процессе разгона. Линия  $3_m$  отражает процесс замедления автомобиля (накат, завершающийся торможением), а прямая  $Y$  – процесс движения с постоянной скоростью  $V = 50$  км/ч ( $s$  – перемещение автомобиля).

При меньшей степени дросселирования процесс разгона автомобиля, естественно, более интенсивен; уменьшается и продолжительность реализации рабочего цикла. Иначе говоря, более интенсивный сам по себе разгон таковым же воспринимается и с точки зрения его влияния на интенсивность рабочего цикла в целом.

С интенсификацией разгона возникает возможность при заданной протяженности рабочего цикла (в данном случае она составляет  $s = S = 1000$  м) раньше перевести автомобиль в режим движения накатом (с последующим торможением), который является заведомо менее энергоемким (двигатель практически все время работает на режиме холостого хода с минимальной частотой вращения его вала; в принципе, он может быть даже выключен). В то же время к моменту завершения более интенсивного разгона автомобиль расходует непременно меньше топлива (рис. 8.10, *б* – кривая  $3_m$ ;  $V_p$  – скорость автомобиля в конце разгона). Так, к моментам (которым соответствуют точки 1, 2, 3, 4 на рис. 8.10, *а*) завершения разгонов  $P1, P2, P3, P4$  позади автомобиля оказываются соответственно 215; 240; 350; 580 м пути ценой расходования 22,8; 23,3; 25,8; 31,5 г топлива. Очевидной особенностью сопоставляемых процессов является то, что более интенсивным из них соответствуют однозначно меньшие проходимые расстояния, продолжительности и расходы топлива.

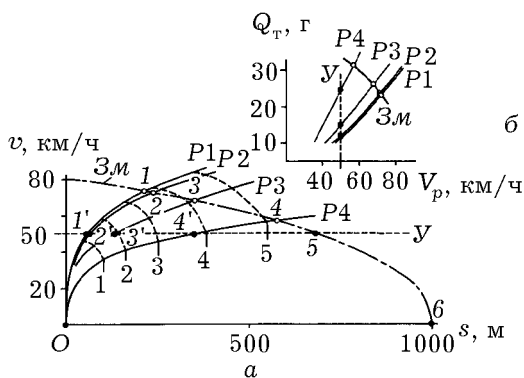


Рисунок 8.10 Оценка процессов разгона в рабочих циклах.

Примерно аналогичная ситуация возникает и тогда, когда рабочие циклы содержат режимы движения автомобиля с постоянной скоростью  $V_y = 50$  км/ч (горизонтальная прямая  $У$  на рис. 8.10,  $a$ ). Разгоны  $P1, P2, P3, P4$  завершаются в моменты, отражаемыми точками  $1', 2', 3', 4'$ , после расходования соответственно 11,2; 11,7; 14,5; 24,5 г топлива (см. также рис. 8.10,  $b$ : вертикальная прямая  $У$ ). При более интенсивном разгоне автомобиль раньше переходит на более экономичный режим движения с постоянной скоростью; одновременно уменьшается продолжительность рабочего цикла). Однако энергоёмкость рабочего цикла в данном случае во многом зависит от характеристики установившегося движения автомобиля.

Отметим также и то, что для сравнения энергоёмкостей в целом рабочих циклов можно ограничиться сопоставлением энергоёмкостей лишь процессов “разгон–движение с постоянной скоростью” по схеме, приведенной на рис. 8.5. Например, чтобы сопоставить энергоёмкости циклов  $O-1'-5-6$  и  $O-4'-5-6$  достаточно сопоставить энергоёмкости процессов  $O-1'-4'$  и  $O-4'$ . При этом роль определяющего измерителя будет играть величина (8.3). Но при этом необходимо иметь ввиду, что в более интенсивном цикле потенциально всегда содержится возможность дополнительной экономии топлива. В самом деле, для того, чтобы уравнять продолжительности двух различных циклов и тем самым преобразовать эти циклы в строго сопоставимые, придется уменьшить скорость установившегося движения автомобиля в более интенсивном цикле, а это непременно повлечет за собой уменьшение сил противодействия среды и, естественно, экономию топлива.



## МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ АНАЛИЗА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

### 9.1 Рабочие циклы машин

Реальные рабочие циклы автомобилей, автобусов, автопогрузчиков, ... являются довольно сложными объектами с точки зрения возможностей формальной их идентификации. В связи с этим информационное обеспечение идентификационных процессов практически всецело опирается на экспериментальные исследования.

Задачи экспериментальных исследований в первую очередь предопределены необходимостью системного изучения взаимосвязи энергообразующих свойств автотранспортных средств и обуславливающих их конструктивных решений по схеме "анализ-синтез-анализ". Важнейшими среди общих задач являются:

1. Получение достоверной информации для наглядного сопровождения общетеоретических выкладок, построения системы примеров утвердительного или отрицательного содержания при проведении логических умозаключений, иллюстрации существования той или иной научной проблемы как таковой и раскрытия ее содержания, осмысленной интерпретации полученных теоретических выводов.

2. Сбор информации, необходимой для идентификации основополагающих устойчивых закономерностей в проявлении тех или иных свойств отдельных систем машины.

3. Сбор информации для проверки и обоснования основных научных гипотез, оценки справедливости допущений и приемлемости некоторых упрощений и абстракций.

4. Создание информационной базы для идентификации параметров и характеристик автотранспортных средств и их систем, а также информационное обеспечение процессов моделирования на ЭВМ.

5. Проверка адекватности математических моделей и работоспособности алгоритмов поиска решений.

6. Прямая проверка обоснованности и полезности результатов теоретических исследований.

Очень часто заранее предполагается, что точность экспериментальной информации должна быть настолько высокой, чтобы неизбежные суммарные ошибки не превышали уровня 3 %. При этом результаты исследований, опирающиеся на экспериментальную информацию и обеспечивающие сравнительно малую экономию автомобильного топлива (до 2 %), должны обладать 87 %-ой воспроизводимостью, а результаты, приводящие к 2...4 %-ой экономии, — 96 %-ой воспроизводимостью. Столь жесткие требования к качеству информации обусловлены обычно оптимизационной

направленностью исследований. Это обстоятельство налагает определенный отпечаток также и на методологию, и на аппарат исследования.

В частности, формально ни одному из объектов исследования не имеет смысла приписывать свойства "черного ящика"; то есть ни один из исследуемых объектов не должен трактоваться как объект с нулевым уровнем исходной информации о его свойствах. Поэтому при синтезе моделей не желательно использовать в качестве основных методы статистических испытаний реального объекта на основе аппарата регрессионного, дисперсионного и корреляционного анализа. В то же время в качестве вспомогательного для исследования влияния некоторых факторов на режимы работы двигателя и показатели эксплуатационной эффективности автомобилей имеет смысл привлекать математический аппарат теории планирования эксперимента и теории статистических выводов. Этот аппарат, будучи эффективным именно в отношении "черного ящика", в данном случае может послужить эффективным средством иллюстрации существования проблемы приоритетного упорядочивания режимов работы двигателя внутреннего сгорания, средством построения наглядной картины реализации мощностных и скоростных свойств двигателя при разнообразных сочетаниях значений влияющих факторов и т. п.

По степени полноты информации о реальных объектах и процессах их функционирования можно выделить:

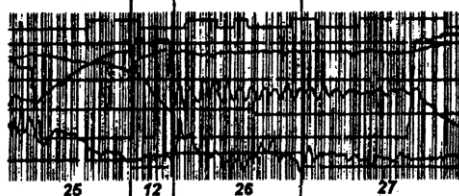
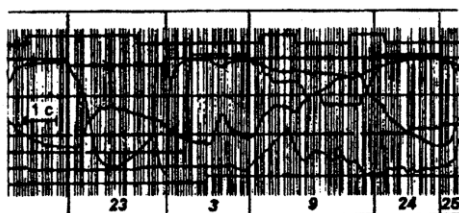
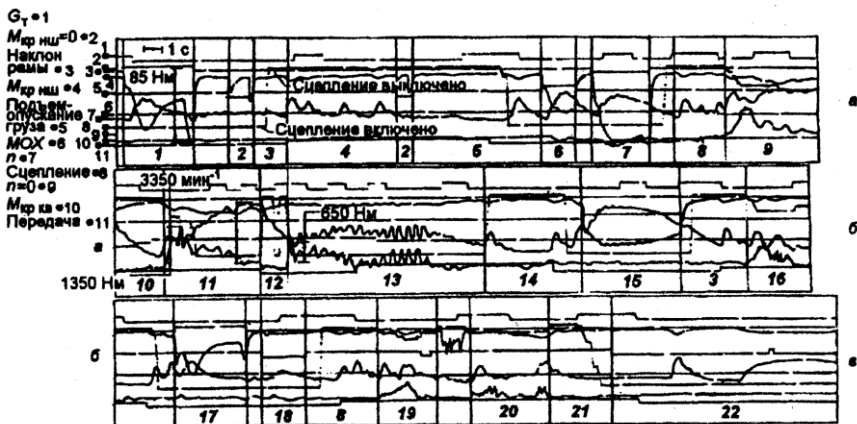
– объекты, свойства которых и особенности функционирования отражаемы лишь эмпирически;

– объекты, в отношении которых известны детерминированные законы функционирования и применимы методы математического моделирования с воспроизведением свойств на ЭВМ; эти законы могут, однако, частично замыкаться эмпирическими соотношениями; различные входящие в них параметры, константы и характеристики поддаются опытной идентификации.

Рабочие циклы мобильных машин различного типа и назначения не сводимы друг к другу в принципе. Рабочий цикл автопогрузчика, например, отличается от рабочего цикла любого автомобиля в первую очередь тем, что он включает в себя помимо горизонтальной транспортировки груза еще и вертикальную, удельный вес которой бывает весьма значительным, рис. 9.1 (осциллограмма отражает довольно характерный для пятитонных автопогрузчиков рабочий цикл перемещения груза массой 2,5 т на расстояние 50 м; в начальный момент груз расположен непосредственно перед автопогрузчиком на уровне опорной поверхности и в конце транспортировки устанавливается на эстакаду высотой 1,5 м). Работа двигателя при этом отличается высокой степенью переменности режимов во времени и большой рассредоточенностью их по области возможных, определяемых характеристикой двигателя.

Экспериментальное воспроизведение рабочих циклов автотранспортных машин информационно обеспечивает успешное решение многих важных исследовательских задач. Особое место среди них занимает задача идентификации реальных приоритетов режимов работы той или иной системы машины.





1 - наклон рамы вперед без груза ( $h = 0,3$  м);  
 2 - опускание каретки; 3 - включение первой передачи коробки передач; 4 - движение к грузу (2 м) с выключенным сцеплением; 5 - захват груза ( $h = 0$ ); 6 - подъем каретки (до  $h = 0,3$  м); 7 - наклон рамы с грузом назад ( $h = 0,3$  м); 8 - включение первой передачи и MOX; 9 - движение задним ходом по кривой; 10 - переключение MOX; 11 - движение на первой передаче с грузом;  
 12 - переключение на вторую передачу; 13 - движение на второй передаче с грузом; 14 - движение с выключенным сцеплением и остановка; 15 - подъем груза (до  $h = 1,6$  м); 16 - движение к эстакаде (2 м); 17 - наклон рамы с грузом вперед ( $h = 0,3$  м); 18 - опускание груза (до  $h = 1,5$  м); 19 - отъезд от эстакады задним ходом (2 м); 20 - отъезд от эстакады задним ходом и остановка; 21 - включение передачи; 22 - опускание каретки без груза (до  $h = 0,3$  м); 23 - наклон рамы без груза назад ( $h = 0,3$  м); 24 - переключение MOX на передний ход; 25 - движение передним ходом на первой передаче; 26 - движение передним ходом на второй передаче; 27 - движение по инерции и остановка

РИСУНОК 9.1 Осциллограмма, отражающая рабочий цикл автопогрузчика: MOX - механизмы обратного хода;  $M_{кр\text{ ш}}$  - крутящие моменты на коленчатом валу двигателя и валу привода шестеренчатого насоса грузоподъемника;  $G_T$  - порция расходуемого топлива.

## 9.2 Реальный приоритет режимов работы двигателя внутреннего сгорания

В эксплуатационных условиях двигатель внутреннего сгорания работает в окрестности некоторого режима определенную долю времени  $\Delta t$ , которая в той или иной степени отличается от такой же величины  $\Delta t'$  для равноценной окрестности некоторого другого режима. Если окажется, например, что  $\Delta t > \Delta t'$ , то первому режиму как бы отдается предпочтение в данных эксплуатационных условиях, или, другими словами, он обладает реальным приоритетом. Сопоставление реального приоритета с оптимальным дает возможность обоснованно судить о степени совершенства машины или, по крайней мере, о степени соответствия ее свойств реальным эксплуатационным условиям, о степени реализации потенциальных возможностей двигателя и других систем.

В результате обработки осциллограммы, представленной на рис. 9.1, установлено, в частности, что при существенной переменности режимов средняя реализуемая двигателем мощность составляет  $N_{\text{ср}}=9,95$  кВт, а средняя частота вращения вала двигателя  $n_{\text{ср}}=1760$  мин<sup>-1</sup> (номинальные же параметры двигателя равны:  $N_{\text{нм}}=51,50$  кВт;  $n_{\text{нв}}=3000$  мин<sup>-1</sup>). Кроме того оказалось, что (рис. 9.2): 50 % времени двигатель погрузчика реализует мощность, не превышающую значения  $N_e=5,9$  кВт, при частотах вращения его вала  $n_e < 1700$  мин<sup>-1</sup>; 90 % времени  $N_e \leq 25,0$  кВт и  $n_e \leq 2800$  мин<sup>-1</sup>; мощность  $N_e > 25,0$  кВт реализуется крайне редко.

Экспериментальное исследование режимов работы колесной машины и ее систем связано с проблемой воспроизводимости рабочих циклов, поскольку число факторов, определяющих режимы движения машины, очень велико и многими из них трудно точно управлять. Поэтому (учитывая также и трудоемкость экспериментов) приходится имитировать рабочие циклы колесной машины на ЭВМ, а результаты экспериментальных исследований целесообразно использовать для построения и "калибровки" адекватных математических моделей исследуемых процессов [3].

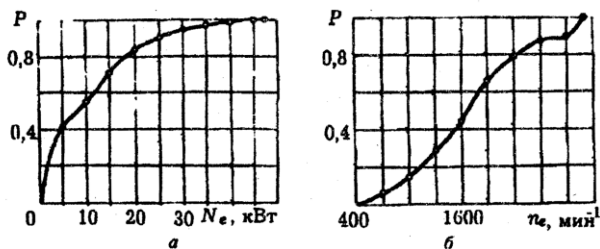


РИСУНОК 9.2 Кумулятивные кривые распределения значений мощности (а) и частоты вращения вала двигателя (б) автопогрузчика:  $P$  — доля времени, в течение которого величины  $N_e$ ,  $n_e$  не превышают заданных значений.

Информацию об использовании режимов работы двигателя легко представить в наглядном виде, если воспользоваться приемом замещения несчетного множества возможных режимов счетным множеством. Для этого область возможных режимов делит на конечное число прямоугольных подобластей, в каждую из которых заносит суммарное (в процентах от общей длительности рабочего цикла погрузчика) время  $t_e$  работы двигателя на режимах, принадлежащих данной подобласти. Наиболее значимые режимы работы двигателя ( $t_e > 1\%$ ) отмечают окружностями, диаметр которых пропорционален величине  $t_e$  (рис. 9.3, [1, 2]).

Построенные таким образом диаграммы позволяют дать оценку степени соответствия двигателя данному погрузчику и реальным эксплуатационным условиям, степени использования мощности, степени совпадения действительных режимов с оптимальными и т.п. Сравнивая, например [3], диаграммы распределения режимов работы двигателя номинальной мощности  $N_{em} = N_{emax} = 110,3$  кВт (рис. 9.3, а) и двигателя мощностью  $N_{em} = N_{emax} = 36,8$  кВт (рис. 9.3, б), номинальные частоты вращения валов которых одинаковы ( $n_{eN} = 2800$  мин<sup>-1</sup>), можно отметить, что у двигателя мощностью 36,8 кВт в значительно большей мере реализуются его потенциальные возможности. Указанные диаграммы построены на основании результатов моделирования на ЭВМ режимов работы автопогрузчика грузоподъемностью 5000 кг с механической трансмиссией на плече 200 м в весьма неблагоприятных условиях: масса перемещаемого груза соответствовала номинальной грузоподъемности погрузчика ( $M_{гр} = 5000$  кг), суммарный коэффициент сопротивления дороги движению составлял  $f = 0,045$ . Отсюда следует, что в менее тяжелых условиях преимущество двигателя меньшей мощности еще более ощутимо. Интересно, что довольно часто с большой степенью точности "средние" режимы работы двигателя удовлетворяют условию  $g_{ср} = Q_{ср}/N_{ср} = g_e(N_{ср}, n_{ср})$  (см. рис. 9.3, б; ( $Q_{ср}$  – средняя скорость расхода топлива;  $g_e$  – удельный расход топлива).

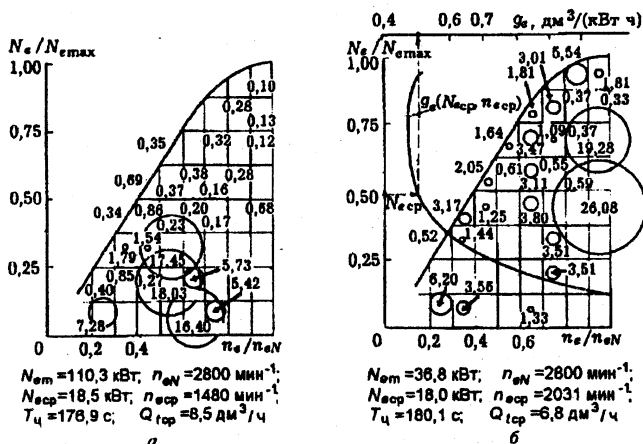


РИСУНОК 9.3 Распределение времени работы двигателей на различных режимах.

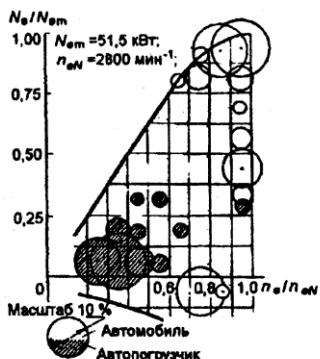


РИСУНОК 9.4 Преобладающие режимы работы карбюраторного двигателя на автомобиле и на автопогрузчике.

Особенности режимов работы двигателя автопогрузчика по сравнению с двигателями других колесных машин, в первую очередь, проявляются как следствие специфичности функционального назначения погрузчика и специфичности эксплуатационных условий, в которых он работает. Более конкретно особенности режимов работы двигателя автопогрузчика по отношению, скажем, к двигателю грузового автомобиля можно показать непосредственно сравнивая типичные для двигателей обеих колесных машин распределения их рабочих режимов.

На рис. 9.4 представлены в совмещенном виде диаграммы распределения преобладающих режимов работы одного и того же двигателя мощностью 51,5 кВт на автомобиле грузоподъемностью 2500 кг и на автопогрузчике с вилочным грузозахватом. Окружностями отмечены те диапазоны режимов, в пределах которых суммарное время работы двигателя составляет не менее 3 % времени рабочего цикла автомобиля или автопогрузчика (диаметры окружностей пропорциональны суммарному времени работы двигателя на режимах соответствующих диапазонов). Для построения этих диаграмм использованы данные, полученные экспериментально при следующих условиях: маршрут движения автомобиля равнинный, длиной 9,7 км, а рабочий цикл автопогрузчика осуществлялся на плече 50 м; тип и качество дорожного покрытия в обоих случаях одинаковы - асфальт, коэффициент сопротивления качению равен 0,02; масса перемещаемого автомобилем и автопогрузчиком груза составляла бы номинальной грузоподъемности; захват груза автопогрузчиком осуществлялся с опорной поверхности, а его укладка производилась на высоте 1,5 м.

Показанное на рис. 9.4 распределение преобладающих режимов работы двигателя автопогрузчика весьма характерно для типичных условий эксплуатации этой машины, что позволяет сделать ряд обобщающих выводов относительно особенностей работы двигателей на автопогрузчике и автомобиле:

1. Двигатель автомобиля рациональнее реализует свои мощностные и скоростные свойства, на автопогрузчике он работает преимущественно при частичных нагрузках. В приведенном примере средние мощность и частота вращения коленчатого вала составляют:  $N_{\text{ср}}=33,2$  кВт и  $n_{\text{ср}}=2486$  мин<sup>-1</sup> — для автомобиля;  $N_{\text{ср}}=10,1$  кВт и  $n_{\text{ср}}=1762$  — для автопогрузчика.

2. Для двигателя автопогрузчика в значительно меньшей мере характерны тормозные режимы.

3. Работе двигателя автопогрузчика в большей степени свойственна рассредоточенность режимов. Действительно, двигатель автомобиля в течение 89,1 % времени работает на преобладающих режимах (рис. 9.4), которые занимают весьма малую часть поля возможных режимов работы двигателя. Двигатель же автопогрузчика на преобладающих режимах работает лишь в течение 48,3 % времени рабочего цикла, большую часть времени (51,7 %) он работает на равномерно рассредоточенных режимах. Большая степень рассредоточенности режимов работы двигателя автопогрузчика дает основание полагать и большую степень переменности режимов, что подтверждают эксперименты. Следовательно, двигатель автопогрузчика работает в более тяжелых условиях, так как переменность режимов сопровождается повышением темпа износа двигателя, уменьшением его долговечности и неблагоприятно сказывается на режимах работы трансмиссии.

4. Удельный расход топлива двигателем и непроизводительные потери эксергии, заключенной в топливе, значительно выше у двигателя автопогрузчика. В итоге общий КПД автопогрузчика заведомо ниже, чем автомобиля.

Рассмотренные примеры убеждают в том, что реальный приоритет режимов работы двигателя внутреннего сгорания далеко не совпадает с приоритетом, устанавливаемым такими измерителями, как удельный расход или скорость расхода топлива. Этот же вывод справедлив и в отношении других типов автомобильных средств (легковых и грузовых автомобилей, автобусов, автокранов, автомобильных дорожных машин, сельскохозяйственных машин с двигателями внутреннего сгорания).

Хорошей иллюстрацией сказанному является рис. 9.5, отражающий степень использования различных режимов работы двигателя легкового автомобиля Opel 2100D [2], эксплуатируемого в качестве такси (изолинии  $t_e = \text{const} = 1, \dots, 25\%$  делят область возможных режимов на подобласти, в которых двигатель работает  $t_e\%$  всего времени эксплуатации автомобиля, и подобласти, в которых он работает оставшиеся  $100 - t_e\%$  времени). Наибольшую долю времени, оказывается, двигатель автомобиля-такси реализует малозффективные режимы из подобласти  $D^+$ , примыкающей к наименее

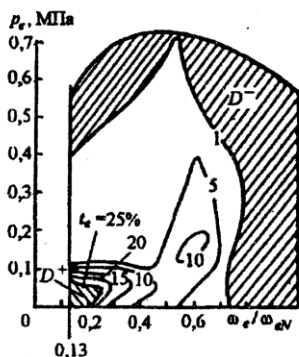


РИСУНОК 9.5 Распределение режимов работы двигателя на легковом автомобиле-такси.

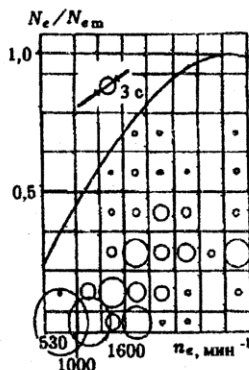
скоростному режиму холостого хода; в то же время в весьма обширной области  $D^-$ , где находятся многие достаточно эффективные режимы, двигатель работает менее 1 % времени функционирования автомобиля.

Распределение режимов работы двигателя автопогрузчика при перегрузке грузов на короткие расстояния весьма существенно зависит от режимов работы различных систем автопогрузчика. Довольно часто скорость подъема груза остается почти постоянной при почти постоянной частоте вращения



РИСУНОК 9.6 Образец осциллограммы процесса наклона рамы грузоподъемника.

РИСУНОК 9.7 Диаграмма распределения времени работы двигателя на различных режимах при работе автопогрузчика в типовом цикле.



вала двигателя (исключением являются, пожалуй, периоды разгона и торможения грузоподъемной каретки). Причем, практически весь объем рабочего масла, подаваемого гидронасосом, поступает непосредственно в цилиндр подъема при любой нагрузке на грузоподъемную каретку. А это означает, что отсутствуют непроизводительные потоки масла через перепускные и дросселирующие устройства на слив в резервуар. Поэтому производительность насоса на единицу частоты вращения его ведущей шестерни и коленчатого вала двигателя при изменении полезной нагрузки или противодавления в цилиндре подъема изменяется незначительно и ее при моделировании процесса подъема груза можно принимать постоянной. Скорость  $d\varphi/dt$  ( $\varphi$  — угол) наклона рамы грузоподъемника при постоянной частоте  $n$  вращения вала двигателя также оказывается постоянной (рис. 9.6). Но при наклоне рамы вперед рабочая жидкость, как оказывается, поступающая в цилиндры наклона, частично все же проникает через перепускной клапан на слив в масляный резервуар. Следовательно, при постоянной производительности гидронасоса количество масла, фактически поступающего в гидроцилиндры наклона, может изменяться в широких пределах, обуславливая значительный диапазон значений затрат мощности двигателя на угловое перемещение рамы грузоподъемника с одним и тем же грузом при различных значениях частоты вращения коленчатого вала.

Приведенной на рис. 9.1 осциллограмме соответствует, диаграмма распределения режимов работы двигателя, представленная на рис. 9.7. Если же выделить отдельно операции подъема-опускания каретки, наклона рамы грузоподъемника и собственно перемещения погрузчика, то распределение режимов будет выглядеть так, как показано на рис. 9.8. Из последней диаграммы следует, что наибольшую рассредоточенность режимов обуславливает перемещение погрузчика, а наименьшую — подъем-опускание грузовой каретки. При этом затраты мощности на выполнение операций наклона рамы грузоподъемника значительно превышают затраты мощности на выполнение операций подъема-опускания каретки, что объясняется отмеченной выше непроизводительной перекачкой рабочей жидкости через перепускной клапан при наполнении гидроцилиндров наклона.

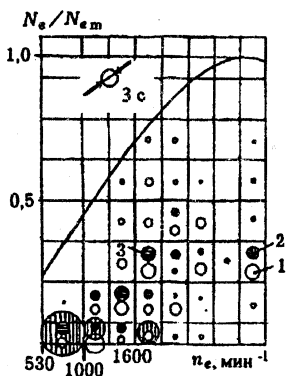


РИСУНОК 9.8 Диаграмма распределения времени работы двигателя на различных режимах при выполнении автопогрузчиком различных операций: 1 – перемещение автопогрузчика; 2 – подъем-опускание груза; 3 – наклон рамы грузоподъемника.

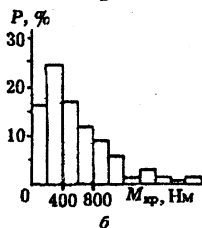
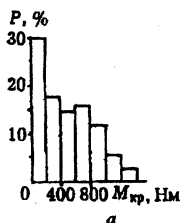


РИСУНОК 9.9 Гистограммы распределения времени реализации различных значений крутящего момента на карданном валу привода ведущего моста автопогрузчика: а – движение передним ходом; б – движение задним ходом.

Если общий расход топлива за цикл работы автопогрузчика составил  $177,10 \text{ см}^3$  (что соответствует средней скорости расхода  $7,95 \text{ дм}^3/\text{ч}$ ), то для выполнения отдельных операций потребовалось: перемещение автопогрузчика –  $130,60 \text{ см}^3$  (73,74 %;  $7,65 \text{ дм}^3/\text{ч}$ ); подъемы-опускания каретки –  $27,82 \text{ см}^3$  (15,71 %;  $8,82 \text{ дм}^3/\text{ч}$ ); наклоны рамы грузоподъемника –  $18,68 \text{ см}^3$  (10,55 %;  $9,09 \text{ дм}^3/\text{ч}$ ). Поскольку средняя скорость расхода топлива является измерителем энергоемкости процесса, то очевидно, что действительно наиболее энергоемкими оказываются процессы наклона рамы грузоподъемника.

На рис. 9.9 приведены гистограммы распределения значений крутящего момента на карданном валу привода ведущего моста погрузчика ( $M_{кр}$ ). Из них, в частности, следует, что: при движении передним ходом около 30 % времени карданный вал был нагружен крутящим моментом  $M_{кр} \leq 200 \text{ Нм}$ , хотя максимальное значение крутящего момента достигало  $1400 \text{ Нм}$ ; при движении задним ходом наибольшую долю времени (25 %) карданный вал нагружался моментом  $M_{кр} = 200 \dots 400 \text{ Нм}$ , а максимальное его значение достигало  $2200 \text{ Нм}$ .

На рис. 9.10 приведена диаграмма распределения режимов работы двигателя внутреннего сгорания, полученная на основании двенадцатикратного экспериментального воспроизведения рабочего цикла автопогрузчика в типичных эксплуатационных условиях, в точности соответствующих условиям реализации отдельного цикла, отражаемого рассмотренной выше осциллограммой (см. рис. 9.1). При этом циклы воспроизводились тремя различными водителями на четырех автопогрузчиках модели 4014. Сопоставляя рис. 9.7 и 9.10, легко заметить сходство распределений как в качественном, так и в количественном отношении. Это является свидетельством устойчивого проявления индивидуального во множественном, и наоборот.

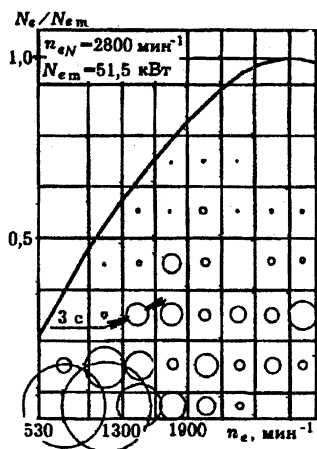


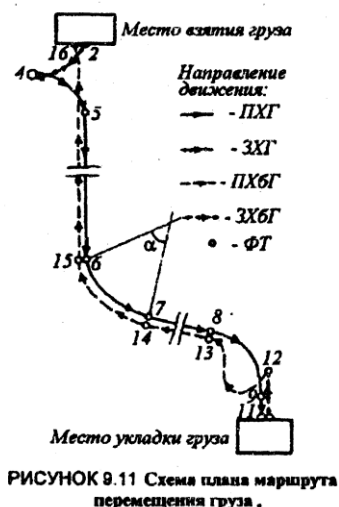
РИСУНОК 9.10 Диаграмма распределения времени работы двигателя на различных режимах (эксперимент).

### 9.3 Типичные условия эксплуатации (на примере автопогрузчиков)

Репрезентативность реальных приоритетов режимов во многом зависит от того, насколько полно и качественно учтено все многообразие эксплуатационных условий. Прямой учет этого многообразия, естественно, не возможен, и поэтому приходится прибегать к искусственным статистическим методам обеспечения репрезентативности. В связи с этим большое значение приобретают хронометражные наблюдения за работой машин – своеобразные хронометражные эксперименты.

На рис. 9.11 для примера приведен маршрут одного из наиболее часто воспроизводимых рабочих циклов в Ленинградском торговом порту. Здесь приняты следующие обозначения элементов рабочего цикла вилочного автопогрузчика: ПХГ – движение передним ходом с грузом; ЗХГ – движение задним ходом с грузом; ПХБГ – движение передним ходом без груза; ЗХБГ – движение задним ходом без груза; ФТ – фиксажные точки; 0-1 – наклон грузоподъемника вперед без груза; 1-2 – опускание каретки с высоты  $H=0,3 \pm 0,02$  м транспортного положения на высоту  $H \approx 0$  рабочего положения и продвижение вилок вперед на расстояние 2 м под груз; 2-3 – наклон грузоподъемника с грузом назад и подъем каретки на высоту  $H=0,3 \pm 0,02$  м в транспортное положение; 3-4 – движение погрузчика с грузом задним ходом по кривой на расстоянии  $l=10 \pm 0,2$  м; 4-5 – движение погрузчика с грузом передним ходом по кривой на расстояние  $l=10 \pm 0,1$  м; 5-6 – движение передним ходом с грузом по прямой ( $l=90 \pm 0,3$  м); 6-7 – движение передним ходом с грузом по кривой постоянного радиуса ( $l=21 \pm 0,1$  м; угол поворота трассы  $\alpha=68$  град); 7-8 – движение с грузом передним ходом по прямой ( $l=35 \pm 0,2$  м); 8-9 – движение с грузом передним ходом по кривой ( $l=14 \pm 0,1$  м); 9-10 – подъем каретки на высоту 0,5 м и наклон грузо-





подъемника вперед; 10-11 – продвижение погрузчика вперед ( $l=2$  м) и укладка груза; 11-12 – освобождение вил и движение задним ходом без груза по прямой ( $l=8\pm 0,1$  м); 12-13 – движение без груза передним ходом по кривой ( $l=16\pm 0,08$  м); 13-14 – движение без груза передним ходом по прямой ( $l=35\pm 0,12$  м); 14-15 – движение без груза передним ходом по кривой ( $l=21\pm 0,14$  м); 15-16 – движение без груза передним ходом по прямой ( $l=105\pm 1,02$  м). На схеме маршрута отмечены так называемые фиксажные точки 2, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, в которых проводились измерения, предусмотренные хронометражной картой.

Этот же цикл воспроизводился в полигонных условиях в точном соответствии с зафиксированным хронорядом, отражающим статистически средние продолжительности выполнения отдельных операций восемью автопогрузчиками в реальных условиях Ленинградского порта на заданном маршруте (груз – чугунные заготовки общей массой 3428 кг; дорожное покрытие – асфальтобетон в хорошем состоянии; трасса – горизонтальная). Далее, с сохранением расстояний между фиксажными точками воспроизводился перегрузочный цикл на новом маршруте, в котором участок криволинейного движения в секторе  $\alpha=68$  град отсутствовал (участки 5-6-7-8-9 и 13-14-15-16 преобразованы в прямолинейные отрезки), а отъезд погрузчика от места укладки груза осуществлялся по двум криволинейным дугам так же, как и отъезд от места взятия груза. Оказалось, что распределения режимов работы двигателя при реализации рабочих циклов по двум указанным маршрутам отличаются друг от друга всего лишь на: 0,81 % – по математическому ожиданию частоты  $n_e$  вращения вала двигателя; 0,72 % – по математическому ожиданию реализуемой двигателем мощности  $N_e$ ; 1,22 % – по дисперсии  $n_e$ ; 1,31 % – по дисперсии  $N_e$ ; 2,02 % – по моменту третьего порядка величины  $n_e$ , 1,81 % – моменту третьего порядка величины  $N_e$ .

Таким образом реальный приоритет режимов работы двигателя, опять же, является весьма устойчивым. В данном случае он устойчив к вариациям криволинейности плана маршрута перегрузки грузов.

К основным факторам, определяющим условия работы автопогрузчиков и характеризующим его рабочий цикл, следует отнести [4]: плечо транспортировки груза; длины криволинейных участков трассы перемещения груза; количество криволинейных участков; их кривизна и размещение на трассе; высота съема груза; высота складирования груза; продольный и

поперечный профиль трассы; тип и состояние дорожного покрытия; масса перемещаемого груза. Плечо транспортировки груза существенно влияет на значимость каждого элемента рабочего цикла автопогрузчика. В частности, при его значениях больше 700 м продолжительность процесса продольного движения машины превышает 97 % общей продолжительности рабочего цикла. А это приводит к тому, что погрузчик проявляет себя в режимах работы своего двигателя исключительно как транспортная машина. Проявление свойств грузоподъемника оказывается весьма заметным лишь при значениях плеча транспортировки, меньших 100 м, и тогда погрузчик воспринимается как подъемно-транспортная машина.

На рис. 9.12 приведены распределения частоты встречи различных значений плеча транспортировки грузов соответственно на заводских дворах и в морских торговых портах Украины. Эмпирические законы распределения значений плеча транспортировки для заводских дворов и портов качественно сходны между собой. При перемещении грузов на короткие расстояния на заводских дворах наиболее часто встречаемое значение  $L$  лежит в пределах 40...60 м, а в морских торговых портах – в пределах 60...80 м. При перемещении же грузов на дальние расстояния преобладающими являются значения плеча 100...200 м.

Распределения длин криволинейных и прямолинейных участков маршрутов иллюстрирует рис. 9.13 ( $l$  – измеренная длина участка в м;  $P$  – относительная частота в %;  $\bar{M}$  – математическое ожидание величины  $L$  в м;  $z$  – отклонение от математического ожидания в м). Заштрихованная область (рис. 9.13 вверху) соответствует кривым, по которым погрузчик со-

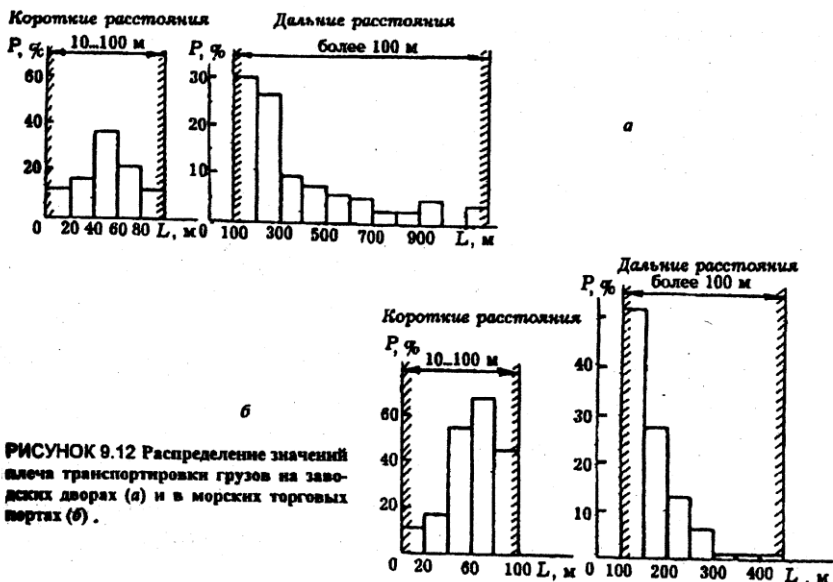
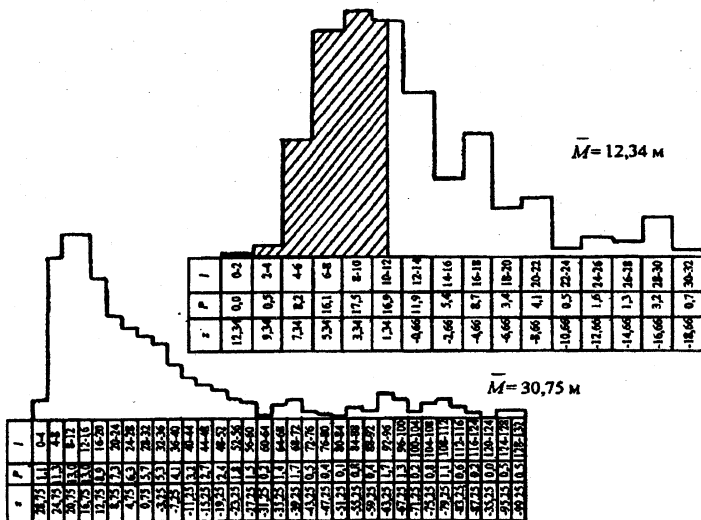


РИСУНОК 9.12 Распределение значений плеча транспортировки грузов на заводских дворах (а) и в морских торговых портах (б).



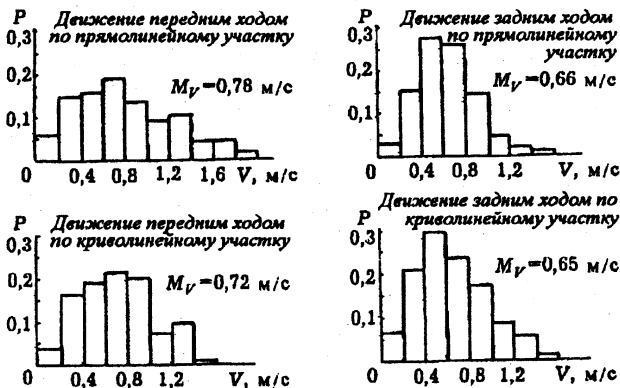


РИСУНОК 9.14 Гистограммы распределения скоростей движения автопогрузчиков при перемещении грузов на машиностроительных заводах

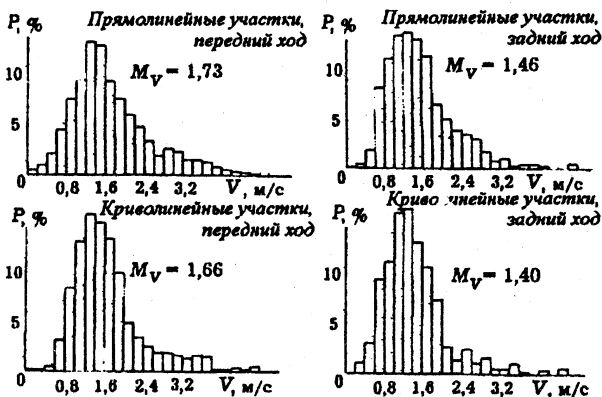


РИСУНОК 9.15 Гистограммы распределения значений скоростей движения автопогрузчиков в условиях морских торговых портов.

Рассматриваемые гистограммы позволяют утверждать, что по "критерию  $\chi^2$ " представляемые ими эмпирические законы распределения значений скорости  $V$  хорошо согласуются с нормальным либо логарифмически нормальными теоретическими законами, то есть с законами, которые однозначно задаются двумя параметрами – математическим ожиданием  $M_V$  случайной величины  $V$  и средним квадратичным отклонением. Основные параметры эмпирических распределений приведены в табл. 9.1 ( $M_0$  – мода, которая определяет вариант  $V_i$  гистограммы, соответствующую максимальной частоте  $P_i$ ;  $Q = \sum_{i=1}^k P_i |V_i - M_V| / 100$  – среднее абсолютное отклонение;  $R = R_{\max} - V_{\min}$  – размах варьирования;  $w = \sigma / M_V$  – коэффициент вариации).

Таблица 9.1 Сравнение оценок статистических распределений значений скоростей движения автопогрузчика

Место обследований	Характеристика движения	Сравниваемые виды движения	Оценка статистического распределения	
			$M_V$	$\sigma$
Машино-строительные заводы	Движение передним ходом	криволинейное/ /прямолинейное	$M_V$	0,72/0,78
			$\sigma$	0,342/0,435
	$M_0$		0,7/0,7	
	$R$		1,6/2,0	
$\theta$	0,28/0,36			
$w$	0,475/0,558			
Движение задним ходом	$M_V$		0,65/0,66	
	$\sigma$		0,307/0,280	
Морские порты	Движение передним ходом	$M_0$	0,5/0,5	
		$R$	1,6/1,6	
		$\theta$	0,24/0,22	
		$w$	0,472/0,424	
	Движение задним ходом	$M_V$	1,66/1,73	
		$\sigma$	0,732/0,738	
		$M_0$	1,3/1,3	
		$R$	4,8/5,0	
	$\theta$	0,53/0,64		
	$w$	0,441/0,484		
	$M_V$	1,40/1,46		
	$\sigma$	0,635/0,680		
	$M_0$	1,3/1,3		
	$R$	4,6/4,8		
	$\theta$	0,46/0,52		
	$w$	0,454/0,466		

Сравнивая между собой приведенные в табл. 9.1 параметры, характеризующие движение автопогрузчиков передним ходом по криволинейным и прямолинейным участкам маршрутов, можно утверждать, что принципиальных различий в распределениях значений скоростей не существует. Такое же утверждение правомерно и при оценке скоростей движения задним ходом. Некоторые легко прослеживаемые закономерные расхождения в значениях параметров-оценок (например, математическое ожидание скоростей движения на криволинейных участках устойчиво имеют меньшие значения) объясняются влиянием на общий результат усреднения криволинейных участков большой кривизны, которые, однако, чаще всего являются маневровыми кривыми и при структурировании типового маршрута должны рассматриваться отдельно, особо. Высокий удельный вес маневровых кривых легко проследить, обращаясь к верхнему рис. 9.13: математическое ожидание  $\bar{M}=12,31$  м очень близко к границе заштрихованной области, делающей часть выборки именно по маневровых кривых.

Таким образом, какая бы характеристика не была принята за параметр типового цикла, отражающий криволинейность маршрута в плане, она лишь формально отразит типовую геометрию маршрута, но мало повлияет на показатели работы погрузчика. Аналогичные результаты дает анализ перемещений автопогрузчиков и с грузами другой массы. Отсюда вывод: типовой маршрут перемещения груза не обязательно должен содержать в себе информацию о геометрии плана реальных перегрузочных маршрутов.

Для полной характеристики маршрутных условий эксплуатации автопогрузчиков необходима еще и оценка преобладающих высот съема и складирования грузов. На рис. 9.16 и 9.17 представлены гистограммы частоты встречи различных значений высоты складирования грузов, учитывающие одновременно и значения высоты съема соответственно на машиностроительных заводах и в морских торговых портах при допущении, что цикл перемещения одного и того же груза в пределах отрасли или даже отдельного предприятия строго замкнут (в этом случае гистограммы значений высоты складирования можно считать также отображениями распределений значений высоты съема грузов, и наоборот). Если оснований для такого допущения мало, то приходится оперировать информацией о высотах съема и складирования отдельно.

Степень использования номинальной грузоподъемности автопогрузчиков, а, следовательно, и номинальных тяговых свойств двигателя весьма низка, о чем свидетельствуют гистограммы распределения значений массы перерабатываемых пятитонными машинами грузов (рис. 9.18 и 9.19). И этот факт обязательно необходимо отразить в типовом рабочем цикле, с помощью которого объекто предполагается проводить анализ эффективности использования машины с заданными параметрами.

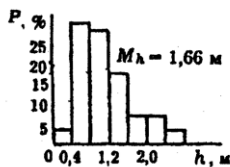


РИСУНОК 9.16 Гистограмма распределения значений высоты, на которую поднимаются грузы автопогрузчиками на промышленных предприятиях.

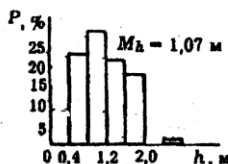


РИСУНОК 9.17 Гистограмма распределения значений высоты, на которую поднимаются грузы автопогрузчиками в морских торговых портах.

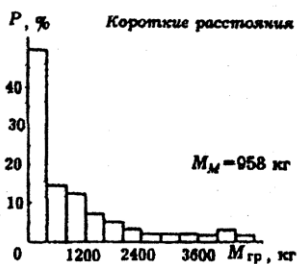


РИСУНОК 9.18 Гистограммы распределения значений массы грузов, транспортируемых в заводских дворах.

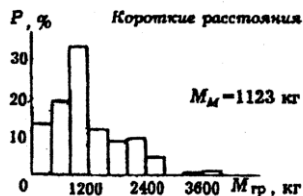
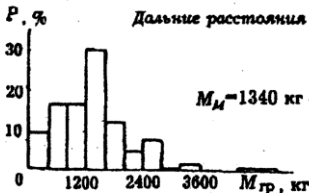
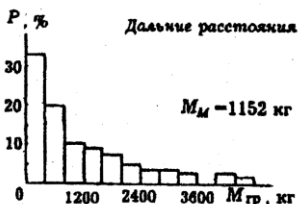


РИСУНОК 9.19 Гистограммы распределения значений массы грузов, транспортируемых в морских торговых портах.



Наиболее просто при определении характерных условий работы погрузчиков оцениваются преобладающие тип и качество маршрутов и площадок. Действительно, в большинстве отраслей народного хозяйства автопогрузчики эксплуатируются на асфальтированных и бетонированных перегрузочных площадках, находящихся в относительно хорошем состоянии; количество машин, эксплуатируемых на грунтовых покрытиях, сравнительно невелико. Поэтому качество покрытия можно отразить в типовом цикле весьма просто – приданием коэффициенту  $f$  сопротивления качению колес конкретного значения из диапазона 0,015 ... 0,020. А так как маршруты и перегрузочные площадки или их отдельные участки редко имеют поперечные и продольные уклоны, существенно отклоняющиеся от нулевых значений, то коэффициент суммарного сопротивления дороги  $\psi$  с достаточной степенью точности можно принять равным коэффициенту сопротивления качению ( $\psi \approx f$ ).

#### 9.4 Факторный анализ

Каждое экспериментальное воспроизведение рабочего цикла машины – это лишь частная возможность оценить ее свойства, не рассчитывая на какое-либо веское обобщение. Аналогично, каждое воспроизведение алгоритмизированного процесса на ЭВМ – это лишь отдельное, частное, решение системы аналитических и логических уравнений, неравенств, составляющих алгоритмизированное описание. Эти отдельные решения являются неудобным материалом для обобщенного анализа. Общие решения – то есть решения, непосредственно раскрывающие в первом приближении функциональные зависимости показателей от влияющих факторов – можно сравнительно просто получить, используя математический аппарат теории планирования эксперимента.

Метод планирования эксперимента позволяет получить приближенные решения в виде полиномиальных рядов, обеспечивающих адекватность в определенном ограниченном пространстве влияющих факторов. Из множества факторов, оказывающих влияние на режимы работы двигателя и показатели эксплуатационной эффективности, например, автопогрузчика, в разряд ощутимо влияющих можно отнести такие, как: плечо транспортировки груза –  $L$ , м; полезная нагрузка (масса перемещаемого груза) –  $M_{гр}$ , кг; высота съема груза –  $H_{см}$ , м; высота, на которой груз укладывается (высота складирования), –  $H_{скл}$ , м; тип и качество дорожного покрытия, измерителем которых может служить коэффициент сопротивления качению –  $f$ ; расстояние центра масс груза от переднего фаса каретки грузоподъемника –  $r_{гр}$ , м.

Натуральные переменные  $L$ ,  $M_{гр}$ , ... в соответствии с методологией теории планирования эксперимента необходимо преобразовать путем центрирования и масштабирования в кодированные переменные  $X_1$ ,  $X_2$ , ... . В частности, если ограничить факторное пространство в соответствии с неравенствами

$$40 \leq L \leq 200; 100 \leq M_{гр} \leq 5000; 0 \leq H_{см}, H_{свл} \leq 4,5; \\ 0,015 \leq f \leq 0,045; 0,2 \leq r_{гр} \leq 0,8, \quad (9.1)$$

то оно преобразовывается в шестимерный единичный куб с помощью соотношений:

$$X_1 = \frac{L-120}{80}, X_2 = \frac{M_{гр}-2250}{2450}, X_3 = \frac{H_{см}-2,25}{2,25}, \\ X_4 = \frac{H_{свл}-2,25}{2,25}, X_5 = \frac{f-0,030}{0,015}, X_6 = \frac{r_{гр}-0,5}{0,3}.$$

Тогда искомые приближенные решения можно представить в виде разложения в ряд Тейлора по степеням аргументов  $X_i$ , ограничиваясь, например, его отрезком

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^6 b_i X_i + \sum_{i,j=1}^6 b_{ij} X_i X_j. \quad (9.2)$$

Для определения коэффициентов  $b_0, b_i, b_{ij}$  ( $j > i; i, j = 1, 2, \dots, 6$ ) и проверки адекватности зависимостей (9.2) достаточно тридцати двух реализаций алгоритмизированного технологического процесса при различных сочетаниях значений переменных  $X_i$  (переменные  $X_i$  принимают только значения +1 или -1). Эти реализации производятся по особому плану – так называемой полуреплике полного факторного эксперимента.

Специальная (в соответствии с методами теории планирования эксперимента) обработка результатов реализации алгоритмизированного рабочего цикла пятитонного автопогрузчика показала, что зависимость таких показателей, как средняя реализуемая мощность  $N_{ср}$ , средняя частота вращения вала двигателя  $n_{ср}$ , продолжительность рабочего цикла машины  $T_{ц}$ , средняя скорость расхода топлива  $Q_{гр}$ , от факторов  $L, M_{гр}, H_{см}, H_{свл}, f, r_{гр}$  в пределах факторного пространства (9.1) действительно может быть адекватно представлена уравнениями типа (9.2). Полученные при этом значения коэффициентов регрессии  $b_0, b_i, b_{ij}$  приведены в табл. 9.2 ( $b_{26} = b_{36} = 0$  для всех показателей).

Остановимся на отдельных свойствах полученных решений.

Так, характер влияния факторов  $X_i$  на величины  $N_{ср}$  и  $n_{ср}$  (см. табл. 9.2) таков, что величина  $Q_{гр}$  монотонно возрастает при возрастании  $N_{ср}$ . Свойство монотонности взаимосвязи между отдельными показателями может быть использовано для упрощения решения некоторых практических задач. В частности, величину  $N_{ср}$  можно использовать как аналог  $Q_{гр}$  (ее свойства: меньшему значению  $N_{ср}$  соответствует меньшее значение  $Q_{гр}$ ; условия, которые доставляют минимум величине  $N_{ср}$ , вместе с тем минимизируют и величину  $Q_{гр}$  и т. п.). Часто свойства монотонности соблюдаются и при малом варьировании параметров машины, что позволяет при оптимизации вместо показателя  $Q_{гр}$ , определение которого математическими методами вызывает затруднения, использовать показатель  $N_{ср}$ .



Таблица 9.2 Значения коэффициентов регрессии

Показатель	Коэффициенты						
	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$
$N_{\text{ср}}$ , кВт	8,83	1,42	1,07	-1,12	-1,22	1,80	0
$n_{\text{ср}}$ , мин <sup>-1</sup>	1557,9	52,3	77,5	-8,1	-24,2	-7,9	13,5
$T_{\text{ш}}$ , с	153,37	33,02	0,59	25,87	31,77	1,86	0
$Q_{\text{ср}}$ , дм <sup>3</sup> /ч	6,24	0,50	0,36	-0,31	-0,47	0,66	0,12

Продолжение табл. 9.2

Показатель	Коэффициенты						
	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{14}$	$b_{15}$	$b_{16}$	$b_{23}$	$b_{24}$
$N_{\text{ср}}$ , кВт	0,22	0	0,10	0,88	0,13	0,21	0
$n_{\text{ср}}$ , мин <sup>-1</sup>	52,4	0	0	10,7	19,0	-16,6	0
$T_{\text{ш}}$ , с	0,42	-0,79	0,58	0	0	0,56	-0,44
$Q_{\text{ср}}$ , дм <sup>3</sup> /ч	0,16	0,14	0	0,33	0	0	0

Продолжение табл. 9.2

Показатель	Коэффициенты					
	$b_{25}$	$b_{34}$	$b_{35}$	$b_{36}$	$b_{45}$	$b_{46}$
$N_{\text{ср}}$ , кВт	0,35	0,51	-0,35	-0,10	-0,22	0
$n_{\text{ср}}$ , мин <sup>-1</sup>	13,2	46,3	0	14,6	0	0
$T_{\text{ш}}$ , с	0	0,46	0	0,46	0	-0,63
$Q_{\text{ср}}$ , дм <sup>3</sup> /ч	0,16	0,31	-0,13	-0,21	0	0

Если факторному пространству (9.1) поставить в соответствие область изменения "средних" рабочих режимов двигателя, то можно получить весьма наглядную картину реализации мощностных и скоростных свойств двигателя при разнообразных сочетаниях значений влияющих факторов (рис. 9.20; "средним" режимом будем называть такой реальный режим работы двигателя, которому в соответствие можно поставить пару чисел  $N_{\text{ср}} = N_{\text{ср}}$  и  $n_{\text{ср}} = n_{\text{ср}}$ ). Заштрихованная на рис. 9.20, а зона отображает область изменения "средних" режимов двигателя автопогрузчика. Она строится на основании системы уравнений  $N_{\text{ср}} = N_{\text{ср}}(X_1, X_2, \dots)$ ,  $n_{\text{ср}} = n_{\text{ср}}(X_1, X_2, \dots)$ , при варьировании переменных  $X_i$  в пределах  $-1 \leq X_i \leq 1$ , что соответствует варьированию натуральных переменных в пределах факторного пространства (9.1).

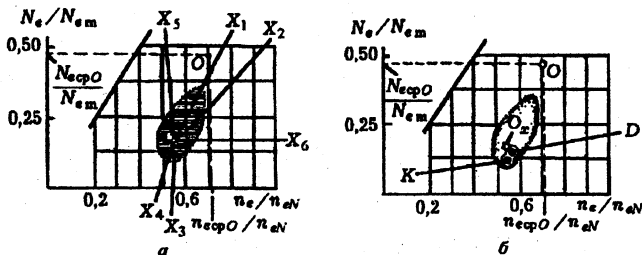


РИСУНОК 9.20 Расположение "средних" режимов работы двигателя автопогрузчика.

Характер изменения "средних" рабочих режимов двигателя при изменении эксплуатационных условий на рис. 9.20, а отображен траекториями  $X_1, X_2, \dots$  перемещения режима двигателя в пределах его характеристики при изменении соответствующего фактора и неизменных других (точкой  $O_x$  представлен "средний" режим двигателя, соответствующий нулевому уровню факторов  $X$ ). Из рисунка следует, что рациональность использования возможностей двигателя возрастает при увеличении плеча транспортировки груза и полезной нагрузки и уменьшается при возрастании  $H_{см}$  и  $H_{скл}$ . В худших дорожных условиях при большом коэффициенте сопротивления качению рациональнее используются мощностные возможности двигателя, а при большем значении величины  $r_{гр}$  несколько рациональнее используются его скоростные возможности. Однако, практически во всех эксплуатационных условиях степень использования потенциальных возможностей двигателя автопогрузчика остается относительно невысокой.

На основании приведенной выше статистической информации об условиях работы автопогрузчиков типичным перегрузочным маршрутам можно приписать следующие параметры:

морские торговые порты, короткие расстояния транспортировки грузов —  $L=62,1$  м;  $M_{гр}=1123$  кг;  $H_{см}=1,1$  м;  $H_{скл}=1,7$  м;  $f=0,015$ ;  $r_{гр}=0,635$  м;

морские торговые порты, дальние расстояния —  $L=164$  м;  $M_{гр}=1340$  кг;  $H_{см}=H_{скл}=0,7$  м;  $f=0,015$ ;  $r_{гр}=0,620$  м;

промышленные предприятия, короткие расстояния —  $L=36,2$  м;  $M_{гр}=958$  кг;  $H_{см}=H_{скл}=1,12$  м;  $f=0,015$ ;  $r_{гр}=0,612$  м;

промышленные предприятия, дальние расстояния —  $L=383$  м;  $M_{гр}=1152$  кг;  $H_{см}=H_{скл}=1,12$  м;  $r_{гр}=0,615$  м.

Обращаясь к понятию "среднего" режима, на основании соотношений типа (9.2) и приведенных в табл. 9.2 данных легко оценить степень загрузки двигателя в типичных условиях эксплуатации.

Для всех четырех только что перечисленных типовых маршрутов можно сделать один и тот же вывод: скоростные и тяговые возможности двигателя внутреннего сгорания на автопогрузчике используются весьма нерационально. Для примера на рис. 9.20, б приведены "средние" режимы работы двигателя в типичных условиях морских торговых портов (точка  $K$  — для коротких расстояний перегрузки грузов; точка  $D$  — для дальних расстояний).

Следовательно, характерным для двигателя автопогрузчика является то, что большую часть времени он работает на частичных режимах, не реализуя свои номинальные возможности. Справедливость этого вывода более убедительно можно показать, если сравнить действительные "средние" рабочие режимы двигателя с некоторым условным "средним" режимом ( $N_{срв}, n_{срв}$ ), который имел бы место в том случае, если бы двигатель работал на всех без исключения режимах, и притом одинаковую долю времени. Условный "средний" режим двигателя автопогрузчика соответствует точке  $O$  его характеристики (рис. 9.20). Взаимное расположение области действительных "средних" режимов и условного "среднего" режима наглядно подтверждает сделанный вывод.

Понятно, что чем значительнее вертикальные перемещения груза, осуществляемые грузоподъемником, тем в большей мере на режимах двигателя и показателях работы автопогрузчика отражаются силовые и кинематические характеристики механизмов подъемника, тем в большей степени проявляется специфичность функционального назначения погрузчика по отношению, например, к автомобилю, осуществляющему только горизонтальные перемещения груза. Анализируя с помощью полученных выше зависимостей  $N_{\text{ср}}=N_{\text{ср}}(X_1, X_2, \dots)$ ,  $n_{\text{ср}}=n_{\text{ср}}(X_1, X_2, \dots)$ ,  $T_{\text{ц}}=T_{\text{ц}}(X_1, X_2, \dots)$  влияние высоты съема и высоты складирования груза на показатели  $N_{\text{ср}}$ ,  $n_{\text{ср}}$ ,  $T_{\text{ц}}$  можем отметить следующее.

Если бы автопогрузчик выполнял только транспортные функции, то мощностные и скоростные возможности двигателя использовались бы рациональнее, выше была бы и производительность погрузчика. Это следует из того, что с возрастанием переменных  $X_3(H_{\text{см}})$ ,  $X_4(H_{\text{скл}})$  показатели  $N_{\text{ср}}$  и  $n_{\text{ср}}$  уменьшаются, а величина  $1/T_{\text{ц}}$  и, следовательно, производительность автопогрузчика возрастают. Причем, степень влияния факторов  $H_{\text{см}}$  и  $H_{\text{скл}}$  на указанные показатели в отдельных случаях соизмерима с силой влияния таких факторов, как плечо транспортировки груза или величина полезной нагрузки. В первом приближении силу влияния того или иного фактора можно оценить по абсолютной величине соответствующего коэффициента  $b_i$ , см. табл. 9.2.

#### 9.5 Информационное обеспечение процессов моделирования транспортных циклов и режимов работы двигателя, трансформатора, машины

Электронно-вычислительные машины дают возможность ускорить и полностью автоматизировать процессы обработки информации и многократно воспроизведения процессов движения машины и процессов функционирования ее систем. Но эффективность машинных экспериментов определяется не только свойствами и возможностями вычислительной машины, а еще и качеством программирования задач.

Количество машинного времени, затрачиваемого на реализацию определенного объема вычислительных процессов, а также необходимая емкость банка информации, в значительной степени predeterminedены используемыми методами представления в машине информации о характеристиках двигателя и гидродинамического трансформатора. Эта информация является, по существу, функциональной; в машине она обычно задается тремя способами:

- введением в машину достаточно большого массива чисел, дискретно представляющих информацию о расходе топлива двигателем и о КПД гидротрансформатора;
- введением в машину массива чисел несколько меньшего объема, чем в первом случае, но и с использованием подпрограммы интерполирования или экстраполирования;

- введением в машину функциональных зависимостей, аппроксимирующих подходящим образом характеристики двигателя и гидротрансформатора.

Наименее экономичным и в отношении затрачиваемого времени, и в отношении используемой машинной мощности является первый способ. По сравнению с третьим второй способ также менее экономичен с точки зрения эффективности работы ЭВМ. Однако третий способ более трудоемок на подготовительной стадии, поскольку обычно характеристики двигателя трудно аппроксимируемы. Тем не менее информационное обеспечение с использованием процедур аппроксимации более эффективно при многократном воспроизведении однотипных вычислительных процессов, ибо в этом случае затраты, связанные с аппроксимацией, носят разовый характер и затем перекрываются несколько раз экономией времени и затрачиваемой мощности ЭВМ.

Адекватность представления в ЭВМ свойств относительно сложных систем автомобиля желательно оценивать через адекватность свойств более широких систем – систем, содержащих анализируемую систему в качестве составного элемента. Например, качество аналитического отражения нагружающих свойств гидродинамического трансформатора целесообразнее всего оценивать экспериментально по характеристике установившегося нагружения двигателя внутреннего сгорания. Для этого на первом этапе на моторном стенде снимается характеристика двигателя в форме серии кривых равного удельного расхода топлива  $g_e = \text{const}$  (для примера рис. 9.21 иллюстрирует такого типа характеристику двигателя КамАЗ 7401; отмеченные на каждой из кривых  $g_e = \text{const}$  точки являются экспериментальными). При этом двигатель нагружается динамометрической машиной через гидротрансформатор. На втором этапе проводятся серии опытов, в каждой из которых динамометрической машиной и топливоподачей в двигатель поддерживается постоянное отношение  $u = n_t/n_e$  и фиксируются при различных  $n_e$  соответствующие значения крутящего момента двигателя  $M_e(n_e, n_t)$  – частоты вращения соответственно вала двигателя и турбины трансформатора). Серия кривых  $M_e = M_e(n_e)$  при различных  $u$  представляет собой характеристику нагружения двигателя трансформатором. При необходимости экспериментальные точки кривых  $M_e = M_e(n_e)$  расположенные выше внешней ско-

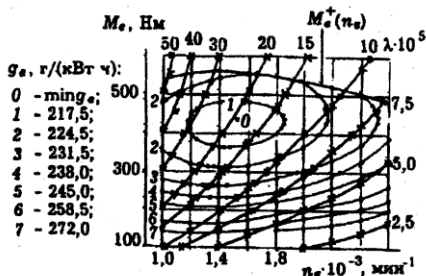


РИСУНОК 9.21 Характеристика двигателя, отражающая совместные режимы его работы с гидродинамическим трансформатором.

ростной характеристики двигателя  $M_e = M_e^+(n_e)$ , снимаются на специальном стенде с двумя электрическими машинами, одна из которых выполняет функции электродвигателя, а другая – генератора-тормоза. Режимы нагружения двигателя при различных  $u$  подбираются так, чтобы часть экспериментальных точек соответствовала наперед заданным значениям  $g_e$  (на рис. 9.21 эти точки отмечены треугольниками, а все другие – крестиками).

Каждому заданному значению передаточного отношения трансформатора и соответствует определенное значение коэффициента первичного момента  $\lambda$ , которое легко определяется по аппроксимирующей зависимости  $\lambda = \lambda(u)$ . Сопоставляя расчетные значения крутящего момента  $M_e = \lambda n_e^2$  и экспериментальные, соответствующие опытным точкам (крестикам и треугольникам на рис. 9.21), можно количественно оценить степень адекватности аналитического отражения нагрузочной характеристики  $\lambda = \lambda(u)$  трансформатора. Далее, сопоставляя расчетные значения  $g_e$  и значения этой величины, соответствующие экспериментальным точкам – треугольникам, можно оценить одновременно качество аппроксимации и нагрузочной характеристики трансформатора, и топливной характеристики двигателя. В частности, оказалось, что для характеристики совместной работы двигателя КамАЗ-7401 и гидротрансформатора ЛГ 370-43А погрешность воспроизведения значений  $M_e$  для отмеченных на рис. 9.21 экспериментальных точек не превышает 1,68%, а погрешность воспроизведения значений  $g_e$  не превышает 2,82%. Не меньшей точностью обладают аппроксимационные зависимости и в случае двигателей КамАЗ 740 и КамАЗ 7402.

Совместная работа двигателя и гидродинамического трансформатора описывается системой уравнений

$$(M_e - I_{en} dn/dt)k(u) = M_T, \quad I_{en} \approx \text{const}, \quad \lambda(u)k(u)/u^2 = M_T/n_e^2 = \mu(u), \quad u = n_r/n_e, \quad (9.3)$$

где  $I_{en}$  – приведенный момент инерции, учитывающий инерционность (механическую и немеханическую) двигателя и насосной части гидротрансформатора. Особенностью работы гидротрансформаторов многих транспортных машин является то, что тяговые режимы работы гидротрансформатора соответствуют исключительно режимам разгона машины (т.е. при работе гидротрансформатора ускорение машины практически всегда положительно,  $dV/dt > 0$ ).

Разгон машины с точки зрения особенностей работы гидротрансформатора иногда предлагают разделить на три этапа, рис. 9.22:

- увеличение частоты вращения вала двигателя при неподвижном вале турбинного колеса трансформатора и, следовательно, неподвижной машине;

- неупорядоченное изменение частот вращения валов двигателя и турбинного колеса, когда величины  $dn_e/dt$  и  $dn_r/dt$  не пропорциональны друг другу;

- упорядоченное изменение частот вращения валов двигателя и турбинного колеса трансформатора, когда  $dn_r/dt = c \cdot dn_e/dt$ .

При разделении процесса разгона машины с заблокированным трансформатором на указанные этапы предполагались упрощения расчета режимов работы трансформатора на ЭВМ. По существу, первый этап работы трансформатора – это этап реализации его стоповых режимов; второй этап соответствует работе трансформатора на режимах трансформации, и, наконец, третий этап – это, в сущности, этап чистого скольжения в трансформаторе (трансформатор работает на режиме гидромукты). Однако, режимы упорядоченного изменения угловых ускорений  $dn_e/dt$  и  $dn_r/dt$  не воз-

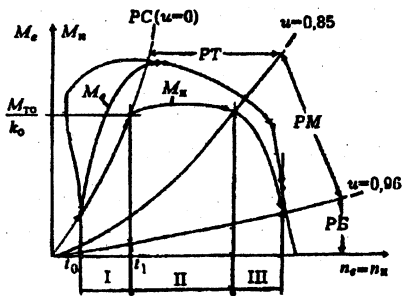


РИСУНОК 9.22 Режимы нагружения двигателя и насоса гидротрансформатора: *PC* – стоповые режимы; *PT* – режимы трансформации; *PM* – режимы муфты; *PB* – режимы блокировки; I, II, III – фазы разгона автомобиля, соответствующие режимам *PC*, *PT*, *PM*.

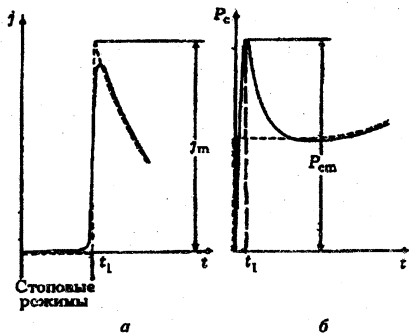


РИСУНОК 9.23 Процессы изменения ускорения (а) и силы сопротивления качению колес (б) при разгоне машины.

можно в принципе. В самом деле, из уравнений ( $k=u$ )  $dn_e/dt = u dn_e/dt$ ;  $n_e = u n_r$  следует равенство  $dn_e^2/dt = dn_r^2/dt$ . Тогда одновременно должны выполняться условия  $n_r^2 = u^2 n_e^2$ ;  $n_r^2 = n_e^2 + C$  ( $C = \text{const}$ ), что возможно только, когда  $C=0$ ,  $u=1$ . В действительности же условие  $n_e = n_r$  на режимах гидромуфты невыполнимо. Поэтому, наверное, нецелесообразно оперировать фазой упорядоченного разгона, ибо она различима только в связи с неточностью методов анализа экспериментальных и расчетных данных; кроме того, использование подобной кинематической характеристики упрощает процесс моделирования на ЭВМ весьма незначительно.

Для того, чтобы в соответствии с уравнениями (9.3) и уравнением движения машины

$$\delta M dv/dt = P_d - P_c(v) - P_a(v) \quad (9.4)$$

(где  $M$  – масса машины;  $\delta$  – коэффициент учета инерции вращающихся масс, связанных с турбинным колесом;  $P_d$  – движущая сила на колесах машины;  $P_c$ ,  $P_a$  – силы сопротивления качению и сопротивления воздуха) воссоздать процесс движения машины и работы трансформатора, необходимо дополнительное доопределение. Известны два приема доопределения: задание так называемой особой кинематической характеристики (кинематическое доопределение) и задание закона управления двигателем. Возможно также еще одно кинематическое доопределение, которое весьма удобно при моделировании разгона машины в период, когда гидродинамический трансформатор не заблокирован. Суть его в следующем.

Начальная фаза разгона (трансформатор не заблокирован) осуществляется на участке дороги относительно малой длины. За этот период на произвольном маршруте сила сопротивления движению, определяемая профилем дороги, если и изменится, то весьма незначительно. Поэтому уравнение (9.4) будет иметь гладкое решение  $v=v(t)$ , которое можно с достаточной высокой степенью точности аппроксимировать аналитически.

Реальные процессы изменения ускорения машины и силы сопротивления качению колес обладают (рис. 9.23) особенностями, которые дифференциальное уравнение первого порядка (9.4) не может отразить в себе; в частности, оно аппроксимирует реальный процесс  $j(t) = dv(t)/dt$  раз-

рывной функцией (штриховая линия, рис. 9.23, а, имеющая скачок в момент  $t_1$  конца реализации так называемых стоповых режимов). Величину скачка  $j_m$  целесообразно отразить при аппроксимации процесса  $v=v(t)$  разгона машины.

Степень точности аппроксимации удовлетворительна, если процесс разгона аппроксимируется параболой  $t(v)=av^2+bv$ ,  $t_1 \leq t$ . При  $t \rightarrow 0$   $dv/dt \rightarrow \max(j \rightarrow j_m)$ ; поэтому  $1/b = j_m$  и

$$t = av^2 + v/j_m, \quad t_1 \leq t, \quad v \geq 0, \quad 0 \leq t \leq t_1. \quad (9.5)$$

Параметр  $a$  характеризует интенсивность разгона машины. Однако и он не может быть произвольным; его величина выбирается постоянной, но такой, чтобы в никакой момент времени требуемый крутящий момент двигателя не превышал величины, регламентируемой внешней скоростной характеристикой.

Другие режимы движения машины – разгон и движение с установившейся скоростью при заблокированном трансформаторе, торможение – рассчитываются по известным методикам, изложенным в достаточно обширной научной литературе. При моделировании режимов замедления характеристика гидрозамедлителя обычно задается гладкой кривой.

Качество моделирования рабочих циклов машин на ЭВМ во многом определяется точностью воспроизведения отдельных фаз движения. В общем случае рабочая модель должна предусматривать воспроизведение следующих фаз движения машины:

- стоповые режимы в период, непосредственно предшествующий троганию машины с места;
- разгон с пробуксовкой сцепления при гидродинамическом преобразовании энергии;
- разгон с пробуксовкой сцепления при механическом преобразовании энергии;
- разгон на передаче при гидродинамическом преобразовании энергии;
- разгон на передаче при механическом преобразовании энергии;
- установившееся движение с постоянной скоростью при гидродинамическом преобразовании энергии;
- установившееся движение с постоянной скоростью при механическом преобразовании энергии;
- торможение двигателем при механической трансформации мощности;
- торможение двигателем при гидродинамической трансформации мощности;
- торможение специальным гидродинамическим замедлителем;
- торможение рабочей тормозной системой;
- движение накатом.

Отдельные фазы в зависимости от конструкции машины и законов управления ею могут совмещаться либо вообще отсутствовать.

## 9.6 Характеристики разгона, замедления и установившегося движения машины

Основанием для оценки адекватности моделей обычно служат результаты сопоставления машинных и экспериментальных реализаций всех возможных фаз движения автомобиля.

Для примера на рис. 9.24 приведены графики, отражающие процессы разгона и замедления автобуса ЛАЗ-4202 массой 13750 кг с ГМП на горизонтальном участке дороги ( $t$  – время,  $s$  – проходимый автобусом путь;  $v_p$  – скорость разгона;  $v_n$  – скорость наката;  $v_t$  – скорость торможения двигателя

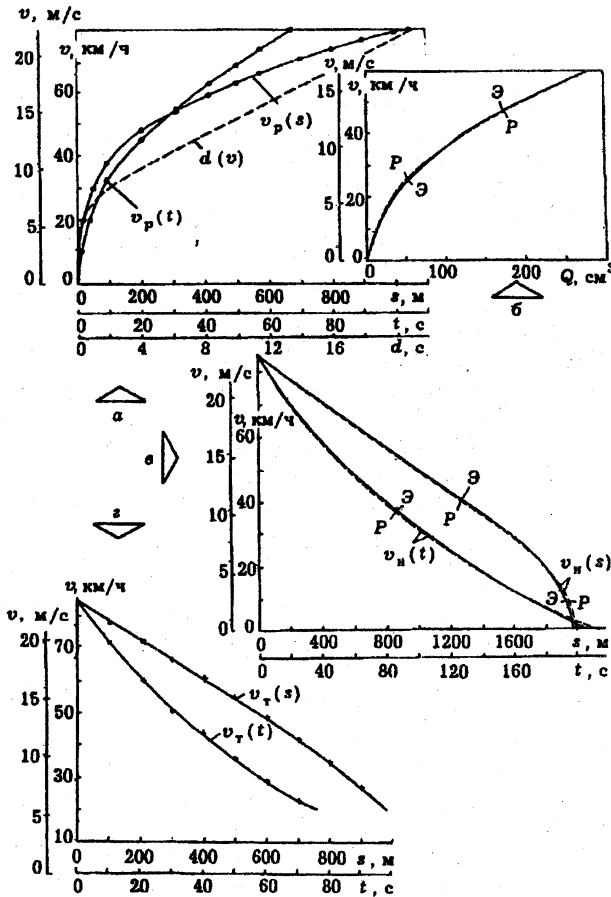


РИСУНОК 9.24 Воспроизводимые экспериментально и моделированием на ЭВМ процессы разгона и замедления автобуса.



лем;  $Q$  - расход топлива при разгоне;  $d$  - критерий динамичности разгона, рассматриваемый в разделе 8; передаточное число главной передачи составляет  $u_0=5,41$ , как и у автобуса ЛАЗ-42021 с механической трансмиссией). Зависимости  $F(v_p, t)=0$ ,  $F(v_p, s)=0$  (рис. 9.24, а), отражаемые кривыми линиями, получены экспериментальным путем. Приведенные там же расчетные точки отклоняются по ординате  $v$  от экспериментальных кривых не более, чем на 0,42%. С несколько меньшей точностью согласуются расчетные  $P$  и экспериментальные  $\Sigma$  зависимости  $F(Q, v)=0$ ,  $F(v_n, t)=0$ ,  $F(v_n, s)=0$  (рис. 9.24, б и в; максимальная погрешность по ординатам составляет 1,86%). Зависимости  $F(v_T, t)=0$  и  $F(v_T, s)=0$ , воспроизведенные на ЭВМ и экспериментально, отражены на рис. 9.24, г соответственно кривыми линиями и крестиками, которые согласуются между собой с погрешностью, не превышающей 1,22%.

Важнейшим элементом транспортного цикла любой колесной машины является фаза установившегося движения с постоянной скоростью. Во многих случаях имеются веские основания, именно равномерное движение считать оптимальной программой перемещения транспортной машины, причем при самых разнообразных подходах к аналитическому описанию ее свойств.

Исчерпывающая в заданных эксплуатационных условиях характеристика установившегося движения автобуса ЛАЗ-4202, полученная экспериментальным путем, приведена на рис. 9.25 ( $Q_n$  - скорость расхода топлива на холостом ходу, при неподвижной машине;  $Q_m$  - скорость расхода топлива при постоянной скорости движения машины;  $V_n$  - установившаяся скорость;  $Q_s=Q_n/V_n$ ;  $V_\phi=Q_n/Q_s$  - фиктивная скорость, которая, однако, в задачах синтеза транспортных циклов приобретает смысл оптимальной скорости начала торможения машины с помощью рабочей тормозной системы). Такого типа характеристики можно воспроизвести на ЭВМ весьма точно - с погрешностью, не превышающей 2%.

Скорости  $V_\phi=Q_n/Q_s=V_n Q_n/Q_m$  и  $V_n$  могут быть формально равны друг другу только при несостоятельном условии  $Q_n=Q_m$ . Следовательно оптимальный транспортный цикл любой машины обязательно содержит фазу движения накатом и фазу торможения с помощью рабочей тормозной

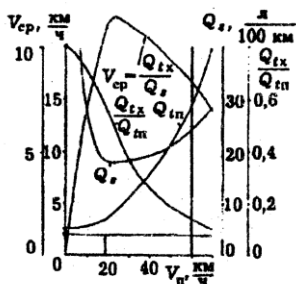


РИСУНОК 9.25 Характеристика установившегося движения автобуса с постоянными скоростями.

системой ( $0 < Q_n < Q_m$ ). Поэтому оптимальный процесс замедления - это обязательно воспроизведение программы движения "накат-торможение", см. также [10].

Отдельно процессы наката и торможения для городского автобуса, реализуемые в полигонных условиях приведены на рис. 9.26. При этом программа  $v=v(t)$  торможения воспроизводилась и экспериментально, и на ЭВМ при постоянном замедлении  $j_r=const$ . Из сопоставления программ следует, в частности, что

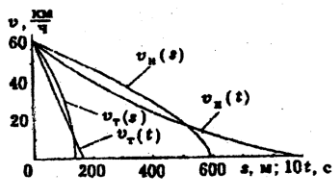


РИСУНОК 9.26 Процессы замедления автобуса (т – торможение; н – накат).

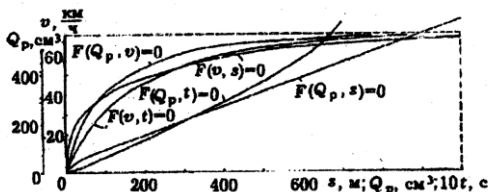


РИСУНОК 9.27 Процесс разгона автобуса при постоянном положении педали управления топливоподачей (перемещение педали составляет 75 % от максимально возможного).

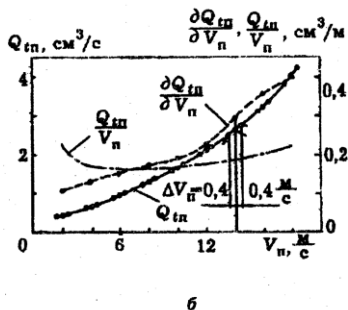
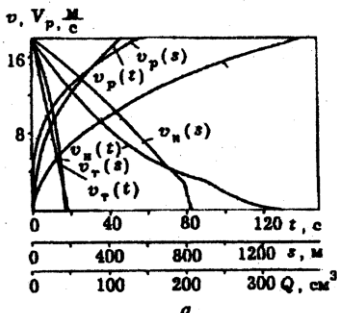


РИСУНОК 9.28 Экспериментальная информация, непосредственно вводимая в ЭВМ при исследовании транспортных циклов.

полное предпочтение торможения накату позволяет сэкономить примерно 70 с времени на реализацию цикла и 450 м пути. В то же время регламентированный отказ от наката в городских условиях – это существенное отступление от концепции энергетической экономности.

Важную информацию о свойствах системы "двигатель-трансмиссия-машина" несут в себе процессы движения машины при фиксированных положениях педали управления подачей топлива. Для примера на рис. 9.27 приведены экспериментально полученные зависимости  $F(Q_p, v)=0$ ,  $F(Q_p, t)=0$ ,  $F(Q_p, s)=0$ ,  $F(v, t)=0$ ,  $F(v, s)=0$ , отражающие процесс разгона автобуса ЛАЗ-4202 при фиксированном 75%-ом перемещении педали управления подачей топлива в случае двухрежимного регулирования двигателя. Точность воспроизведения этих зависимостей, на ЭВМ в значительной степени зависит от качества задания регуляторных характеристик двигателей.

При формировании, исследовании и оптимизации транспортных циклов колесных машин, когда программы их разгона и замедления наперед заданы и не подлежат варьированию, часто целесообразно, прибегая к ЭВМ, оперировать непосредственно экспериментальной информацией. Например, при относительно сложном протекании программы  $v=v_n(t)$  движения автобуса ЛАЗ-4202 накатом (рис. 9.28, а), обусловленном особенностями характеристик трансмиссии, весьма удобно не воспроизводить каждый

раз эту программу средствами моделирования динамики автобуса на ЭВМ, а ввести в память вычислительной машины массив чисел  $v_{нi}(t_i)$  через каждые наперед заданные  $\Delta t$  с времени. Тогда текущие значения  $v = v_{н}(t)$  для произвольного  $t$  можно будет определять методом параболического интерполирования, выполняя одновременно операцию интегрирования с целью вычисления пути  $s = s_{н}(t)$  наката. Аналогично следует задавать-воспроизводить программы разгона  $v = v_p(t)$ ,  $Q = Q_p(t)$  и торможения  $v = v_r(t)$  ( $Q_p$  – расход топлива в процессе разгона машины к моменту  $t$ ).

Такой же подход целесообразен и в отношении характеристики  $Q_t = Q_{п}(V_{п})$  установившегося движения машины с постоянной скоростью (рис. 9.28, б). Зависимость скорости расхода топлива задается массивом чисел через каждые наперед заданные  $\Delta V_{п}$ , м/с рабочего диапазона изменения скорости  $V_{п}$  движения машины с последующим привлечением метода параболического интерполирования. При анализе и оптимизации транспортных циклов приходится оперировать также зависимостями  $Q_s = Q_{п}(V_{п})/V_{п}$  и  $q_s = \partial Q_{п}(V_{п})/\partial V_{п}$ . Значения  $Q_s(V_{п})$  легко вычисляются параллельно с интерполяционным вычислением значений  $Q_{п}(V_{п})$ . Вычисление же значений  $q_s(V_{п})$  требует контрольного сопоставления с экспериментальными данными, поскольку производная  $\partial Q_{п}/\partial V_{п}$  очень чувствительна к погрешностям задания функции. Поэтому дополнительная характеристика  $q_s = q_s(V_{п})$  определяется экспериментальными средствами заблаговременно. Для этого в окрестности каждого основного экспериментального скоростного режима  $v = V_{п} = \text{const}$  воспроизводятся еще два дополнительных скоростных режима  $v' = V_{п} - \Delta V_{п}$  и  $v'' = V_{п} + \Delta V_{п}$ . Таким образом каждую основную экспериментальную точку  $a$  сопровождают две дополнительные  $a'$  и  $a''$  (см. рис. 9.28, б: в данном примере точка  $a$  соответствует скорости движения машины  $V_{п} = 14$  м/с, а точки  $a'$  и  $a''$  – скоростям  $V_{п}' = V_{п} - \Delta V_{п} = 13,6$  м/с,  $V_{п}'' = V_{п} + \Delta V_{п} = 14,4$  м/с; при этом величина скорости расхода топлива принимает соответствующие значения  $Q_{п}$ ,  $Q_{п}'$ ,  $Q_{п}''$ ). Методом параболического интерполирования для произвольного  $V_{п}' \leq V_{пx} \leq V_{п}''$  можно определить

$$Q_{пx} = \frac{Q_{п}'' - 2Q_{п} + Q_{п}'}{2(\Delta V_{п})^2} (V_{пx} - V_{п})^2 + \frac{Q_{п}'' - Q_{п}'}{2\Delta V_{п}} (V_{пx} - V_{п}) + Q_{п},$$

откуда

$$\frac{\partial Q_{пx}}{\partial V_{пx}} = \frac{Q_{п}'' - 2Q_{п} + Q_{п}'}{(\Delta V_{п})^2} (V_{пx} - V_{п}) + \frac{Q_{п}'' - Q_{п}'}{2\Delta V_{п}}.$$

При  $V_{пx} = V_{п}$  приходим к очень простой формуле для приближенного вычисления производной:  $\partial Q_{пx}/\partial V_{пx} = (Q_{п}'' - Q_{п}')/(2\Delta V_{п})$ . Итак, в результате интерполирования точке  $a$  характеристики  $Q_{п} = Q_{п}(V_{п})$  ставится в соответствие вполне определенная точка  $b$  характеристики  $q_s = q_s(V_{п})$  (см. рис. 9.28, б).

## 9.7 Параметрические характеристики автомобиля

Весьма обширный объем экспериментальной информации необходим для идентификации параметров и характеристик моделируемых на ЭВМ машин и эксплуатационных условий, в которых эти машины проявляют свои свойства. Рис. 9.29 отражает гамму характеристик установившегося движения автобуса ЛАЗ-4202, полученных путем лабораторно-дорожных испытаний в одинаковых эксплуатационных условиях, но при различных максимальных мощностях  $N_{em}$  двигателей ( $N_{em}=132,2$  кВт – двигатель КамАЗ-7401 и  $N_{em}=154,3$  кВт – двигатель КамАЗ-740), передаточных отношениях  $u_0$  главной передачи, полных массах  $M_a$  машины. Эти характеристики с полным основанием можно назвать параметрическими. Аналогичная экспериментальная информация, но для автобусов ЛАЗ-4202 с гидромеханической трансмиссией при  $u_0=5,98$ , ЛАЗ-4202 (а точнее ЛАЗ-42021) с механической трансмиссией при  $u_0=5,41$ , ЛиАЗ-5256 с гидромеханической трансмиссией при  $u_0=5,65$  и  $u_0=6,37$ , представлена на рис. 9.30.

Особенно тщательно должна проводиться калибровка моделей гидродинамического трансформатора, характеристики которого определяюще влияют на процессы разгона машины. На рис. 9.31 приведены характеристики разгона городского автобуса ЛиАЗ-5256 полной массой  $M_a=15500$  кг на динамометрической дороге с гидродинамическими трансформаторами различной энергоемкости. Энергоемкость гидротрансформатора оценивалась коэффициентом  $\lambda=M_w/(\rho D_a^5 \omega_e^2)=\lambda_0$  первичного момента

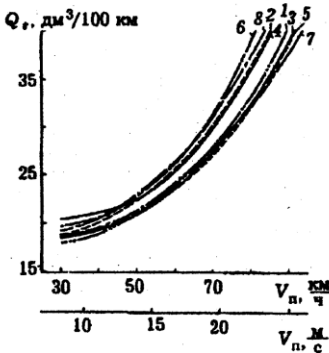
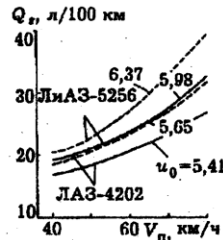


РИСУНОК 9.30 Сопоставление характеристик установившегося движения среднего и большого городских автобусов.

РИСУНОК 9.29 Влияние параметров машины на топливную характеристику установившегося движения:

- 1 -  $N_{em}=132,2$  кВт,  $M_a=13750$  кг,  $u_0=5,98$ ;
- 2 -  $N_{em}=132,2$  кВт,  $M_a=13750$  кг,  $u_0=6,55$ ;
- 3 -  $N_{em}=132,2$  кВт,  $M_a=10420$  кг,  $u_0=5,98$ ;
- 4 -  $N_{em}=132,2$  кВт,  $M_a=10420$  кг,  $u_0=6,55$ ;
- 5 -  $N_{em}=154,3$  кВт,  $M_a=13750$  кг,  $u_0=5,98$ ;
- 6 -  $N_{em}=154,3$  кВт,  $M_a=13750$  кг,  $u_0=6,55$ ;
- 7 -  $N_{em}=154,3$  кВт,  $M_a=10420$  кг,  $u_0=5,98$ ;
- 8 -  $N_{em}=154,3$  кВт,  $M_a=10420$  кг,  $u_0=6,55$ .



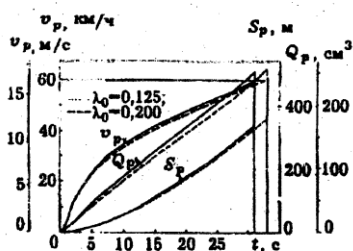


РИСУНОК 9.31 Характеристики разгона автобуса с гидротрансформаторами различной энергоемкости.

метрами  $k_0=3,12$ ,  $\eta_m=0,822$  ( $k_0$ ,  $\eta_m$  – максимальные значения коэффициентов трансформации и полезного действия) и ЛГ 370-49 с параметрами  $k_0=2,74$ ;  $\eta_m=0,861$ .

Параметры, определяющие диссипативные силы, идентифицируются либо в стендовых, либо в эксплуатационных условиях с использованием, как правило, дополнительных вычислительных приемов. Широкое распространение получили инерционные методы идентификации, в частности методы выбега. Однако даже одни и те же методы в зависимости от принятой системы теоретических предпосылок приводят к весьма различным оценкам диссипативных параметров. Скажем, по результатам испытаний методом выбега грузового автомобиля формулы 4x2 с радиальными шинами полной массой 12 т на динамометрической дороге автополигона сопротивление дороги оценивается коэффициентом 0,01115. Аналогичные (с соблюдением почти идентичных условий) испытания автобусов ЛАЗ-4202 и ЛиАЗ-5256 привели к значению  $f_0=0,0083$  в предположении, что коэффициент сопротивления дороги движению машины является функцией  $f = f(1 + av^2)$ , где  $a = \text{const}$  – скорость перемещения машины.

Параметры аэродинамического сопротивления движению автомобилей оценивают в аэродинамических трубах или в дорожных условиях методом выбега с использованием аэродинамического короба – экрана или без него. Довольно эффективным является метод выбора, в которой сопротивление дороги и сопротивление воздуха обособленно выделяют варьированием массы машины с сохранением ее аэродинамической конфигурации. Этот метод зиждется на специальном подходе к интегрированию уравнения угасающего движения машины [7].

Однако еще большей точности в определении диссипативных параметров можно добиться, если к анализу на ЭВМ привлечь не только экспериментально полученные программы наката машины, но и экспериментальные топливные характеристики установившегося движения с постоянной скоростью (см. рис. 9.29 и 9.30). В частности, исследования показали, что при использованы исключительно метода выбега и сопоставления программ наката автобусов ЛАЗ-4202 с ГМП, ЛиАЗ-5256 с ГМП и ЛАЗ-42021 с

при нулевом значении передаточного отношения  $u$  или, что все равно, при неподвижном вале турбинного колеса ( $M_n$  – крутящий момент на валу насосного колеса;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $D_a$  – активный диаметр трансформатора;  $\omega_c$  – скорость вращения насосного колеса). Значения  $\lambda_0=0,125$ ;  $\lambda_0=0,200$  отражают нагружающие свойства гидродинамических трансформаторов ЛГ 370-43Д с параметрами

механической передачей удается получить такие значения коэффициента  $f_0$  сопротивления дороги и фактора  $kF$  аэродинамической обтекаемости, которые позволяют воспроизвести на ЭВМ приведенную на рис. 9.29 и 9.30 информацию с максимальной погрешностью в 5,2 %, а информацию, приведенную на рис. 9.27 и 9.31 – с максимальной погрешностью в 5,8 %. При этом, естественно, точность воспроизведения программ наката оказывается очень высокой (погрешность не превышает 0,69 %). В то же время методом последовательных приближений на ЭВМ можно определить такие значения параметров  $f_0$  и  $kF$ , которые гарантируют воспроизведение представленной на рис. 9.24, 9.26, 9.29–9.31 информации с погрешностью, не превышающей 1,87 %. Использование метода последовательных приближений – это, в сущности, реализация поиска "минимакса" (т.е. поиска условий, при которых достигается минимальное значение максимальной погрешности) с воспроизведением на ЭВМ заданного множества экспериментальной информации.

### 9.8 Проблема регулирования скоростных режимов работы двигателя

Широкое использование дизельных двигателей во многом способствует снятию остроты проблемы экономии энергетических ресурсов. В условиях же энергетического кризиса применение дизеля вместо карбюраторного двигателя усматривают целесообразным даже при существенном ухудшении тягово-скоростных свойств автомобиля. С дизелем также связывают перспективы широкого использования газообразного топлива и существенного снижения отрицательного воздействия парка транспортных машин на окружающее пространство.

Таким образом, все проблемы, связанные с использованием дизельных двигателей, приобретают особую актуальность. Одной из таких является проблема регулирования скоростных режимов работы дизеля и режимов движения машины. В научной литературе обычно различают однорежимное, двухрежимное, всережимное и так называемое трехрежимное регулирование скорости вращения вала двигателя. Трактовка однорежимности и трехрежимности часто весьма условна. Например, под однорежимным или трехрежимным регулированием нередко понимают всережимное, в сущности, регулирование, но в соответствии со специальными, отличными от классических, характеристиками.

Принцип классического всережимного регулирования довольно часто (и не обосновательно) оценивается как энергетически расточительный, обуславливающий уменьшение реализуемой двигателем мощности и снижение топливной экономичности машины. Лишь при некоторых режимах движения транспортной машины всережимное регулирование гарантирует ей высокую топливную экономичность. Несостоятельность классиче-

ского принципа всережимного регулирования обусловлена, в первую очередь, существенной переменностью режимов нагружения двигателя. В наибольшей степени она, естественно, проявляется в отношении машины, работающих в условиях интенсивного городского движения, когда продолжительность реализации неустановившихся режимов достигает 80...95 % общего времени движения.

Существенной экономии топлива грузовыми автомобилями, например, ожидают при использовании классических двухрежимных регуляторов вместо классических всережимных [8]. В работах же [6, 9] с целью улучшения тяговых, топливно-экономических и экологических свойств автомобиля предлагается прибегнуть к регуляторам, способным обеспечивать устойчивую работу дизеля путем увеличения цикловой подачи топлива при вынужденном (без вмешательства водителя) снижении частоты вращения коленчатого вала. Принцип автоматического увеличения цикловой подачи топлива с падением частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении педали управления двигателем для широкого диапазона скоростных режимов воплощен в трехрежимном регуляторе.

Проведенные теоретические исследования [5] показали, что более состоятельной является концепция идеального регулятора скорости движения машины, нежели выдвигаемая в работе [9] концепция идеального регулятора скорости вращения вала двигателя. При этом идеальный регулятор скоростного режима работы машины должен функционировать по принципиально несводимым друг к другу законам на переходных режимах при целенаправленном изменении скорости движения машины, на режимах стабилизации скорости и на холостых режимах работы двигателя.

Всережимное и двухрежимное законы отражают в себе, в сущности, две полярные концепции регулирования двигателя. В случае, например, механической трансмиссии идеальный всережимный регулятор двигателя является вместе с тем и идеальными стабилизатором скорости движения машины. Идеальный же двухрежимный регулятор – воплощение, в сущности, безрегуляторного принципа управления скоростью движения машины. Кроме того, прямое противопоставление всережимного и двухрежимного регуляторов – это наиболее простой путь альтернативного принятия решения, направленного на улучшение свойств колесной машины (в частности, автобуса) без привлечения значительных материальных и интеллектуальных ресурсов. Поэтому сопоставление свойств всережимного и двухрежимного регуляторов представляет особый интерес как с теоретической, так и с практической точек зрения. Такое сопоставление в случае, например, автобуса целесообразно для условий насыщенного городского движения. Городские условия отличаются высоким уровнем переменности режимов нагружения системы "двигатель-трансмиссия" и тем самым "предоставляют" возможность проявиться свойствам регуляторов в достаточно полной мере.

Работу городских автобусов экспериментально можно воспроизвести дорожной лабораторией методом следования за "лидерами" – рейсовыми автобусами. Такой эксперимент, в частности, был воспроизведен на четырех маршрутах г. Львова: равнинном со средней и большой интенсивностями транспортного потока; пересеченном, аналогично – со средней и большой помехонасыщенностями. Автобус-лаборатория ЛАЗ-4202 был оборудован трехступенчатой гидромеханической передачей, главной передачей с передаточным числом  $u_0=5,98$  и двигателем КамАЗ-740 с топливной аппаратурой модели 33-02.

Замена топливных насосов вместе с регуляторами и комплектами форсунок во время экспериментов приводит к существенным искажениям внешней скоростной и топливных характеристик двигателя из-за разброса параметров топливной аппаратуры, технологически обусловленного в процессе ее изготовления. В частности, невозможность соблюсти идентичность параметров топливной аппаратуры не позволила экспериментальными средствами обнаружить какие-либо устойчивые закономерности проявления свойств трехрежимного регулятора, позволяющие объективно противопоставить его двухрежимному, несмотря на то, что регуляторные характеристики двигателей с этими двумя типами регуляторов, в принципе, весьма различны. Лишь созданный на Ярославском заводе дизельной аппаратуры экспериментальный топливный насос, благодаря которому заменой рычагов регулятора предоставилась возможность реализовать либо всережимный, либо двухрежимный принципы регулирования с сохранением неизменности параметров остальной части топливной аппаратуры, позволил объективно сопоставить эффекты проявления свойств регуляторов в реальных эксплуатационных условиях.

На рис. 9.32 и 9.33 приведена экспериментальная информация, отражающая распределения режимов работы двигателя КамАЗ-740 автобуса ЛАЗ-4202 (*BP*, *ЧP*, *ХP* – соответственно внешний частичный и холостой при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала режимы работы двигателя; *h* – степень перемещения педали управления топливоподачей; *P* – доля времени, в течении которого реализуется тот или иной режим;  $N_e$  – текущее значение реализуемой двигателем мощности;  $N_{em}$  – максимальная мощность двигателя;  $n_e$  – частота вращения коленчатого вала). При всережимном регулировании двигатель преимущественно работает на внешних режимах (69 % времени, включая режимы *ХP* холостого хода, рис. 9.32, *a*), а при двухрежимном, наоборот, – на частичных (62 % времени, рис. 9.33, *a*). Этот факт является опытным подтверждением принципа: любая смена режима работы двигателя в случае всережимного его регулирования производится через реализацию внешних режимов (либо тяговых, либо тормозных), как бы в соответствии с законами быстройдействия.

Как при всережимном, так и при двухрежимном законах регулирования преобладающими оказались (рис. 9.32, *b* и 9.33, *b*) частоты вращения коленчатого вала  $n_e=1200...1600$  мин<sup>-1</sup>. Но среднее значение  $n_e$  в первом



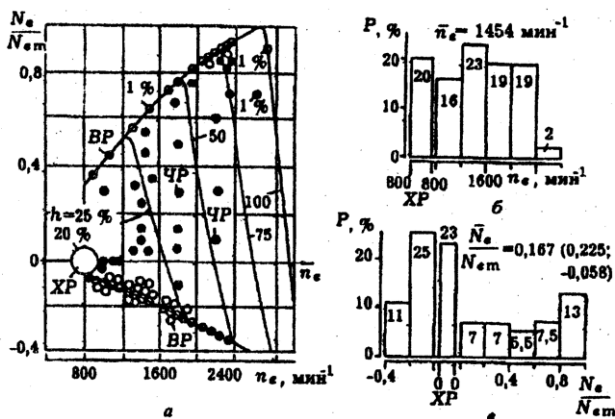


РИСУНОК 9.32 Распределение режимов работы двигателя городского автобуса при всережимном регулировании частоты вращения его вала.

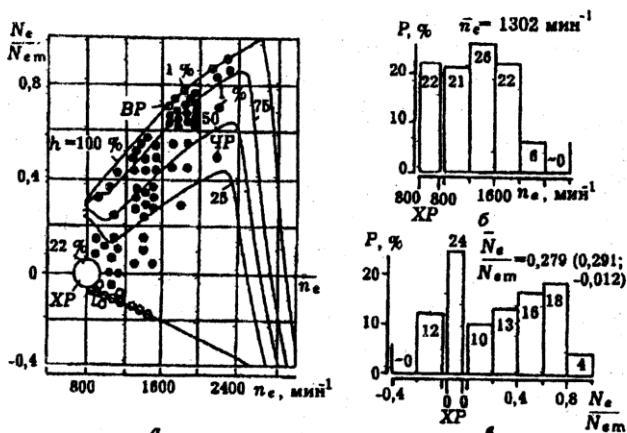


РИСУНОК 9.33 Распределение режимов работы двигателя городского автобуса при двухрежимном регулировании частоты вращения его вала.

случае значительно выше, чем во втором ( $n_e = 1454 \text{ мин}^{-1}$  против  $n_e = 1302 \text{ мин}^{-1}$ ); указанные средние значения  $n_e$ , тем не менее, не выходят за пределы диапазона преобладающих текущих.

На рис. 9.32, а и 9.33, а приведены гистограммы распределения реализуемых текущих значений мощности двигателя  $N_e/N_{em}$ , а также средние значения мощности  $N_e/N_{em}$  по всему множеству возможных режимов, а в скобках последовательно – по множеству тяговых и множеству тормозных режимов. В случае всережимного регулирования значительную долю времени двигатель реализует тормозные и холостые режимы, из-за чего среднее значение  $N_e$  по множеству всех возможных режимов весьма

невелико ( $N_e / N_{em} = 0,167$ ), а по множеству тормозных режимов оно, наоборот, довольно большое по модулю ( $|N_e / N_{em}| = 0,058$ ). Несмотря на то, что программы движения автобуса на маршрутах при реализации обоих принципов регулирования почти идентичны, среднее значение реализуемой тяговой мощности в случае двухрежимного регулятора существенно выше ( $N_e / N_{em} = 0,291$  против  $N_e / N_{em} = 0,225$  в случае всережимного регулятора). Анализ осциллограмм показал: большая степень использования мощности двигателя с двухрежимным регулятором во многом объясняется тем, что из-за инерционности двухрежимного регулирования двигатель даже после перехода автобуса в режим торможения еще некоторое время реализует тяговые режимы, не производя полезного эффекта.

Средняя эксплуатационная скорость автобуса в зависимости от маршрута колебалась в пределах 18,62 ... 19,46 км/ч, а совокупно для всех маршрутов она составила  $V_s = 19,12$  км/ч. В то же время эксплуатационный расход топлива оказался равным  $Q_s = 45,2$  дм<sup>3</sup>/100 км в случае всережимного и  $Q_s = 42,0$  дм<sup>3</sup>/100 км в случае двухрежимного законов регулирования двигателя. Таким образом двухрежимный регулятор при прочих равных условиях обеспечивает устойчивую экономию топлива, составляющую 7,1 %. Подчеркнем, что при определении величин  $V_s$ ,  $Q_s$  совокупно для всех маршрутов учитывалось количество одновременно работающих на каждом из них автобусов и тем самым значимость маршрута.

Эксперименты позволили также констатировать факт широкого использования в реальных эксплуатационных условиях режимов движения автобуса накатом (38,7 ... 45,1 % от общей продолжительности процессов замедления). Это благоприятно сказывается на топливной экономичности машины (но является нежелательным с точки зрения безопасности движения). В то же время весьма нерационально с точки зрения топливной экономичности машины использовались передачи трансмиссии: первая передача – 23,9 % от общего времени движения автобуса; вторая – 48,7 %; третья – 22,6 %; четвертая – 4,8 % (но только четвертая передача предусматривает блокировку гидродинамического трансформатора и поэтому является экономной с точки зрения энергопреобразования). Убедительным доказательством справедливости теоретических выводов является также такой факт: экономия топлива в случае двухрежимного регулирования двигателя при работе автобуса на пересеченных маршрутах с интенсивным движением в 1,6 ... 2,0 раза больше, чем экономия топлива на слабопересеченных маршрутах со средней интенсивностью движения на них. Таким образом, действительно переменность нагрузочных режимов является основным фактором, обуславливающим энергетическую расточительность всережимного регулирования двигателя.

## 9.9 Прямая оценка эффективности колесных машин

Качество энергопреобразования в колесных машинах во многом зависит от свойств их трансмиссий. Благодаря внутренне присущему гидродинамическому трансформатору автоматизму машина с гидромеханической передачей становится более мобильной, комфортабельной, безопасной, а в итоге – более производительной. Вместе с тем гидродинамический трансформатор – это преобразователь механической энергии, не отличающийся высоким КПД. Следовательно машина с гидромеханической трансмиссией заведомо не является энергетически совершенной. Однако, согласно принятой здесь концепции, все без исключения свойства машины так или иначе интегрировано отражаются в ее энергетической эффективности. Отсюда, отрицательное проявление одних свойств в той или иной степени может быть компенсировано положительным проявлением других.

С целью прямой оценки эффективности автопогрузчиков с различными типами трансмиссий в полигонных условиях были проведены эксперименты, воспроизводящие рабочие перегрузочные циклы при четырех значениях плеча транспортировки  $L=L_{тр}=25; 60; 100; 140$  м. Рабочие циклы осуществлялись автопогрузчиками 40852 с гидромеханической и 40853 с механической трансмиссиями. Результаты экспериментов представлены в табл. 9.3, а итоги анализа – на рис. 9.34 и 9.35.

Каждый из автопогрузчиков реализовывал рабочие циклы в двух режимах – экстенсивно-интенсивном и рационально-эксплуатационном. Первый режим предусматривал полное использование номинальной грузоподъемности ( $M_{тр}=5000$  кг), весьма большие высоты съема и складирования груза ( $H_{см}=H_{скл}=2,8$  м) и предельно интенсивный темп выполнения всех операций. Второй предписывал выполнение перегрузочных операций с грузом массой 2500 кг при высотах съема и складирования, равных 1,4 м, в умеренном темпе, позволяющем водителю-оператору работать без перенапряжений всю регламентированную рабочую смену.

На рис. 9.34 приведены построенные на основании данных из табл. 9.3 графики, отражающие зависимости продолжительности  $T_{ц}$  рабочего цикла и расхода  $Q_{ц}$  топлива за цикл от плеча транспортировки  $L_{тр}$  и режима использования автопогрузчика. В диапазоне  $25 \text{ м} \leq L_{тр} \leq 140 \text{ м}$ , как оказалось, зависимости  $T_{ц}(L_{тр})$  и  $Q_{ц}(L_{тр})$  почти линейны. Из них, в частности, следует, что: погрузчик 40852 с гидромеханической трансмиссией заведомо более производительен, чем его аналог 40853 с механической трансмиссией (даже, если сравнивать режим *РЭ* машины 40852 с режимом *ЭИ* машины 40853); гидромеханическая трансмиссия обеспечивает машине 40852 в режиме *РЭ* возможность выполнять переработку грузов в темпе, более близком к темпу режима *ЭИ*, чем в случае механической трансмиссии (машина с гидромеханической трансмиссией менее чувствительна к экстенсификации или интенсификации перегрузочных процессов, что несомненно является ее положительным свойством).

Таблица 9.3 Показатели работы автопогрузчиков

Вид операции		Модель автопогрузчика; режим использования							
		40852		40853		40852		40853	
		ЭИ	РЭ	ЭИ	РЭ	ЭИ	РЭ	ЭИ	РЭ
		Продолжительность операции $T, c$				Расход топлива $Q, cm^3$			
<b>1. Движение</b>									
$L=25$ м	без груза	8,9	11,3	9,8	13,8	32	31	33	29
	с грузом	10,9	11,9	12,3	14,3	34	31	41	29
60	без груза	15,4	18,9	16,0	23,1	50	49	53	47
	с грузом	19,4	20,5	21,8	23,5	58	49	62	50
100	без груза	23,0	28,5	23,7	33,5	69	66	70	60
	с грузом	27,9	31,1	30,1	33,8	85	70	93	71
140	без груза	30,6	38,3	29,4	41,8	93	89	91	81
	с грузом	37,2	41,7	37,9	42,6	108	96	115	93
<b>2. Маневрирование</b>		28,2	29,2	30,4	37,8	61	54	40	39
<b>3. Работа грузоподъемника</b>		42,2	38,9	41,6	39,3	106	58	106	58
<b>4. Вспомогательные операции</b>		18,9		31,2		27		29	
Рабочий цикл в целом	$L=25$ м	109,1	110,2	125,3	136,4	260	201	249	184
	60	124,1	126,4	141,0	154,9	302	237	290	223
	100	140,2	146,6	157,0	175,6	348	275	338	257
	140	157,1	167,0	170,5	192,7	395	324	384	300

\*) ЭИ и РЭ - соответственно экстенсивно-интенсивный рационально-эксплуатационный режимы использования автопогрузчиков.

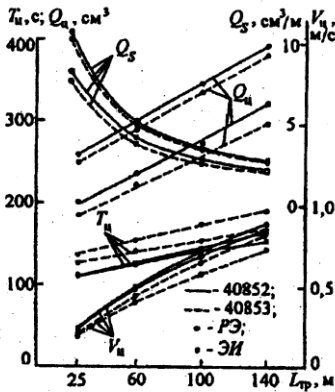


РИСУНОК 9.34 Показатели работы автопогрузчиков в перегрузочных циклах.

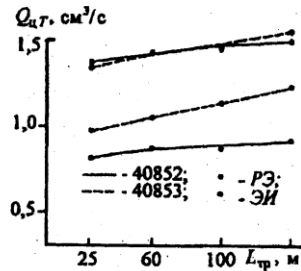


РИСУНОК 9.35 Оценка эффективности автопогрузчиков.

Экстенсификация-интенсификация весьма существенно сказывается, однако, на увеличении циклового расхода топлива для обеих машин. При этом цикловой расход топлива в идентичных условиях оказывается, естественно, выше у машины с гидромеханической трансмиссией. С возрастанием плеча транспортировки  $L_{тр}$  условная скорость перемещения груза  $V_{ц} = L_{тр}/T_{ц}$  возрастает, а удельный расход топлива  $Q_{ц} = Q_{т}/L_{тр}$  уменьшается (см. рис. 9.34). Поэтому рабочие циклы с большим значением  $L_{тр}$  воспринимаются как более интенсивные и менее энергоемкие. Но с другой стороны, для объективной оценки эффективности машин необходимо определенным образом соотнести показатели, характеризующие их производительность и энергозатраты на реализацию рабочих циклов. Например, если ввести показатель интенсивности расхода топлива  $Q_{цт} = Q_{ц}/T_{ц} = Q_{т}/V_{ц}$ , то окажется, что с ростом  $L_{тр}$  циклы становятся энергетически более расточительными (функция  $Q_{цт}(L_{тр})$  – монотонно возрастающая, рис. 9.35). При этом для любого  $L_{тр}$  автопогрузчик 40852 с гидромеханической трансмиссией при рационально-эксплуатационном режиме его использования энергетически более эффективен, чем используемый примерно в таком же режиме автопогрузчик 40852 с механической трансмиссией. В случае экстенсивно-интенсивного режима использования эффективность погрузчиков соизмерима.

Таким образом, введение в трансмиссию машины энергетически весьма расточительного гидродинамического преобразователя механической мощности, тем не менее способствует энергетическому совершенствованию этой машины в целом.

При идентификации оптимальных программ движения колесных машин каждый раз возникает вопрос о их реализуемости в реальных условиях. И действительно, оптимальный транспортный цикл с точки зрения его воспроизводимости без специальных технических средств – весьма сложная программа перемещения машины. Решению задачи оптимизации управления скоростными режимами движения автомобиля во многом способствует, в частности, применение эконометров. Но в то же время любая информация об оптимальных программах движения машины не является абсолютно точной, а поэтому и критерии воспроизводимости циклов вынуждено становятся менее жесткими.

С целью исследования приемлемого уровня воспроизводимости оптимальных программ движения городского автобуса ЛАЗ-4202 на рис. 9.36 приведена полученная экспериментальными средствами топливная характеристика его циклического движения с соблюдением регламентированного в условиях города ограничения скорости перемещения  $v \leq V_{\max} = 60 \text{ км/ч} = 16,67 \text{ м/с}$ . Интенсивность торможения в экспериментах поддерживалась постоянной. Это, в частности, оправдано тем, что при работе водителей на одних и тех же маршрутах у них вырабатываются устойчивые навыки весьма точного выбора момента начала торможения по условию плавного подъезда к регламентированной остановке с почти постоянным замедлением  $j = 0,8 \dots 1,2 \text{ м/с}$ . Постоянство замедления часто рассматривается и как основной принцип функционирования системы автоматического управления торможением автомобиля. И наконец, такие программы торможения сравнительно легко реализуемы в экспериментах.

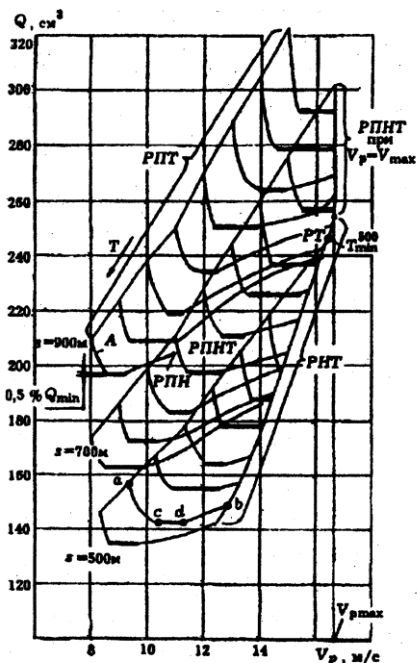


РИСУНОК 9.36 Топливная характеристика циклического движения транспортной машины массой 13400 кг, оснащенной дизельным двигателем и гидромеханической передачей, для трех значений протяженности цикла:  $S=500$ ;  $700$ ;  $900$  м.

Каждая выпуклая вниз кривая  $Q=Q(V_p)$  (рис. 9.36) соответствует определенным значениям  $S$  и  $T$ . Например, линия  $acdb$  выделяет множество возможных транспортных циклов при  $S=500$  м и  $T=70$  с. Из-за ограниченной точности технических средств измерения расхода топлива однозначная идентификация оптимального значения скорости  $V_p$  конца процесса разгона не возможна. Можно лишь утверждать, что искомое оптимальное значение  $V_p$  лежит в пределах некоторой полосы  $cd$  неопределенности измеряемого значения расхода топлива  $Q$ . Эта полоса может иметь для различных  $S$  и  $T$  весьма различную длину (размер вдоль направления, параллельного оси  $V_p$  системы координат  $V_p-Q$ ) и толщину (размер вдоль оси ординат  $Q$ ). При этом, чем толще полоса неопределенности, тем она длиннее. Во многих случаях длина полосы настолько большая, что воспроизведение определенного значения  $V_p$  в ее пределах, уже не кажется проблемой.

Если же считать отражаемую топливной характеристикой циклического движения информацию абсолютно точной, то выделенные на рис. 9.36 полосы неопределенности можно трактовать как отражение допустимой, приемлемой "жертвы" относительно перерасхода топлива. Рассматривая, например, множество рабочих циклов, соответствующих кривой  $A$ , и считая приемлемым расход топлива  $Q_{\min} \leq Q < Q_{\min} + 0,5\% Q_{\min}$  вместо оптимального значения  $Q_{\min}$ , одному трудновоспроизводимому оптимальному значению  $V_p$  теперь можно предпочесть целое множество значений  $V_p$  от некоторого  $V_{p \min} = 8,47$  м/с до некоторого  $V_{p \max} = 9,30$  м/с.

Таким образом малое отклонение  $Q$  (всего лишь в 0,5 %) от минимального его значения  $Q_{\min}$  допускает 9 %-е варьирование скорости  $V_p$  конца разгона. Иными словами, критерий  $Q$  малочувствителен к вариациям параметра  $V_p$  в окрестности его оптимального значения. В теории оптимальных решений такая ситуация воспринимается как весьма желательная, а оптимизационная задача, в которой малая чувствительность имеет место, причисляется к "хорошо обусловленным".

---

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

### К разделу 1

1. *Андриюченко А. И.* Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок.– М.: Высш. школа, 1985.– 319 с.
2. *Андриюченко А. И.* Основы технической термодинамики реальных процессов.– М.: Высш. школа, 1975.– 264 с.
3. *Беркута А. Д.* Технічна термодинаміка.– К.: Держсільгоспвидав УРСР, 1962.– 192 с.
4. *Вейник А. И.* Термодинамика реальных процессов.– Мн: Наука і тэхніка, 1991.– 576 с.
5. *Гохштейн Д. П.* Современные методы термодинамического анализа энергетических установок.– М.: Энергия, 1969.– 386 с.
6. *Бродянский В. М., Фратшер В., Михалец К.* Эксергетический метод и его приложения. Под ред. В. М. Бродянского.– М.: Энергоатомиздат, 1988.— 288 с.
7. *Булатов Н. К., Лундин А. Б.* Термодинамика необратимых физико-химических процессов.– М.: Химия, 1984.– 336 с.
8. *Дэвис Д.* Энергия. Пер. с англ.– М.: Энергоатомиздат, 1985.– 360 с.
9. *Карери Дж.* Порядок и беспорядок в структуре материи. Пер. с англ.– М.: Мир, 1985.– 232 с.
10. *Дэвис А., Шуберт Р.* Альтернативные природные источники энергии в строительном проектировании. Пер. с англ.– М.: Стройиздат, 1983.– 190 с.
11. *Кубо Р.* Термодинамика. Пер. с англ.– М.: Мир, 1970.– 304с.
12. *Мартынов А. В.* Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач.– М.: Энергоатомиздат, 1989.– 200 с.
13. *Мартыновский В. С.* Анализ действительных термодинамических циклов.– М.: Энергия, 1972.– 216 с.
14. *Пригожин И.* От существующего к возникающему: Время и сложность в физических науках. Пер. с англ.– М.: Наука, 1985.– 328 с.
15. *Пригожин И., Стенгерс И.* Порядок из хаоса: Новый диалог человека с природой. Пер. с англ.– М.: Прогресс, 1986.– 432 с.
16. *Рей Д., Макмайкл Д.* Тепловые насосы. Пер. с англ.– М.: Энергоиздат, 1982.– 224 с.
17. *Рейф Ф.* Статистическая физика. Пер. с англ.– М.: Наука, 1986.– (Берклеев. курс физики).– 336 с.
18. *Хейвуд Р.* Термодинамика равновесных процессов. Руководство для инженерных и научных работников. Пер. с англ.– М.: Мир, 1983.– 492 с.
19. *Хейвуд Р. В.* Анализ циклов в технической термодинамике. Пер. с англ.– М.: Энергия, 1979.– 280 с.
20. *Шаргут Я., Петела Р.* Эксергия. Пер. с польск.– М.: Энергия, 1968.– 280 с.
21. *Шински Ф.* Управление процессами по критерию экономии энергии. Пер. с англ.– М.: Мир, 1981.– 392 с.
22. Эксергетические расчеты технических систем: Справ. пособие / *Бродянский В. М., Верхивкер Г. П., Карчев Я. Я. и др.*: Под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского.– Киев: Наукова думка, 1991.– 360 с.
23. *Янтовский И. И.* Потоки энергии и эксергии.– М.: Наука, 1988.– 144 с.
24. *Natsopoulos G. N., Keenan J. H.* Principles of General Thermodynamics.– New York: John Wiley and Sons Inc., 1972.
25. *Kamoshida J., Isshiki N.* Developments and heat transfer studies on Concentration Difference Energy (CDE) System and Engine / 18th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference: Energy Market Hoce. 839297, Orlando, Fin. Aug 21–26 1983, Proc. Vol. 4. P. 1818–1824.
26. *Sato M.* On the Role of Negentropy in the Maximum Work and Convention of Form // Bulletin of the JSME, 1983, 26. N 218. P. 1380–1386.

### К разделу 2

1. *Баландин С. С.* Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания.– М.: Машиностроение, 1968.– 152 с.
2. *Семенов Б. Н., Павлов Е. П., Концев В. П.* Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности.– Л.: Машиностроение, 1990.– 240 с.
3. *Basshuysen R., Wilmers G.* Zum Stand der Wankelmotoren-Entwicklung bei AUDI NSU // MTZ. 1977. 38. № 6. S. 277–281.
4. *Beale N. R., Hodgells D.* The Cranfield-Kushul Engine // Combust. Engines. London — New York. 1976.– P 87–95
5. *Pennock G. R., Beard J. E.* A variable-stroke engine // SAE Techn. Pap. Ser. 1988. № 880577.– 9 p.
6. *Pouring A. A., Blaser R. F., Kealin E. L., Rankin B. H.* The influence of combustion with pressure exchange on the performance of heat balanced internal combustion engines // SAE Prepr., 1977. № 770120.– 11 p.
7. *Summer J.* Introducing the Sarich: efficient rotary or complex nonsense? // Engineer (Gr. Brit.), 1973. № 237.– P 56-58.

### К разделу 3

1. Гацук П. М. Экспериментальные дослідження особливостей перебігу паливних характеристик автомобільних дизельних двигунів // Завдання та хід розвитку автобусобудування України в сучасних умовах. Матеріали III-ї міжнародної конференції. Львів, 10–11 листопада 1994 р.– С. 33–35.
2. Гацук П. Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля.– Львов: Вища шк. Изд-во при Львов, ун-те, 1987.– 167 с.
3. Schümann O., Schwemer G. W. Vergleich der Hochrechnung und Messung von Testverbrauch und Abgasemissionen // ATZ 83 (1981). № 4. S. 177–180.

### К разделу 4

1. Бояджиев К., Калайджиев Х., Попов К. Метод вычисления нагрузочных характеристик четырехтактных дизелей // Автомобильная пром-ть. 1973. № 5. С. 8–10.
2. Ивахненко А. Г. Долгосрочное прогнозирование к управление сложными системами.– К.: Техніка, 1975.– 312 с.
3. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.– М.: Высш. шк., 1980.– 400 с.
4. Ляхно Р. П. Единые относительные скоростные внешняя и частичные характеристики карбюраторных четырехтактных двигателей // Автомобильная пром-ть. 1963. № 3. С. 7–10.
5. Московкин В. В. О влиянии сопротивления движению на топливную экономичность грузового автомобиля с дизелем // Автомобильная пром-ть. № 7. 1979.– С. 11–13.
6. Системы топливоподдачи автомобильных и тракторных двигателей / И. М. Ленин, О. М. Малашкин, Г. И. Самаль, А. В. Костров.– М.: Машиностроение, 1976.– 287с.
7. Janzer O. Kennfelderstellung im Motorenversuch mit elektronischer Datenverarbeitung // MTZ. 1975, 36. N 3. S. 74–78.

### К разделу 5

1. Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин.– Л.: Машиностроение, 1967.– 369 с.
2. Гацук П. М. Взаємозумовленість кінематичних параметрів напівавтоматичної трансмісії мобільних машин та кількості реалізованих у ній передач // Автоматизація виробничих процесів. Міжвідомчий науково-технічний збірник.– Львів: Світ, 1993. Вип. 31. С. 16–23.
3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля.– М.: Машгиз, 1959.– 312 с.
4. Кирдяшев Ю. Н. Многопоточные передачи дифференциального типа.– Л.: Машиностроение, 1981.– 223 с.
5. Крейнс М. А., Розовский М. С. Зубчатые механизмы (выбор оптимальных схем).– М.: Наука, 1972.– 428 с.
6. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. И. Кирдяшева.– Л.: Машиностроение, 1977.– 536 с.
7. Яковлев Н. А., Диваков И. В. Теория автомобиля.– М.: Высш. шк., 1962.– 217 с.

### К разделу 6

1. Александровский Д. Я. Гидродинамические передачи.– М.: Машгиз, 1963.– 272 с.
2. Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. Расчет и конструкция.– М.: Машиностроение, 1967.– 320 с.
3. Гацук П. М. Найпростіший механічний аналог автомобільного гідродинамічного трансформатора потужності // Методи дослідження та розрахунку систем автомобілів і машин. Матеріали міжнародної конференції. Львів, 1–2 липня 1993 р. С. 31–38.
4. Павлов В. В. Начала теории эргатических систем.– К.: Наук, думка, 1975.– 239 с.
5. Klink R. Fliehkraft-Überbrückungskupplung für hydrodynamische Drehmomentwandler / ATZ 84(1982). Nr 4. S. 163–167.
6. Sydzelski Z. Untersuchungen an einem hydrodynamischen Drehmomentwandler mit Schaufelrädern ohne Leitwulst und mit ebenen schräggestellten Schaufeln / Antriebs-technik. 23 (1984). Nr 2. S 40–44.
7. Vaughan N. D., Dorey R. E. Hydraulic accumulator energy storage in a city bus // Integrated Engine Transmission Systems. London, 1986. P. 105–116.

### К разделу 7

1. Аэродинамика автомобиля / Под ред. В.-Г. Гухо. Пер. с нем.– М.: Машиностроение, 1987.– 424 с.
2. Евграфов А. Н., Высоцкий М. С., Титович А. И. Аэродинамика магистральных автопоездов.– Мн.: Наука и техника, 1988.– 231 с.
3. Теория оптимальных аэродинамических форм // Под ред. А. Мuele.– М.: Мир, 1969.– 507 с.
4. Eppinger E. Tropfenwagen-Anwendung der Flugzeug-Aerodynamik // Zeitschrift. Flugtechnik u. Motorluftschiffahrt. 1921. S. 287–289.



5. *Hucho W.-H., Emmelmann H.-J.* Aerodynamische Formoptimierung Ein Weg zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit von Nutzfahrzeugen // Fortsch.-Berichte der VDI-Zeitschriften. Reihe 12. H. 31.1977.
6. *Jansen L., Hucho W.-H.* The effect of Various Parameters of the Aerodynamic Drag of Passenger Cars. Advances in Road Vehicle Aerodynamics // British Hydromech. Cranfield, U. K., 1973.
7. *Marks C. H., Buckley F. T., Walston W. H.* An Evolution of the Aerodynamic Drag Reduction produced by Various Cab Roof Fairings and a Cab on Tractor-Trailer Tracks // SAE-Paper. № 760 105. Detroit, 1976.

#### К разделу 8

1. *Гацук П. Н.* Энергетическая эффективность автомобиля.– Львов: Свит, 1992.– 208 с.
2. *Клименко Л. В.* Экономика неустановившегося движения автомобиля // Тр. ЛАДИ. 1938. № 5. С. 12–16.
3. *Крайнык Л. В., Гацук П. Н.* Критериальная оценка динамичности и топливной экономичности разгона автомобиля // Автомобильная пром-ть. № 8. С. 17–19.
4. *Красиков С. М.* Об оценке экономичности разгона автомобиля / Автомобильная и тракторная пром-ть. 1956. № 10. С. 14–19.
5. *Куликов Н. К.* Оценка экономичности автомобиля в процессе разгона // Автомобильная и тракторная пром-ть. 1950. № 11. С. 11–12.
6. *Платонов Е. М.* Об оценке экономичности автомобиля при разгоне // Автомобильная и тракторная пром-ть. 1954. № 10. С. 4–10.
7. *Успенский И. Н.* Экономичность автомобиля при разгоне // Автомобильная пром-ть. 1958. № 8. С. 9–12.
8. *Фалькевич Б. С.* Теория автомобиля.– М.: Машгиз, 1963.– 239 с.
9. *Чудаков Е. А.* Избранные труды: В 2-х т.– М.: Изд-во АН СССР, 1961. Т. 1.– 463 с.
10. *Шмитт А. Г.* Влияние некоторых факторов на показатели скоростных свойств легкового автомобиля // Автомобильная пром-ть. 1970. № 7. С. 16–17.
11. *Fiala E.* Eine Näherungslösung für die Ermittlung des Beschleunigungsverhaltens von Straßenfahrzeugen // ATZ. 1962. H. 4. S. 195–196.
12. *Jante A.* Entwicklungsrichtungen für die Fahrzeugmotoren-Kennlinien // KFT. 1957. H. 7. S. 247–250, H. 8. S. 286–290.
13. *Jante A.* Über die Bewertung von Beschleunigungsvorgängen // ATZ. 1965. H. 2. S. 56–59; H. 3. S. 121–124.
14. *Krajnyk L., Hastschuk P.* Über die Bewertung von Beschleunigungsvorgängen // KFT. 1987. H. 1. S. 4–6.
15. *Malschaert F.-P.* Der Leistungs-Nutzgrad von Kraftfahrzeuge. in Anfah- und Beschleunigungsvorgang // ATZ. 1964. H. 4. S. 133–137.
16. *Mitschke M.* Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin-Heidelberg-New-York: Springer-Verlag, 1972.– 529 S.
17. *Schwedler G.* Der Beschleunigungs-Index – ein neues Begriff // Antriebstechnik. 1975. H. 8. S. 442, 444, 466–468.

#### К разделу 9

1. *Высочин Л. Н., Гацук П. Н., Нефедов А. Ф.* Особенности режимов работы двигателя автопогрузчика // Львов. политехн. ин-т. Львов, 1977.– 18 с. Деп. в УкрНИИНТИ, № 1391.
2. *Гацук П. Н.* Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля.– Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1987.– 167 с.
3. *Гацук П. Н., Высочин Л. Н., Нефедов А. Ф.* Моделирование режимов работы автопогрузчиков // Львов. политехн. ин-т. Львов, 1977.– 18 с. Деп. в УкрНИИНТИ, № 886.
4. *Гацук П. Н., Нефедов А. Ф., Памирко М. Е.* Типизация условий эксплуатации автопогрузчиков // Львов. политехн. ин-т. Львов, 1979.– 8 с. Деп. в УкрНИИНТИ, № 1392.
5. *Гацук П. Н., Пелехатый Р. В.* Обоснование оптимальных свойств регулятора частоты вращения вала двигателя // Тр. ВКЭИавтобустрома. 1987. С. 59–70.
6. *Гутаревич Ю. Ф.* Исследование токсичных выбросов автомобилей в эксплуатационных условиях // Проблемы машиностроения. 1983. № 20. С. 53–57.
7. *Лимонад Ю. Г., Бартнев С. Д., Петрушов В. А.* Автомобиль в аэродинамической трубе и на дороге // Автомобильная пром-ть. 1990. № 1. С. 17–19.
8. *Шестухин В. И.* Влияние типа регулятора на топливную экономичность автомобиля при работе в условиях неустановившейся нагрузки // Автомобильная пром-ть. 1967. № 5. С. 3–6.
9. *Шестухин В. И.* К вопросу об идеальной тяговой характеристике автомобильного дизельного двигателя // Исследование технико-эксплуатационных свойств автомобильного подвижного состава. Тр. НИИАТ. 1977. Вып. 1. С. 121–131.
10. *Silka W.* Energochłonność ruchu samochodu.– Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1997.– 144 s.

---

## СОДЕРЖАНИЕ

---

Предисловие.....	3
<b>1 Термодинамические аспекты идентификации работоспособности энергопреобразующих систем .....</b>	<b>5</b>
1.1 Извлечение работы посредством тепловой машины .....	5
1.2 Прямая работоспособность термодинамической системы.....	10
1.3 Полная работоспособность термодинамической системы.....	13
1.4 Негентропия как измеритель работоспособности.....	16
1.5 Политропные процессы.....	20
1.6 Особые способы энергопреобразования.....	24
<b>2 Автомобильные двигатели внутреннего сгорания: устройство, свойства, эффективность.....</b>	<b>28</b>
2.1 Приоритетные концепции нетрадиционных для автомобиля двигателей .....	28
2.2 Тенденции к обеднению горючих и рабочих смесей .....	35
2.3 Целенаправленное формирование термодинамического цикла со смешанным подводом теплоты .....	37
2.4 Термодинамический цикл с неодинаковыми ходами сжатая и расширения .....	40
2.5 Ретроспективный анализ совершенства конструкции двигателя .....	42
2.6 “Бесшатунные“ двигатели .....	47
2.7 Основные измерители потенциальных свойств двигателя .....	50
<b>3 Идентификация характеристик двигателя внутреннего сгорания .....</b>	<b>55</b>
3.1 Общая трактовка характеристик .....	55
3.2 Идентификация свойств двигателя в форме скоростной характеристики .....	57
3.3 Регуляторные характеристики – разновидность скоростных .....	60
3.4 Внешние характеристики и характеристики холостого хода — частные скоростные .....	62
3.4 Нагрузочные характеристики .....	67
3.5 Особенности характеристик и приоритеты режимов работы двигателя .....	67
3.6 Некоторые специальные характеристики .....	73
<b>4 Аппроксимация характеристик двигателей внутреннего сгорания .....</b>	<b>76</b>
4.1 Концептуальные аспекты аппроксимации .....	76
4.2 Особенности характеристик карбюраторных двигателей, основанные на понятии циклового расхода топлива .....	77
4.3 Обобщение метода удельных цикловых расходов топлива .....	79
4.4 Понятие единых относительных скоростных характеристик .....	82
4.5 Формальный подход к аппроксимации .....	83
4.6 Обобщенная методология аппроксимации .....	86

<b>5</b>	<b>Преобразование энергии в механической трансмиссии автомобиля . . . . .</b>	<b>97</b>
	5.1 Силовое взаимодействие в механизмах . . . . .	97
	5.2 Основные кинематические соотношения . . . . .	98
	5.3 Простейшая механически передача . . . . .	101
	5.4 Общий случай механической передачи . . . . .	102
	5.5 О конфигурации аксоидов . . . . .	105
	5.6 Альтернативность-эквивалентность простых механических передач . . . . .	110
	5.7 Понятие ряда передаточных отношений . . . . .	115
	5.8 Анализ и идентификации рядов передаточных отношений . . . . .	122
<b>6</b>	<b>Преобразование энергии в гидромеханической трансмиссии автомобиля . . . . .</b>	<b>129</b>
	6.1 Структура гидравлических передач . . . . .	129
	6.2 Коэффициент полезного действия гидравлических передач . . . . .	131
	6.3 Регулирование и управление . . . . .	132
	6.4 Гидродинамические передачи . . . . .	137
	6.5 О классификации гидравлических передач . . . . .	140
	6.6 Внешняя характеристика гидродинамической передачи . . . . .	144
	6.7 Понятие "идеального" гидротрансформатора. Элементы струйной теории . . . . .	152
	6.8 Понятие "идеального" гидротрансформатора в рамках теории сплошной среды . . . . .	157
	6.9 Оптимизация и энергетические аспекты автоматизации управления трансмиссиями автомобиля . . . . .	167
<b>7</b>	<b>Аэродинамическое совершенство автомобиля . . . . .</b>	<b>176</b>
	7.1 Ретроспектива автомобиля . . . . .	176
	7.2 Идентификация аэродинамического совершенства кузова . . . . .	183
	7.3 Перспективы аэродинамического совершенствования . . . . .	187
	7.4 Аэродинамичность кузовов простой конфигурации . . . . .	191
	7.5 Роль кузова в формировании силового взаимодействия автомобиля с окружающей средой . . . . .	193
	7.6 Эксплуатационная аэродинамичность . . . . .	198
	7.7 Аэродинамичность машины и эффективность ее циклического движения . . . . .	201
<b>8</b>	<b>Оценка динамичности и топливной экономичности машины в процессе разгона . . . . .</b>	<b>206</b>
	8.1 Неоднозначность оценки динамичности разгона . . . . .	206
	8.2 Идеализированная трактовка процедуры оценки динамичности . . . . .	210
	8.3 Измеритель А. Янте . . . . .	212
	8.4 Критерий динамичности, основанный на принципе сравнимости процессов . . . . .	212
	8.5 Сравнительный анализ эффективности различных критериев . . . . .	214
	8.6 Вариантность критерия динамичности . . . . .	216
	8.7 Энергетическая экономичность процессов разгона . . . . .	217
	8.8 Взаимообусловленность динамичности и экономичности . . . . .	219

<b>9</b>	<b>Методологические аспекты анализа режимов работы транспортной машины .....</b>	<b>222</b>
9.1	Рабочие циклы машин .....	222
9.2	Реальный приоритет режимов работы двигателя внутреннего сгорания .....	225
9.3	Типичные условия эксплуатации (ка примере автопогрузчиков) .....	231
9.4	Факторный анализ .....	238
9.4	Информационное обеспечение процессов моделирования транспортных циклов и режимов работы двигателя, трансформатора, машины .....	242
9.5	Характеристики разгона, замедления и установившегося движения машины .....	247
9.6	Параметрические характеристики автомобиля .....	251
9.7	Проблема регулирования скоростных режимов работы двигателя .....	253
9.8	Прямая оценка эффективности колесных машин .....	258
	<b>Список литературы .....</b>	<b>262</b>

<b>Передмова</b> .....	<b>3</b>
<b>1 Термодинамічні аспекти ідентифікації робоздатності енергоперетворювальних систем</b> .....	<b>5</b>
1.1 Добування роботи за допомогою теплової машини .....	5
1.2 Безпосередня робоздатність термодинамічної системи .....	10
1.3 Повна робоздатність термодинамічної системи .....	13
1.4 Негентропія як вимірник робоздатності .....	16
1.5 Політропні процеси .....	20
1.6 Особливі способи енергоперетворення .....	24
<b>2 Автомобільні двигуни внутрішнього згорання: будова, властивості, ефективність</b> .....	<b>28</b>
2.1 Пріоритетні концепції нетрадиційних для автомобіля двигунів .....	28
2.2 Тенденції до збіднювання паливних та робочих сумішей .....	35
2.3 Цілеспрямоване формування термодинамічного циклу зі змішаним підведенням тепла .....	37
2.4 Термодинамічний цикл з неоднаковими ходами стиснення і розширення .....	40
2.5 Ретроспективний аналіз досконалості конструкції двигуна .....	42
2.6 “Безхитневі” двигуни .....	47
2.7 Основні вимірники потенційних властивостей двигуна .....	50
<b>3 Ідентифікація характеристик двигуна внутрішнього згорання</b> .....	<b>55</b>
3.1 Загальне тлумачення характеристик .....	55
3.2 Ідентифікація властивостей двигуна у формі швидкісної характеристики .....	57
3.3 Регуляторні характеристики – різновид швидкісних .....	60
3.4 Зовнішні характеристики та характеристики ялового ходу — часткові швидкісні .....	62
3.4 Навантажувальні характеристики .....	67
3.5 Особливості характеристик і пріоритети режимів роботи двигуна .....	67
3.6 Деякі спеціальні характеристики .....	73
<b>4 Апроксимація характеристик двигунів внутрішнього згорання</b> .....	<b>76</b>
4.1 Концепційні аспекти апроксимації .....	76
4.2 Особливості характеристик карбюраторних двигунів, що спираються на поняття циклової витрати пального .....	77
4.3 Узагальнення методу питомих циклових витрат пального .....	79
4.4 Поняття єдиних відносних швидкісних характеристик .....	82
4.5 Формальний підхід до апроксимації .....	83
4.6 Узагальнена методологія апроксимації .....	86

<b>5</b>	<b>Перетворення енергії в механічній трансмісії автомобіля .....</b>	<b>97</b>
	5.1 Силова взаємодія в механізмах .....	97
	5.2 Основні кінематичні співвідношення .....	98
	5.3 Найпростіша механічна передача .....	101
	5.4 Загальний випадок механічної передачі .....	102
	5.5 Про конфігурацію аксоїдів .....	105
	5.6 Альтернативність-еквівалентність простих механічних передач .....	110
	5.7 Поняття ряду передатних відношень .....	115
	5.8 Аналіз та ідентифікація рядів передатних відношень .....	122
<b>6</b>	<b>Перетворення енергії в гідромеханічній трансмісії автомобіля .....</b>	<b>129</b>
	6.1 Структура гідравлічних передач .....	129
	6.2 Коефіцієнт корисної дії гідравлічних передач .....	131
	6.3 Регулювання та керування .....	132
	6.4 Гідродинамічні передачі .....	137
	6.5 Про класифікацію гідравлічних передач .....	140
	6.6 Зовнішня характеристика гідродинамічної передачі .....	144
	6.7 Поняття “ідеального” гідротрансформатора. Елементи струмінної теорії .....	152
	6.8 Поняття “ідеального” гідротрансформатора в рамках теорії суцільного середовища .....	157
	6.9 Оптимізація й енергетичні аспекти автоматизації керування трансмісіями автомобіля .....	167
<b>7</b>	<b>Аеродинамічна досконалість автомобіля .....</b>	<b>176</b>
	7.1 Ретроспектива автомобіля .....	176
	7.2 Ідентифікація аеродинамічної довершеності кузова .....	183
	7.3 Перспективи аеродинамічної досконалості .....	187
	7.4 Аеродинамічність кузовів простої конфігурації .....	191
	7.5 Роль кузова у формуванні силової взаємодії автомобіля з довкіллям .....	193
	7.6 Експлуатаційна аеродинамічність .....	198
	7.7 Аеродинамічність машини і ефективність її циклічного руху .....	201
<b>8</b>	<b>Оцінка динамічності та паливної ощадливості машини в процесі розгону ...</b>	<b>206</b>
	8.1 Неоднозначність оцінки динамічності розгону .....	206
	8.2 Ідеалізоване трактування процедури оцінювання динамічності .....	210
	8.3 Вимірник А. Янте .....	212
	8.4 Критерій динамічності, що спирається на принцип порівнюваності процесів .....	212
	8.5 Порівняльний аналіз ефективності різних критеріїв .....	214
	8.6 Варіантність критерія динамічності .....	216
	8.7 Енергетична ощадність процесів розгону .....	217
	8.8 Взаємозумовленість динамічності та ощадливості .....	219

<b>9</b>	<b>Методологічні аспекти аналізу режимів роботи транспортної машини . . . . .</b>	<b>222</b>
9.1	Робочі цикли машин . . . . .	222
9.2	Реальний пріоритет режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння . . . . .	225
9.3	Типові умови експлуатації (на прикладі автонавантажувачів) . . . . .	231
9.4	Факторний аналіз . . . . .	238
9.4	Інформаційне забезпечення процесів моделювання транспортних циклів і режимів роботи двигуна, трансформатора, машини . . . . .	242
9.5	Характеристики розгону, сповільнення і усталеного руху машини . . . . .	247
9.6	Параметричні характеристики автомобіля . . . . .	251
9.7	Проблема регулювання швидкісних режимів роботи двигуна . . . . .	253
9.8	Безпосередня оцінка ефективності колісних машин . . . . .	258
	<b>Перелік літератури . . . . .</b>	<b>262</b>

Научное издание

Гашук Петро Николаевич

***ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ***  
**Идентификация и анализ**

Монография

Редактор и корректор О. С. Фалько  
Технический редактор Л. А. Троянчук

Сдано в набор 20.07.98. Подписано в печать 20.07.98. Формат 60x90/16  
Усл. печ. Л. 17,0. Усл. кр. отт. 17,4. Уч.-изд. л. 19,5. Зак. № 20. Тираж 650 экз.

---

Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет,  
редакционно-издательский отдел,  
310002, Харьков-02, ул. Петровского, 25

---



## **Гашук Петро**

**Г24** Энергопреобразующие системы автомобиля: Идентификация и анализ.– Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998.– 272 с.–220 ил., 7 табл. – Библиогр.: 91 назв.

ISBN 966-7427-21-8

Излагаются принципы и методология идентификации и анализа свойств энергопреобразующих систем автомобиля, которые обеспечивают концептуальную содержательность и формальную адекватность оценки уровня совершенства автомобиля, а также формируют эффективную методологическую, алгоритмическую и информационную базу для синтеза оптимальных свойств транспортных машин. В центре внимания – двигатель внутреннего сгорания, трансмиссия, автомобиль в целом.

Для широкого круга специалистов. Можно использовать в качестве учебного пособия для студентов и аспирантов технических университетов.

Г 2705140200  
98

**ББК 39.33 – 04**  
**УДК 621.43**

## **Гашук Петро**

**Г24** Енергоперетворювальні системи автомобіля: Ідентифікація та аналіз. – Харків: РВВ ХДАДТУ, 1998.– 272 с.– 220 іл., 7 табл.– Бібліогр.:91 назв. – Російською мовою.

ISBN 966-7427-21-8

Викладаються принципи і методологія ідентифікації та аналізу властивостей енергоперетворювальних систем автомобіля, які забезпечують концепційну змістовність й формальну адекватність оцінки рівня досконалості автомобіля, а також формують ефективні методологічні, алгоритмічні та інформаційні засади для синтезу оптимальних властивостей транспортних машин. В центрі уваги – двигун внутрішнього згоряння, трансмісія, автомобіль загалом.

Для загалу фахівців. Можна використати як навчальний посібник для студентів та аспірантів технічних університетів.

Г 2705140200  
98

**ББК 39.33 – 04**  
**УДК 621.43**

