

УДК: 662.7

doi: 10.53816/20753608\_2025\_2\_90

**ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ  
ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ЭНЕРГОЕМКИХ ТОПЛИВАХ  
В УСЛОВИЯХ АРКТИКИ И КРАЙНЕГО СЕВЕРА**

**PROBLEMS OF ENSURING RELIABLE OPERATION OF TRANSPORT ENGINES  
USING ENERGY-INTENSIVE FUELS IN THE ARCTIC AND THE FAR NORTH**

*Чл.-корр. РАРАН Л.С. Яновский, А.И. Гулиенко, В.В. Разносчиков,  
И.С. Аверьков, А.М. Стольников*

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова*

*L.S. Yanovsky, A.I. Gulienko, V.V. Raznoschikov, I.S. Averkov, A.M. Stolnikov*

Исследовано влияния свойств высоковязких топлив на характеристики агрегатов топливной системы в авиационных двигателях. Показано, что основной проблемой при эксплуатации системы является обеспечение работоспособности при низких температурах. Определена структура топливной системы, которая строится как двухтопливная, и запуск двигателя производится на маловязком топливе.

**Ключевые слова:** топливная система, двухтопливная система, вязкость топлива, системы подачи топлив, агрегаты топливной системы.

The influence of the properties of highly viscous fuels on the characteristics of fuel system units in aircraft engines has been investigated. It is shown that the main problem in the operation of the system is to ensure operability at low temperatures. The structure of the fuel system has been determined, which is being built as a dual-fuel system, and the engine is started on low-viscosity fuel.

**Keywords:** fuel system, dual-fuel system, fuel viscosity, fuel supply systems, fuel system units

### **Введение**

В работах [1–4] показаны перспективы применения в авиации, а также в наземной и морской технике энергоемких топлив в виде суспензий (угольной, алюминиевой и др.). Однако широкое внедрение этих топлив может быть реализовано лишь при организации эффективного рабочего процесса в камерах сгорания двигателей, как поршневых, так и газотурбинных, во всей области эксплуатации, создании надежных систем подачи и регулирования, решении токсикологических задач при стендовой отработке двигателей и др.

Высокоэнергетические топлива по своим эксплуатационным свойствам отличаются от применяемых в настоящее время топлив (керосин, дизтопливо и др.) прежде всего величиной вязкости, и это отличие весьма заметно проявляется при низких отрицательных температурах в условиях эксплуатации в районах Арктики и Крайнего Севера, когда суспензия становится неньютоновской жидкостью с аномальной сверхвысокой вязкостью (пластическое состояние). При неньютоновском течении значительно снижается пропускная способность трубопроводов, увеличивается энергопотребление агрегатов и др. Это ставит ряд сложных научно-технических

задач, связанных с обеспечением функционирования агрегатов в широком диапазоне температур с примерно теми же энергозатратами, что и на штатных топливах. Решение этой проблемы путем увеличения диаметра трубопроводов, снижения частоты вращения насосов и их переразмеривания в транспортных двигателях неприемлемо, так как приведет к существенному увеличению их массы.

Проведенный комплекс расчетно-экспериментальных исследований показал, что использование принципа двухтопливной организации рабочего процесса в камерах сгорания позволяет создать эффективные системы подачи и регулирования высоковязких топлив [3, 4]. При таком подходе запуск поршневого (ПД) или газотурбинного двигателя (ГТД) проводится на маловязком топливе (керосине), а на основном режиме осуществляется переход на высоковязкое, например суспензионное, топливо. При останове производится обратный переход на керосин. Двухтопливность при организации подачи высоковязких топлив позволит избежать таких нежелательных операций, как предпусковой разогрев агрегатов и трубопроводных коммуникаций системы. При этом величина вязкости основного топлива уменьшается до приемлемых значений 40–60 сСт, что обеспечит бесперебойную подачу и распыливание топлива в камерах сгорания с существенно меньшим выбросом несгоревшего топлива или твердого наполнителя суспензии в атмосферу.

Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований и даются рекомендации по рациональным схемным решениям применительно к поршневым и газотурбинным двигателям, эксплуатируемым в условиях Арктики и Крайнего Севера. Излагаются методические вопросы проведения экспериментальных исследований систем на высоковязких топливах.

### **Особенности теплофизических характеристик высоковязких топлив**

Потребности увеличения радиуса действия или полезной нагрузки летательных аппаратов (ЛА), а также наземной и морской техники с ПД или ГТД приводят к необходимости перехода на энергоемкие топлива, которые, как факт, оказываются высоковязкими. Это, в первую очередь,

суспензионные топлива (суспензии), основными компонентами которых являются штатные углеводородные топлива, например керосин, дизтопливо, и дисперсная фаза, например порошок углерода или металла. Для улучшения седиментационной стабильности таких суспензий добавляют специальные присадки. Подобные рецептуры позволяют значительно увеличить массовую и объемную теплотворную способность суспензий по сравнению с обычными топливами. Однако их использование связано с определенными трудностями, обусловленными спецификой теплофизических (вязко-пластических) свойств.

Прежде всего, к таким свойствам следует отнести повышенную и аномальную вязкости при низких отрицательных температурах [5, 6]. Этот факт заставляет рассматривать суспензии как не-newтоновские жидкости, которые к тому же имеют малую текучесть, оптически непрозрачны, обладают практически мгновенной тиксотропией [7], и поэтому их обычно называют суспензионными тиксотропными горючими (СТГ).

К другому важному свойству СТГ следует отнести седиментационную нестабильность (неустойчивость) ее состава в поле внешних сил, т.е. неравномерность и нестабильность ее плотности во времени и пространстве (по объему, длине и диаметру). Возможность расслоения суспензии на жидкую и дисперсную фазы будет во многом определять работоспособность агрегатов топливной аппаратуры. Отложения твердой фазы приведут к засорению трубопроводов, отказам отдельных элементов и агрегатов топливной аппаратуры, а также к появлению опасной неравномерности температурного поля при сгорании. Обеспечение седиментационной стабильности достигается введением специальных присадок, однако оценка их эффективности требует исследований с воспроизведением реальных условий эксплуатации, в частности виброн нагружений с параметрами, характерными для работающих двигательных установок (ДУ).

Отмеченные особенности вязкопластических свойств рассмотрим на примере угольной суспензии СТГ-С, основой которой является топливо Т-6 (36 %), с содержанием дисперсной фазы (технического графита ТГ-10) — 61 % и диспергатора 3 %; дисперсность частиц ТГ-10 — до 10 мкм (табл. 1). Топливо Т-6 имеет аномальную вязкость в

**Вязкопластические свойства топлива Т-6 и СТГ-С**

Показатель	Размерность	Т-6	СТГ-С
Плотность при 293 К	кг/м <sup>3</sup>	841,1	1170
Кинематическая вязкость при 293К	сСт	4,17	90,4
Скорость звука	м/с	1325	1210
Удельная теплоемкость	кДж/кг/К	1,95	1,45

интервале температур 213...263 К при давлении 0,1МПа [8, 9]. Введение дисперсной фазы (> 60 %) приводит к появлению эффекта аномальной вязкости уже при температуре 293 К.

На рис. 1 приведены графики зависимости вязкости  $\eta$  от напряжения сдвига  $\tau_w$  для Т-6 и СТГ. Видно, что с увеличением механической нагрузки значения коэффициента  $\eta$  уменьшаются, что говорит о разрушении псевдопластичной структуры топлива и переходе к ньютоновскому течению. Область ньютоновского течения жидкости на рис. 1 находится справа от знака «•». При одной и той же температуре величина вязкости для суспензии выше, чем для топлива.

#### Анализ влияния вязкости топлив на характеристики агрегатов

Как показано в работах [5–7], нефтяные топлива и суспензии на их основе при определенных температурах становятся неньютонов-

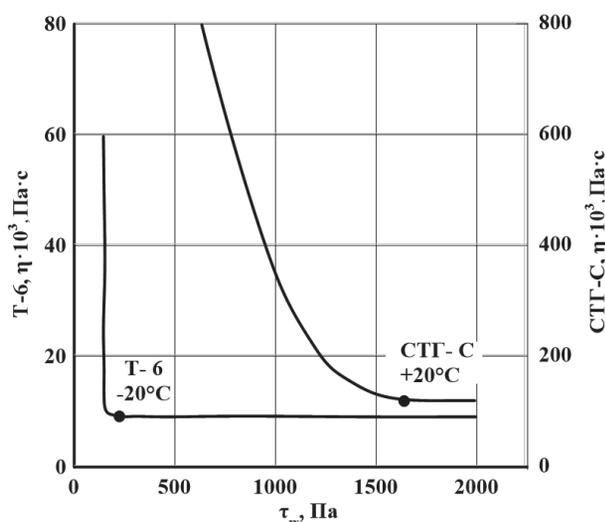


Рис. 1. Зависимости вязкости топлив от напряжения сдвига

скими жидкостями и характеризуются существенной зависимостью вязкости от напряжения сдвига. В связи с этим их использование связано с определенными трудностями, т.к. реологические свойства указанных топлив могут привести к заклиниванию золотниковых пар и перепускных клапанов, значительному снижению пропускной способности фильтров, уменьшению коэффициента полезного действия качающих узлов и др.

В отечественных и зарубежных работах, посвященных исследованию влияния вязкости на характеристики агрегатов систем топливопитания, много внимания уделяется определению коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda$  и массово-энергетических характеристик насосов при переходе с керосина на высоковязкие топлива. При этом устанавливаются условия соответствия течения вязкого неньютоновского топлива модели идеального течения, чтобы проводить расчеты гидравлических потерь по формулам для ньютоновских жидкостей [6–8].

В работах последних лет отмечается интенсивное накопление фактов, относящихся к исследованию влияния механических воздействий на реологические свойства суспензий [6], когда наблюдается уменьшение эффективной вязкости, а следовательно, и уменьшение коэффициента гидравлического сопротивления.

Вязкостные и реологические свойства обычно характеризуются реологическими кривыми течения, которые устанавливают зависимость между градиентом скорости течения (скоростью деформации  $\dot{\gamma}_w$ ) и величиной внешних воздействий (напряжением деформации  $\tau_w$ ). При этом для ньютоновской жидкости (рис. 2) скорость деформации пропорциональна напряжению деформации (напряжению сдвига).

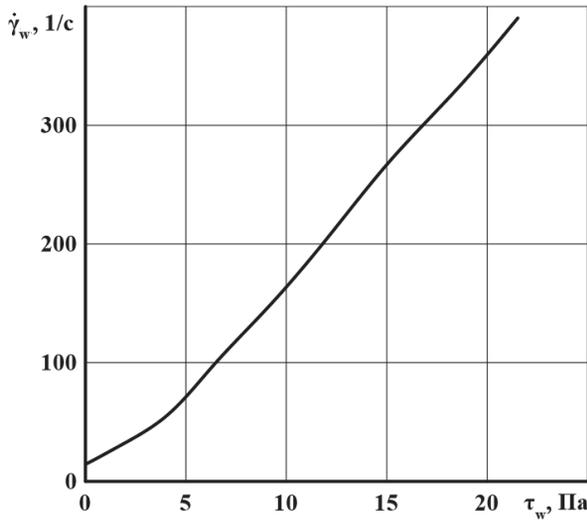


Рис. 2. Экспериментальная кривая течения топлива T-6

Обработка экспериментальных данных показывает, что для труб круглого сечения реологические кривые течения наиболее достоверно описываются моделью Шульмана [6, 8] с эмпирическими коэффициентами  $n$  и  $m$ :

$$(\tau_w)^{1/n} = (\tau_0)^{1/n} + (\eta \cdot \gamma_w)^{1/m}, \quad (1)$$

где  $\tau_0$  — предел текучести;  $\gamma_w = 2 \cdot U_{cp} / R_r$ ;  $R_r$  — гидравлический радиус трубы [9];  $U_{cp}$  — средняя скорость течения жидкости.

Определение касательных напряжений для ньютоновской жидкости в круглых трубах обычно производится по формуле Дарси — Вейсбаха [10]:

$$\tau_w = \lambda \cdot \rho \cdot U_{cp}^2 / 8, \quad (2)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического сопротивления;  $\rho$  — плотность.

Подставляя выражение (1) в (2), с учетом того, что для обычных топлив предел текучести  $\tau_0$  обычно равен нулю, и вводя обозначение  $i = n/m$ , получим выражение для коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\lambda = \frac{8 \cdot 2^i \cdot \eta^i}{\rho \cdot U_{cp}^{2-i} \cdot R_r} = \frac{8}{Re^*}, \quad (3)$$

где

$$Re^* = \frac{\rho \cdot U_{cp}^{2-i} \cdot R_r}{2^i \cdot \eta^i}.$$

Выражение (3) позволяет при наличии экспериментальных кривых течения высоковязких топлив рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления и местные потери в трубопроводе. Для этого прежде всего необходимо по реальной кривой течения для конкретной температуры определить параметр  $i$ , например путем логарифмирования уравнения:

$$i = \frac{n}{m} = \frac{\ln(\tau_w)}{\ln(\eta \cdot \gamma_w)}.$$

При увеличении напряжения сдвига значение параметра  $i$  стремится к единице, что свидетельствует о постепенном разрушении реологической структуры, т.е. при  $i = 1$  топливо приобретает свойства ньютоновской жидкости. С уменьшением величины  $i$  уменьшается величина  $Re$ , увеличивается величина  $\lambda$  и, соответственно, растут потери давления.

Экспериментальные и расчетные данные показывают, что при характерных для транспортных двигателей расходах топлива переход на суспензию сопровождается увеличением потерь давления на трение в трубопроводах в 3–5 раз и более, что приводит к увеличению в том же соотношении и величины потребной мощности насоса для прокачки суспензии.

Экспериментальные исследования характеристик центробежных насосов ГТД на высоковязких топливах показывают, что величина напора  $P_n$  и пропускная способность снижаются на 10–20 % (уменьшается величина расхода  $Q_n$ ) (рис. 3) [11].

Увеличивается также потребляемая мощность в подшипниках опор насоса, так как момент трения в шарикоподшипниках определяется как сумма момента  $M_0$ , возникающего от гидродинамических потерь в смазке и зависящего от типа подшипника и вязкости смазки, и момента  $M_1$ , зависящего от нагрузки на подшипник, деформации и проскальзывания в площадке контакта тел качения [13]:

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot D_o^3;$$

$$v \cdot n \geq 2000, \text{ (Н} \cdot \text{мм)};$$

$$M_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot p_{экр} \cdot D_o,$$

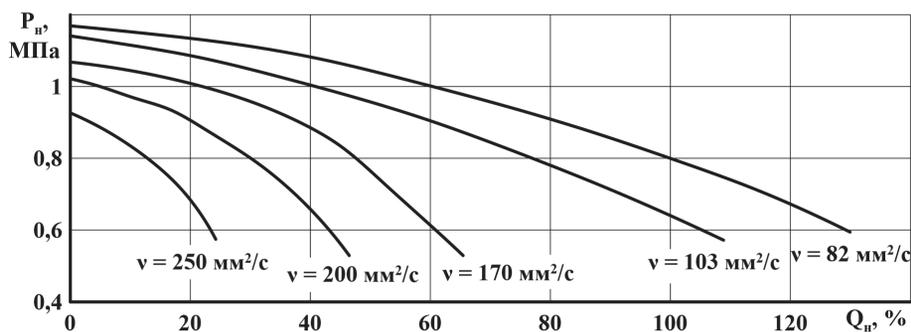


Рис. 3. Расходные характеристики насоса на вязком топливе

где  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости,  $\text{мм}^2/\text{с}$ ;

$n$  — частота вращения,  $1/\text{мин}$ ;

$f_0$  и  $f_1$  — коэффициенты, зависящие от типа подшипника,  $f_1 = 0,0009 \cdot (P_{\text{эвб}}/4500)^{0,55}$ ;

$D_o$  — средний диаметр,  $\text{мм}$ ;

$g_1$  — коэффициент, зависящий от соотношения радиальной  $R_r$  и осевой  $R_o$  нагрузок, воспринимаемых подшипником.

Для примера рассчитаем величину потери мощности на трение

$$N_{\text{П}} = (M_0 + M_1) \cdot \frac{m}{9550}$$

ротора насоса на двух опорах с подшипниками диаметрами 25 и 31 мм на режиме работы 80000 об/мин. При величине вязкости 10 сСт величина мощности равна:

$$N_{\text{П}} = \frac{80,000}{9550} \cdot \left[ 10^{-4} \cdot (10 \cdot 80000)^{2/3} \cdot (25^3 + 31^3) + 0,9 \cdot (5,64 / 3550)^{0,55} \cdot 5,13 \cdot 25 + \right. \\ \left. + 0,9 \cdot \left( \frac{253}{4500} \right)^{0,55} \cdot 230,7 \cdot 31 \right] = 0,338 \text{ кВт.}$$

В тех же условиях работы при величине вязкости рабочей среды 2100 сСт величина потери мощности на трение в подшипниках равна 11,589 кВт, т.е. увеличивается в 34 раза.

Таким образом, для транспортных двигателей, в том числе и ГТД, необходимо обеспечивать ньютоновский режим течения при подаче суспензий.

#### Модельные системы подачи высоковязких топлив

Для проведения экспериментальных работ по прокачиваемости суспензионных топлив был использован стенд, позволяющий испытывать агрегаты подачи и регулирования высоковязких топлив. Основой стенда является автономный бак цилиндрической формы диаметром 700 мм емкостью 40 л (рис. 4). Исследования проведены на:

– суспензии с «мягким» наполнителем в виде углеродных частиц, не обладающих абразивными свойствами (угольная суспензия СТГ-С);

– суспензии с «твердым» наполнителем (алюминиевая суспензия СТГ-А), для исследования влияния твердых частиц на работоспособность агрегатов.

Испытания проведены по «замкнутой» схеме со сливом топлива обратно в бак через один штуцер, при этом топливо сливается «под зеркало».

При испытаниях регистрировались следующие параметры:

– давление  $P_1, P_2$  за насосами;

– температура топлива (температура трубопровода за центробежным насосом) —  $T_t$ ;

– ток электродвигателя привода насоса —  $I_{\text{дв}}$ .

На топливе СТГ-А были проведены ресурсные испытания, при этом время непрерывной работы при испытаниях варьировалось от 2 до 3 часов. Общая наработка системы — 17 часов. Топливо в процессе каждого цикла работы нагревалось от начальной температуры 10–15 °С до 30–35 °С за 2 часа. Величина расхода СТГ-А составляла 0,17–0,2 кг/с при давлении перед дроссельной шайбой 3,3–3,0 кг/см<sup>2</sup>.

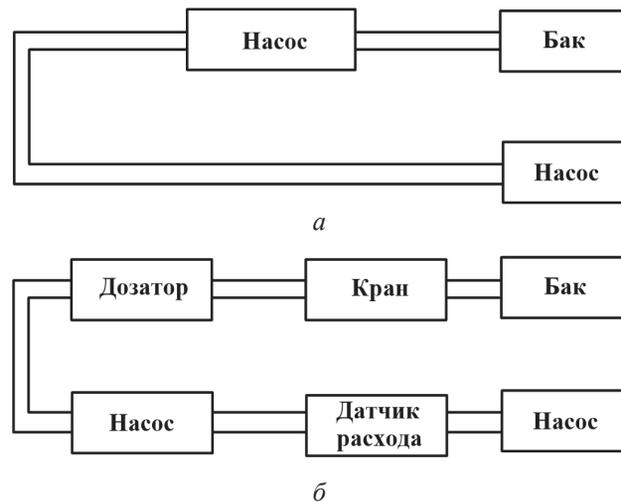


Рис. 4. Схемы и состав агрегатов при испытаниях на суспензиях:  
а — на СТГ-А; б — на СТГ-С

В табл. 2 приведены величины параметров при работе на керосине и СТГ-А.

Из табл. 2 видно, что при переходе на СТГ-А увеличились величины давления за насосами и увеличилось энергопотребление. Рост давления происходил как за счет увеличения напора насоса из-за большей плотности СТГ-А, так и за счет увеличения потерь давления в трубопроводах. По мере роста температуры топлива величина давления немного увеличилась, а энергопотребление снизилось.

В табл. 3 приведены значения параметров системы на СТГ-А при температуре 34 °С в процессе ресурсной наработки.

В процессе всего цикла наработки насосы функционировали без замечаний и прокачка топлива была устойчивой. После 17 часов наработки испытания были приостановлены для проведения промежуточного осмотра состояния агрегатов.

При испытаниях на угольной суспензии в системе сразу же начались отказы. Насос после 2–3 минут работы не обеспечивал требуемый по программе расход топлива. При запуске системы шестеренный насос работал неустойчиво с бросками по давлению на выходе и с забросами и колебаниями силы тока электропривода.

Следует также отметить факт забивания суспензией измерительных трубок манометров, при

Таблица 2

**Параметры работы керосина и СТГ-А**

$T_{гр}, C$	Керосин			СТГ-А		
	$P_1, кг/см^2$	$P_2, кг/см^2$	$I_{дв}, A$	$P_1, кг/см^2$	$P_2, кг/см^2$	$I_{дв}, A$
16	1,6	2,5	2,5	1,90	3,10	3,8
28	1,6	2,5	2,5	1,94	3,20	3,7
34	1,6	2,5	2,5	1,98	3,25	3,5
37	1,6	2,5	2,5	2,00	3,30	3,5

Таблица 3

**Параметры системы на СТГ-А в процессе ресурсной наработки**

Наработка	2 ч 30 м	2 ч 00 м	2 ч 00 м	3 ч 15 м	2 ч 30 м	2 ч 58 м	2 ч 00 м
$P_1, кг/см^2$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
$P_2, кг/см^2$	3,3	3,0	3,2	3,0	3,0	3,0	3,0
$I_{дв}, A$	3,5	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	3,6

**Наработка агрегатов топливной системы**

Наименование агрегата	Наработка	Замечания
Насос центробежный	60 час	Нет
Насос шестеренный	60 час	Перебой на запуске
Гидромеханический дозатор топлива	10 мин	Не работоспособен
Трубопроводы	60 час	Нет
Турбинный расходомер	5 мин	Не работоспособен
Манометры	нет	Не работоспособен

этом они и после окончания испытания показывали высокое давление — 6 МПа. При переходе на суспензию происходило снижение напора насоса на ~10 %. Сведения о наработке агрегатов системы приведены в табл. 4.

Таким образом, проливки типовых топливорегулирующих агрегатов системы автоматического регулирования и топливопитания на суспензионном топливе показали следующее:

- центробежные и шестеренные насосы обеспечивают подачу топлив;
- невозможно использовать для управления расходом топлива традиционные дозаторы, выполненные по гидромеханической схеме;
- на суспензиях даже при положительных температурах топлива наблюдается ухудшение напорных и мощностных характеристик насосов;
- при измерении давления топлива необходимо устанавливать датчики без дополнительных измерительных трубок;
- измерение расхода топлива необходимо проводить оптическими или емкостными датчиками.

При разработке структуры систем управления и конструкции агрегатов подачи суспензионного топлива необходимо учесть выявленные особенности функционирования агрегатов.

#### **Структура и состав агрегатов системы подачи высоковязких топлив**

Результаты исследований систем подачи и регулирования на суспензиях показали, что при переходе на суспензионное топливо обеспечивается его прокачиваемость центробежными и шестеренными насосами при положительных температурах окружающей среды [10, 12]. Однако при этом увеличиваются потери давления в тракте топливоподачи и повышается энерго-

потребление насосов для реализации требуемых более высоких значений напора. Поэтому в системах подачи не обойтись без подогрева суспензии, но однозначно дать ответ на основной вопрос — до каких температур ее подогревать на отдельных участках топливоподачи от бака до форсунок камеры сгорания, с учетом необходимости сохранения термостабильности — дать нельзя. Это возможно лишь при комплексной оценке массы агрегатов и коммуникаций системы с учетом введения дополнительных агрегатов и теплоносителей. Такие оценки необходимо делать при проектировании конкретных систем с учетом ожидаемых условий эксплуатации и с оценкой возможности ограниченного использования суспензии как хладагента для охлаждения горячих деталей ГТД.

Проведенные авторами исследования по оценке возможности прокачки суспензионных топлив и расчеты требуемых энергозатрат позволили сформулировать следующие принципы построения систем подачи и регулирования высоковязких топлив, структуру и состав потребных агрегатов.

Структура систем подачи и регулирования должна реализовать:

- управление подачей топлива за счет изменения частоты вращения качающих узлов (насосов) автономным приводом (газовой турбиной, электродвигателем и др.);
- двухтопливность системы, т.е. когда запуск, останов, выход на режим и кратковременная работа производится на обычном топливе (керосине), а для длительной работы на режиме производится переключение на суспензию;
- предварительный разогрев трубопроводов и агрегатов подачи суспензии до температур, обеспечивающих величину вязкости 40–60 сСт, и поддержание этой температуры во всех условиях эксплуатации;

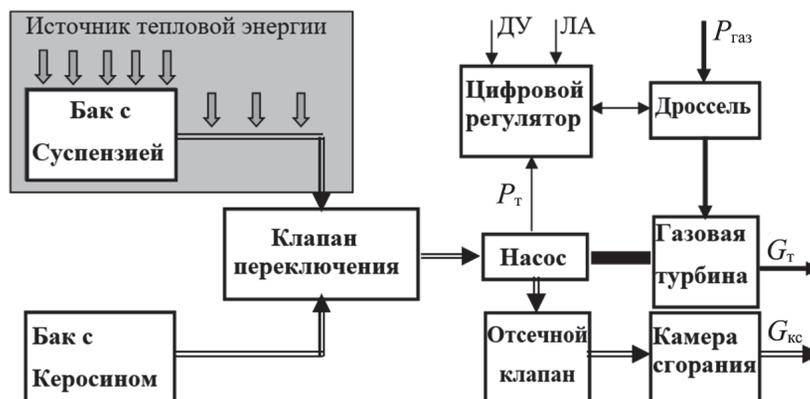


Рис. 5. Принципиальная схема двухтопливной системы подачи

– ограничение верхних пределов температуры топлива из условий обеспечения его термостабильности.

Агрегаты для работы на высоковязких топливах должны выбираться исходя из двух основных требований:

- минимум управляющих и дросселирующих элементов в потоке;
- отсутствие в потоке прецизионных паржиклеров, застойных зон и т.п.

Построение систем и агрегатов по этой методологии обеспечивает:

- подачу высоковязких топлив при низких отрицательных температурах окружающей среды;
- требуемый распыл в камерах сгорания во всех условиях эксплуатации;
- улучшение экологических характеристик за счет существенного уменьшения выброса твердого наполнителя суспензии при неоптимальных температурах для горения (на режимах запуска).

На рис. 5 приведена схема системы на основе центробежного насоса с приводом от газовой турбины и цифрового регулятора. Регулятор по сигналам от датчика давления топлива  $P_T$ , сигналам от двигательной установки (ДУ) летательного аппарата и транспортного средства определяет потребный для двигателя расход топлива и значение частоты вращения турбины, которые реализуются путем изменения дросселем расхода газа  $G_T$ .

В состав необходимых для работы регулятора параметров должны быть включены измеряемые температуры топлива по тракту подачи. Система должна создаваться интегральной и выполнять функции регулирования и управления

процессом разогрева суспензии, поддержания требуемой его температуры и выполнения других технологических операций.

Для построения двухтопливной системы подачи суспензий могут быть использованы прогрессивные технические решения по агрегатам эксплуатируемых двухтопливных систем [7, 8, 11]. Прототипами таких изделий могут быть устройства автоматики газотурбинных двигателей, работающих на природном газе и широко применяемых в качестве силового привода нагнетателей газоперекачивающих узлов.

Разогрев суспензии на работающем двигателе потребует времени и энергозатрат. Поэтому логично реализовать уже апробированный двухтопливный принцип работы ГТД на керосине и газообразных топливах. Использование двухтопливного принципа функционирования ГТД на топливах СТГ+керосин обеспечивает сжигание СТГ в камере сгорания при оптимальных температурах на всех режимах с соответствующими экологическими и энергетическими преимуществами. Без проблем решается вопрос запуска, т.к. он будет проводиться на керосине. Проведенный анализ и экспериментальные работы по оценке работоспособности агрегатов на высоковязком (суспензионном) топливе показывают, что принципиальных трудностей для создания систем подачи и регулирования нет, и необходимо проводить научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы для конкретных изделий.

## Выводы

Проведенные экспериментальные исследования различных систем топливоподачи в двигателях

транспортных средств на энергоемких топливах (суспензиях), эксплуатируемых в условиях Арктики и Крайнего Севера, показали следующее.

1. Центробежные и шестеренные насосы обеспечивают прокачку таких топлив.

Для управления расходом топлива невозможно использование транспортных гидромеханических дозаторов, а при прокачке высоковязких топлив даже при их положительной температуре наблюдается ухудшение напорных и мощностных характеристик насосов.

2. Системы подачи и регулирования высоковязких топлив должны быть двухтопливными на основе центробежных насосов с приводом переменной частоты вращения и системы разогрева суспензии до приемлемых величин вязкости. При этом:

– в потоке высоковязкого топлива отсутствуют регулирующие органы, и тракт подачи состоит из проточной части насоса, трубопроводов и клапанов;

– запуск двигателя производится на маловязком топливе (керосине) с последующим переключением на высоковязкое топливо, а перед остановом осуществляется обратный переход на керосин;

– регулирование расхода топлива производится изменением частоты вращения центробежного насоса от автономного привода;

– при работе двигателя на керосине осуществляется электроподогрев или нагрев промежуточным теплоносителем агрегатов и коммуникаций подачи суспензии до температуры, при которой обеспечиваются приемлемые значения ее вязкости.

#### Список источников

1. Яновский Л.С., Дубовкин Н.Ф., Галимов Ф.М и др. Инженерные основы авиационной химмотологии. Казань: Изд-во Казанского университета, 2005. 714 с.

2. Разносчиков В.В., Яновская М.Л. Оценка эффективности применения синтетических жидких топлив на транспортных самолетах // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 5. С. 16–19.

3. Алтунин К.В. Разработка методики расчета температуры внутренней стенки мультитопливной форсунки с учетом плотности теплового потока // Инженерный журнал: наука и инновации. 2022. № 12 (132) С. 325–334.

4. Merts M., Verhelst S. Literature review on dual-fuel combustion modelling. 2019. 13 p.

5. Петрухина Н.Н., Максимов А.Л. Физико-химические и эксплуатационные свойства нафто-ароматических реактивных и дизельных топлив, получаемых гидрогенизационной переработкой высокоароматических фракций (обзор) // Нефтехимия/ 2018. Том 58. № 3. С. 241–270.

6. Maleki A et al. Numerical study on the effect of viscosity on a multistage pump running in reverse mode // Renewable Energy. 2020. Vol. 150. P. 234–254.

7. Зверева Э.Р., Мингалеева Г.Р., Валиуллин Б.Р. и др. Исследование реологических свойств композиционных суспензионных топлив // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2023. № 1. С. 143–147.

8. Мустафаева Г.Р. Реологические модели, присущие течению неньютоновских нефтей // Транспорт и хранение нефтепродуктов. 2018. № 4. С. 40–42.

9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

10. Николаев А.К., Зарипова Н.А. Обоснование аналитических зависимостей для гидравлического расчета транспорта высоковязких нефтей // Записки Горного института. 2021. Т. 252. С. 885–895.

11. Абдинов Э.Т., Гурбанов Р.С. Обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления // Инженерно-физический журнал. 1979. Т. 36. № 1. С. 20–25.

12. Kuznetsov G.V., Romanov D.S., Verzhinina K.Yu. et al. Rheological characteristics and stability of fuel slurries based on coal processing waste, biomass and used oil // Fuel. 2021;302:121203.

13. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения. Справочник. М.: Машиностроение, 1992. 608 с.